轮机工程手册



人民交通出版社

轮机工程手册

中　册

《轮机工程手册》编委会

人民交通出版社

（京）新登字091号

内容提要

本手册分上、中、下三册，主要内容如下。

上册——绪论；第1卷轮机工程基础：理论基础、技术基础、管理基础；第2卷燃料、润滑油、涂料及水：石油的基本知识、燃料、船用润滑剂、涂料、船舶水处理；第3卷金属与非金属材料：金属材料、非金属材料。

中册——第4卷船舶动力机械：船舶柴油机、船舶锅炉、船舶汽轮机及其装置、船舶燃气轮机装置、核动力、船舶联合动力装置；第5卷船舶辅助机械：船用泵、空气压送机械、船用换热器、海水淡化装置、船舶制冷装置、碟式分离机、液压传动、操舵装置、锚机和绞缆机、船舶起重设备、船舶减摇和侧推装置。

下册——第6卷船舶动力装置：船舶柴油机动力装置与系统、轴系与传动设备、船舶机械与设备的振动噪声控制；第7卷船舶系统：通用附件、供水系统、船舶压载、油污水和舱底水系统、船舶生活污水和垃圾处理系统、船舶通风、空气调节和加热系统、船舶消防系统、油船专用系统、散装运输危险化学品和液化气体船舶的专用系统；第8卷船舶电气：船舶电气元件、计算机基础、船舶电气系统、船舶电工材料、船舶电气检验与安全；第9卷机舱自动化：机舱自动化概论和规范、自动化仪表及控制器件、机舱自动控制系统、柴油机遥控操纵系统、集中监视系统。

轮机工程手册

Lunji Gongcheng Shouce

中　册

《轮机工程手册》编委会

人民交通出版社出版发行

（100013 北京和平里东街10号）

各地新华书店经销

北京管庄印刷厂印刷

开本：787×1092 1/16　印张：152.5　插页：3 字数：3904千

1993年5月　第1版

1993年5月　第1版　第1次印刷

印数：00001　3700册　定价（上、中、下三册）：250.00元　中册　定价：170.00元

ISBN7－114－00361－7

U·00289

目　录

第 4 卷

船舶动力机械

主　　编　钱耀鹏
副 主 编　高孝洪
主　　审　李渤仲　朱国伟　范洵如　张葆华　徐以介
执　　笔　马兴田　王子义　朱隆新　李长汉　邢宗浩　阮锦江　陈义亮
　　　　　陈世明　陈民扬　吴宗晁　吴奕亮　孟庆明　杜荣铭　张　俊
　　　　　罗　云　查其凯　钱天祉　钱耀鹏　高孝洪　阎永键　舒远发
　　　　　葛鸿钧　满一新　施兴之　韩　魁　崔可润　童舜坤　龚三省
　　　　　滕毓富
审　　稿　陈震霖　陆瑞松　郑克钊　俞懋旦　苏文豪　钱宇清　唐开元
　　　　　唐克璋
特约编辑　钱耀鹏
责任编辑　陈民扬

第1篇　船舶柴油机

第1章　概　　论

1　内燃机的分类、定义和用途

内燃机是将燃料引入气缸内燃烧，借助燃气膨胀做出机械功的热力发动机（简称热机）。广义说来，内燃机包括活塞式内燃机、燃气轮机和喷气推进机，而内燃机这一名词，习惯上专指活塞式内燃机。内燃机的类型很多，对于船舶内燃机来说，按所用燃料分有汽油机、煤气机、柴油机以及双燃料机和多种燃料机；按燃料燃烧的方式分有压燃式内燃机和点燃式内燃机；按完成一个工作循环所需的活塞行程（俗称冲程）数分有四冲程内燃机和二冲程内燃机；按进气方式分有非增压内燃机和增压内燃机等。

1.1　压燃式和点燃式内燃机

1.1.1　压燃式内燃机

压燃式内燃机是以自行发火方式使燃料燃烧的。所谓自行发火，就是燃料空气混合气被加热到高温而发生自燃。实际上自行发火是通过压缩实现的。压缩使空气的温度升高到燃料自燃温度以上。

由于压燃式内燃机多用柴油做为燃料，故常称为柴油机。柴油机的应用十分广泛，它涉足于国民经济中需要动力的各个领域里。

1.1.2　点燃式内燃机

点燃式内燃机是以外源点火的方式使燃料与空气混合气燃烧的。所谓外源点火，是使燃烧室的某一特定地点的温度迅速升高，而把该点附近的燃料和空气混合气点燃。外源点火常用电火花方式来实现，常称火花点火。

点燃式内燃机从进气开始到压缩过程以及燃烧过程中都存在着可燃混合气，因此有可能出现提前着火或者部分混合气在正常燃烧中出现自燃。为了避免由此而产生爆燃的危险，必须采用低压缩比和使用自燃点高的燃料(如汽油、煤气等)，属于这种内燃机的有汽油机和煤气机等。

1.1.3　柴油机与汽油机的比较

在柴油机内燃油借助喷油器被喷射入气缸的空气中，其功率由喷油量调节。在汽油机内必须使汽油与空气作均匀的混合，通过改变进入气缸的混合气来调节功率。在柴油机内，柴油与空气不可能混合均匀，因此每升活塞排量的功率小于汽油机。

柴油机的气缸压力高，重量大，工作较粗暴，造价也比汽油机高。但是，柴油机的指示效率高，一般可比汽油机节省燃料20%～30%，加上柴油的价格比汽油便宜得多，故营运成本低。此外，柴油的防火性能比汽油好，因而除在航空和部分汽车运输中多用汽油机作动力

外，在国民经济需用动力的生产部门，几乎全都以柴油机做为动力。

1.2 四冲程和二冲程内燃机

内燃机工作时，必须依次经过进气、压缩、燃烧和膨胀、排气各过程，才能完成一个工作循环。这四个过程可以在活塞的四个行程内完成，也可以在活塞的两个行程内完成，前者称为四冲程内燃机，后者称为二冲程内燃机。

1.2.1 四冲程内燃机

图 4.1.1-1 所示为四冲程内燃机的工作顺序。

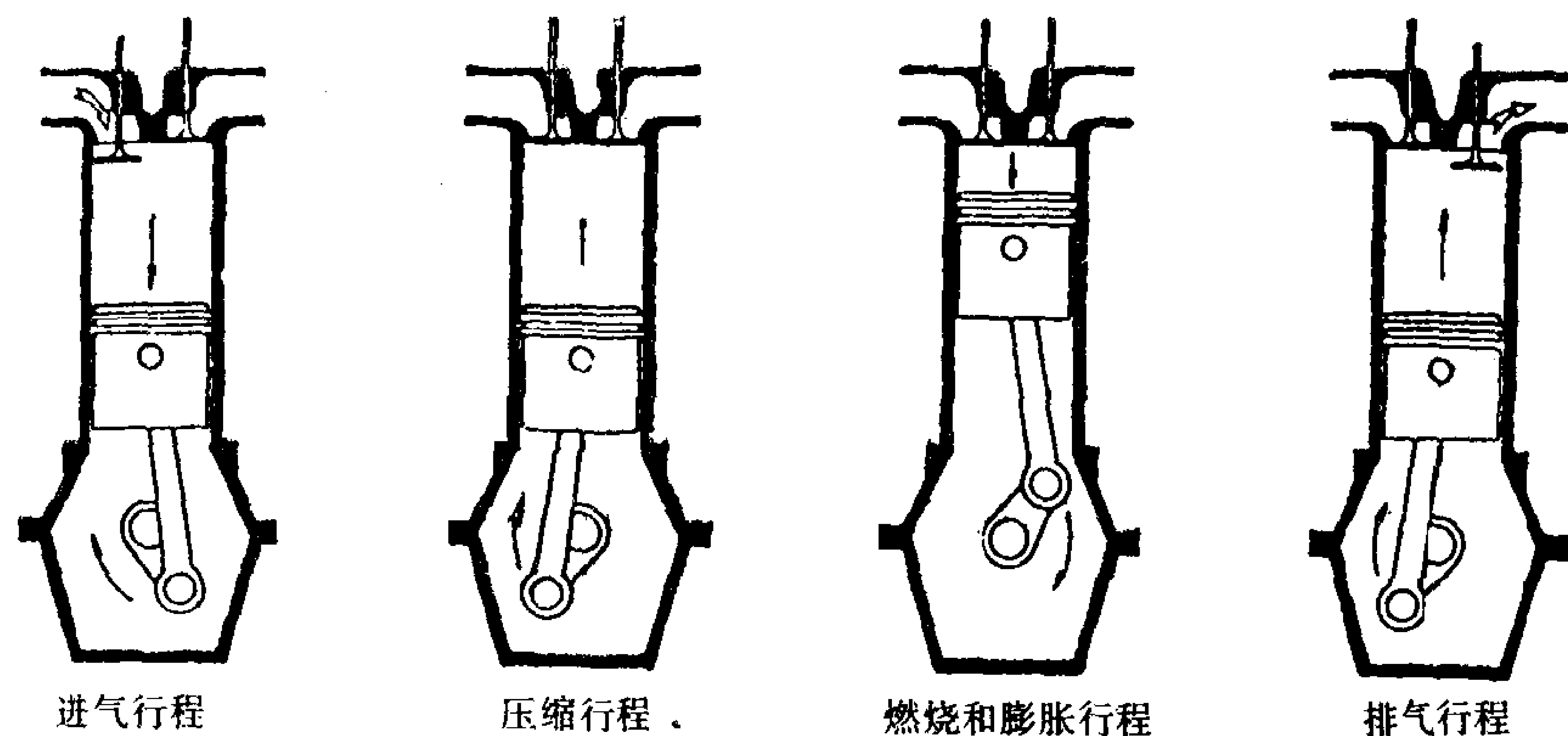


图 4.1.1-1 四冲程内燃机的工作顺序

1）进气行程　活塞从上止点下行至下止点为进气行程，此时，排气阀关闭，随着活塞下行气缸内形成低压，空气或空气与燃料的混合气经进气阀吸入气缸中。

2）压缩行程　进排气阀关闭，活塞从下止点上行至上止点，气缸内的空气被压缩，使空气温度达到燃料的自燃温度以上。在汽油机中，压缩的是燃料和空气的混合气。

3）燃烧和膨胀行程（作功行程）　当活塞到达上止点前，压燃式内燃机的燃料通过喷油器以雾化状态喷射到气缸内，与高温空气接触而自行着火燃烧，燃烧产生的高温高压气体（作为工质）膨胀，推动活塞向下作功。而点燃式内燃机，则由电火花将燃料和空气混合气点燃。

4）排气行程　当活塞接近下止点前的某一时刻，排气阀开启，废气逸出，气缸内压力随之下降，在活塞上行时将废气排出气缸外。

这样，就完成了一个工作循环，之后又重复上述过程，使内燃机连续不断地运转。

1.2.2 四冲程柴油机正时

进排气阀的启闭分别在上、下止点前后的某一合适的时刻进行，它们的启闭时刻称为正时。将这些时间用曲柄回转的过程图来表示，就称为正时圆图，如图 4.1.1-2 所示。

进排气阀提前开启，是为了减少进、排气开始阶段的流动阻力，而它们的延后关闭，则是为了利用气流的惯性，使废气排除得更干净，新气充入更多。至于进、排气阀在上止点前后叠开，还可实现燃烧室扫气。

然而，排气阀提前开启过早，会由于无效行程而损失有效功，而气阀重叠角过大反而影响进、排气质量，增加柴油机的燃油消耗率，合适的气阀正时和气阀重叠角随机型而异，一般都通过实验方法得出，柴油机气阀正时和气阀重叠角的范围列于表 4.1.1-1。

表 4.1.1-1 **柴油机气阀正时**

名 称	非增压		增压	
	开启	关闭	开启	关闭
进气阀	$\varphi_1=15\sim30°$	$\varphi_2=10\sim30°$	$\varphi_1=40\sim80°$	$\varphi_2=20\sim40°$
排气阀	$\varphi_3=35\sim50°$	$\varphi_4=10\sim30°$	$\varphi_3=40\sim70°$	$\varphi_4=40\sim60°$
重叠角	25～60°		80～140°	

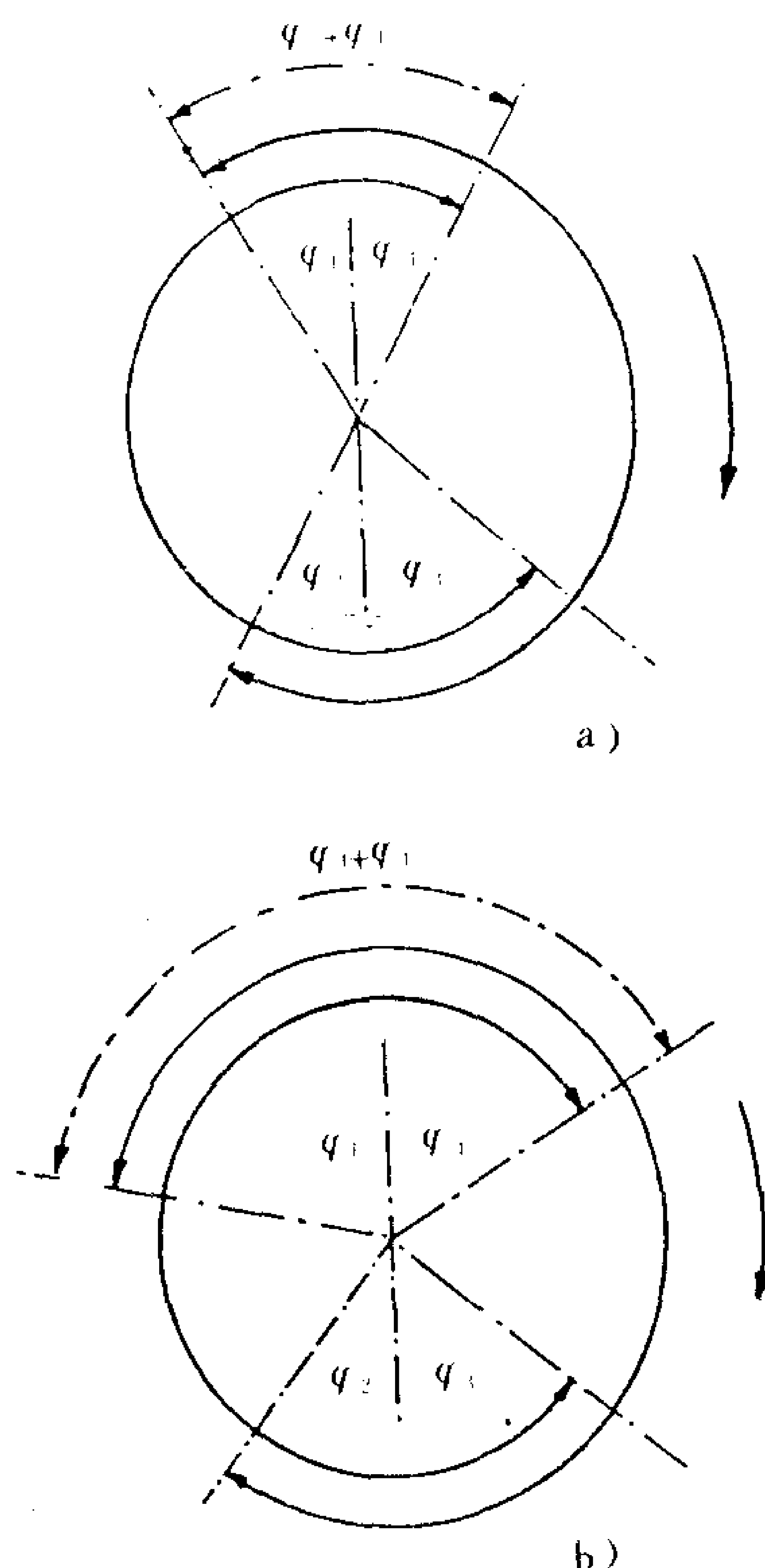


图 4.1.1-2 四冲程柴油机正时圆图

a) 非增压柴油机；b) 增压柴油机

φ_1-进气阀提前开启角；

φ_2-进气阀延后关闭角；

φ_3-排气阀提前开启角；

φ_4-排气阀延后关闭角；

$\varphi_1+\varphi_4$-进、排气阀重叠角

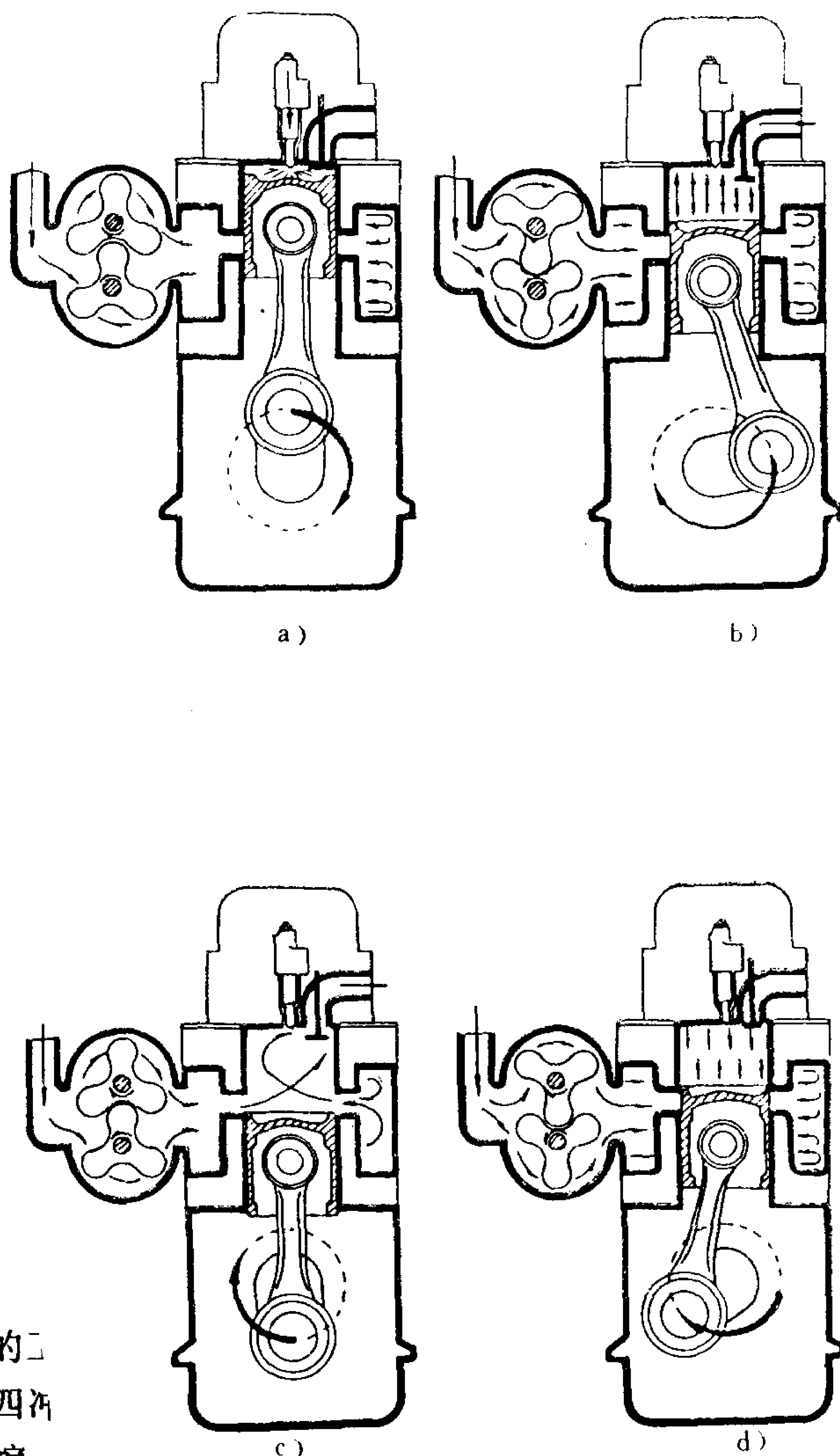


图 4.1.1-3 二冲程内燃机工作顺序

1.2.3 二冲程内燃机

图 4.1.1-3 所示为二冲程内燃机的工作顺序。在热力学上，二冲程循环与四冲程循环并无二致，只不过是进气、压缩、燃烧和膨胀、排气各过程在活塞的两个行程内完成，其排气和进气是在前一循环膨胀行程末和后一循环压缩行程初的一段时间内完成。因为其进、排气的多半过程是同时进行的，并借助进气来驱扫废气，所以二冲程机必须设置扫气泵，通过该泵将空气压力提高到大于排气压力。这种借助进气驱扫废气的过程称为扫气过程，也称为换气过程。

在图 a）中，活塞从上止点下行，燃气膨胀。当活塞下行至排气阀打开时（图 b)），废气靠气缸内外压差逸出。当活塞继续下行将扫气孔打开时（图 c)），扫气空气充入气缸，同时驱扫废气。在图 c）、d）中，活塞从下止点上行，先将扫气口遮蔽，扫气终止，废气（掺有少部分扫气空气）继续排出，当活塞上行至排气阀关闭时，排气终止，压缩过程开始。在活塞上行至上止点前某一位置时，燃料经喷油器喷入气缸。继之，活塞又从上止点下行，按图 a）的过程进行。

1.2.4 四冲程机与二冲程机的比较

二冲程机在活塞的两个行程内完成一个工作循环，在相同气缸工作容积和转速的情况下，理论上说，二冲程机的功率应为四冲程机的两倍。但由于二冲程机的压缩和膨胀行程被进、排气占去了一部分，加上驱动扫气泵要消耗内燃机一部分有效功，故二冲程机的功率仅为四冲程机的 1.6～1.7 倍。此外，二冲程机每两个相邻的作功行程之间的间隔较短，它的运转要比四冲程机均匀，因而船舶大型低速柴油机几乎都是二冲程机。不过，二冲程机的废气清除和新气充入不如四冲程机完善，特别是在较高转速下运转时，扫气效率下降较多，故大功率中速柴油机以及小型高速柴油机，则几乎都是四冲程机。

1.2.5 基本换气型式

二冲程机的基本换气型式有直流换气、横流换气和回流换气三种，如图 4.1.1-4 所示。

1.2.5.1 直流换气

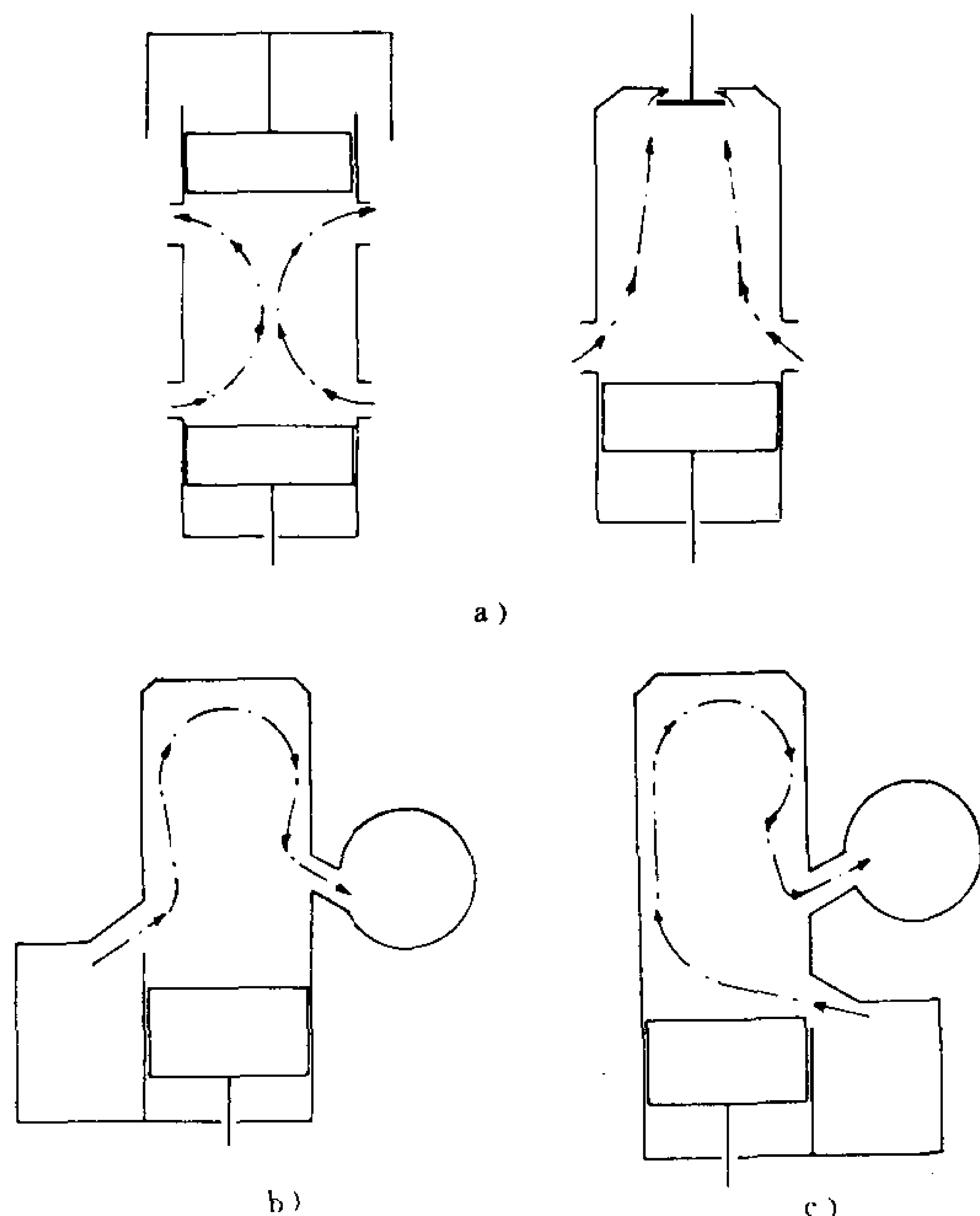


图 4.1.1-4 基本换气型式

a）直流换气；b）横流换气；c）回流换气

直流换气有气口式和气口-气阀式两种（图 a)），大型低速柴油机多用后者(如B & W型低速二冲程机)。在气缸盖上设有排气阀机构(有单阀、双阀、三阀、四阀等)，在气缸套下部四周均布着一圈扫气孔，扫气孔做成具有一定的倾斜角，使空气回旋地进入气缸，在向上运动中形成气垫，从而把新气同废气相隔开。排气阀机构有机械驱动式和液压驱动式两种，现今直流换气式柴油机的排气阀，都从以往的机械驱动式改为液压驱动式，取消了摇臂、支座和顶杆，它拆装方便，维修量少，且气阀只作垂直运动，没有侧压力，故延长了它的工作寿命。

1.2.5.2 横流换气

横流换气如图 b）所示，其气体在气缸内的流动路线是：新气从气缸一侧沿倾斜的扫气口进入气缸，向上流动，然后在气缸上部转向下行，废气经气缸另一侧的排气口排出。这种换气型式因无排气阀机构，具有结构简单，管理方便等优点。但是，一般说来，换气质量较差，且气缸下部两侧受热不同，容易变形。SULZER RD型低速二冲程机就属于这种换气型式。

1.2.5.3 回流换气

回流换气如图 c）所示，其特点是排气孔和扫气孔布置在气缸的同一侧，排气孔位于扫气孔的上方，气孔沿垂直和水平方向均有倾斜角，以控制气流的流动方向。当换气时，新气从向下倾斜的扫气孔进入气缸，流经活塞顶部，弯向上行，在气缸顶转向下行，废气由倾斜的排气孔排出。这种换气型式具有与横流换气相类似的优缺点。MAN KZ 型低速二冲程机属于这种换气型式。

80 年代之前，在大型低速二冲程柴油机中，这三种换气型式都得到广泛采用。70 年代后期，为了提高热效率，柴油机开始长行程化，目前的活塞行程与气缸直径之比已达 3.82：1。在这种情形下，原先的横流换气和回流换气柴油机，很难获得良好的换气质量。现今，控制市场的大型低速柴油机，如B & W - MAN 型、SULZER 型和 UEC 型都采用直流换气型式。

1.3 非增压和增压内燃机

1.3.1 非增压内燃机

新鲜空气未经压缩直接被吸入气缸，或者空气虽经扫气泵或鼓风机压缩后被送入气缸，但其目的只是为了更好地清除废气，这种内燃机称为非增压内燃机。前面图 4.1.1-1 和图4.1.1-3所示都属于这种内燃机。

1.3.2 增压内燃机

通过专用的压气机，对进入内燃机气缸的空气预先给予压缩，使气缸内的空气量显著增加，以便增加喷油量从而提高气缸平均有效压力和功率。这种内燃机叫做增压内燃机。图4.1.1-5所示为增压内燃机原理图，其专用压气机由与之同轴的废气涡轮驱动。

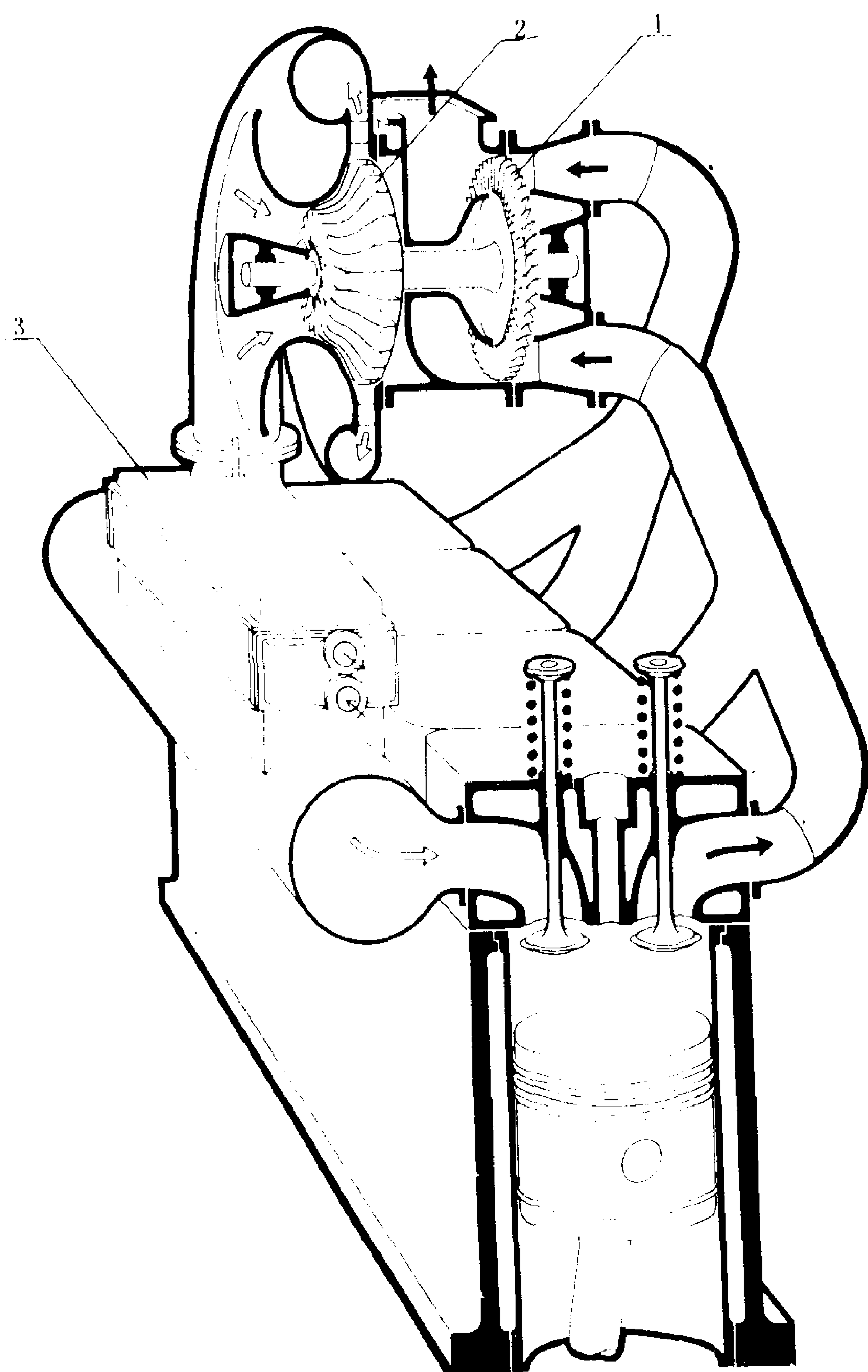


图 4.1.1-5 增压内燃机原理图

1-废气涡轮；2-压气机；3-增压空气冷却器

目前，除了内河船舶以及极少数旧式海船还采用非增压内燃机外，其它船舶都采用增压内燃机。

增压内燃机的增压方式有机械增压、废气涡轮增压、复合增压、气波增压等，现今船舶柴油机多采用废气涡轮增压式。

1.4 直喷式、预燃室式和涡流室式内燃机

为了使压燃式内燃机的燃料燃烧能在很短时间内迅速完成，要求

燃料与空气在极短时间内形成混合气。一方面要借助于燃料的雾化，另一方面要依靠空气的运动，若空气运动强烈，燃料与空气混合均匀所需的空气量可少，反之则多。

根据燃烧过程中燃烧室内的空气运动形式，燃烧室可分为两类：即分隔式燃烧室和统一式燃烧室。前者包括预燃室式燃烧室和涡流室式燃烧室，在这类燃烧室内，燃烧过程本身就能产生强烈的空气运动。而后者常称为直接喷射式燃烧室（简称直喷式），在这种燃烧室内，空气几乎没有运动，或者有较弱的运动。相应于这些燃烧室的内燃机，就分别称为直喷式内燃机、预燃室式内燃机和涡流室式内燃机。

1.4.1 直喷式内燃机

直喷式内燃机的燃烧室是由气缸盖底平面、活塞顶面与气缸壁所构成的一个统一的燃烧室空间（图 4.1.2-31），其形状简单，相对散热面积（燃烧室表面积与燃烧室容积之比）小，传热损失少。因此，经济性好，起动容易，但是，这种内燃机工作时压力升高速度和最高爆发压力高，容易发生粗暴，燃烧室部件的热负荷和机械负荷较高，而且排气中的有害成分氧氮化合物（NO_x）含量多。低速柴油机都是直喷式的，中高速机多数也是直喷式的。

1.4.2 预燃室式内燃机

预燃室式内燃机的燃烧室分隔成主、辅两室，预燃室通常做成球形或椭球形，它布置在气缸盖内（图 4.1.2-36），预燃室和主燃烧室之间由总截面积不大的几个喷孔相连通。这样，当喷入预燃室中的燃料在其中与空气混合，并部分着火燃烧后，在预燃室和主燃烧室之间形成很大的压差。在这个压差作用下，预燃室中尚未燃烧以及尚未完全燃烧的燃料，以很高的速度经喷孔喷向主燃烧室，利用燃烧气流的这个扰动，改善主燃烧室中燃料与空气的混合及燃烧。

这种内燃机对燃油的雾化质量要求不高，喷射设备工作较为可靠，工作平稳，排烟中的 NO_x 含量少。但是，燃烧室散热面积大，内燃机的热效率较低，起动性能较差。预燃室式内燃机的转速较高，多为中、高速内燃机。

1.4.3 涡流室式内燃机

布置在气缸盖内（或机体上）的涡流室一般做成球形或圆柱形，和主燃烧室连接的通道与涡流室相切。这样，在压缩过程中，气缸中的空气被活塞推挤进入涡流室时，能形成有秩序的强烈的涡流运动，从而促使喷入涡流室中的燃料和空气均匀混合(图 4.1.2-35)。这种内燃机的优缺点与预燃室式内燃机相类似。

1.5 筒形活塞式和十字头式内燃机

1.5.1 筒形活塞式内燃机（图 4.1.1-6）

活塞借助活塞销与连杆相连接，其导向作用由活塞裙承担。当内燃机工作时，曲柄连杆机构所产生的侧推力由活塞裙作用在气缸上。因此，活塞裙与气缸之间的间隙较小，磨损较大，且容易擦伤。但是，这种内燃机的结构较简单、紧凑，重量和高度较小，常用作内河船舶的主、辅机以及海船的辅机和部分主机。

1.5.2 十字头式内燃机（图 4.1.1-7）

用十字头把活塞杆与连杆连接起来，活塞的导向作用主要由十字头来承担。当内燃机工作时，十字头上的滑块在导板上滑动，侧推力由滑块作用在导板上。因此，活塞和气缸之间的间隙可以较大，磨损较少，工作寿命长。同时，由于活塞杆作往复直线运动，所以可在气缸下部设置隔板，以防止气缸内的燃气、炭渣、污油等漏入曲轴箱内。但是，这种内燃机的

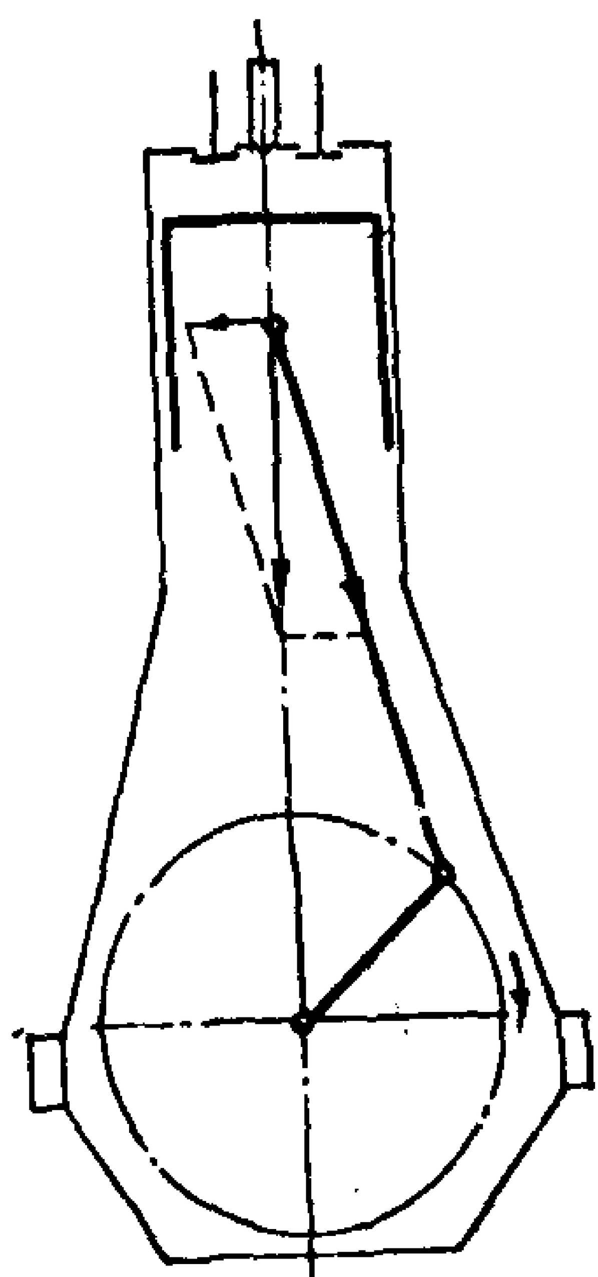


图 4.1.1-6
筒形活塞式内燃机

重量和高度均较大，结构也较复杂，主要用作海船主机。

1.6 低速和中、高速内燃机

内燃机的速度可以用活塞平均速度和曲轴的转速作为指标。在设计制造中，按活塞平均速度分类，它从一个侧面反映内燃机的强载程度，而从使用角度考虑，更有实际意义的则是转速。

若内燃机转速为n(r/min)，活塞的行程为S (m)，则活塞的平均速度为

$$c_m = Sn/30 \quad \text{m/s}$$

按曲轴转速或活塞平均速度的不同，内燃机分为高速、中速和低速三档。关于内燃机转速的划分，当前尚缺乏统一的标准，根据统计资料，船舶内燃机的速度范围大致如下：

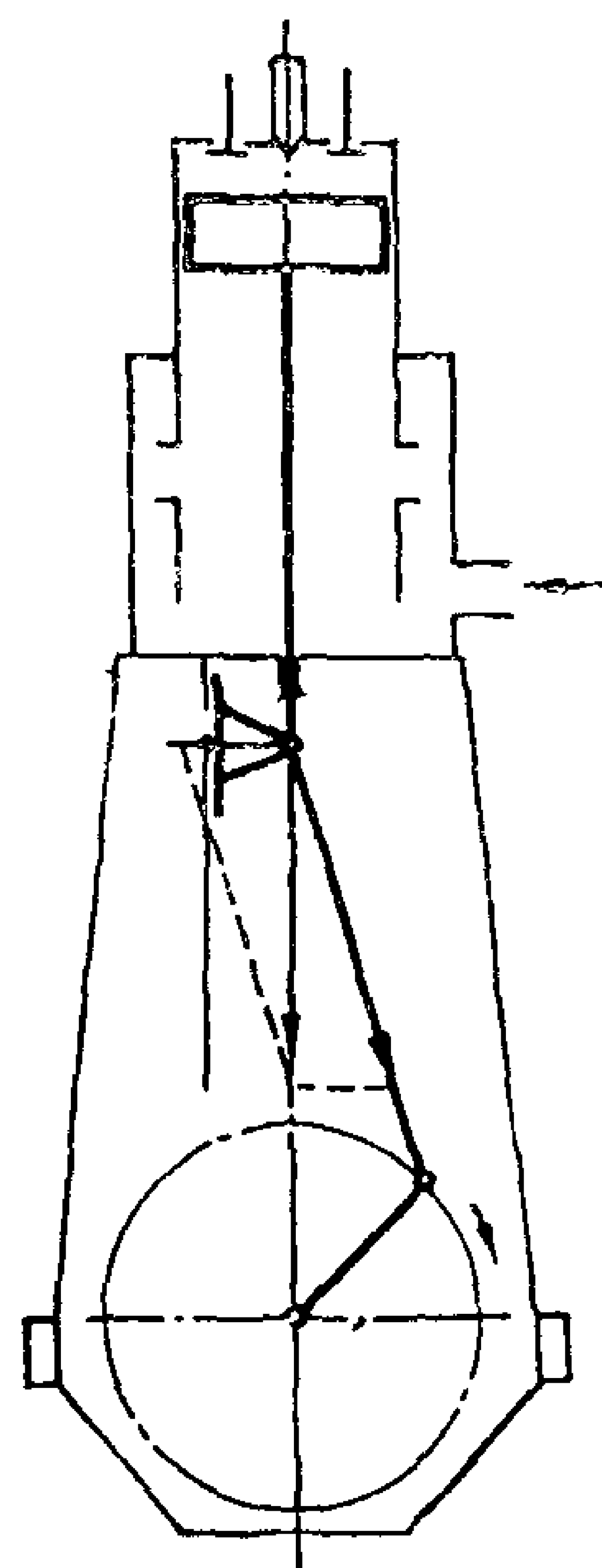


图 4.1.1-7 十字头式内燃机

高速内燃机	$c_m > 9.5$	$n > 1000$
中速内燃机	$c_m = 7 \sim 9.5$	$n = 250 \sim 1000$
低速内燃机	$c_m < 7$	$n < 250$

在船舶中，低速内燃机主要用作海船主机，中速内燃机用作河船主机和部分海船主机，高速内燃机则大部分用作内河船舶、潜艇和快艇等主机。至于现代发电用柴油机的常用转速，通常在 500～1500 r/min范围内。

2 内燃机发展史

2.1 早期发展史

内燃机究竟起源于何时尚不很清楚。16 世纪末，资本主义在欧洲兴起，它带来了创造动力机的迫切要求和物质条件。在当时，可供选择的燃料主要是火药和煤。近代内燃机的第一次尝试正是火药机。

1673～1680 年，荷兰物理学家惠更斯 (C. Haygens) 首先提出了真空活塞式火药内燃机的方案。它是利用火药燃烧后所形成的高温燃气在气缸内冷却后，形成真空而带动活塞做功的。但是，真空的力量毕竟有限，而火药的燃烧难以控制，因而未获成。

这里要提及的是，火药是中国古代的伟大发明，后经阿拉伯传到欧洲。中华民族的祖先在发明火药以后，又相继发明了火箭和大炮，正是这火药、火箭和大炮，为火药机的研制提供了可赖以应用的条件。因为往复活塞式内燃机的原理同一尊大炮很相似。

1690 年惠更斯的朋友，一位法国医生巴本(D. Papin)，在不断试验火药机失败后，毅然放弃了火药机，转而设计了与上述真空原理相同的用水蒸气做工质的活塞式发动机，成为后来蒸汽机的鼻祖。1776 年瓦特最后完成了蒸汽机的发明，从而掀起了影响深远的工业革命。

内燃机沉默了一百多年后，又开始了新的征途。1794 年英国人斯特里特(Robert Street)

提出了一种燃用松节油或柏油的内燃机，在这里，他第一次应用了燃料与空气混合的原理。1799 年法国化学家莱蓬（Lebon）建议用照明煤气做燃料，用电火花点火，但这些创议未付诸实践。

1820 年英国人塞西尔（W. Cecil）发表了关于以氢煤气为燃料的内燃机报告，并在实验室里获得 60 r/min的成绩，内燃机第一次得以实际运转。

1824 年法国工程师卡诺（S. Carnot）集中了前人的诸种观念，系统地提出了内燃机的四要点：①燃料在高压空气内自行着火，压缩比为 15：1；②点火前压缩空气，因为燃料在高压下比在大气压下容易燃烧，建议创制一种简易喷射器，使燃料在压缩末期送入；③为了能连续运转，气缸需要冷却；④利用排气的热量，建议让内燃机的排气经过锅炉。

1833 年英国人赖特（W. L. Wright）提出了所谓“爆发”内燃机，它直接利用燃烧压力推动活塞做功，这种内燃机与今天的内燃机的结构大体相似，从而结束了真空机的历史。1838 年英国人巴尼特（W. Barnett）发现在点火前压缩混合气是有利的，从而奠定了今日一般使用的点燃式内燃机。1855 年英国人南斯波登发明了自身胀缩的弹力活塞环，使气缸密封性能大为提高。

经过上述 70 多年的探索、改进和实验，1860 年勒诺瓦（Lenoir）终于研制成功了第一台实用煤气机。这种内燃机采用无压缩的电点火方式，它是一部二冲程、无压缩、电点火煤气机，其热效率为 4%，但运转平稳。

1862 年法国铁路工程师包德罗沙（Beau de Roches）比较完整地提出了定容燃烧的四冲程循环原理以及改进内燃机经济性的条件，这些条件是：①尽可能大的气缸容积，尽可能小的冷却面积；②尽可能大的膨胀速率；③尽可能大的膨胀和在开始膨胀时，要有尽可能大的压力。

他还提出应采用四冲程循环的原理以获得上述各项的最佳效果，亦即强调预先压缩混合气是提高热效率的重要措施。

1876 年德国发明家奥托（Otto）终于研制成功第一台四冲程往复活塞式内燃机。这是一台单缸单作用卧式 2.9 kW煤气机，压缩比为 2.5，采用火焰点火和曲柄连杆机构，热效率高达 12%～14%。以后，压缩比逐渐提高，到 1886 年热效率高达 16%，到 1894 年达 20%～26%。

2.2 二冲程煤气机

由于四冲程内燃机在四个行程内只有一个作功行程，所以很早就有人考虑制造出一台每转都能有作功行程的二冲程内燃机。在奥托内燃机诞生后不久，英国人克拉克（Clerk）就开始研究二冲程煤气机，并于 1881 年制造成功。这可以认为是今日的二冲程内燃机的雏型。

2.3 汽油机

煤气的热值低，体积大，供应系统又受到限制。1883 年德国人戴姆勒（G. Daimler）制成第一台四冲程汽油机。该机带有表面化油器，用热管点火，转速达 1000 r/min，于 1887 年开始用在小船上。1890 年德国人本茨（Benz）制成电点火的高速汽油机。

2.4 煤油机

1886 年英国人普里斯特曼（Prisstman）制成以煤油作为燃料的内燃机，它具有喷雾式蒸

发器和电点火装置，是后来工农业用的煤油机的原型。

2.5 烧球式内燃机

1890年英国人斯图尔特（A. Stuart）研制成把煤油喷到炽热的燃烧室壁上而着火的烧球式煤油机。随后，又使用低质重油，这就是今天仍然可以看到的小型渔船用的烧球机。虽然这种内燃机对于用压缩空气的高温而着火的方法并未涉及，但现代高速柴油机的某些特征已经得到证实，如空气压缩时无燃料、设置预热室以及燃料在压缩行程末喷入炽热的预燃室等原则。

2.6 柴油机

德国人狄塞尔（Diesel）在德国奥格斯堡机械厂（即MAN厂）制成第一台四冲程柴油机，该机缸径为250 mm，行程为400 mm，把纯空气吸入气缸并压缩，使空气温度高于燃料的自燃点，然后借助高压空气把燃料以雾状喷射入气缸，进行边喷边烧，企图实现定温燃烧，而实际上是接近于定压燃烧。1898年改用高压油泵喷射燃料，成为现今的无气喷射式柴油机，燃烧过程为复合燃烧，在高速柴油机中则接近于定容燃烧。

狄塞尔在研制柴油机过程中，曾试图烧煤粉，但这一设想很快被放弃，后又致力于烧燃料油，但遭到失败。原因是他试图将空气压缩至压力为10 MPa，让过多的喷油量在一个长的膨胀行程中燃烧而又缺少良好的冷却所致。

至此，现代往复式内燃机的发明已全部完成，汽油机和柴油机在诸多种类的内燃机中双双获得极大的成功。

1887年汽油机驱动的轮船航行在江河上。1900年英国制成舰用柴油机。1902年德国首先把柴油机用作商船动力，又于1904年用于潜艇。1905年瑞士苏尔寿(SULZER)厂建成第一台可倒转二冲程柴油机。1908年俄国制成缸径达1 m的预燃室式柴油机。1912年丹麦B & W公司制成缸径为520 mm、转速为140 r/min、功率为1486 kW的八缸四冲程柴油机，以双机双轴方式装在7500 t的“雪兰迪亚”号上远航曼谷成功，这是为远洋船舶装备柴油机的开端。从此内燃机已经进入到各类船舶中。

3 船舶柴油机的现状及其经济地位

3.1 大型低速柴油机的现状

大型低速柴油机几乎都是十字头式二冲程柴油机，由于这种柴油机的可靠性高，寿命长，可燃用劣质燃油以及经济性高，所以一直是大型船舶推进主机的主要机型。

柴油机自60年代作为船舶主机取代蒸汽机跃居首位以来，它的缸径和单位功率不断增加，特别是1967年至1973年苏伊士运河停止通航期间，国际间的主要航线被迫绕道非洲好望角。资本主义各国为了争夺石油，竞相建造大吨位油船，致使柴油机向大功率、超大缸径发展。其进展情况如表4.1.1-2所示。

表 4.1.1-2　　　　　　　　　　　　**柴油机大功率化的进展**

年份 \ 大型化程度	单缸功率　kW	缸径　mm
1955～1956	883～1030	740～760
1959～1965	1545～1692	840～900
1965	2023	930
1967～1968	2574～2942	980～1060

50 年代，大型低速柴油机成功地实现了废气涡轮增压，它的强化系数$p_e \cdot c_m$提高至3.92，燃油消耗率g_e降低至 217.5 g/（kW·h）。至 1975 年，强化系数约为 50 年代末的两倍，而g_e值仅降低至 204 g/（kW · h）左右。

但是，在第二次石油危机后，油价大幅度上涨，燃料费已占船舶营运成本的 35%～50%。为了提高船舶的竞争能力，各国转向采用节能船型和经济航速，船舶主机也从大型和超大型转而向着中小缸径，中等功率的低速和超低速柴油机发展，并致力于降低燃油消耗率。

3.1.1　提高船舶营运效率的主要途径

采用大直径螺旋桨降低转速，以提高其推进效率。为了使柴油机的功率基本不变而降低其转速，必须加长活塞行程，从而发展成长行程柴油机，这样由于单位曲柄转角的时间加长，缩短了燃烧及燃气流动所占曲柄的转角，燃料和空气混合的时间充分，使热损失减少。此外，原先采用脉冲增压的B & W型柴油机和 UEC 型柴油机，先后改为定压增压，结果使燃油消耗率降低 9.5 g/（kW·h）。柴油机改为长行程后，回流换气就难以保证柴油机有良好的换气质量，SULZER 型柴油机将原先的回流换气改为直流换气。为了增强竞争能力，MAN 柴油机厂与B & W柴油机厂进行技术合作，生产MAN-B & W 型直流换气式柴油机，因此，现今生产的大型低速柴油机几乎均为直流换气式。

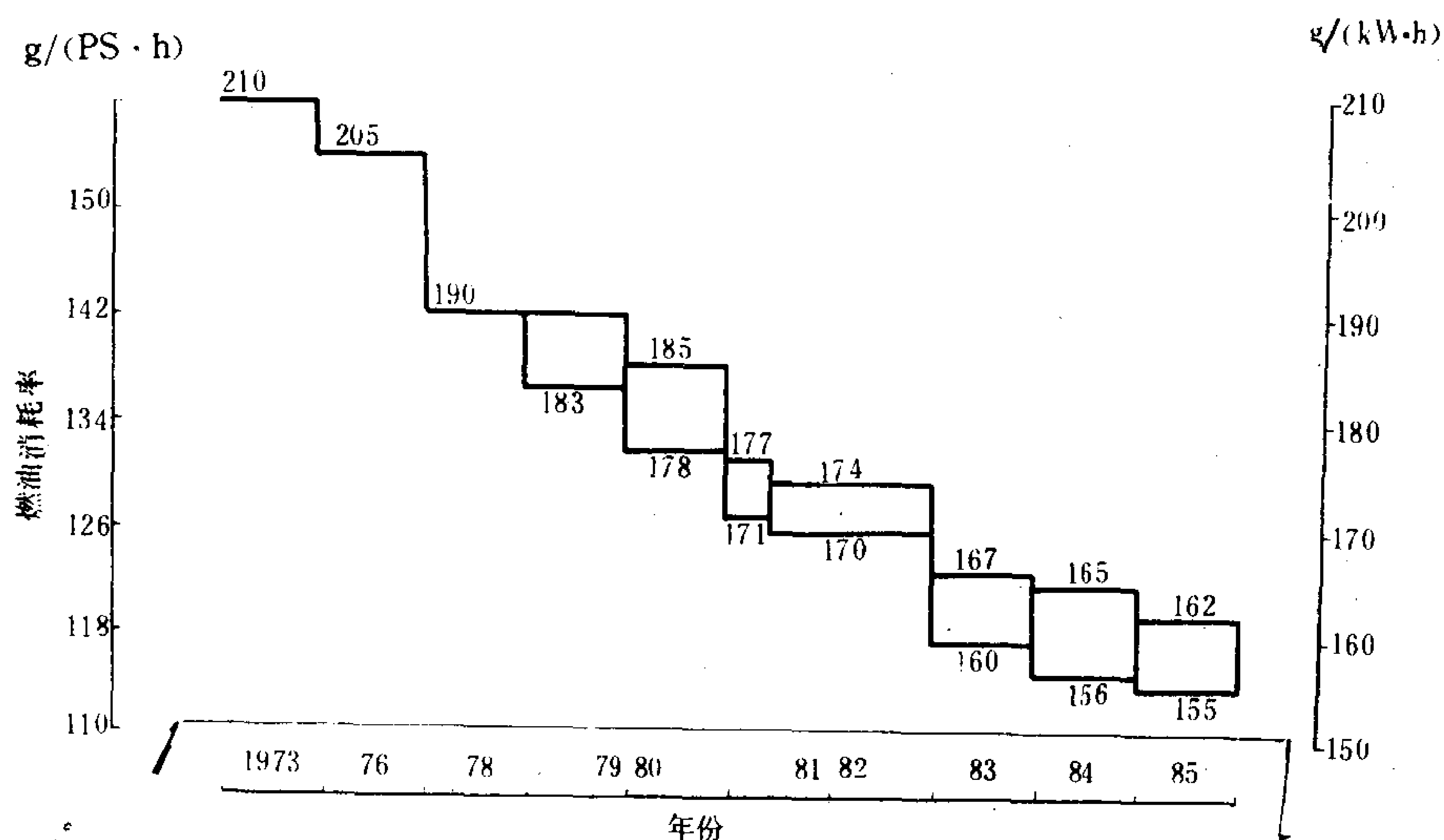


图 4.1.1-8　MAN-B&W 型柴油机燃油消耗率的演变

3.1.2 典型柴油机燃油消耗率的演变

3.1.2.1 B & W型柴油机

自1976年改为长行程和1978年采用定压增压后，使燃油消耗率降低20.4 g/(kW·h)，1980年强化系数提高15%，通过提高增压度、最高爆发压力和平均有效压力，推迟排气正时以及采用高效率增压器等措施，又使燃油消耗率降低了6.8 g/（kW·h）。1981年，通过进一步提高平均有效压力以提高强化系数，使燃油消耗率下降到178 g/（kW·h）。此后，与MAN厂技术合作形成超长行程（$S/D=3.82$）的MC型机，在减功率运转时，燃油消耗率可低达155 g/(kW·h)，热效率高达53%～54%。该机的燃油消耗率下降的情形见图4.1.1-8。

3.1.2.2 SULZER 型柴油机

SULZER 型柴油机在10多年前就开始采用定压增压。1978年以后，通过增大活塞行程，提高压缩比、最高爆发压力、增压度和平均有效压力，取消活塞底部辅助泵，选用高效率增压器以及提高燃油喷射速率等措施，使强化系数提高15%，燃油消耗率降低20.4 g/（kW·h)，1981年燃油消耗率下降到182.2 g/(kW·h)（减功率运转时为178.1 g/（kW·h)）。后来认识到回流换气式柴油机在实现长行程化时，燃油消耗率的进一步降低受到限制。因此，从1981年底开始研制长行程（$S/D=2.9$）的直流换气式柴油机，其燃油消耗率为172.7 g/（kW·h）（减功率运转时为167.2 g/（kW·h)）。该机的燃油消耗率的下降情形如图4.1.1-9所示。从1984年起，又开始研制第二代的 RTA 型机，行程缸径比进一步增大至3.45～3.47。其燃油消耗率下降至170 g/（kW·h）。该机的燃油消耗率下降情形如图4.1.1-9所示。

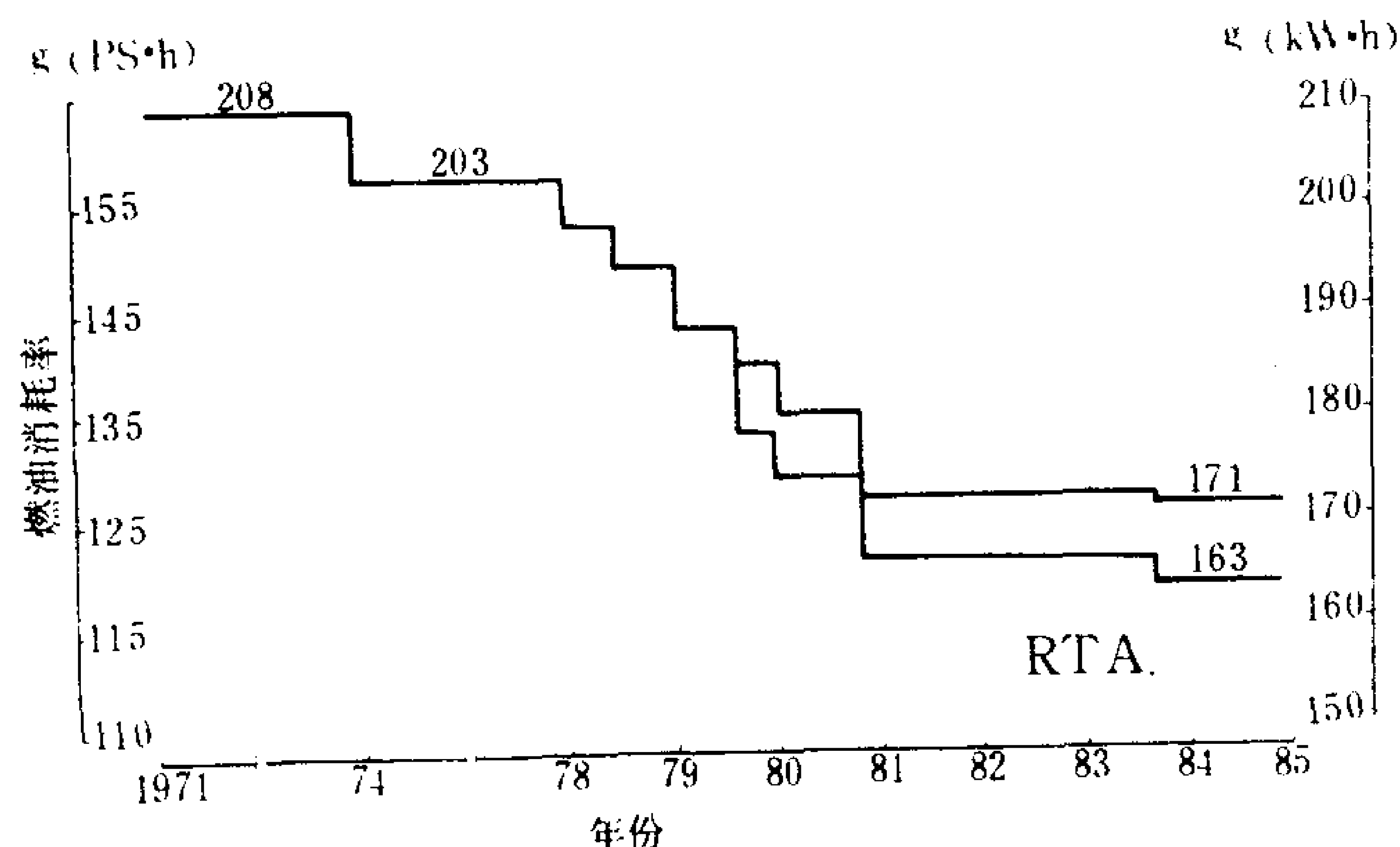


图4.1.1-9 SULZER 型柴油机燃油消耗率的演变

3.1.2.3 MAN型柴油机

同 SULZER 型机一样，MAN 型柴油机在10多年前就开始采用定压增压。1975年以后，通过取消辅助泵，改进燃油喷射系统，提高平均有效压力和最高爆发压力，改善扫排气系统，采用高效率增压器以及加长活塞行程等措施，使强化系数提高约13%，燃油消耗率降低23.8 g/（kW·h）。1981年，燃油消耗率下降至181.5g/（kW·h）（减功率运转时为175.4 g/（kW·h)），后来由于与 B & W 厂技术合作，就停止了该机的研制工作。

3.1.2.4 UEC 型柴油机

1975年，UEC 型柴油机研制成两级增压，1978年以后通过加长活塞行程，采用定压增压以及其它措施，形成新的LS系列。其活塞行程较之原系列增加15%，转速降低10%，功率提高15%，增压器的总效率高达70.6%，燃油消耗率降低到166 g/（kW·h)，在85%最大持续功率下，燃油消耗率低达161.8 g/（kW·h）。

3.1.3 技术性能指标

柴油机主要机型的技术性能指标如表4.1.1-3所示。

表 4.1.1-3　　技术性能指标

公　司	机　型	D	S	n	$N_1$①	p_e	c_m	$p_e c_m$	p_z	g_e
SULZER	RTA84M	840	2900	78	3497	1.65	7.54	12.47	13.0	167
	RTA 72	720	2500	91	2574	1.67	7.58	12.64	13.0	171.3
	RTA 62	620	2150	106	1898	1.65	7.60	12.56	13.0	172.7
	RTA 52	520	1800	126	1330	1.66	7.56	12.53	13.0	174.0
MAN-B&W	K 90 MC	900	2700	90	3942	1.53	8.10	12.39	13.0	171.3
	K 80 MC	800	2400	100	3120	1.55	8.0	12.40	13.0	172.7
	S 80 MC	800	3056	77	3354	1.70	7.84	13.33	13.0	171.3
	S 70 MC	700	2674	88	2567	1.70	7.84	13.33	13.0	171.3
	S 60 MC	600	2292	102	1876	1.70	7.79	13.26	13.0	172.7
	S 26 MC	260	980	250	364	1.70	8.2	13.94	13.7	177.0
三菱重工	UEC 60 LS	600	2200	100	1765	1.70	7.33	12.94	13.0	165.9
	UEC 52 LS	520	1850	120	1324	1.68	7.40	12.44	13.0	167.2

表中：D-气缸直径，　mm；　c_m-活塞平均速度，　m/s；
S-活塞行程，　mm；　$p_e c_m$-强化系数，　MPa·m/s；
n-转速，　r/min；　p_z-最高爆发压力，　MPa；
N_1-单缸功率，　kW/cyl；　g_e-燃油消耗率，　g/（kW·h）
p_e-平均有效压力，　MPa；

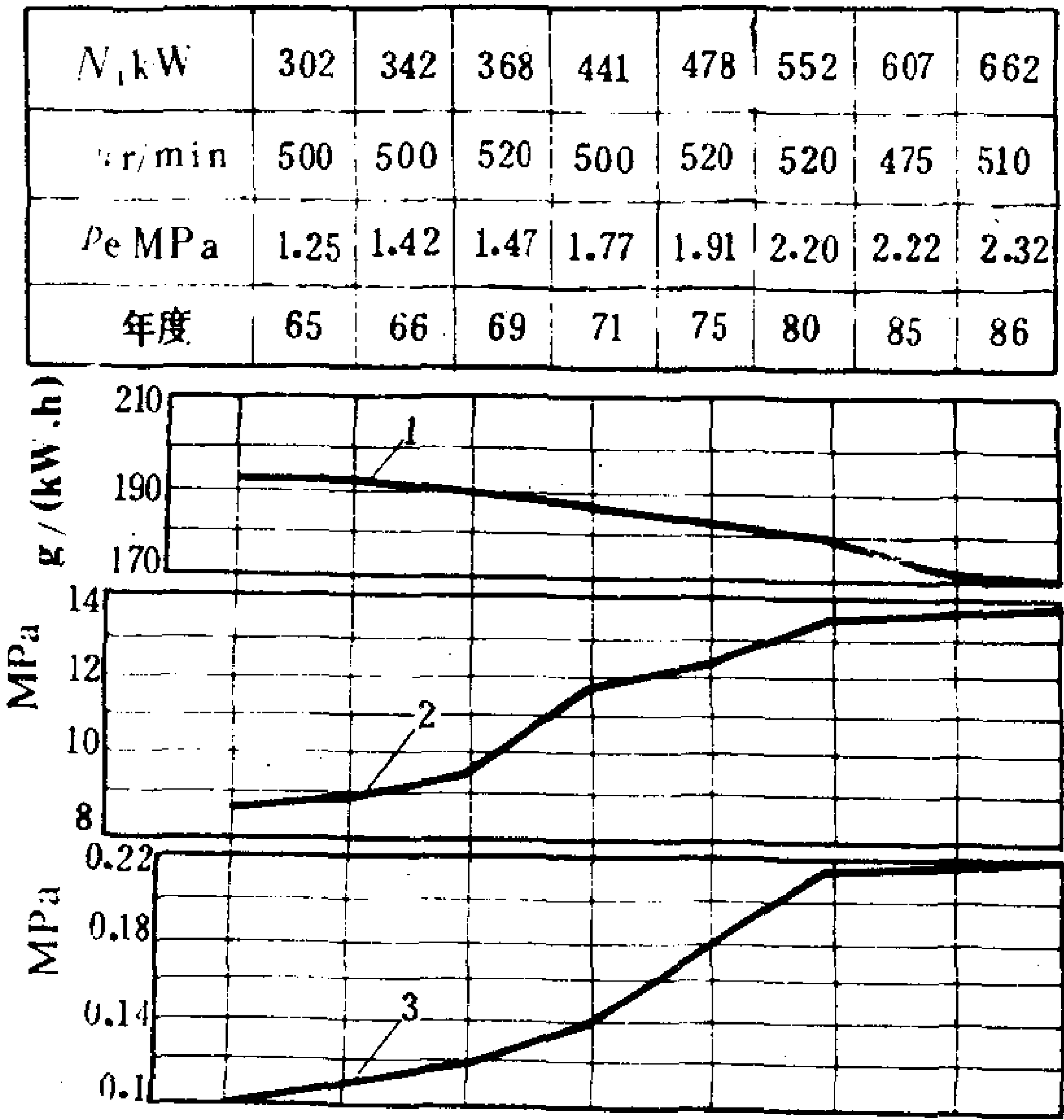
①动力机械中有关功率的物理量符号有用N表示的，亦有用P表示的(GB 1883—80, GB1434—78)。这里暂取N。——编者注

3.2　大中型中速柴油机的现状

中速柴油机几乎都是四冲程直喷式，一般说来，缸径在 400 mm以上的为大型中速机，缸径在 200～400 mm之间的为中型中速柴油机。大型中速柴油机常用作船舶主机，而中型中速柴油机，则作为中小型船舶的主机或大型船舶的辅机。

3.2.1　降低燃油消耗率和提高功率的进展

在以往的一段时期内，中速柴油机主要是通过提高增压度来提高其输出功率。由于采取了各种新技术，大部分柴油机的平均有效压力已达到 2～2.3 MPa，一部分还达到了 2.45 MPa，最高爆发压力为 15～16 MPa，活塞平均速度稳定在9 m/s 左右，通常的行程缸径比为 2～1.4。至于燃油消耗率，在第一次石油危机时，中速机的燃油消耗率还比低速机少 6.8 g/（kW·h），然而，第二次石油危机以后，低速机的燃油消耗率大幅度降低，大大地刺激了中速机在降低燃油消耗率方面与低速机的竞争。正在采取的各种节能措施有：提高柴油机的热效率；使用劣质燃料；采用低转速大直径的螺旋桨；回收动力装置的排气余热和冷却水余热；采用轴带发电



N_1 kW	302	342	368	441	478	552	607	662
n r/min	500	500	520	500	520	520	475	510
p_e MPa	1.25	1.42	1.47	1.77	1.91	2.20	2.22	2.32
年度	65	66	69	71	75	80	85	86

图 4.1.1-10　中速柴油机提高功率和降低燃油消耗率的进展
1-燃油消耗率；2-最高爆发压力；3-增压压力

机等. 图 4.1.1-10 所示为缸径 400 mm的中速机提高功率和降低燃油消耗率的进展情形.

3.2.2 典型柴油机燃油消耗率的演变

3.2.2.1 MAN 52/55 型中速机

图 4.1.1-11 所示为 MAN 52/55 型中速柴油机燃油消耗率演变的情形. 该机采用以下措施来降低燃油消耗率: 采用定压增压技术, 使燃油消耗率从 198.5 g/(kW·h)下降为193.1 g/ (kW·h); 提高增压器效率并优化进、排气阀正时, 使燃油消耗率从 193.1 g/ (kW·h) 降低到 187.6 g/ (kW·h); 提高最高爆发压力, 使燃油消耗率从 187.6 g/ (kW·h) 降低到 185 g/ (kW·h); 提高燃油喷射压力, 使燃油消耗率从 185 g/ (kW·h) 降低到 182 g/(kW·h); 提高燃油喷射速度, 使燃油消耗率从 182 g/(kW·h)降低到 179.5 g/(kW·h)。不久前, 推出的三菱 MAN L 58/64 型四冲程中速机, 综合采用上述各项措施后, 其燃油消耗率降低至 170 g/ (kW·h)。

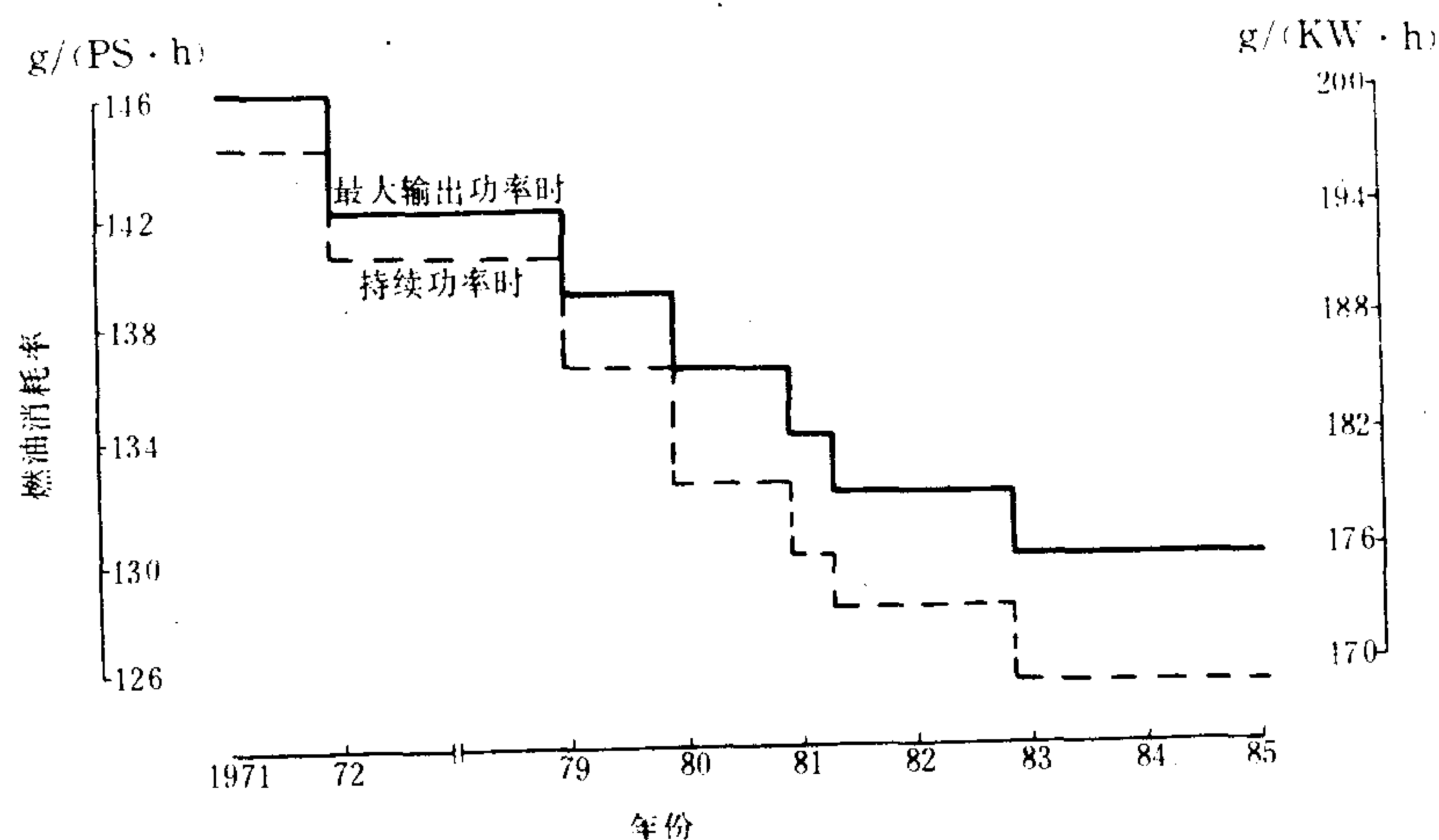


图 4.1.1-11 MAN 52/55 型中速机燃油消耗率的演变

3.2.2.2 PC 型中速机

图 4.1.1-12 所示为 PC 系列中速柴油机燃油消耗率演变的情形。该机采用了诸如提高燃油喷射压力、缩短燃油喷射时间、采用可调喷油正时的喷油泵柱塞、增加燃烧室内空气的紊流、采用 MPC (module pulse converter, 模件脉冲变换器) 增压方法等, 使该机型的燃油消耗率降低了 9.5~13.6 g/(kW·h)。1984 年, 推出了全新的长行程 PC 系列机, 即 PC 20、PC 30 和PC 40 型机, 他们的行程缸径比为 1.25~1.41, 并将最高爆发压力提高至 15~18 MPa, 结果使燃油消耗率降低 11 g/ (kW·h), 同时还发展经济型机, 即PC 20 E、PC 30 E 和PC 40 E型机。

3.2.3 技术性能指标

目前, 各主要机型的技术性能指标如表 4.1.1-4 所示。

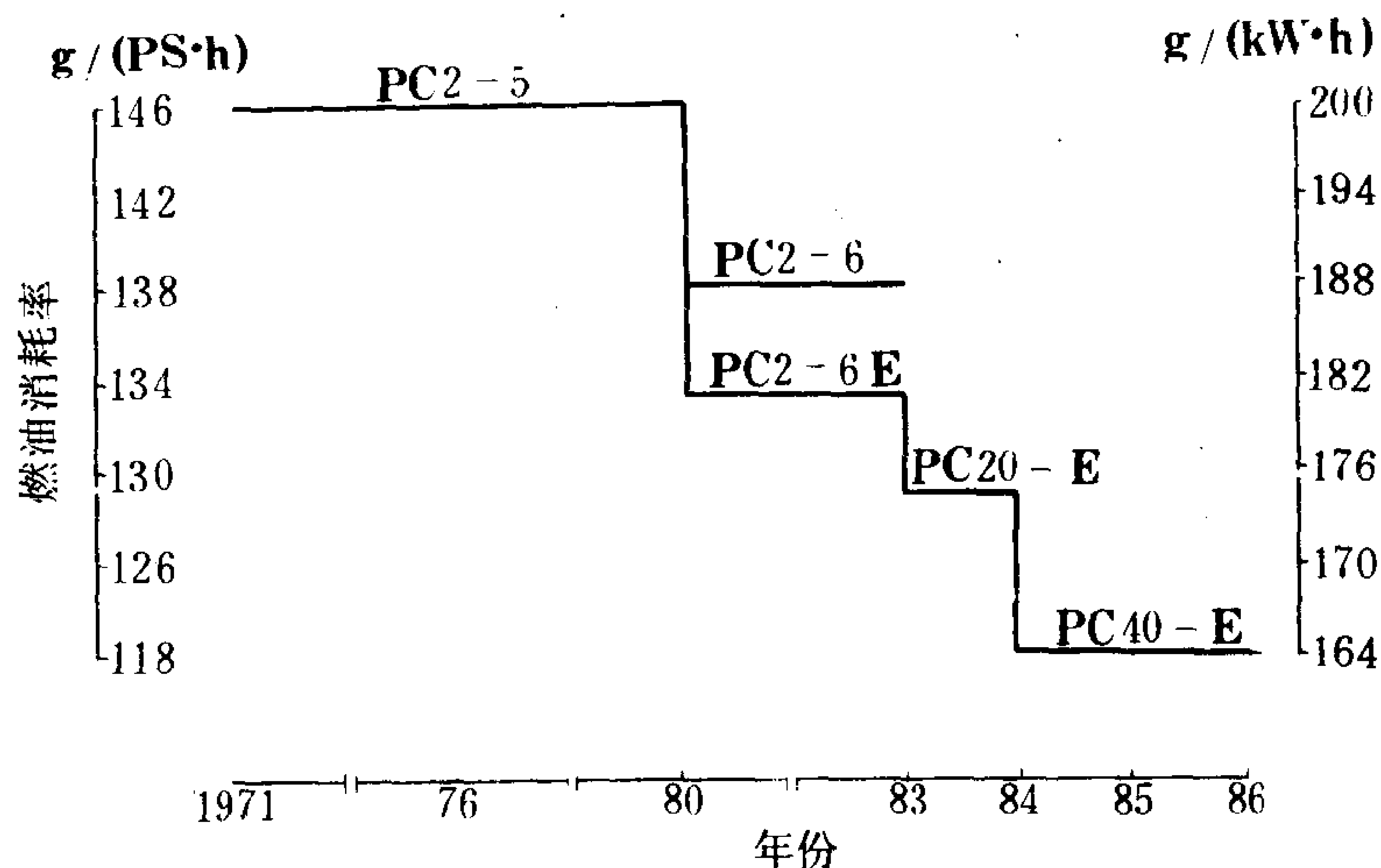


图 4.1.1-12 PC系列中速机燃油消耗率的演变

表 4.1.1-4 **中速机的技术性能指标**

指标 / 机型	D mm	S mm	n r/min	c_m m/s	N_1 kW/cyl	p_e MPa	g_e g/(kW·h) 85%MCR①
MAN V 40/45	400	450	600	9	550	1.95	198.5
MAN V 52/55	520	550	450	8.25	775	1.77	179
MAN L 58/64	580	640	428	9.13	1215	2	174
PC 20	400	550	475	8.71	607	2.22	176.8
PC 20-E	400	550	450	8.25	546	2.1	174
PC 30	425	600	450	9	736	2.35	165.9
PC 30-E	425	600	435	8.7	662	2.14	163.2
PC 40	570	750	350	8.75	1215	2.1	168.6
PC 40-E	570	750	338	8.45	1092	2.02	166
MaK M 601	580	600	425	8.5	1103	1.91	174
SWD TM 410	410	470	600	9.4	565	1.78	211
SWD TM 620 C	620	660	425	9.4	1350	1.87	192
SULZER ZA 40	400	480	500	8.96	640	2.23	
洋马 M 240 L-EJ	240	310	720	7.44	147	1.74	

① MCR 最大持续功率（maximum continuous rating）

3.3 高速大功率柴油机

船舶高速大功率柴油机分轻型和通用型两种，前者的缸径在 200 mm以下，后者则在 200～300 mm之间。

3.3.1 燃油消耗率的演变

本世纪初，高速柴油机的燃油消耗率高达 332 g/（kW · h）。60 年代初，非直喷式自然吸气柴油机的燃油消耗率为 260 g/（kW · h）。70 年代初，直喷式柴油机的燃油消耗率降至

220 g/ (kW·h)。80 年代，直喷式柴油机的燃油消耗率低于 220 g/ (kW·h)，最近低达 197 g/ (kW·h)。预计到 90 年代，高速柴油机的燃油消耗率将降低到 184 g/ (kW·h) 左右。

3.3.2 轻型高速大功率柴油机

这种柴油机追求功率大、重量轻、体积小，适用于高速炮艇、鱼雷快艇等小型高速水面舰艇的主机。

二次世界大战后，由于增压技术的进步，使高速大功率柴油机得以迅速发展。50 年代末，西欧各国先后发展了缸径为 175～180 mm、转速为 1500 r/min、平均有效压力为 0.98～1.32 MPa的四冲程、V型、12 至 16 缸的柴油机，属于这类柴油机的有 BENZ 的 MB 820 系列柴油机、MAN 的 18/21 型柴油机、法国 SACM 公司的 V 16 BZSHR 型柴油机等。60 年代初，德国 MAYBACH 公司制造的 MD 型柴油机（$D=185$ mm、$S=200$ mm），平均有效压力为 1.94 MPa，在最高转速 1900 r/min 时，活塞平均速度为 12.66 m/s，强化系数达 23.1。该系列中的V型MD 1082 机（即MD 20 V 538 TB型）的最大功率为 3310 kW，比质量为 2.62 kg/kW。

3.3.3 通用型高速大功率柴油机

1970 年以后，快艇、水翼艇向大型化、导弹化发展，航速达 40～50 kn，对主机的经济性和可靠性有较多的考虑，开始更多采用通用型高速柴油机作为主机。

所谓通用型高速大功率柴油机，就是这种柴油机不仅用于快艇，而且也可用作护卫舰主机、巡逻艇主机，大型舰艇的发电柴油机和核动力舰船的应急推进动力等。它大多采用V型排列，缸数不超过 20，可靠性较高和燃油消耗率较低。由于这种通用型高速柴油机的用途广，产量大和成本低，寿命较长以及经济性较好，已成为国外军民通用和水陆通用的迅速发展的机型。其主要机型的技术性能指标如表 4.1.1-5 所示。

表 4.1.1-5 **通用型高速机的技术性能指标**

国别	机型	缸数	D/S mm/mm	N_e/n kW/(r/min)	p_e MPa	c_m m/s	$p_e \cdot c_m$ MPa·m/s	g_e g/(kW·h)	γ①	大修间隔期 h
德国	MA 20 V 956 TB	20	230/230	4410/1600	1.72	12.3	21.17	210.7	3.4	9 000
法国	16 PA 6-280	16	280/290	6720/1100	1.84	10.63	19.6	214.8	5.85	12 000
法国	AGO 16 V 240 BTC	16	240/220	6000/1500	2.21	11	24.3	208	3.59	12 000
英国	Poxman 18 RP 200	18	197/216	3770/1600	1.75	11.3	19.8	224.3	3.66	
意大利	GMT 20 VA 230	20	230/270	4000/1200	1.54	10.8	16.6	217.5		
中国	轻 12 V 180 ZC	12 V	180/200	882/1850	0.96	12.32	11.56			
中国	12 V 190 Z	12 V	190/210	/1500	0.99	10.5	12.3			

① γ—比质量，kg/kW。

3.4 柴油机未来的发展

目前，无论是二冲程低速柴油机还是四冲程中速柴油机，燃油消耗率都已降低至 163 g/ (kW·h) 左右，热效率在 50%以上。今后，随着电子设备以及材料的进一步发展，柴油机可望取得更大的进展。柴油机未来的发展大体可以归结为以下各点。

1）减小单机功率　为了提高船舶的营运效率，船舶趋向于中小型化和低速化，故需要单机功率较小的柴油机。目前，已经出现了缸径为 260 mm、单缸功率为 364 kW的二冲程低速机，可以预料，功率在 2940～8830 kW之间的四冲程柴油机与二冲程柴油机将展开激烈的竞争。

2）降低燃油滑油消耗与提高可靠性并重　进一步降低燃油消耗率和滑油消耗率，使用质量更差的燃料油，加上自动化程度的提高，对柴油机可靠性的要求必将更高。

3）机型的更新周期加快　低速二冲程柴油机的换代周期由原先的4～5年可望更短些。

4）利用统计学方法分析故障　中速柴油机今后将加强用统计学方法分析柴油机的故障，以延长其保养维修期限，降低总运行费用，并追求在全部运转工况范围内都有最好的经济性。

5）追求综合热效率　柴油机将继续采用长行程、提高最高爆发压力、改进燃烧系统、排气及冷却水的余热回收等来提高综合热效率。

6）小型高速柴油机追求综合经济效益　将采用直喷式、改进进、排气系统、发展增压系统、增加转速和提高可靠性，以改善柴油机的综合经济效益。

7）发电柴油机已有可能燃用 $38\times10^{3}m^{2}/s$（380 cSt/50°C）的燃料油，在功率较小的船舶上，就可以使用与主机同品种的燃油，以实现主、辅机单一燃油化。

3.5　柴油机在船舶动力装置中的地位

柴油机的热效率比所有其它动力机械（如汽轮机、燃气轮机等）高，功率范围宽广（从0.6～45 600 kW)，能适应多方面的需要，起动迅速并能很快达到全功率运转，使用寿命长，因而在国民经济和国防建设中得到极为广泛的应用。

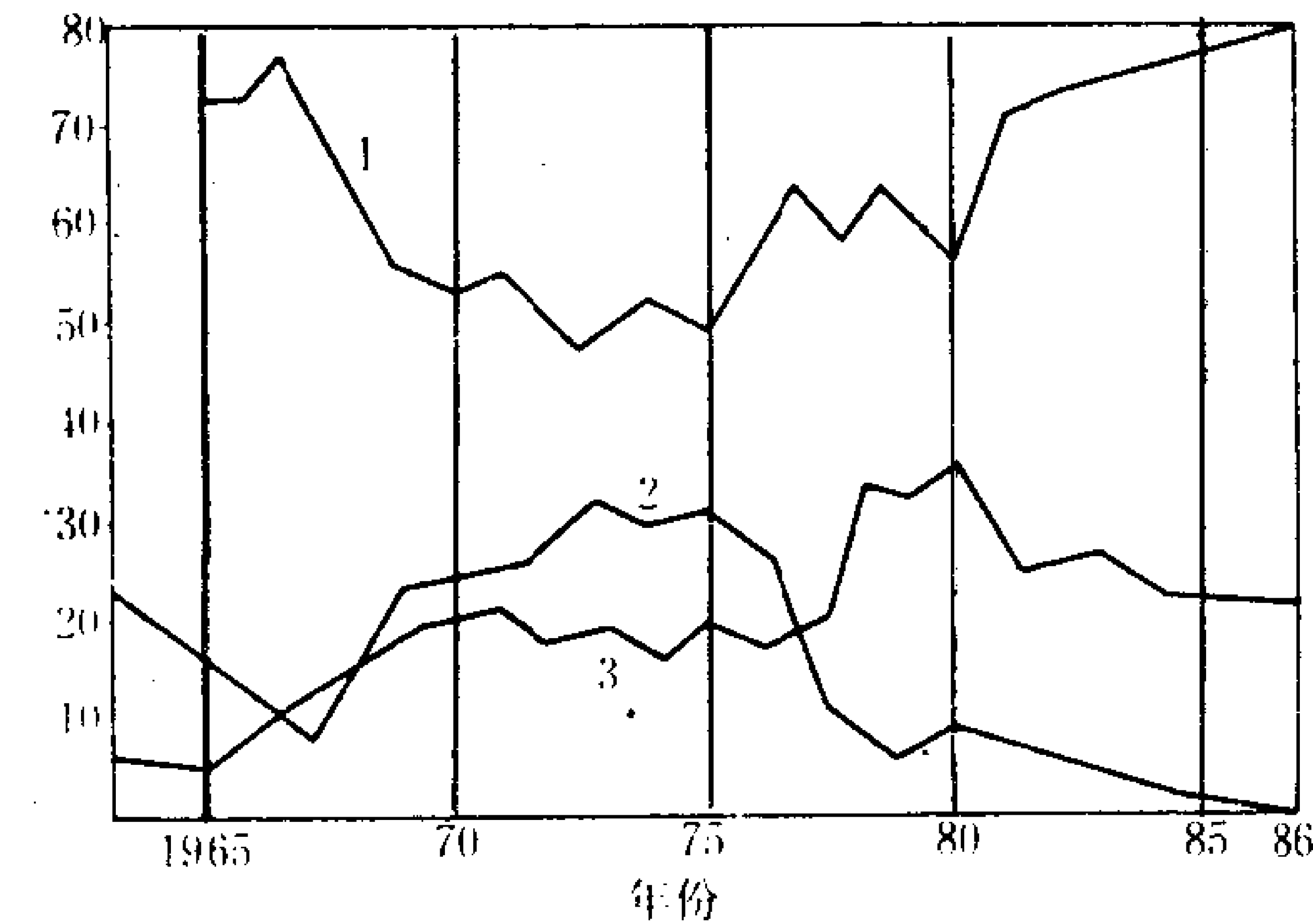


图 4.1.1-13　各类动力装置功率百分比随交船年份的变化

1-低速柴油机；2-汽轮机；3-中速柴油机

在民用船舶中，柴油机用作主机和辅机占有统治地位。绝大多数的内河及沿海船舶，都以柴油机作为主机和辅机。在远洋船舶中，几乎都用柴油机作为主机和辅机。至于各种工程船舶、钻井平台、渔船等都无例外地采用柴油机作为动力。图 4.1.1-13 为 2000 t以上的船舶中，各类动力装置功率的百分比随交船年份的变化（根据MOTOR SHIP 资料）。

在柴油机船舶中，低速机与中速机所占比例，虽然逐年有所变化，但低速机始终占多数。1986 年所竣工的 2000 DWT以上的船舶中，以功率数计低速机占 80%，中、高速机占 20%，以柴油机的台数计，低速机占 66%，中、高速机占 34%。

表 4.1.1-6 为 1975～1986 年间每年建造的柴油机船和汽轮机船的数量。

表 4.1.1-6　柴油机船和汽轮机船的年建造量

年　份	柴油机船	汽轮机船	年　份	柴油机船	汽轮机船
1975	895	132	1981	925	13
1976	951	113	1982	1113	2
1977	964	50	1983	1002	10
1978	1079	32	1984	1000	7
1979	841	14	1985	888	1
1980	906	22	1986	906	0

在军用舰艇方面，除部分潜艇和大型舰艇采用核动力或者燃气轮机动力装置外，其它舰艇如猎潜艇、巡逻艇、快艇、扫雷艇、登陆艇以及大部分常规潜艇，都以柴油机作为动力。

4 对柴油机的经济技术要求

4.1 对民用船舶柴油机的要求

1）要有尽可能低的燃油消耗率，并能为全船的节能创造条件。

2）可长期使用劣质燃油，以降低营运成本。

3）要有特别高的工作可靠性，维修保养简易。

4）能在船舶纵倾 15°、横倾 15°下长期运转，在纵倾 25°、横倾 45°下也能短时间运转。

5）尽可能小的柴油机尺寸，以扩大装货空间，尤其是柴油机的宽度应尽可能小，V型机的夹角一般应小于 60°，以确保检修通道的需要。

6）转速要适应航速的需要，功率范围的设定也要考虑螺旋桨的推进效率。

7）机舱内噪声应在 90 dB（A）以下。

8）中、小型渔船用柴油机，其前端要能输出 50%的功率，以便拖网捕捞作业。

9）除用压缩空气涡轮起动的外，在用压缩空气起动时，柴油机的最少气缸数为：①四冲程柴油机不少于 6 个；②二冲程柴油机不少于 4 个。

4.2 对船用发电柴油机的要求

1）为保证频率的稳定性，柴油机应装设全制调速器。其瞬时调速率$\delta_1 \leq 8\%$，稳定调速率$\delta_2 \leq 5\%$，转速波动率$\phi \leq \pm 0.5\%$。

2）平衡性要好，不均匀度要小（$\delta \leq 1/200 \sim 1/300$）。

3）可靠性要高，具有长期运转的能力，对于应急备用电站，在无人值班的情况下，能安全连续运转 200～500 h以上。

4）离机组 10 m处噪声应小于 80 dB（A）。

5）大容量的电站和应急电站应设有自起动、自接载和自停机的自控装置。

4.3 对舰艇柴油机的要求

1）单机功率要大。在保持舰艇的总推进功率相同的情况下，采用单机功率大的柴油机，可以减少主机的数量，从而节省机舱的重量和空间，甚至可减去一个机舱。

2）加速性和机动性要高。柴油机应在全部工作转速范围内都有大的可用扭矩，以缩短高速舰艇从备车状态升至全速航行的加速时间。

3）重量要轻。对于傅汝德数大于 0.4 的高速艇，当艇速一定时，推进功率与排水量近似成正比，故减少柴油机重量便可降低舰艇的推进功率。

4）紧凑性要好。因为登陆艇吃水浅，而特种武器的攻击艇的柴油机要安装在作为浮体用的水下管道内，故对主机和发电柴油机的结构都要求紧凑。

5）噪声和振动要小。采用有中间基座的双弹性支承来吸收结构所产生的噪声，用封闭柴油机的方法以减轻空气流动产生的噪声，用结构紧凑的高速柴油机可符合海军提出的抗振要求。

6）对于常规潜艇，由于海面空气通过进气管进入机舱时有流动阻力损失以及波浪使进气

阀暂时关闭的不良影响，在机舱内形成负压，致使柴油机的进气产生真空度，因而要求柴油机的空气耗量尽可能小。此外，为避免潜艇航行时被红外探测器发现，柴油机的排气通常是在一定海深（2 m左右）下进行的，故要求柴油机对排气高背压的变化不敏感。

7）对于水雷艇和扫雷艇所用的柴油机，应具有非常低的磁场特性，亦即应采用所谓的低磁机。

1.4 对特殊用途柴油机的要求

海上钻井平台、排灌平台及专用船舶所使用的柴油机，必须满足如下的特殊要求。

1）能防止机舱内可燃气爆炸。由于环境空气中存在气态碳氢化合物，它与空气混合可能形成易燃的混合物。当这种混合物与温度达到250°C以上的柴油机或其它装置部件相接触时，就会发生爆炸。因此，柴油机表面的任何一点温度均不得超过200°C。为了防止爆炸，要求将机组置于独立通风的、防爆的特殊罩壳中，这样将造成装置的重量、体积大，成本高，而且空气的供给也成问题，在不采用这种措施时，则要求柴油机的排气管道和废气涡轮增压器采用水冷结构，使涡轮增压器出口的废气在冷却器中冷却到200°C以下，并在冷却器出口处装设消焰器和火花消除器。此外，电起动装置也必须设有防爆措施。

2）能在可燃气环境中正常运行。柴油机运行中吸进了浓度不等的可燃气与空气的混合物，这实际上是给柴油机提供了额外的气体燃料，成为双燃料柴油机。这种柴油机在低负荷或接近空载运转时，就不能保持稳定的转速。例如，对于转速为1500 r/min的柴油机，缸内充量中甲烷（CH_4）含量为5%时，转速波动为±60 r/min，含量为7.5%时，转速波动量为±130 r/min，而当含量为10%时，转速波动量达±175 r/min。若进气中含有易着火的重烃类分子时，柴油机有可能发生飞车。为此，必须设有一种独立的调速器断路装置，一旦发生飞车，可立即操纵柴油机进气系统的速闭阀，以保证柴油机在紧急情况时能安全停车。

3）能在严重侧倾情况下正常运行。除上述在可燃气环境中防爆和在工作可靠性方面的要求外，还要求柴油机能在船舶严重侧倾航行时运转适应性不受限制。为此，要装有特殊的盛油容器，在任一方向上最大侧倾角度为35°时，直列机和V型机都能安全运行。

参考文献

〔1〕长尾不二夫：内燃机关讲义，1977
〔2〕R. S. 本森著：内燃机，中国农业机械出版社，1982
〔3〕德国 R. Bartals：柴油机在近海特殊运行条件下的安全要求
〔4〕Thomas D. Morton：Motor Engineering Knowledge for Marine Engineers, Thomas Reed Publications Limited, 1982
〔5〕THE MOTOR SHIP, 1984、1985、1986、1987
〔6〕奥勒格安乃：二冲程低速柴油机的新发展，MAN-B&W 柴油机公司，1986

第 2 章 柴油机原理

1 理想循环

1.1 理想循环与实际循环的差异

1.1.1 理想循环的简化假设

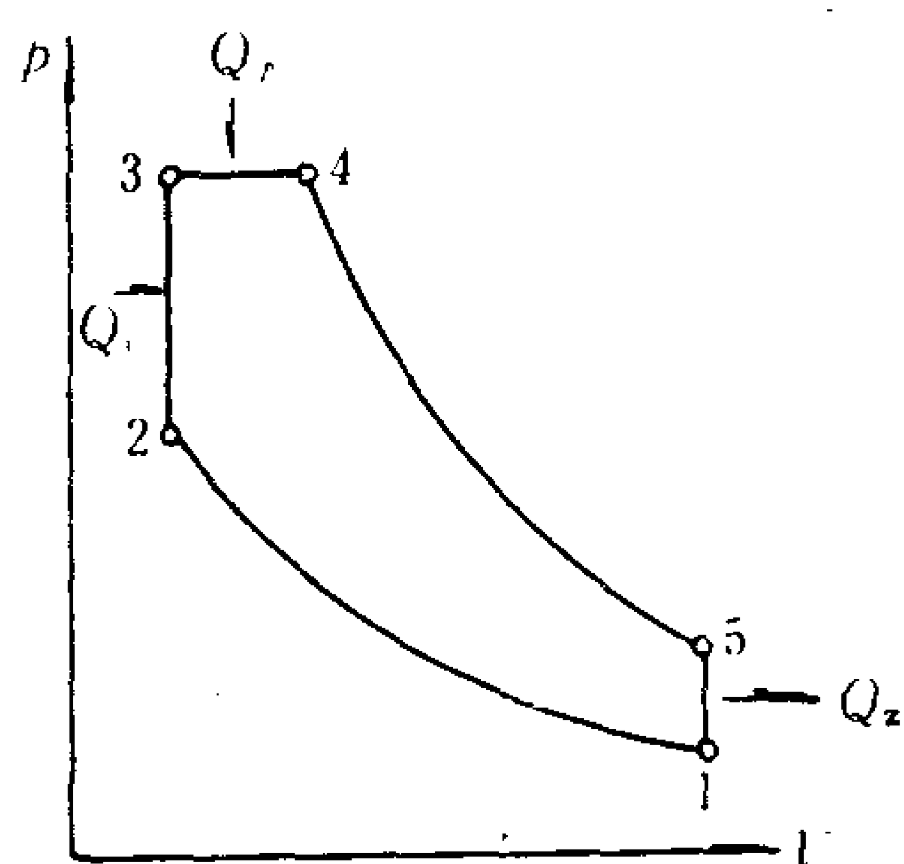


图 4.1.2-1 柴油机的理想循环示功图
1-2 压缩 2-3 定容加热（Q_v）；
3-4 定压加热（Q_p）； 4-5 膨胀；
5-1 定容放热（Q_z）

1）理想循环的工质是理想气体，其数量不变；

2）工质的比热、比热比均为常数，并等于空气在标准状态下的比热及比热比；

3）工质与燃烧室壁之间没有热量交换，压缩过程与膨胀过程均为绝热过程；

4）燃烧过程用热源向工质的定容加热及定压加热过程来替代，加入的热量等于燃料燃烧所释放的总热量；

5）换气过程用冷源工质的定容或定压吸热过程来替代。

图 4.1.2-1 为柴油机理想循环的示功图。

以上简化假设引起了理想循环与实际循环的差异。

1.1.2 工质简化假设引起的差异

1.1.2.1 理想工质比热、比热比与实际的差异

在实际循环中工质的比热比小于空气在标准状态下的比热比，而比热则大于空气在标准状态下的比热且两者均随时变化。

1）在实际循环中，工质的比热随温度增加而增加；而比热比则随温度增加而下降。

2）经过燃烧后的工质，其中含有多原子气体CO_2、H_2O等，它们的比热较空气大、比热比较空气小。

以上差异对示功图的影响示于图 4.1.2-2，其中比热比减小使压缩及膨胀曲线变平坦，比热增大则使循环最高压力及最高温度下降。

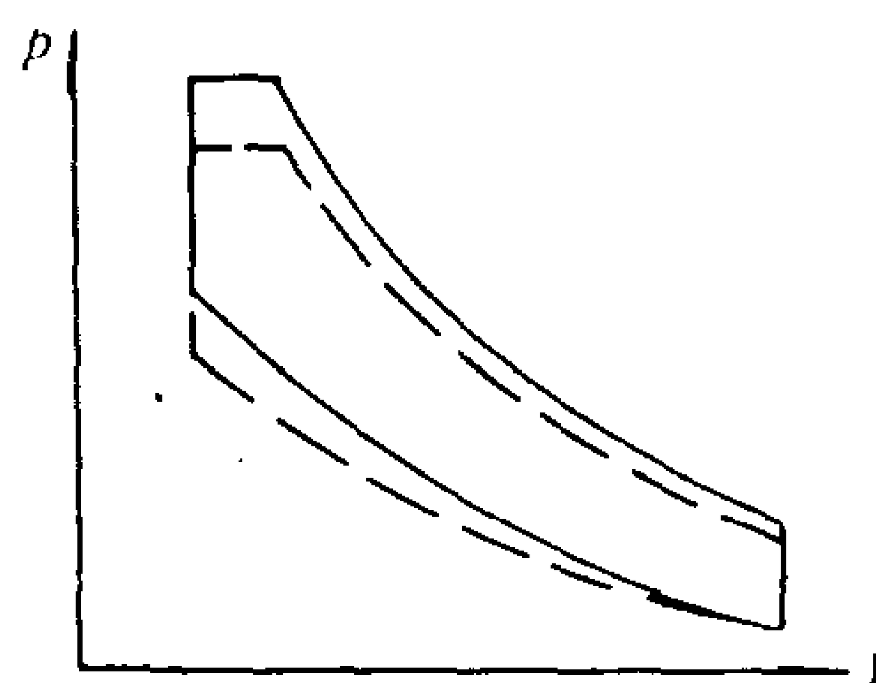


图 4.1.2-2 工质的比热、比热比差异所引起的示功图变化
——理想工质；……实际工质

1.1.2.2 工质数量的变化

在实际的柴油机中，热源向工质加热是通过喷入燃油燃烧而实现的。在燃烧过程中，液体燃料通过蒸发，参与化学反应而成为工质质量的一个组成部分，它对热力状态的影响可用燃烧前后的分子摩尔数的变化来衡量。在燃烧后工质的摩尔数通常要增大 3%～5%。

在正常柴油机中，由于漏泄而引起的工质数量减小是微不足道的，但在磨损过度的发动机中漏泄损失将使起动或怠速运转的示功图发生明显变化。

工质在燃烧时的摩尔数增加，将使循环的最高压力及最高温度增加。

1.1.3 忽略工质与燃烧室壁热量交换所引起的差异

在实际循环中，工质与燃烧室壁面（活塞顶面、气缸盖底面、气缸套内壁面）之间自始至终存在着热量的交换。除了在进气过程和压缩过程初期由于工质温度低于壁面温度而存在着燃烧室对工质的加热以外，在其余的各过程中高温的工质将热量传递给燃烧室的壁面，并由冷却介质将这一热量带走，在一般的柴油机中这部分热量约占燃料总热量的15%～25%，并常称为发动机的传热损失。

传热损失使循环的压力及温度下降，压缩线变平坦而膨胀线变陡，图 4.1.2-3 示出了传热损失对示功图的影响。

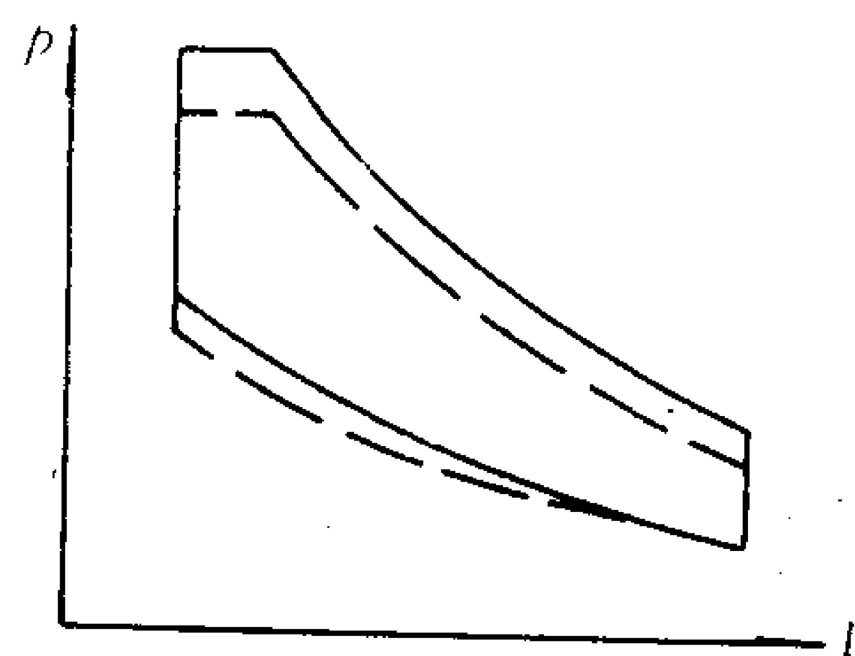


图 4.1.2-3 传热损失对示功图的影响

——无传热损失；……有传热损失

1.1.4 燃烧过程的差异

理想循环中的定容加热过程与定压加热过程是无法实现的：

1）如果活塞的运动速度不是无限缓慢，则定容加热过程意味着热源对工质的加热速度是无穷大；

2）定压加热过程要求随活塞的下行不断增大加热速度，而在加热过程结束时则使加热速度瞬时下降为零，这在实际发动机中是无法做到的。

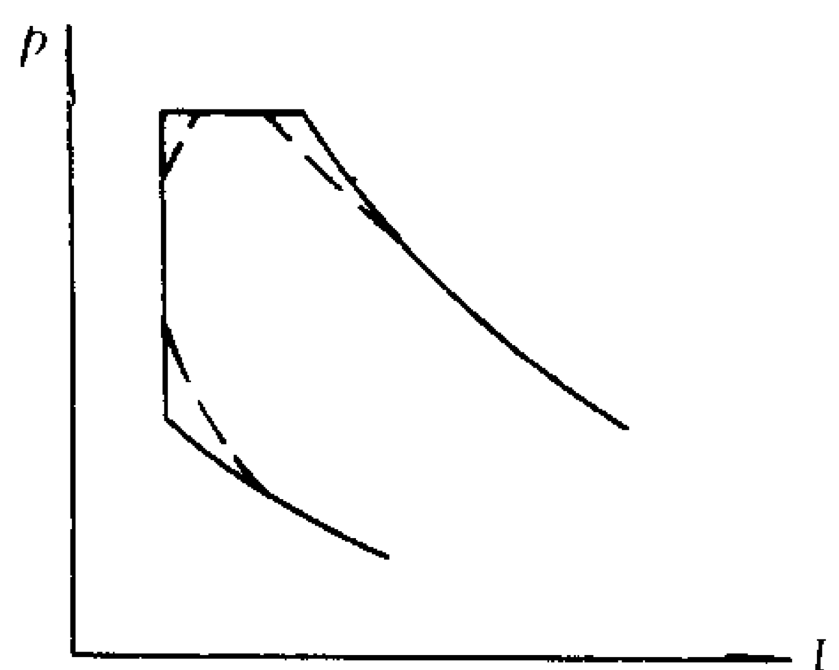


图 4.1.2-4 实际燃烧过程与理想循环的加热过程间的差异

——理想加热过程；……实际燃烧过程

在实际发动机中，为保证燃烧放热的主要部分在循环的顶部进行，燃烧是在上止点之前就开始。随着活塞下行及燃烧的进行，后期的燃烧速度下降，并延伸到膨胀过程的初期。

此外，燃料的不完全燃烧也使其热值不能得到充分利用，加入循环的总热量有所减少。但在正常发动机中，不完全燃烧的热量损失所占比例很小。图 4.1.2-4 示出了实际燃烧过程与理想循环的加热过程两者间的差异。

1.1.5 换气过程的差异

在理想循环中没有换气过程，工质是通过向冷源放热而回复到初始状态。在实际循环中，工质是通过“换气”而恢复到初始状态。

1.1.5.1 四冲程柴油机

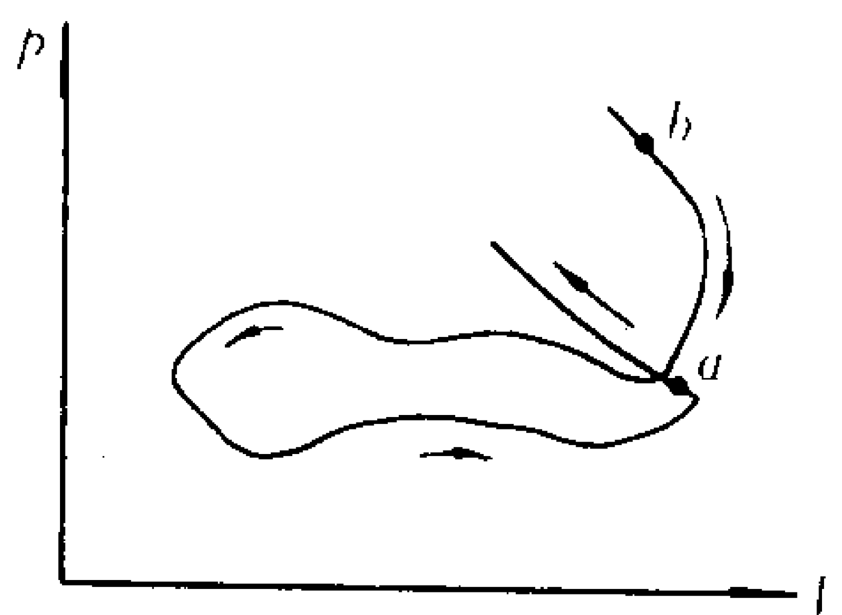


图 4.1.2-5 四冲程非增压柴油机的换气过程

a-压缩始点； b-排气始点

在非增压柴油机中，由于流动阻力，进气压力将低于排气压力。换气过程在示功图上构成一个逆时针的闭合回路（图 4.1.2-5）。这一回路所包围的面积表示活塞对工质作功（负功）的大小，常称为泵功或泵气损失。由于压缩终点压力的降低，整个循环的压力都将降低。

对于四冲程涡轮增压柴油机来说，进气压力和排气压力分别由废气涡轮增压器的压气机出口和涡轮进口压力决定。泵功的正负或大小主要取决于涡轮增压器的综合效率η_{TK}。当η_{TK}较高时，泵功损失减小，或出现泵功为正的情况。

1.1.5.2 二冲程柴油机

在二冲程柴油机中，工质的更换占用一部分膨胀行程和一部分压缩行程。工质的压缩是在进气口关闭后才开始。在进行循环分析时，应取其有效压缩比而不是名义压缩比。二冲程柴油机在换气期间的气缸示功图示于图 4.1.2-6。由图可见，它与理想循环的差别主要在于因

排气提前而引起的膨胀曲线下跌。

1.1.6 小结

理想循环与实际循环各种差异的综合结果示于图4.1.2-7。各种差异最终使实际循环的热效率、循环最高压力以及平均压力大大低于理想循环。在上述各种差异中，关于工质假设所引起的差异，反映了理想循环计算的误差，其差异的大小，系由工质的特性所决定，不能人为地改变。其它的差异则反映了实际过程与理想过程间的距离，通过努力，则有可能使这种距离缩小。

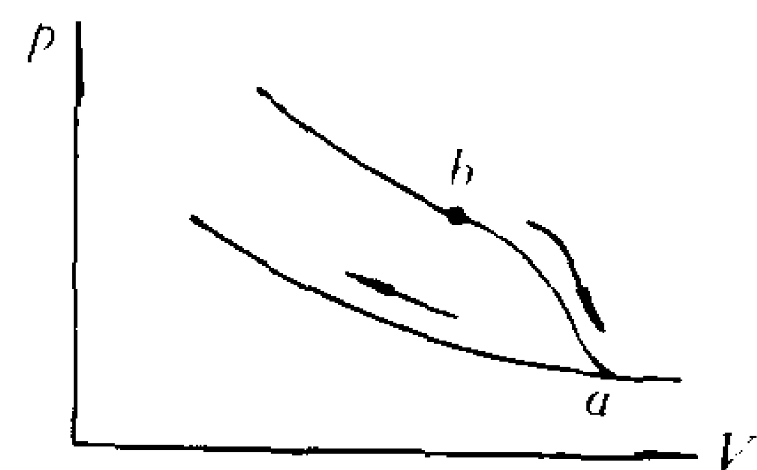


图 4.1.2-6 二冲程柴油机的换气过程（b→a）

a)压缩始点； b)排气始点

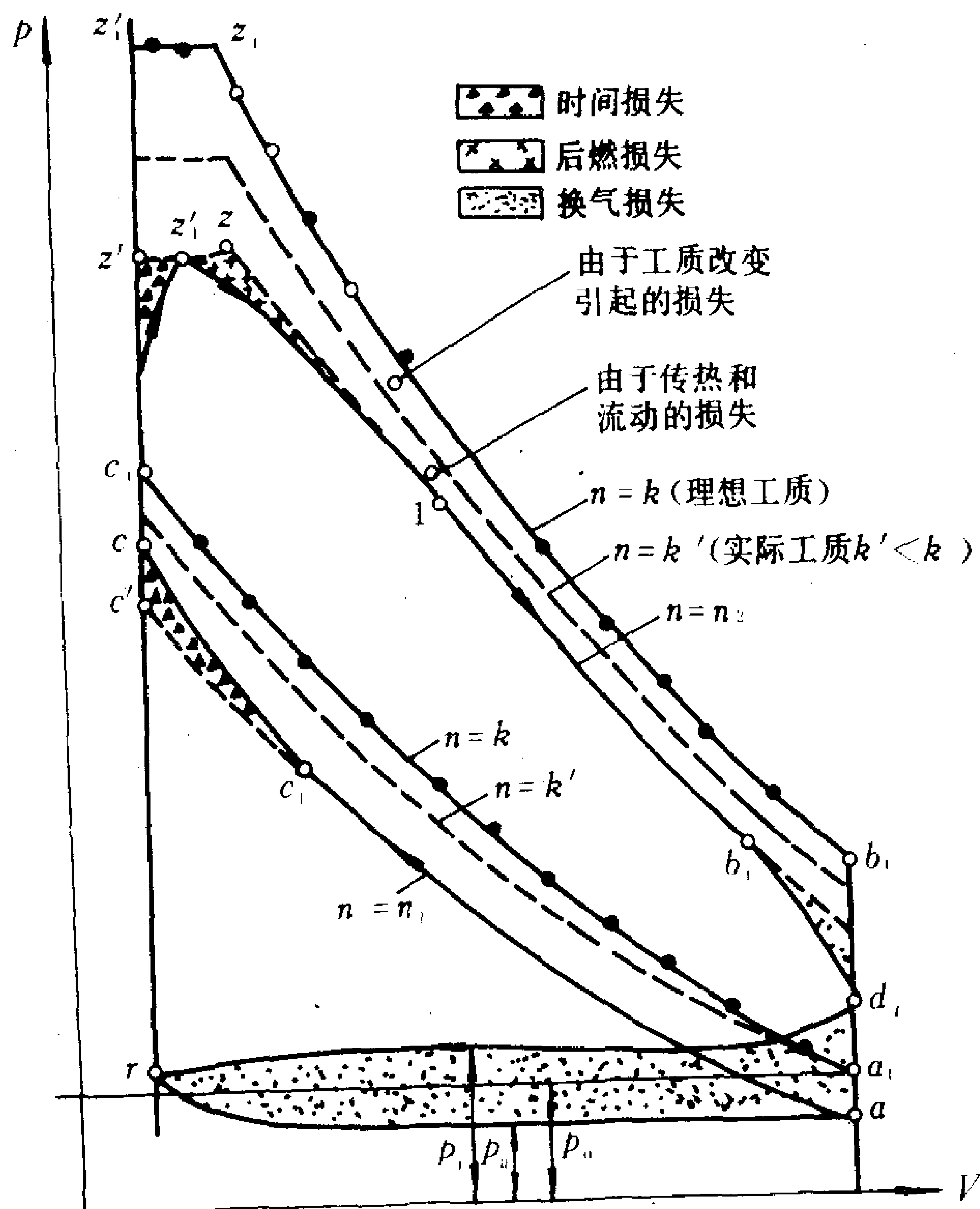


图 4.1.2-7 理想循环与实际循环的差异

1.2 理想效率与平均压力

1）理想效率 理想循环的热效率称为理想效率，记作η_t。

2）平均压力 单位气缸工作容积所作的功称为平均压力，记作p_t。

在p-V图上，如将理想循环所包围的作功面积折合成一个底边等于气缸工作容积V_s的矩形，则矩形的高等于p_t（图4.1.2-8）。

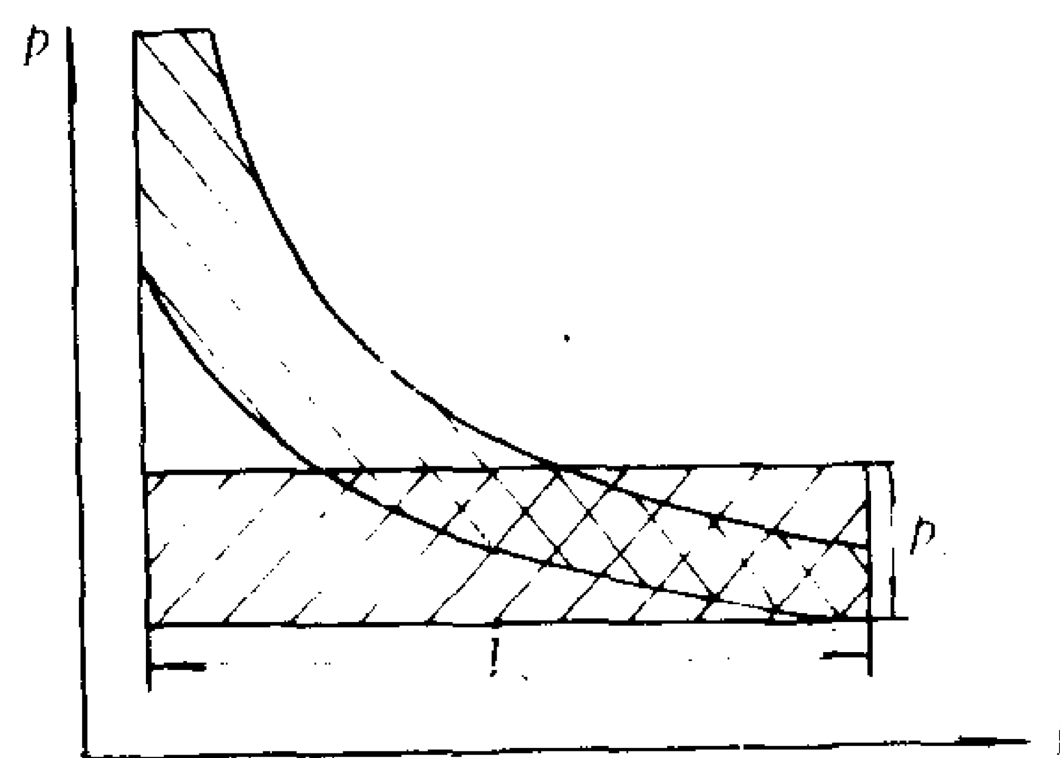


图 4.1.2-8 理想循环的平均压力p_t

在理想循环的加热量Q_1、理想效率η_t及平均压力p_t间存在下述关系：

$$p_t = W_t / V_s = \eta_t \cdot Q_1 / V_s \quad (4.1.2\text{-}1)$$

式中：W_t——理想功，J；

V_s——气缸工作容积，m^3；

p_t——平均压力，Pa；

Q_1——循环加热量，J。

各种循环的理想效率及平均压力的公式列于表4.1.2-1。

表 4.1.2-1　　　　　　　　　　　　　理想效率及平均压力公式

循环类型				
η_t	$1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$	$1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\cdot\frac{\rho^k-1}{k(\rho-1)}$	$1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\cdot\frac{\lambda\rho^k-1}{\lambda-1+k\lambda(\rho-1)}$	$1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\cdot\frac{k(\lambda^{\frac{1}{k}}\rho-1)}{(\lambda-1)+k\lambda(\rho-1)}$
p_t	$\frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1}\frac{p_a}{k-1}(\lambda-1)\eta_t$	$\frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1}\frac{p_a}{k-1}\cdot k(\rho-1)\eta_t$	$\frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1}\frac{p_a}{k-1}[(\lambda-1)+k\lambda(\rho-1)]\eta_t$	

表中：ε-压缩比；k-工质的比热比；ρ-初膨胀比；λ-压力升高比；p_a-压缩始点压力。

1.3　理想循环的分析及结论

1.3.1　压缩比ε

压缩比对理想效率η_t及循环最高压力p_z的影响示于图 4.1.2-9。在压缩比小于 10 时，理想效率随压缩比的增大而迅速提高，当压缩比大于 20 时则理想效率η_t的提高极其有限，而循环最高压力则迅速升高。

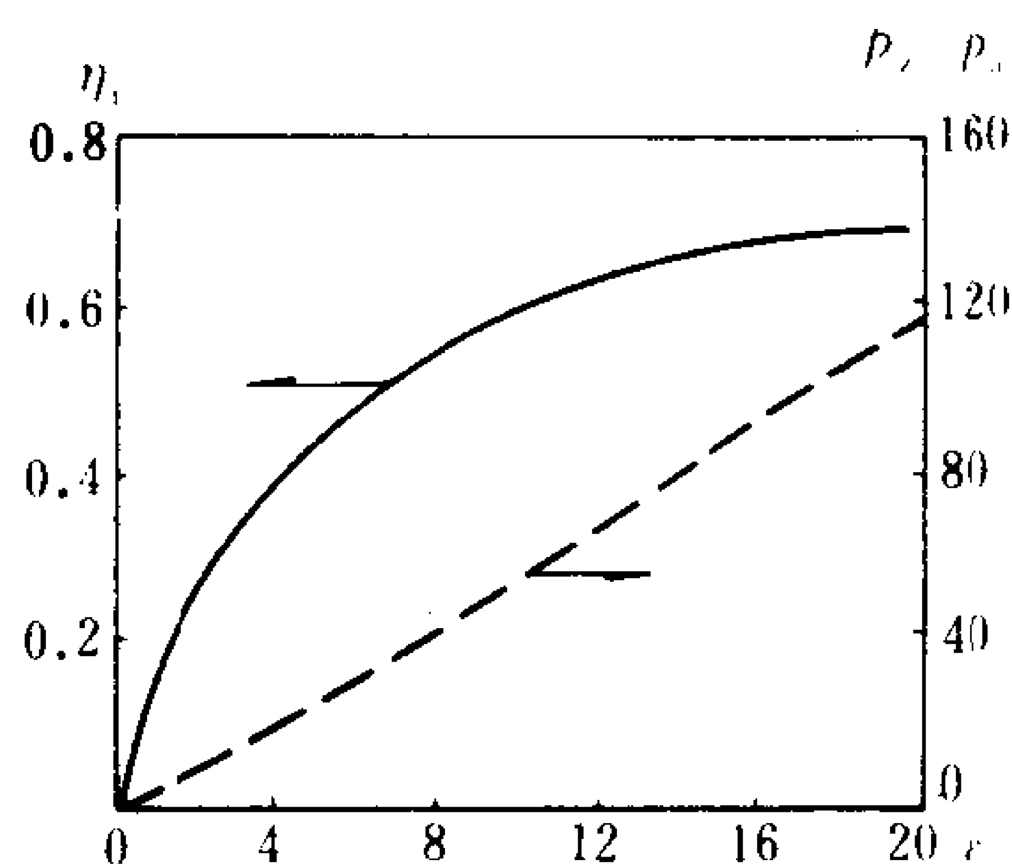


图 4.1.2-9　ε对η_t及p_z的影响

在循环加热量Q_1不变时，η_t正比于p_t，因而压缩比ε对p_t的影响与对η_t的影响相同。

1.3.2　循环加热方式

柴油机理想循环的两种极端情况为：①初膨胀比ρ等于 0，即定容加热循环；②压力升高比λ等于 0，即定压加热循环。

对这两种循环进行比较，可在两种基础上进行。

1）循环加热量及压缩比相同。这时，定容加热循环的理想效率高于定压加热循环，但与此同时，循环的最高压力也高于定压加热循环（图 4.1.2-10）。

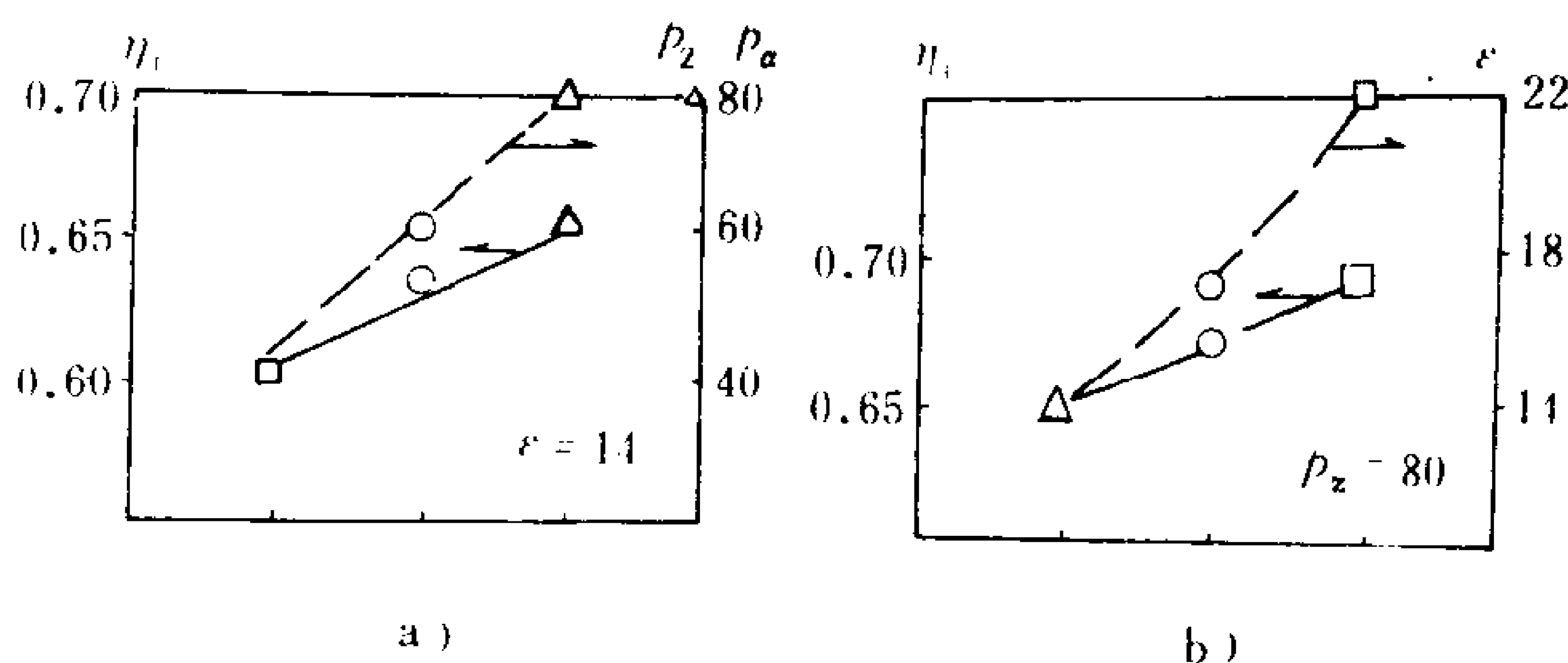


图 4.1.2-10　循环加热方式对η_t及p_z的影响

a）ε不变；　b）p_z不变

□定压加热；　△定容加热；　○混合加热

2）循环加热量及循环最高压力相同。这时，定压加热循环可以采用更高的压缩比，理想效率高于定容加热循环。

柴油机的理想循环处于两种极端情况之间。在加入热量Q_1及压缩比ε相同时，其η_t及p_t低于定容加热循环而高于定压加热循环。

1.3.3　循环加热量Q_1

定容循环及定压循环的加热量Q_1分别正比于（$\lambda-1$）及($\rho-1$)。对于定容循环，理想效率η_t与Q_1无关，对于定压循环则η_t随Q_1的增大而降低，因为较迟加入的热量具有较小的膨胀比。对于采用混合加热方式的柴油机理想循环，若增加λ使定容加热量增加则η_t提高，而增加ρ使定压加热量增加则使η_t降低。

1.3.4　工质的比热比k

图 4.1.2-11 示出了k对η_t的影响。当k增加时η_t将会提高。

1.3.5 循环最高压力

当发动机能够承受的最高压力提高时，理想效率也随之提高。图 4.1.2-12 示出了η_t与p_z之间的关系。

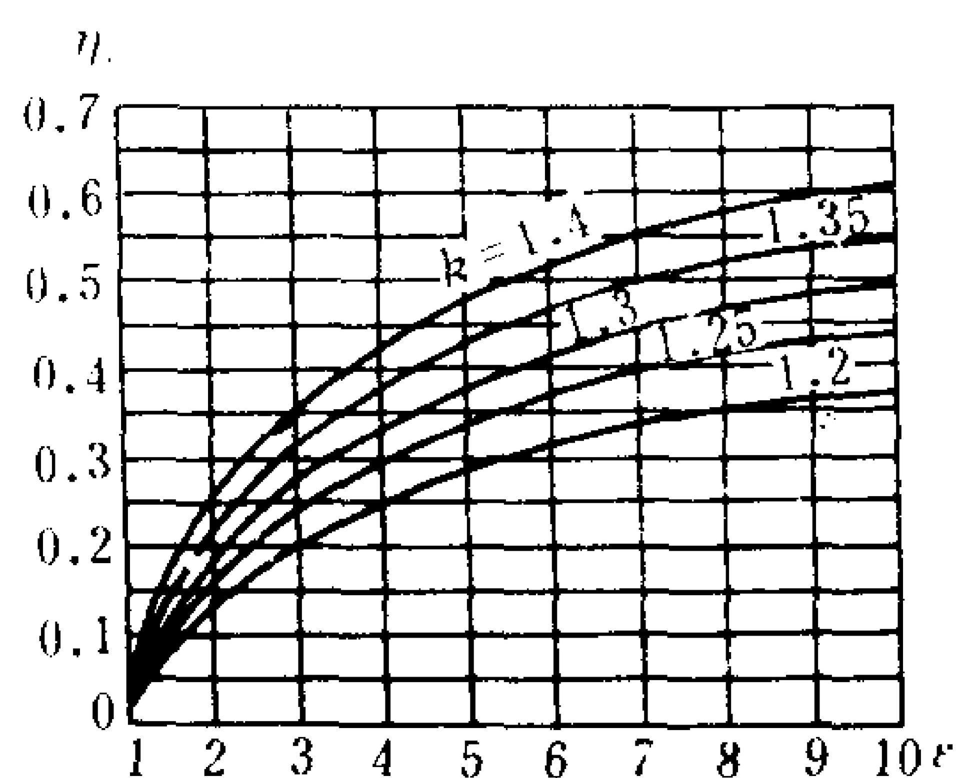


图 4.1.2-11 比热比k对η_t的影响

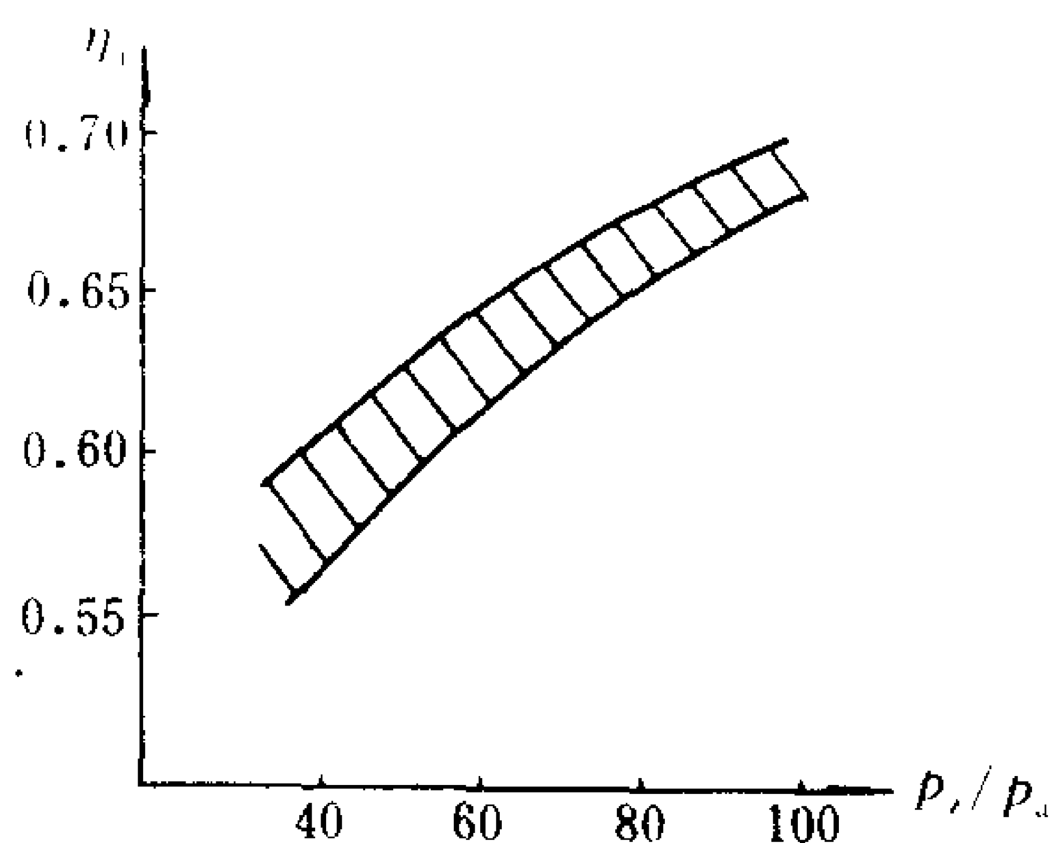


图 4.1.2-12 p_z与η_t之间的关系

1.3.6 冷源吸热方式

在废气涡轮增压柴油机中，工质在气缸中膨胀后又进入涡轮继续膨胀至环境压力。这类柴油机所相应的理想循环，其冷源的吸热方式是定压过程。定压吸热循环的理想效率高于定容加热循环，且随着压缩比的减小，其效率的差别增大（图 4.1.2-13）。

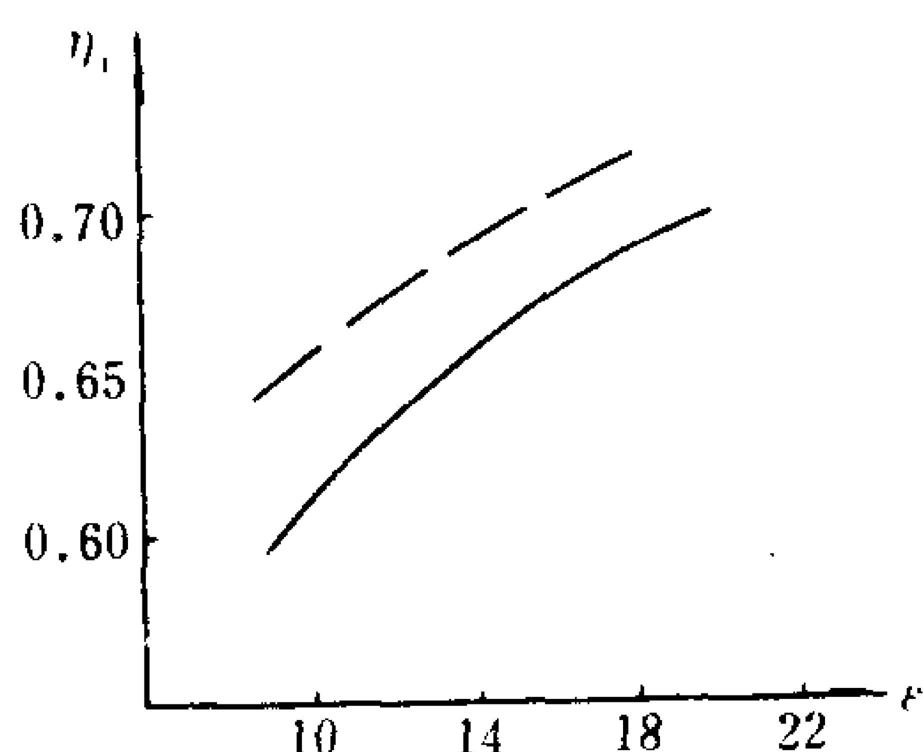


图 4.1.2-13 冷源吸热方式对η_t的影响

——定容吸热； ······定压吸热

1.3.7 理想循环分析的结论

1）理想效率总是高于实际循环的热效率，后者与前者的比值称为相对效率，记作η_r。η_r可以评价实际循环接近理想循环的程度。

$$\eta_r = \eta_i / \eta_t$$

式中：η_i——实际循环热效率。

通过减少实际循环的传热损失、泵气损失、不完全燃烧及燃烧的时间损失等可使η_r提高。

2）提高理想效率的途径有：

（1）提高循环最高压力；

（2）在循环最高压力限定时，使加热过程接近定压过程，同时提高压缩比；

（3）使工质在气缸外继续膨胀作功，使冷源吸热过程成为定压过程。

2 实际循环

2.1 工质特性

2.1.1 柴油机的工质

在柴油机各个工作过程中气缸内的工质列于表 4.1.2-2。

2.1.2 燃烧产物的热力特性

2.1.2.1 完全燃烧时燃烧产物的组分计算

若过量空气系数α及燃料的碳、氢、氧、氮原子数n、m、l、k已知，则在完全燃烧时，有下述化学反应式：

表 4.1.2-2 **柴油机的工质**

进气过程	含残余废气的空气
压缩过程	
燃烧过程	燃烧产物与空气（燃烧产物逐渐增多）
膨胀过程	含过量空气的燃烧产物
排气过程	
扫气过程	燃烧产物与空气（空气逐渐增多）

$$C_nH_mO_lN_k+\alpha\left(n+\frac{m}{4}-\frac{l}{2}\right)(O_2+3.77N_2)$$

$$\rightarrow nCO_2+\frac{m}{2}H_2O+\left(n+\frac{m}{4}-\frac{l}{2}\right)\left[3.77\alpha N_2-(\alpha-1)O_2+\frac{k}{2}N_2\right] \quad (4.1.2\text{-}2)$$

由上述反应式可以求得CO_2、H_2O、O_2、N_2在燃烧产物中的摩尔分数，有

$$x_{CO_2}=n/\sum M \quad (4.1.2\text{-}3)$$

$$x_{H_2O}=m/2\sum M \quad (4.1.2\text{-}4)$$

$$x_{N_2}=\left[3.77\alpha\left(n+\frac{m}{4}-\frac{l}{2}\right)+\frac{k}{2}\right]/\sum M \quad (4.1.2\text{-}5)$$

$$x_{O_2}=(\alpha-1)\left(n+\frac{m}{4}-\frac{l}{2}\right)/\sum M \quad (4.1.2\text{-}6)$$

$$\sum M=n+\frac{m}{2}+(4.77\alpha-1)\left(n+\frac{m}{4}-\frac{l}{2}\right)+\frac{k}{2} \quad (4.1.2\text{-}7)$$

式中：x_{CO_2}——燃烧产物中二氧化碳的摩尔分数；

x_{H_2O}——燃烧产物中水蒸气的摩尔分数；

x_{O_2}——燃烧产物中氧分子的摩尔分数；

x_{N_2}——燃烧产物中氮分子的摩尔分数；

$\sum M$———摩尔燃料完全燃烧所得燃烧产物的总摩尔数。

2.1.2.2 燃烧产物的热力特性计算

柴油机的燃烧产物可视为理想混合气体。其热力特性参数如比热、内能、焓等仅随温度而变化，并可由所含各组分的摩尔分数及其热力特性参数求得。在已知一种热力特性参数后，其余的热力特性参数可根据解析式求得。

令c_p为燃烧产物的摩尔定压比热，则

$$c_p=x_{CO_2}c_{pCO_2}+x_{H_2O}c_{pH_2O}+x_{N_2}c_{pN_2}+x_{O_2}\cdot c_{pO_2}$$

式中c_{pCO_2}、c_{pH_2O}、c_{pN_2}、c_{pO_2}分别为二氧化碳、水蒸气、氮分子、氧分子的定压比热，可以由经验方程求得（表 4.1.2-3）。

表 4.1.2-3 **气体定压比热的拟合方程**

拟合方程	$c_p=a+b\left(\frac{T}{100}\right)^{n_1}+c\left(\frac{T}{100}\right)^{n_2}+d\left(\frac{T}{100}\right)^{n_3}$ cal/(mol·K)							
气体	a	b	c	d	n_1	n_2	n_3	最大误差%
N_2	9.3355	−122.56	256.38	−196.08	−1.5	−2	−3	0.43
O_2	8.9465	4.8044 E-3	−42.679	56.615	1.5	−1.5	−2	0.30
H_2	13.505	−167.96	278.44	−134.01	−0.75	−1	−1.5	0.60
CO	16.526	0.16841	−47.985	42.246	0.75	−0.5	−0.75	0.42

续上表

拟合方程	$c_p=a+b(\frac{T}{100})^{n_1}+c(\frac{T}{100})^{n_2}+d(\frac{T}{100})^{n_3}$ cal/(mol·K)							
气体	a	b	c	d	n_1	n_2	n_3	最大误差%
OH	19.490	−14.185	4.1418	−1.0196	0.25	0.75	1	0.43
NO	14.169	−0.40861	−16.877	17.899	0.5	−0.5	−1.5	0.34
H_2O	34.190	−43.868	19.778	−.88407	0.25	0.5	1	0.43
CO_2	−0.89286	7.2967	−0.98074	5.7835 E−3	0.5	1	2	0.19
NO_2	11.005	51.650	−86.916	55.580	−0.5	−0.75	−2	0.26
CH_4	−160.82	105.1	−5.9452	77.408	0.25	0.75	−0.5	0.15
C_2H_4	−22.80	29.433	−8.5185	43.683	0.5	0.75	−3	0.07
C_2H_6	1.648	4.124	−0.153	1.74 E−3	1	2	3	0.83
C_3H_9	−0.966	7.279	−0.3755	7.58 E−3	1	2	3	0.40
C_4H_{10}	0.945	8.873	−0.438	8.36 E−3	1	2	3	0.54

1 cal/(mol·K)=4.1868 J/(mol·K)

图 4.1.2-14 示出了在各种α下燃烧产物的摩尔定压比热。

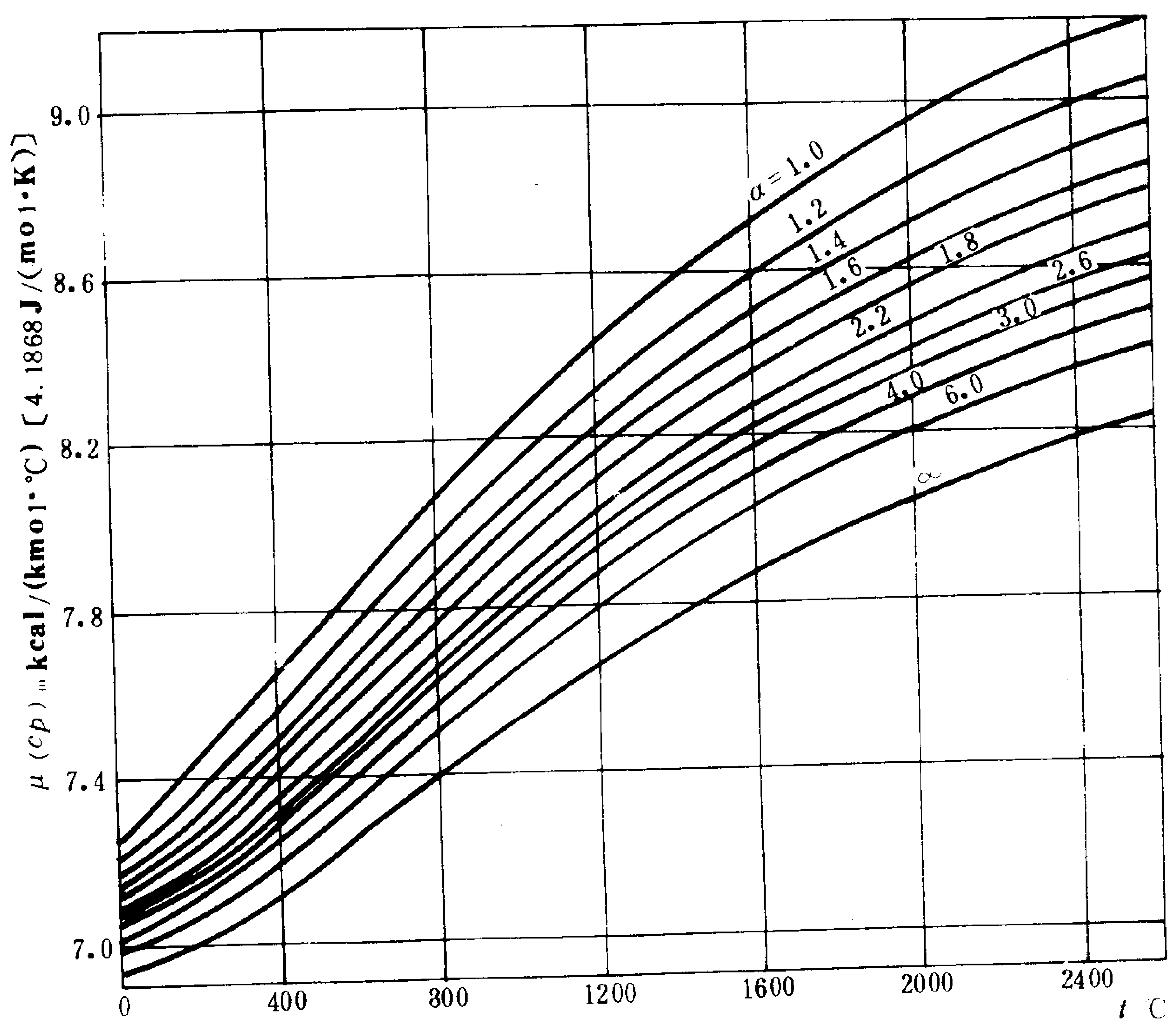


图 4.1.2-14 燃烧产物的摩尔定压比热

由摩尔定压比热c_P可以求得摩尔定容比热c_V及比热比k。

$$c_V=c_P-8.314$$

$$k=c_P/c_V$$

由c_p及c_v可分别求得摩尔焓h及摩尔内能u。

$$h=\int c_p dT$$

$$u=\int c_v dT$$

式中：c_v——定容比热，J／（mol·K）；

c_p——定压比热，J／（mol·K）；

h——摩尔焓，J／mol；

u——摩尔内能，J／mol。

2.2 压缩过程

2.2.1 压缩过程的定义及作用

由进气阀（进气口）关闭至柴油着火这一时期内的缸内工作过程称为压缩过程，其作用是：①提高热源温度以提高循环的热效率；②提高压缩终点的工质温度、压力使喷射入缸内的柴油能迅速自燃。

2.2.2 名义压缩比及有效压缩比

2.2.2.1 名义压缩比ε_0

ε_0等于活塞在下止点时的气缸最大容积除以活塞在上止点时的最小容积。把活塞由下止点至上止点所扫过的气缸容积称为工作容积，记作V_S，m^3；把气缸最小容积称为余隙容积，记作V_r，m^3。则有

$$\varepsilon_0=1+V_S/V_r$$

$$V_r=V_S/(\varepsilon_0-1) \qquad (4.1.2\text{-}8)$$

$$V_h=\frac{\pi}{4}D^2S$$

式中：D——气缸内径，m；

S——活塞行程，m。

2.2.2.2 有效压缩比ε

ε等于活塞关闭进气口时的气缸容积除以余隙容积。这一定义通常只用于二冲程柴油机中①。将活塞自进气口上边缘到上止点所扫过的气缸容积称为有效工作容积，记作V_s'，m^3；则有：

$$\varepsilon=1+V_s'/V_r$$

$$V_r=V_s'/(\varepsilon-1) \qquad (4.1.2\text{-}9)$$

将有效工作容积与工作容积的比值称作行程损失系数，记作ψ。则有

$$\varepsilon=\psi(\varepsilon_0-1)+1 \qquad (4.1.2\text{-}10)$$

式中：$\psi=V_s'/V_s=1-h/S$；

h——进气口上边缘至下止点的距离，m；

$$h=S\cdot\left[1+\cos\theta_{ic}-\frac{1}{\lambda}\left(1-\sqrt{1-\lambda^2\sin\theta_{ic}}\right)\right]/2$$

θ_{ic}——进气口的关闭角；

① 在四冲程柴油机中进气延迟角较小，且在延迟期间进气阀的开启截面也已很小。因此，通常略去它对压缩过程的影响，并认为四冲程柴油机的有效压缩比就是名义压缩比。

λ——连杆行程长度比。

2.2.3 压缩终点参数及多变指数

2.2.3.1 瞬时多变指数

在理想循环中，工质在压缩过程中的压力、温度与气缸容积存在着下述关系：

$$p/p_a = (V/V_a)^{-k}$$

$$T/T_a = (V/V_a)^{1-k}$$

或

$$d\ln p = -kd\ln V$$

$$d\ln T = (1-k)d\ln V$$

在实际循环中，可借用上述公式，引入多变指数n的概念，以取代比热比k。有

$$p/p_a = (V/V_a)^{-n}$$

$$n = -d\ln p/d\ln V$$

因此，多变指数n就是对数坐标示功图($\ln p$-$\ln V$图)上压缩过程曲线任一点切线的斜率。实际循环的压缩过程并非绝热过程，因而多变指数n不等于工质的比热比，并将随时变化。在不考虑工质泄漏损失时，多变指数与工质传热率之间的关系，可以下式表示：

$$n = k + (k-1)pdq/dV$$

式中：dq——工质在微元曲柄转角内向缸壁的传热量，J/°CA①；

dV——气缸在微元曲柄转角内的容积变化，m^3。

图 4.1.2-15 出示了压缩过程中多变指数的变化。在进气阀关闭阶段，多变指数急剧升高，并在气阀完全关闭时达到最大值。在压缩过程中n逐渐减小，是因为随着工质温度的升高工质比热比减小而向缸壁的传热损失增加。在压缩过程初期，多变指数有可能大于比热比，这是因为这时工质的温度低于缸壁，热量由缸壁传向工质的缘故。在靠近上止点处，n急剧上升，这时压缩过程实际上已经结束，燃烧已经开始的标志，瞬时多变指数曲线（$n-\varphi$图）是评价压缩过程的一种重要方法。

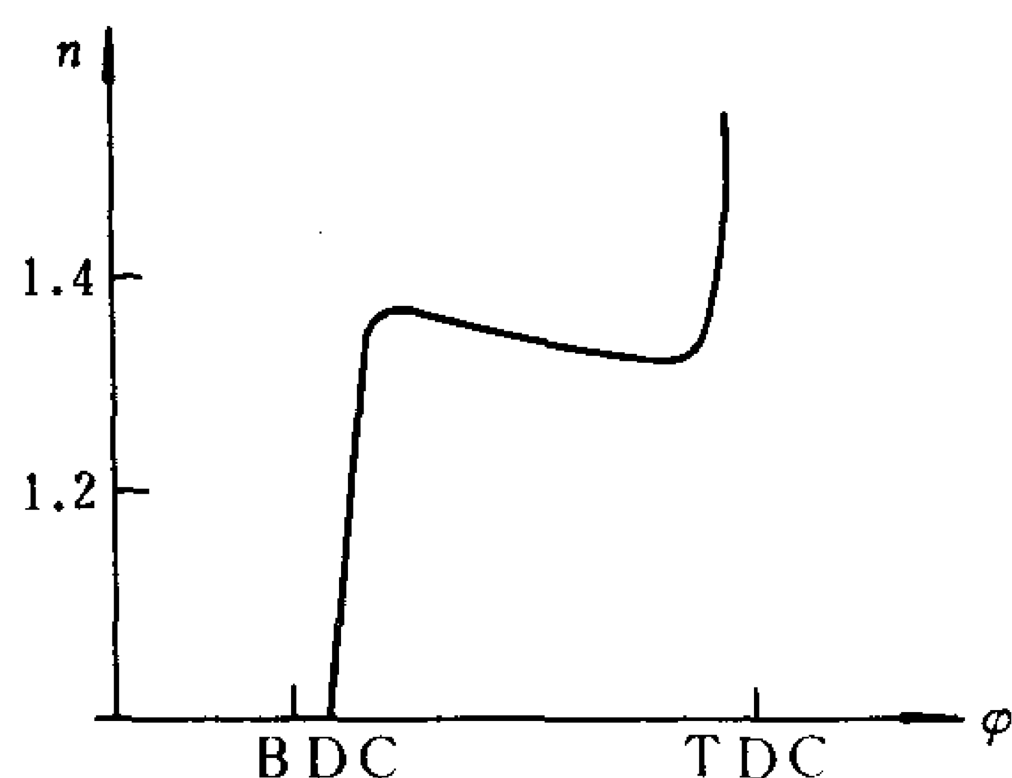


图 4.1.2-15 压缩过程中瞬时多变指数的变化②

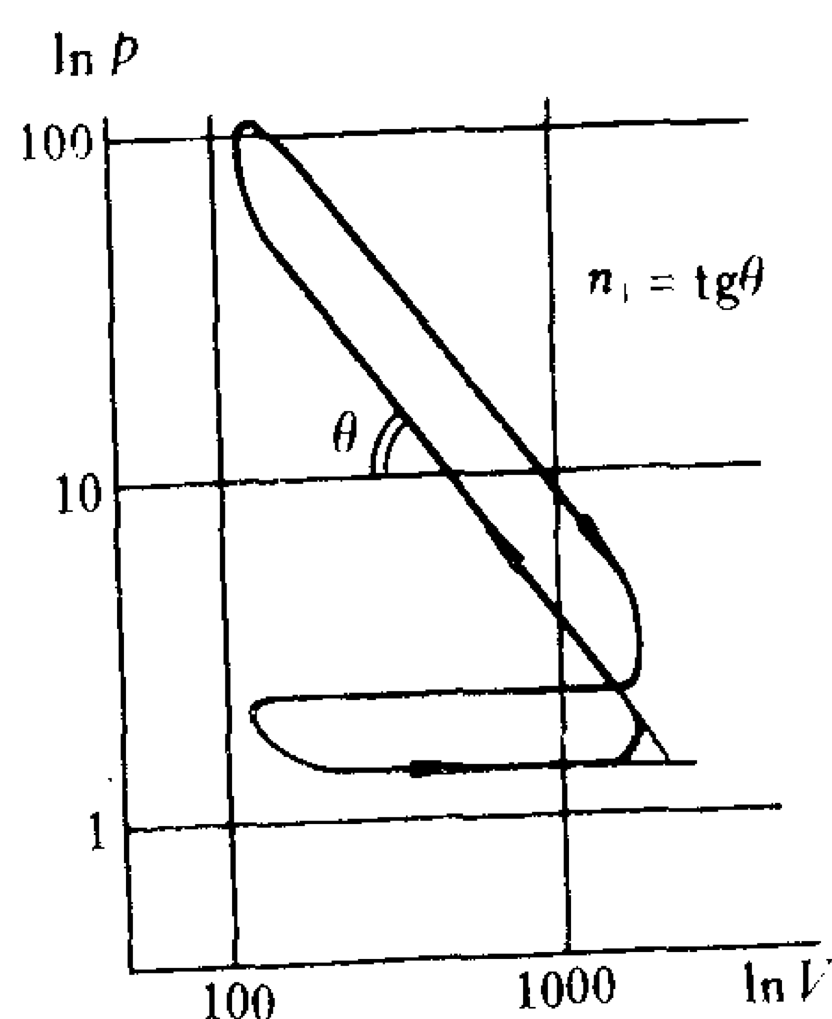


图 4.1.2-16 对数示功图及平均多变指数

2.2.3.2 平均多变指数n_1

在对数示功图上，压缩曲线的平均斜率即为压缩平均多变指数（图 4.1.2-16），简称压缩多变指数。

记压缩终点的压力、温度及气缸容积分别为p_c、T_c及V_c，则有：

$$n_1 = \frac{\ln p_c - \ln p_a}{\ln V_a - \ln V_c}$$

$$p_c/p_a = (V_a/V_c)^{n_1}$$

$$T_c/T_a = (V_a/V_c)^{n_1-1}$$

① CA——曲柄转角的英文缩写。

② BDC为下止点的英文缩写，TDC为上止点的英文缩写。

如将压缩终点近似地看成在活塞上止点位置，则有：

$$p_c/p_a=\varepsilon^{n_1} \tag{4.1.2-11}$$

$$T_c/T_a=\varepsilon^{n_1-1} \tag{4.1.2-12}$$

以上两式可用于估算压缩终点的压力及温度

表 4.1.2-4　各类柴油机的n_1

机　　型	n_1
1.低速增压柴油机，活塞有冷却	1.30～1.36
2.中速增压柴油机，活塞有冷却	1.35～1.37
3.高速增压柴油机，活塞有冷却	1.28～1.37
4.非增压柴油机，活塞无冷却	1.37～1.40
5.风冷柴油机	1.39～1.42

各类柴油机的压缩多变指数列于表 4.1.2-4，凡工质温度高、传热损失大的柴油机其n_1则较小。属于这类情况的有：压缩比高，气缸尺寸小；分开式燃烧室，活塞冷却；增压而无空气中冷等，而使n_1增大的因素则有：压缩比小，气缸尺寸大；直喷式燃烧室，活塞无冷却；增压、空气中间冷却等。图 4.1.2-17 示出了n_1随压缩比及进气温度的变化，图 4.1.2-18 示出了n_1随转速的变化，在怠速时，发动机的n_1将有明显下降。

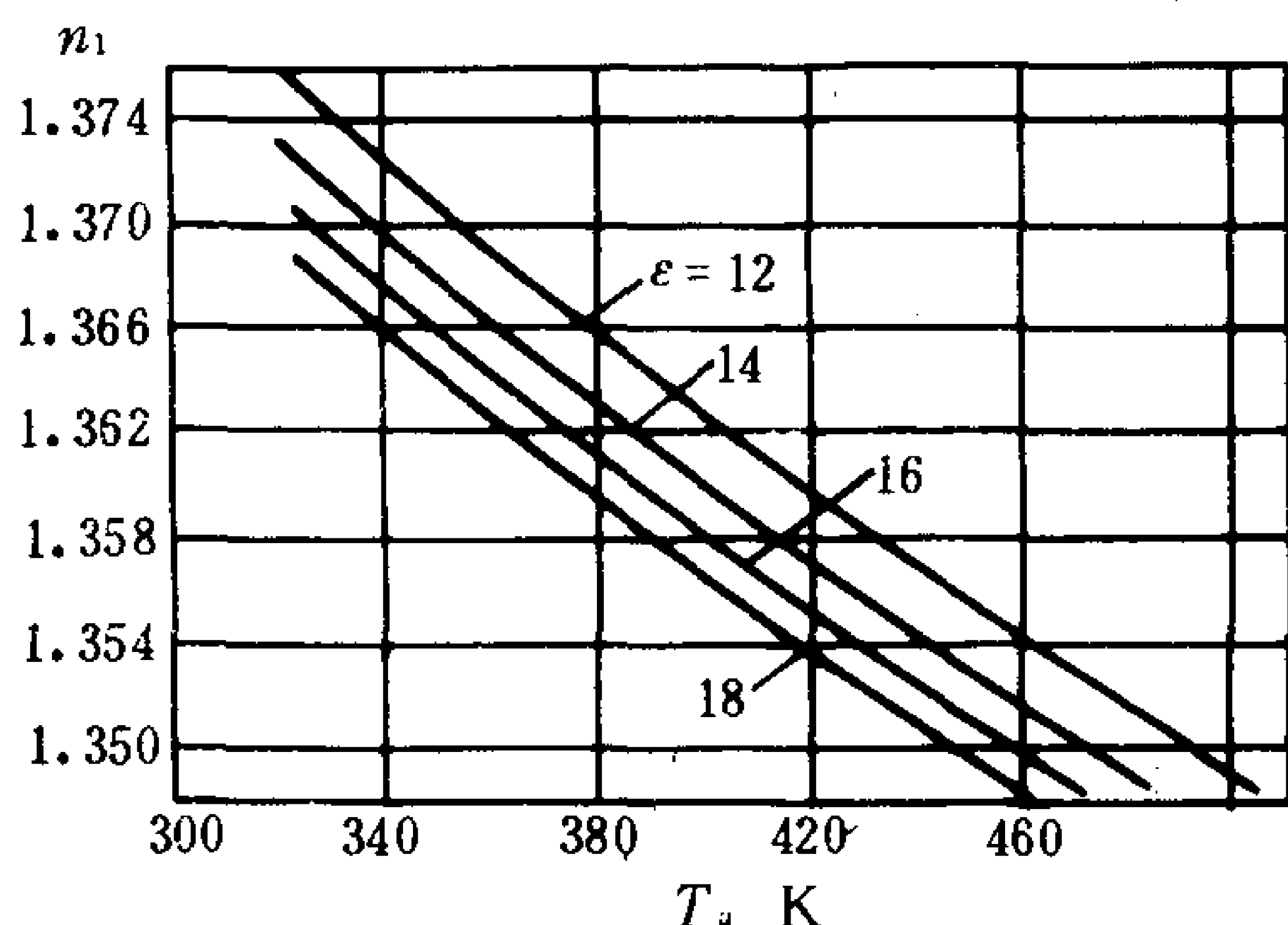


图 4.1.2-17　n_1随ε及T_a的变化

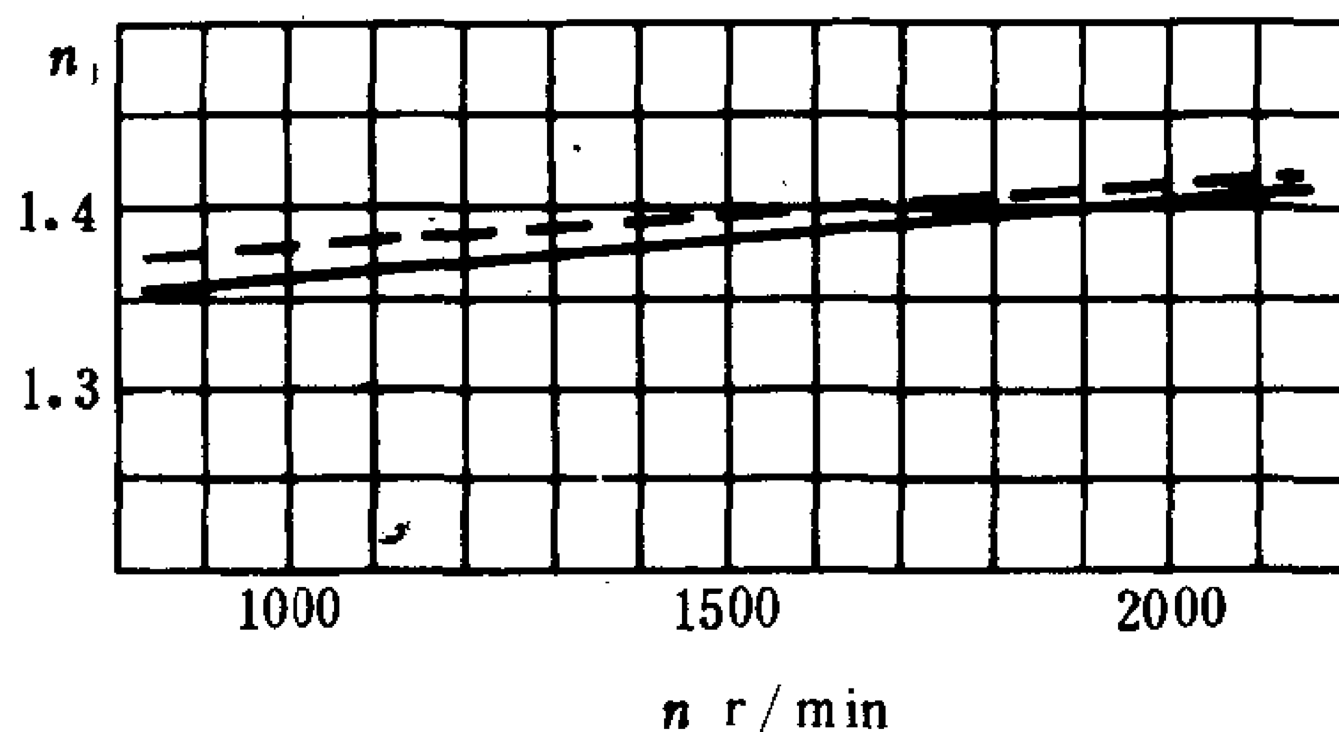


图 4.1.2-18　n_1随转速的变化

2.2.4　多变指数的测定及非正常压缩过程

2.2.4.1　多变指数的测定

1）用停缸法、倒拖法或延迟喷油法测定压缩终点压力p_c。此时，n_1可由下式求得：

$$n_1=(\ln p_c-\ln p_a)/\ln\varepsilon \tag{4.1.2-13}$$

式中：$p_a=(0.85\sim0.95)p_0$　非增压柴油机；

$p_a=(0.9\sim0.95)p_k$　增压柴油机；

p_0——环境压力，Pa；

p_k——增压器出口压力，Pa。

2）测定发动机的示功图（p-φ图），并将它转化为对数示功图（$\ln p-\ln V$图）。求取压缩过程线的平均斜率。

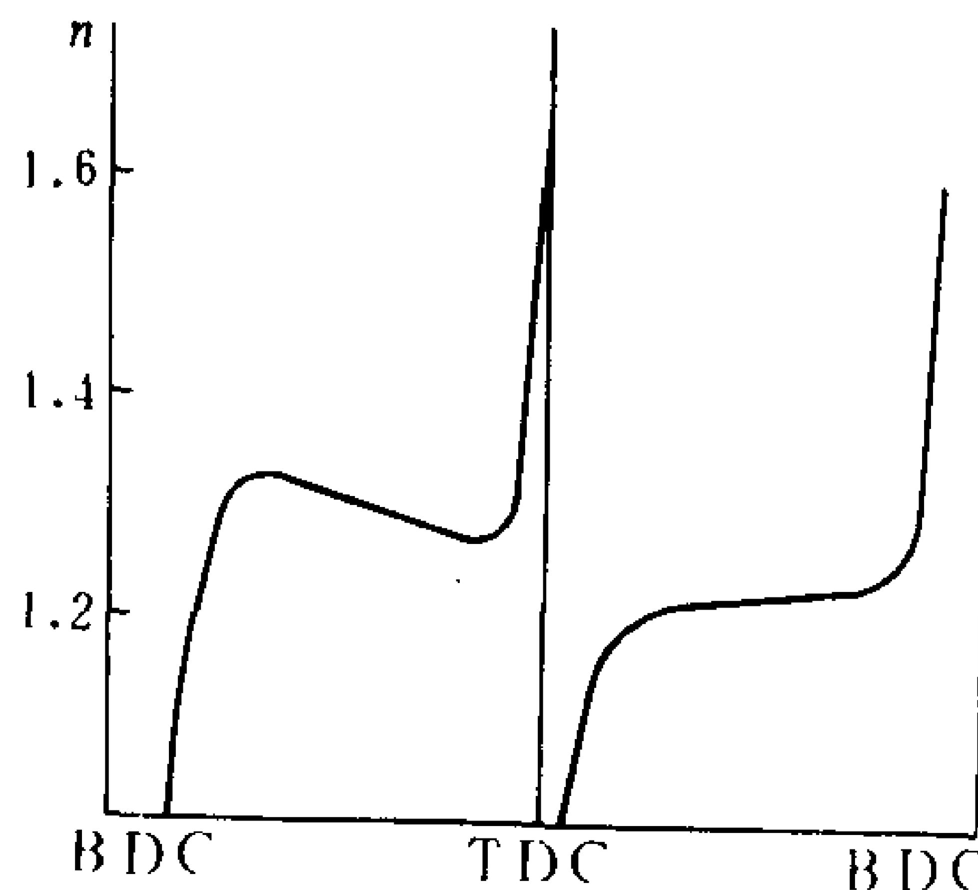


图 4.1.2-19　瞬时多变指数

3）用微型计算机对示功图数据进行加工，可求得各个曲柄转角下的瞬时多变指数，其一般步骤为：

（1）对示功图信号进行标定及光顺，求得$dp/d\varphi$及$p(\varphi)$（参见本篇 11.2.1.2）；

（2）根据活塞运动规律，求得$dV/d\varphi$及$V(\varphi)$；

（3）瞬时多变指数可由下式求得：

$$n=-\frac{(dp/d\varphi)}{p}\cdot\frac{V}{(dV/d\varphi)}$$

图 4.1.2-19 示出了柴油机循环的瞬时多变指数。

2.2.4.2　非正常压缩过程

1）由于工质漏泄引起压缩压力过低

缸套、活塞环的过度磨损，进、排气阀与阀座的配合不良等均会引起缸内工质的漏泄。此时除压缩压力降低外，在压缩过程的中后期可见多变指数的异常降低(图 4.1.2-20)。这种情形随着转速的降低而愈显严重。

2）由于过热而压缩压力过高

由于燃烧室部件如缸套、活塞等冷却不良、活塞拉缸等会使工质在压缩过程中受到加热。此时，压缩终点压力增高，压缩过程初、中期的多变指数明显高于工质的比热比。

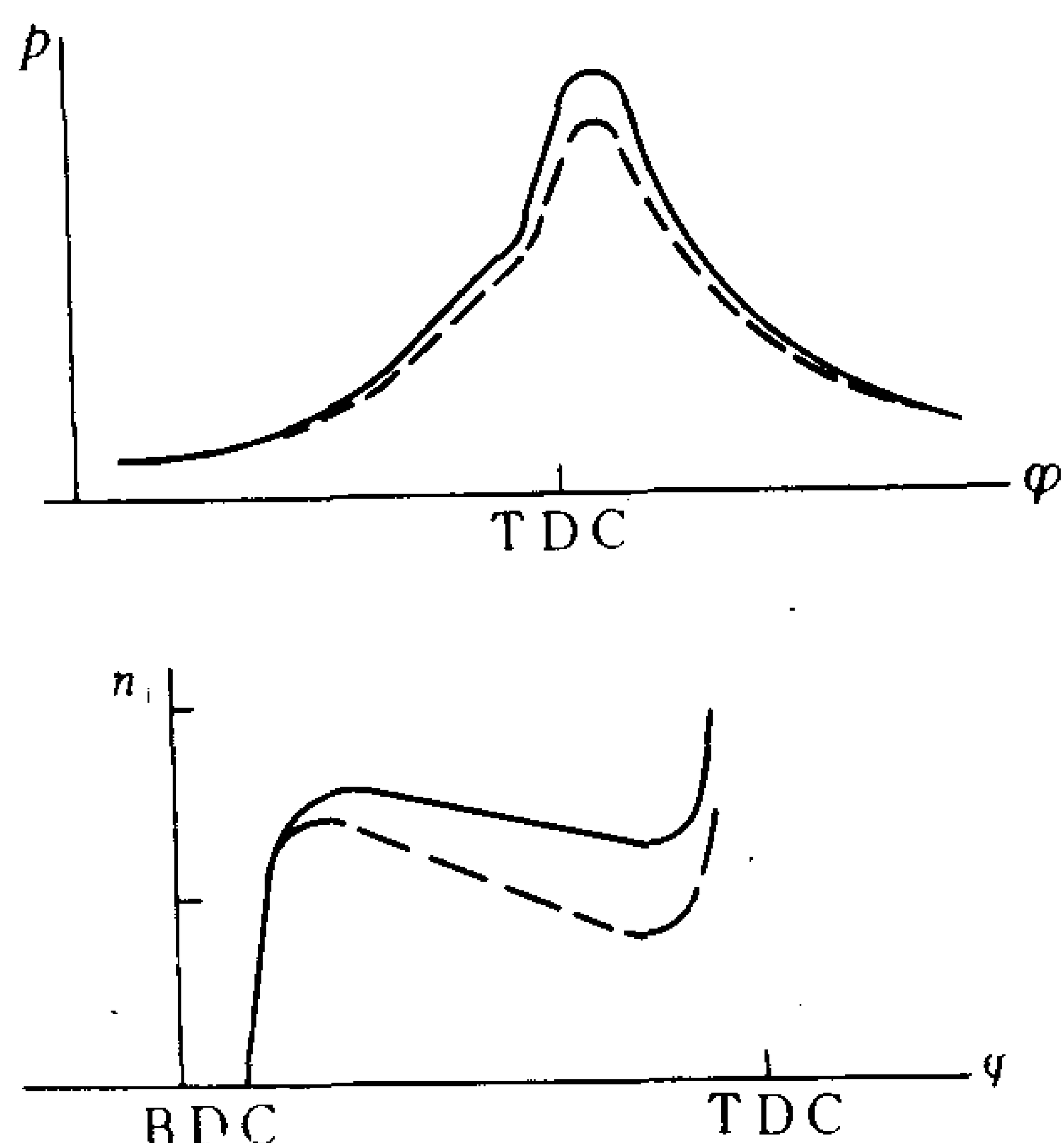


图 4.1.2-20　气缸漏气时的多变指数

——正常；　……漏气

2.3　燃烧过程

2.3.1　燃烧过程的定义、作用和分类

2.3.1.1　燃烧过程的定义和作用

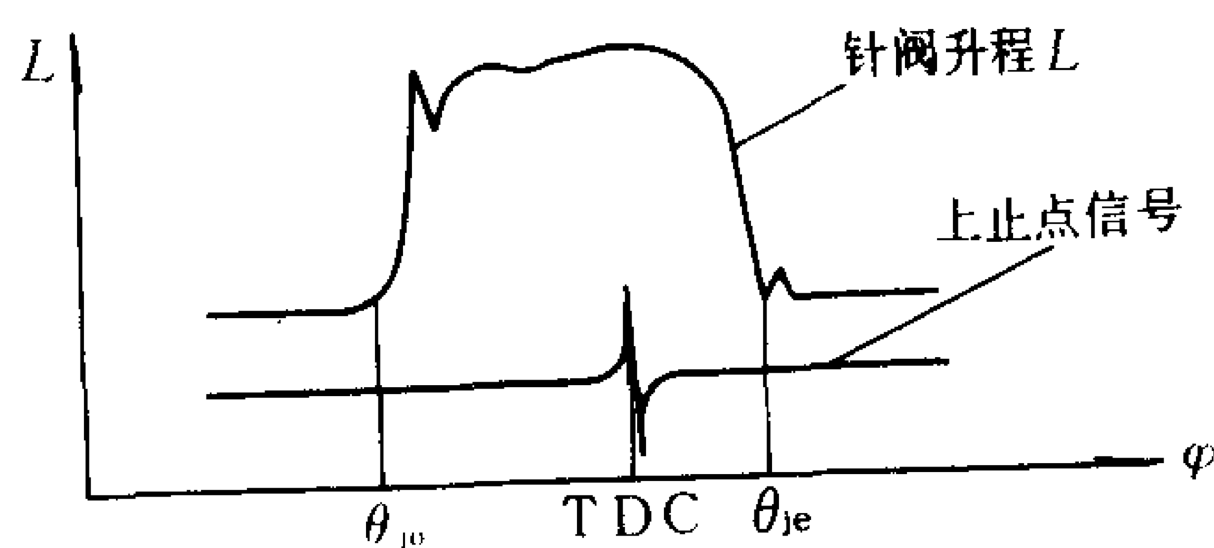


图 4.1.2-21　喷射始点及喷射终点

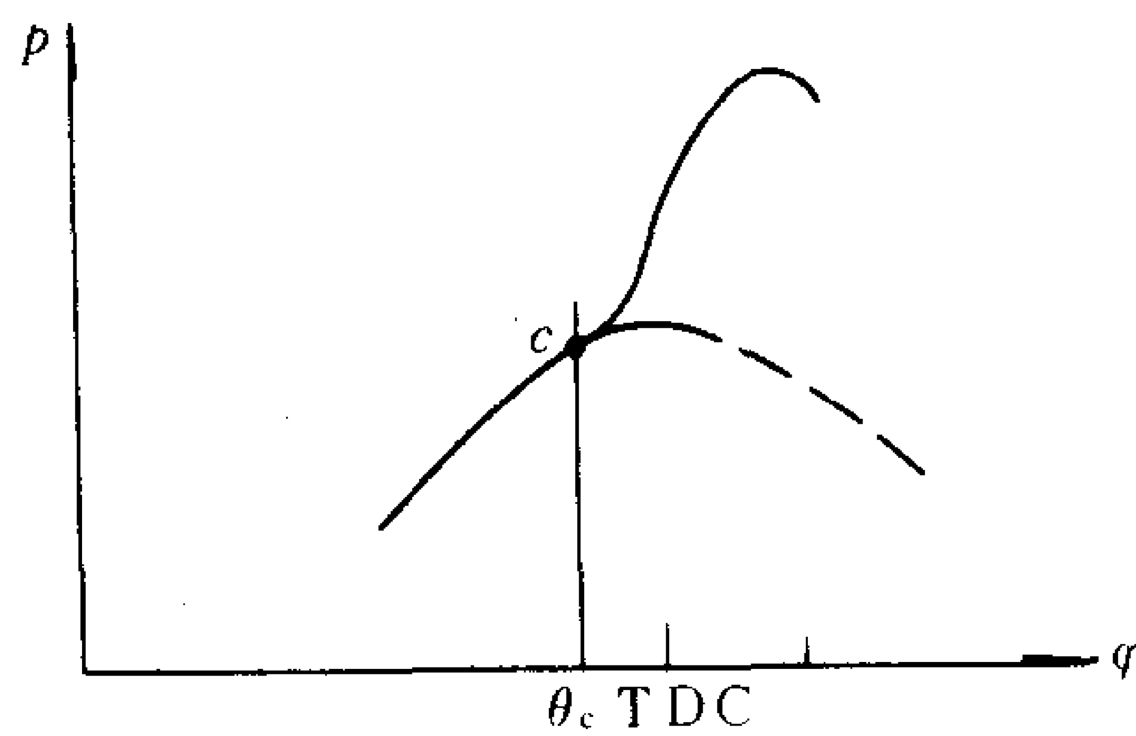


图 4.1.2-22　在示功图上确定燃烧始点θ_c

由喷射入气缸的燃油着火起至燃油燃烧终止称为燃烧过程①。燃烧过程的作用是将燃油的化学能通过燃烧及时、完全地转化为热能以提高工质的内能并对外作功。

1）喷射始点及喷射终点

燃油喷射入气缸及喷射结束的曲柄转角分别称为喷射始点θ_{jo}及喷射终点θ_{jz}。喷射所经历

① 燃油着火之前的过程对燃烧有重大的影响，因此也是燃烧过程研究的重要内容。但它只是燃烧的准备阶段，在这一阶段中燃烧并未开始。从这一意义上说，它并不属于燃烧过程。

的曲柄转角称为喷射持续角，并可由喷油器的针阀升程曲线确定（见图 4.1.2-21）。

2）燃烧始点

燃油着火时的曲柄转角称为燃烧始点，通常可以用下列特征之一来确定：

（1）在示功图上气缸压力曲线升起，偏离压缩压力曲线（图 4.1.2-22）；

（2）在瞬时多变指数曲线上，多变指数升起并高于工质的比热比（图 4.1.2-23）；

（3）在放热速率曲线上，放热速率升起并大于零（图 4.1.2-24）。

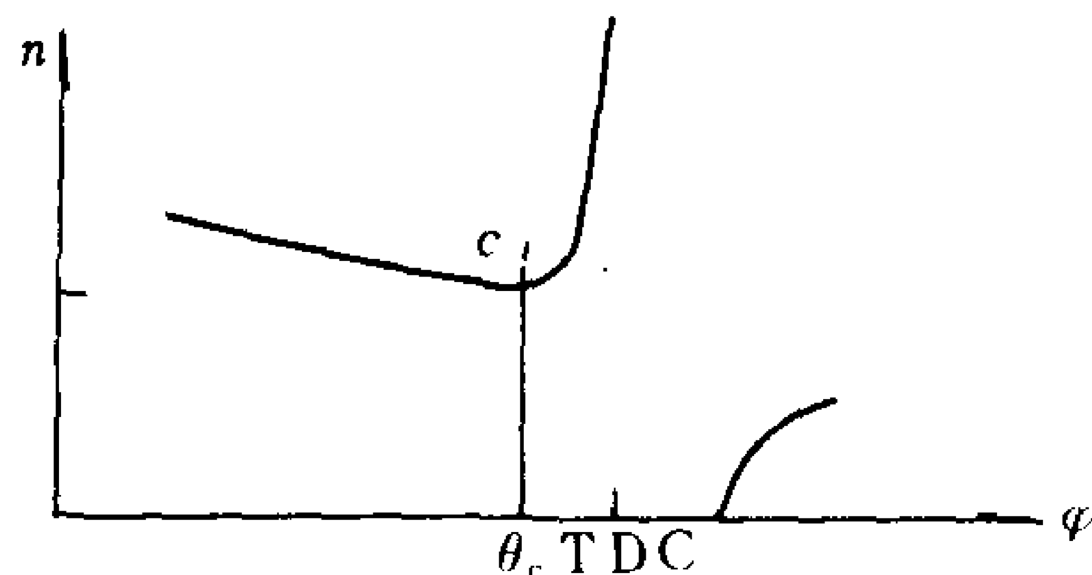


图 4.1.2-23 根据n确定燃烧始点

3）着火延迟角及着火延迟时间

由喷射始点至燃烧始点所经历的曲柄转角称为着火延迟角，所对应的时间称为着火延迟时间(常用单位为ms)。有时将两者泛称为滞燃期。着火延迟角θ_{id}及着火延迟时间t_{id}之间有下列关系：

$$\theta_{id}=6n \cdot t_{id}/1000 \quad (4.1.2\text{-}14)$$

式中：n——转速，r/min；

t_{id}——着火延迟时间，ms；

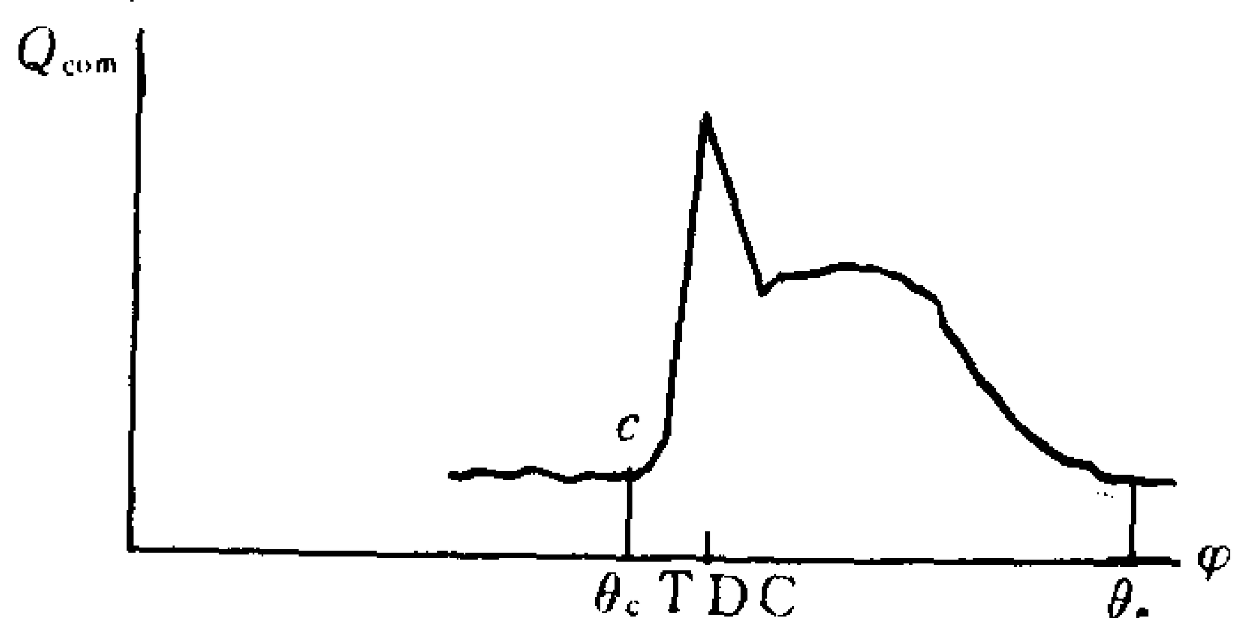


图 4.1.2-24 根据放热速率曲线确定燃烧始点

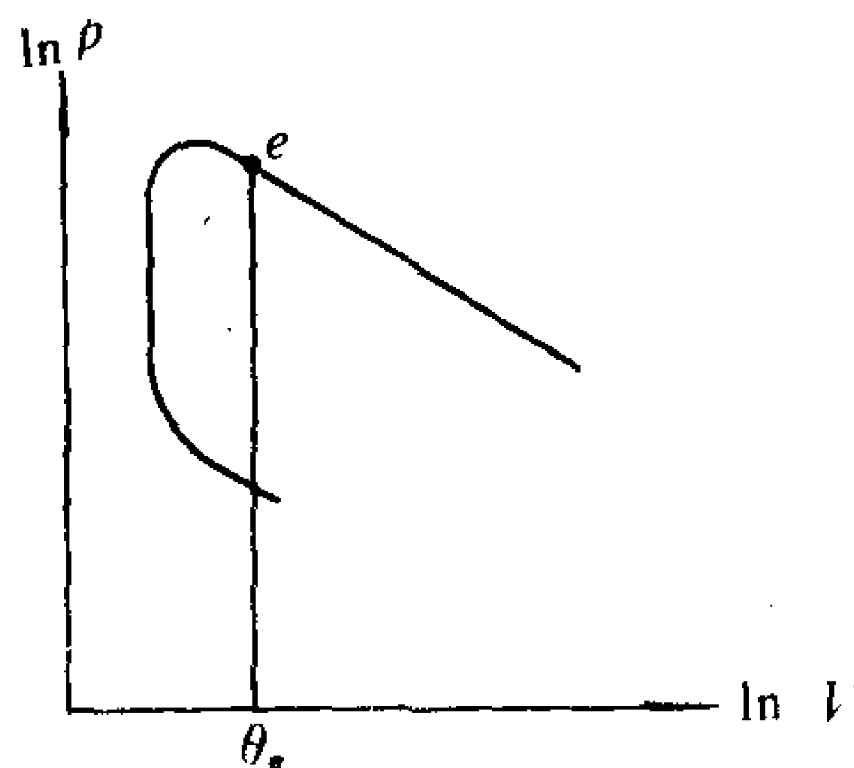


图 4.1.2-25 $\ln p$-$\ln V$图上的燃烧终点θ_e

θ_{id}——着火延迟角，°CA。

4）燃烧终点及燃烧持续角

燃料燃烧终止时的曲柄转角称为燃烧终点，由燃烧始点至燃烧终点所经历的曲柄转角称为燃烧持续角，燃烧终点可根据下列特征来确定：

（1）在$\ln p$-$\ln V$图上，膨胀过程线直线段的起点（图 4.1.2-25）；

（2）在瞬时多变指数曲线上，多变指数增大，并趋于不变（图 4.1.2-26）；

（3）在放热速率曲线上，放热速率渐趋于 0，累计放热率趋近于 1(图 4.1.2-24)。由于燃烧是逐步结束的，准确的燃烧终点较难确定。有时便把累计放热率等于 0.9 时的曲柄转角近似地定为燃烧终点。

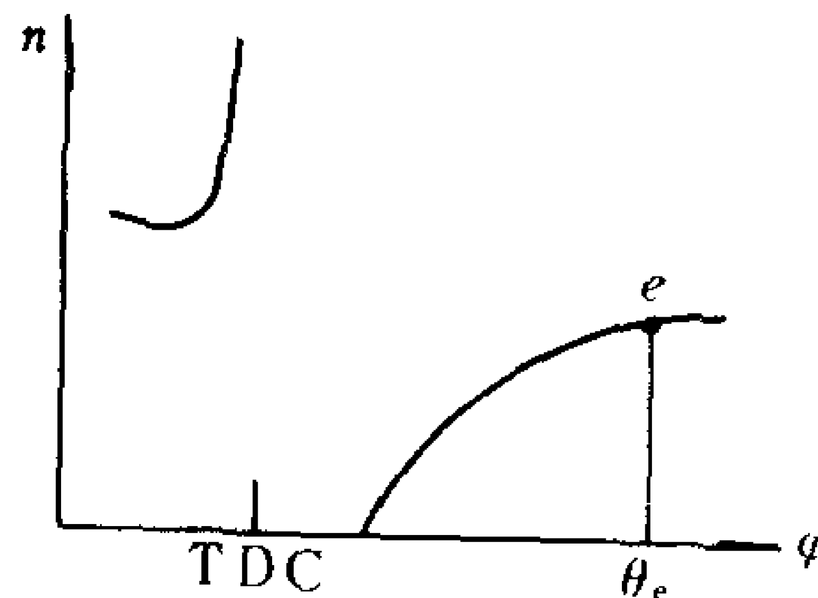


图 4.1.2-26 多变指数曲线上的燃烧终点θ_e

5）燃空比及当量燃空比

在油-气混合气体中燃油质量与空气质量的比值称为燃空比，记作ϕ。把在化学当量配比下，1 kg燃油完全燃烧所需要的空气量记作L_0。L_0通常在 14.2 至 14.5 kg之间。当量燃空比f可用下式表示：

$$f=\phi L_0 \tag{4.1.2-15}$$

当量燃空比的倒数又称过量空气系数，记作α：

$$\alpha=\frac{1}{f}=\frac{1}{\phi L_0} \tag{4.1.2-16}$$

6）稀限、浓限及可燃混合气

混合气可能燃烧的最小当量燃空比及最大当量燃空比分别称为稀限及浓限。柴油-空气混合气的稀限约为 0.3，浓限约为 3。处于稀限及浓限之间的混合气称为可燃混合气。

7）最大压力升高率

在示功图p-φ曲线上的最大斜率$(dp/d\varphi)_{max}$称为最大压力升高率。用作图法可以求取最大压力升高率(图 4.1.2-27)，但不够精确。精确的方法是将示功图的压力数据经光顺处理后求导（图 4.1.2-28）。在（$dp/d\varphi$）曲线上确定其最大值。

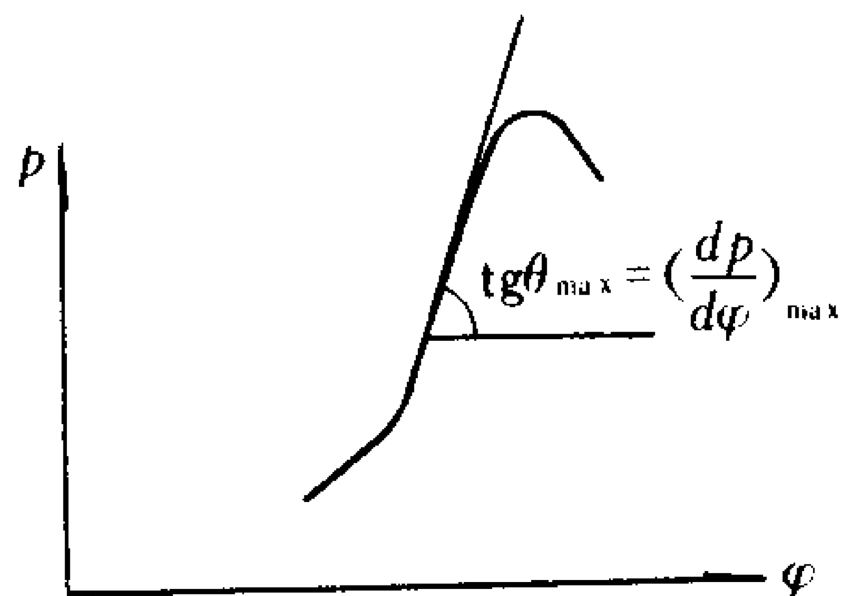


图 4.1.2-27　由示功图求（$dp/d\varphi$）max

（$dp/d\varphi$）$_{max}=tg\theta_{max}$

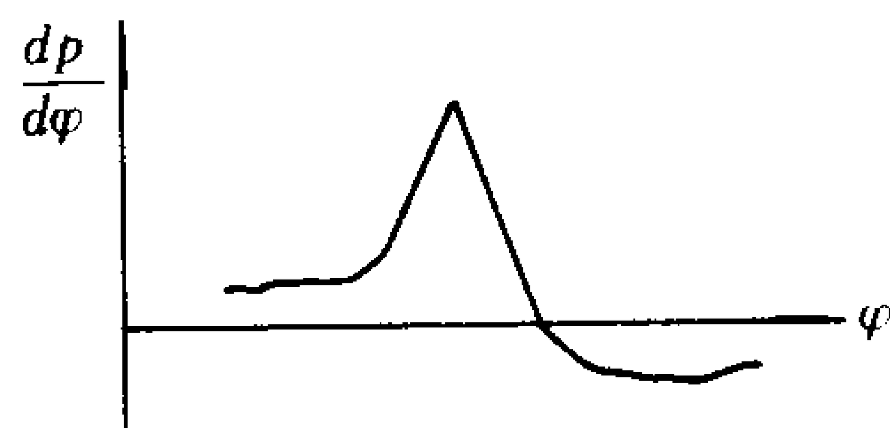


图 4.1.2-28　柴油机的$dp/d\varphi$曲线

8）放热速率及燃烧速率

放热速率是指单位曲柄转角内燃料燃烧所释放出的热量。放热速率一般是无法直接测定的。通常所说的放热速率是由示功图数据间接换算得到的。根据热力学第一定律，单位曲柄转角内燃料燃烧的放热量应等于活塞作功、工质内能的增量以及工质向燃烧室壁的传热量的总和，即

$$\dot{Q}_{com}=\dot{U}+\dot{W}+\dot{Q}_{cool} \tag{4.1.2-17}$$

式中：$\dot{Q}_{com}$——放热速率，J/°CA；

$\dot{U}$——单位曲柄转角内工质内能的增量，J/°CA；

$\dot{W}$——单位曲柄转角内工质所作的功，J/°CA；

$\dot{Q}_{cool}$——单位曲柄转角内工质向燃烧室壁的传热量。

式（4.1.2-17）的右端三项中，$\dot{W}$可根据示功图数据以及相应的气缸容积直接求得；在已知缸内工质的充量后，根据示功图可反算出缸内温度，由此可算出$\dot{U}$；采用某种传热公式则可算出$\dot{Q}_{cool}$。

燃烧速率即单位曲柄转角内烧掉的燃料量，记作$\dot{m}_f$。燃烧速率也是无法测定的，一般所说的燃烧速率是假定燃料完全燃烧，由放热速率反推得出。

$$\dot{m}_f=\dot{Q}_{com}/H_{VL} \tag{4.1.2-18}$$

式中：H_{VL}——燃料的低热值，J/g；

$\dot{Q}_{com}$——放热速率，J/°CA；

$\dot{m}_f$——燃烧速率，g/°CA。

9）相对放热速率与累计放热率

相对放热速率$\dot{x}$指放热速率与循环供热总量的比值。累计放热率x是指由燃烧始点起累计的放热量与循环供热总量的比值。累计放热率曲线就是相对放热速率的积分曲线。

10）放热速率的面心相位

放热速率的面心相位是指放热速率曲线与横坐标所包围面积的面心所对应的曲柄转角。即累计放热率等于其最大值的1/2时所在的曲柄转角θ_{cen}（图4.1.2-29）。

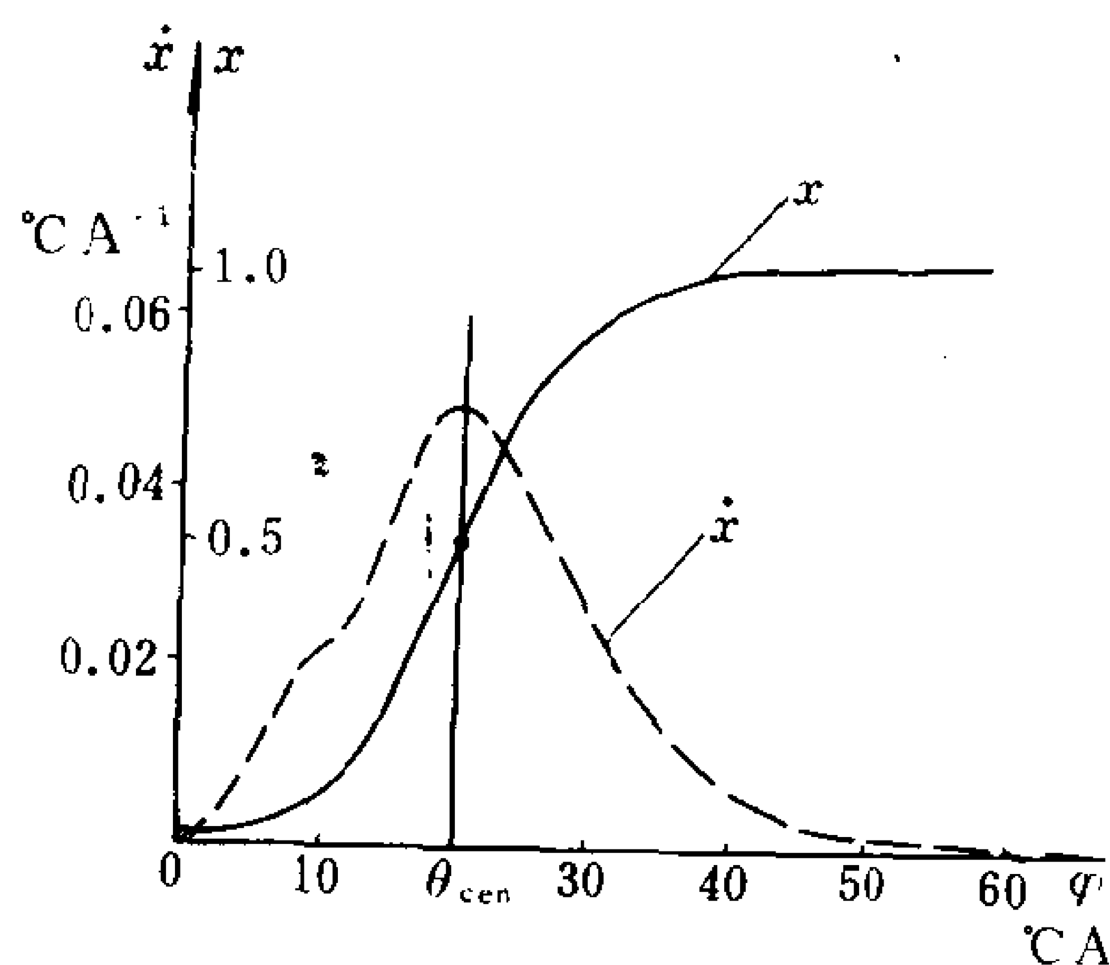


图4.1.2-29　放热速率的面心

2.3.1.2　燃烧方式的分类

各类发动机燃烧方式的不同主要是由于其可燃混合气的形成方式以及燃烧室结构不同所引起的。图4.1.2-30示出了燃烧方式的分类。

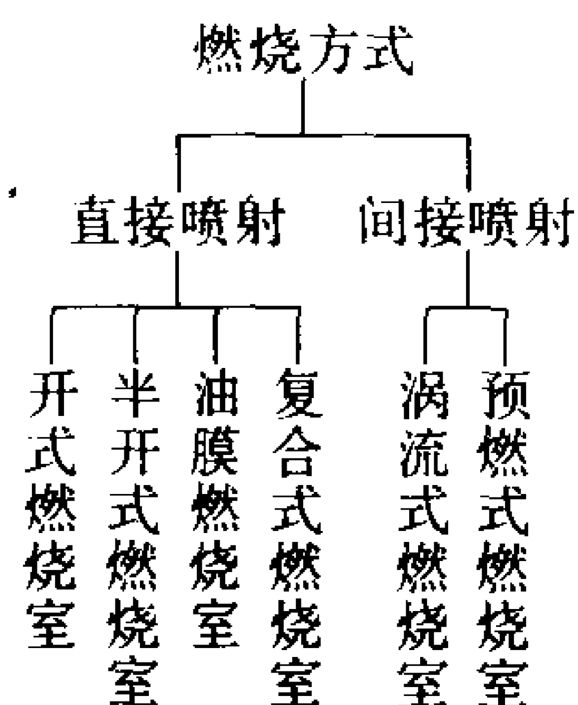


图4.1.2-30　柴油机的燃烧方式

1）直接喷射方式及直喷式柴油机

直接喷射方式指将燃油直接喷射入由活塞顶面、气缸盖底面及气缸壁所构成的燃烧空间。采用这种喷射方式的柴油机其燃烧室又可分为四类，即开式燃烧室、半开式燃烧室、油膜燃烧室及复合式燃烧室。

2）间接喷射方式及分开式燃烧室

分开式燃烧室由两个以通道相连的主、副燃烧室构成。其中，主燃烧室就是气缸的余隙空间，而副燃烧室则是在气缸盖内的涡流室或预燃室。采用分开式燃烧室的发动机其燃油不是直接喷射入气缸，而是首先喷射入副燃烧室。这种喷射方式称为间接喷射方式。

2.3.1.3　各种燃烧室的特点

1）开式燃烧室

开式燃烧室的活塞顶面为平面、微凸或浅皿形。气缸盖的底面为平面或呈浅盆形。典型的开式燃烧室示于图4.1.2-31。

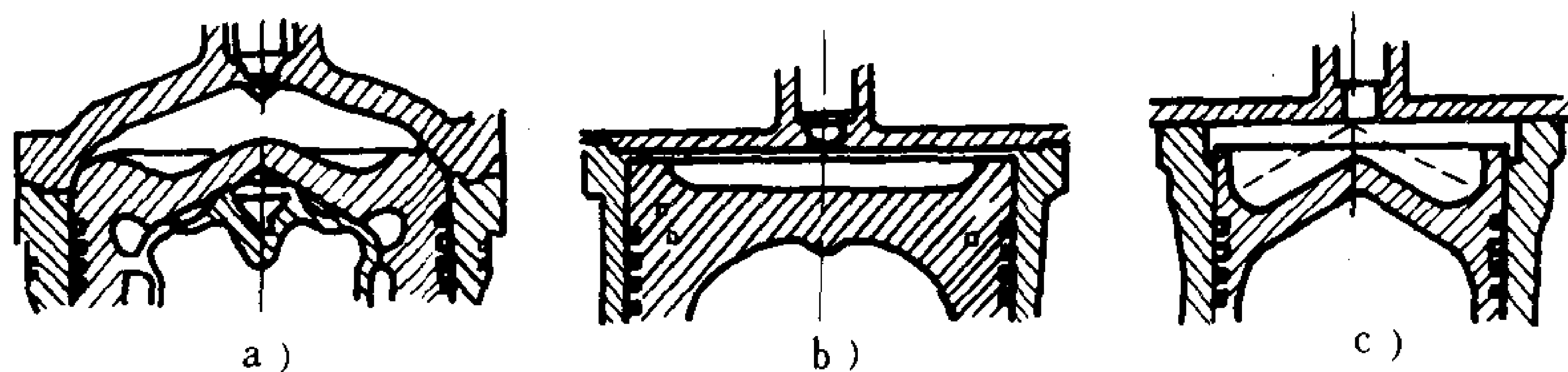


图4.1.2-31　开式燃烧室

a）敞开型；　b）浅盆型；　c）浅ω型

在开式燃烧室内没有强烈的空气涡旋运动。可燃混合气的形成主要依靠高的燃油喷射压力来使燃油雾化，并将空气卷入。为了更有效地利用空气，燃油的喷注应该均匀地分布在整个燃烧空间。喷嘴应作成多孔，喷注的贯穿度应和燃烧室的形状相配合。喷油嘴的孔径、孔

数、角度、喷油泵的喷射压力、柱塞的运动规律等是影响燃烧过程的关键因素。开式燃烧室以其形状简单、油耗低而被广泛应用于船舶中、低速发动机中。

2）半开式燃烧室

半开式燃烧室的活塞顶面具有较深的凹坑，通常为ω型、Δ型或盆型。燃烧室空间由活塞顶上的凹坑及活塞与缸盖余隙所构成的环形空间所组成。典型的半开式燃烧室示于图 4.1.2-32。在压缩过程中，随着活塞的上行，空气由环形空间流向凹坑，形成挤压环流，当活塞下行时空气由凹坑流出，形成反向的环流，这种空气环流能促进空气与油气的混合，有利于提高燃烧速度。控制环流强度的关键尺寸是凹坑的深度和坑口的直径。半开式燃烧室以其油耗较低，起动较易而被广泛用于船舶高速发动机中。

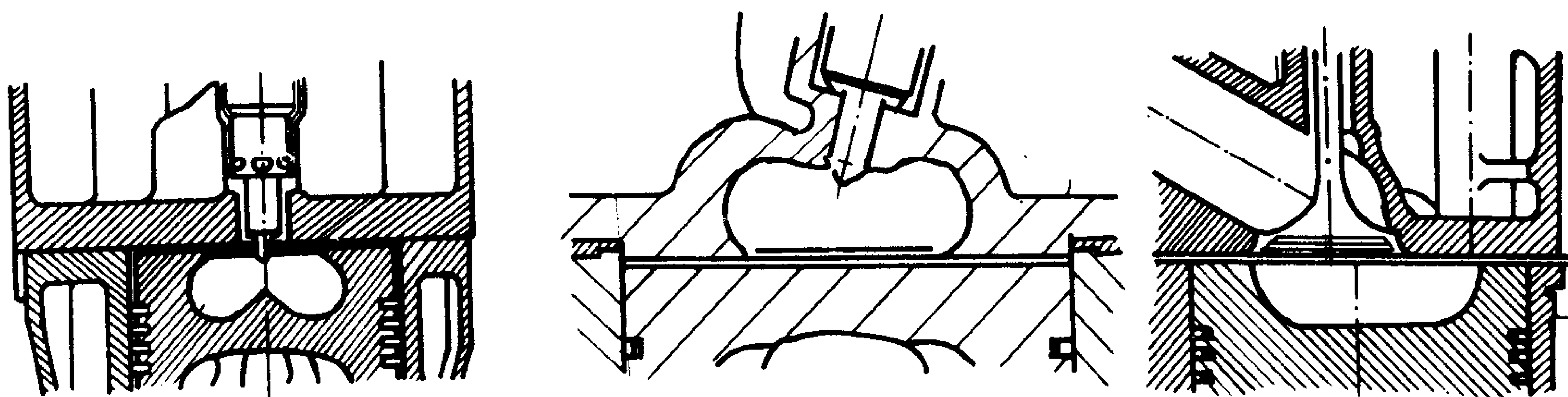


图 4.1.2-32　半开式燃烧室

3）球型油膜燃烧室

球型油膜燃烧室是一种特殊的半开式燃烧室。在这种燃烧室中，燃油不是向燃烧空间而是向燃烧室壁面喷射。在强烈的进气旋流作用下，大部分油束在燃烧室面上摊布成一层油膜。油束中一小部分较细的油雾首先着火，并点燃已经蒸发的油气。随着燃烧的进行，高温火焰使油膜加速蒸发，使燃烧过程得以迅速完成。上述过程又称M燃烧过程①。典型的球型油膜燃烧室示于图 4.1.2-33。

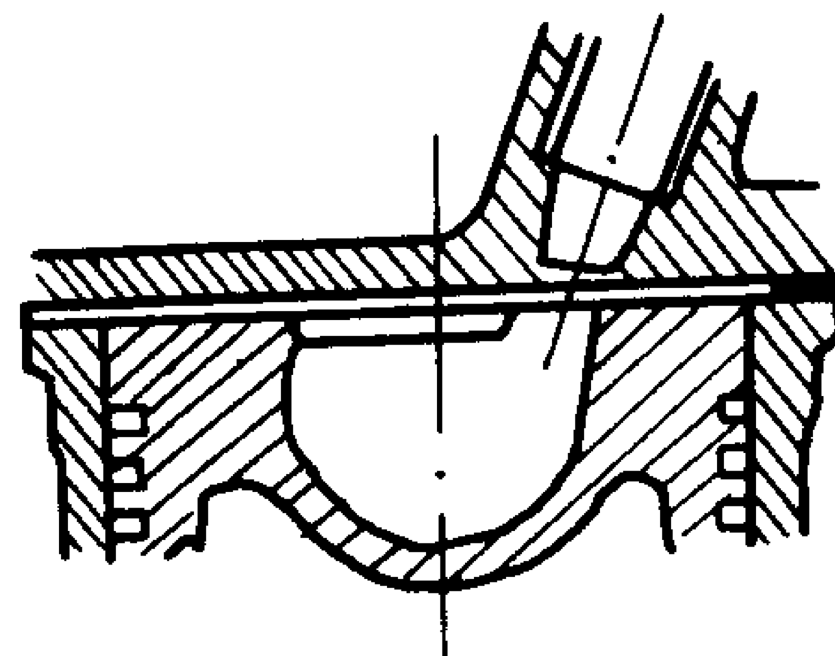


图 4.1.2-33　球型油膜燃烧室

影响油膜燃烧过程的关键在于进气旋流与油束的配合以及燃烧壁面温度的控制。油膜燃烧的优点是工作柔和、无烟。缺点是起动困难。它主要用于高速发动机中。

4）复合式燃烧室

在复合式燃烧室内，燃油通过轴针式喷油嘴，一部分喷向燃烧空间，一部分喷向燃烧室壁面。在高速时强烈的进气旋流使燃油大部分喷向壁面。在低速时，进气旋流减弱，燃油大部分喷向空间，这样把油膜燃烧和空间燃烧结合起来，可以在改善发动机冷起动能力的同时，保持工作柔和，燃烧良好的优点，典型的复合式燃烧室示于图 4.1.2-34。

5）涡流室燃烧室

涡流室燃烧室利用在压缩过程中形成的空气涡流运动来使燃油和空气迅速混合。其原理如图 4.1.2-35 所示。在压缩过程中，主燃烧室内的空气受活塞的推挤，通过切向的连接通道进入气缸盖内的涡流室，形成定向的涡流运动。油束顺着气流方向喷入，并随其分布到涡流室各处。在燃烧开始后，涡流室内的温度、压力升高，高温的燃气及部分未燃烧的可燃混合

① M指油膜燃烧室发明者德国工程师穆勒（Moorer)。

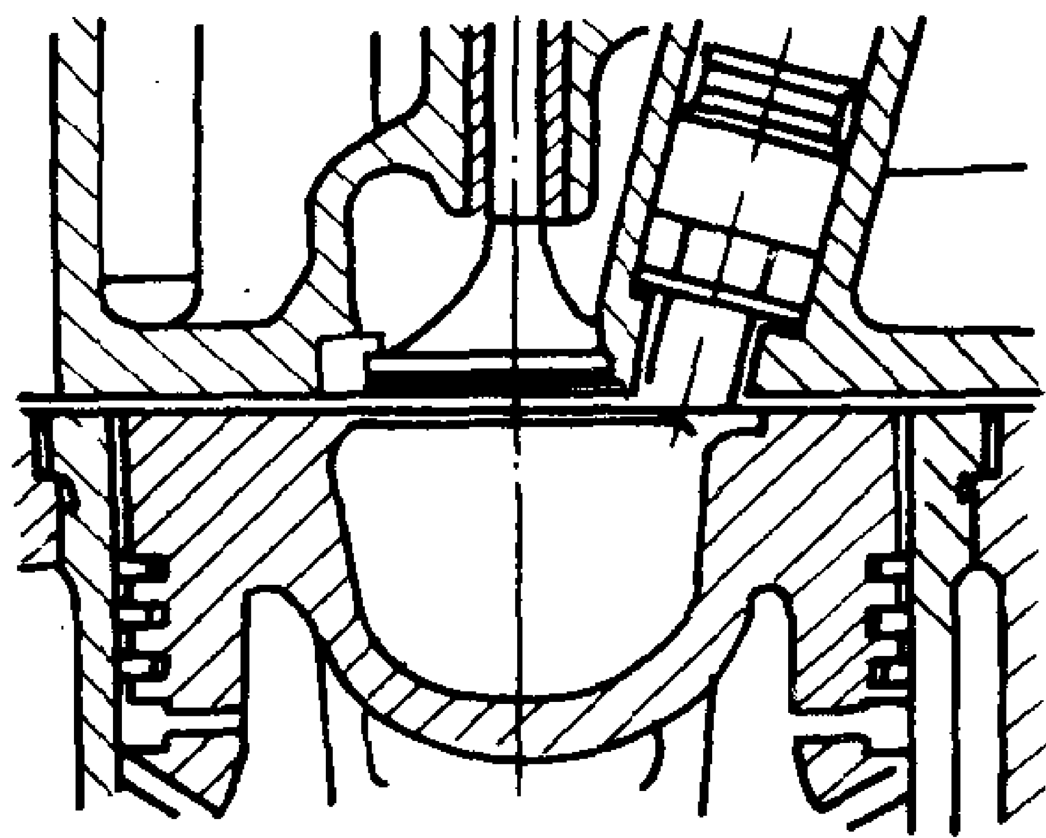


图 4.1.2-34　复合式燃烧室

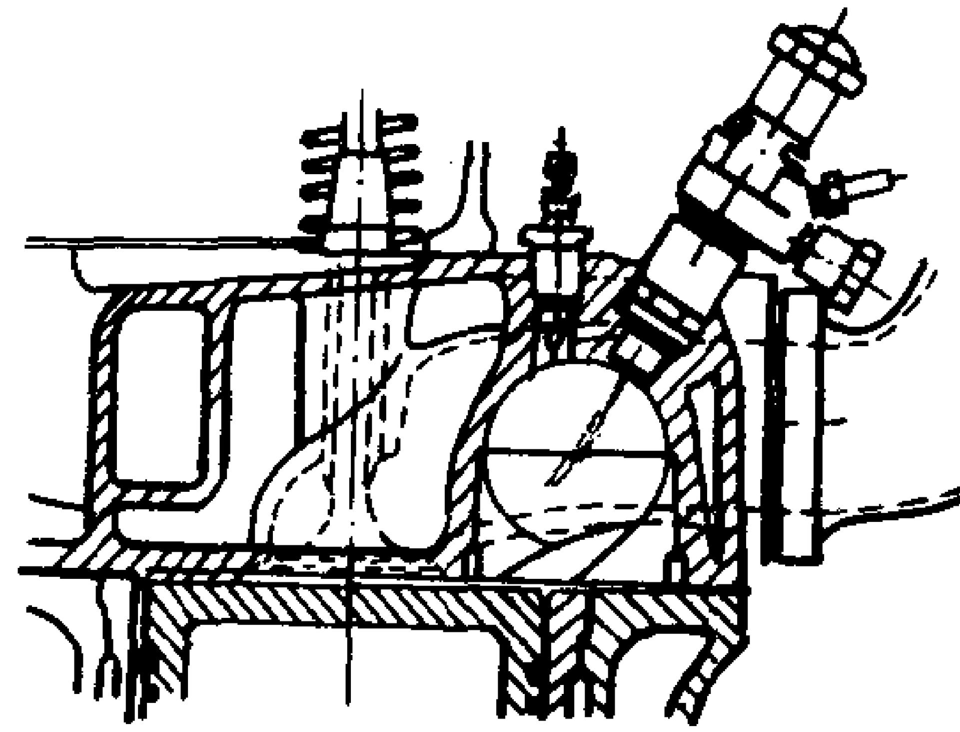


图 4.1.2-35　涡流室燃烧室

气又返流至主燃烧室继续燃烧。涡流室燃烧室对喷注雾化的质量要求不高。由于空气涡旋的强度随发动机转速的提高而增大，因此这类发动机的高速性能较好，被广泛地用于小型高速柴油机中，其缺点是油耗较高，冷起动困难。

6）预燃室燃烧室

预燃室燃烧室通过燃烧涡流来促进油气的混合，其原理如图 4.1.2-36 所示。如图，气缸盖内的预燃室是通过一个或数个喷嘴与主燃烧室相通。燃油喷入预燃室后，其中的小部分率先燃烧。在预燃室的压力升高后，大部分的未燃混合气通过喷嘴高速冲入主燃烧室，并继续燃烧。预燃室燃烧室主要用于小型高速发动机中。

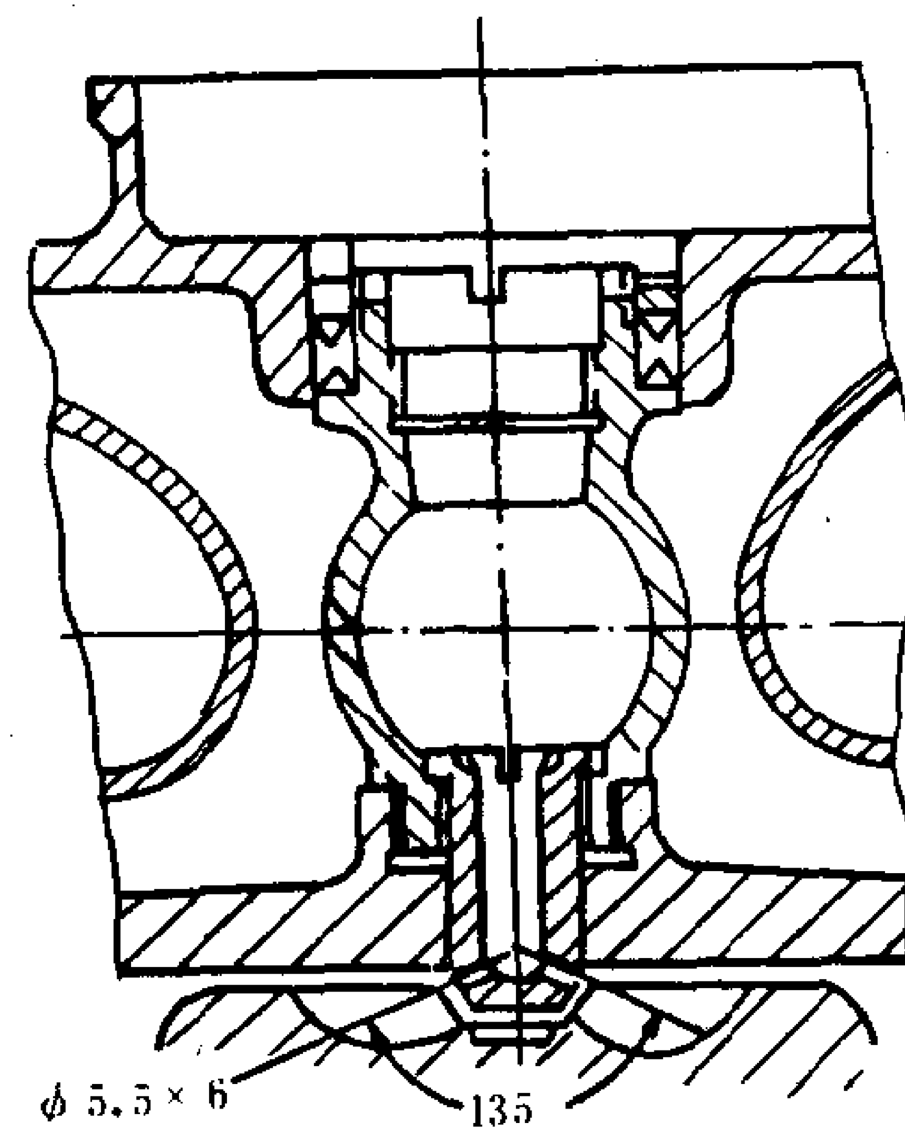


图 4.1.2-36　预燃室燃烧室

7）涡流室与预燃室的区别

预燃室的容积一般只占燃烧室总容积的 25%～40%，燃烧主要在主燃烧室进行；涡流室的容积占燃烧室总容积的 70%～80%，燃烧主要在涡流室中进行。涡流室的联接通道是切向布置，以造成燃烧前空气的定向涡流运动；预燃室的喷嘴（或通道）布置主要考虑喷出气流与主燃烧室形状的配合。在燃烧室内没有定向的涡旋运动。

各种燃烧方式及燃烧室的对比示于表 4.1.2-5。

2.3.2　燃烧过程的各个阶段

2.3.2.1　滞燃期

滞燃期即燃料燃烧的准备阶段，自喷油始点起至燃烧始点止，其长度用着火延迟时间或着火延迟角表示。在这一阶段，燃料的能量没有明显的释放，缸内压力与压缩压力也没有明显的区别。但是滞燃期的长短以及在此期间混合气的形成情况对后继的燃烧过程起着很大影响。

1）着火的物理准备及化学准备

喷入气缸的燃油在滞燃期内完成了着火前的物理准备与化学准备。着火的物理准备包括燃油所经历的油滴破碎、蒸发、扩散、混合并最终形成可燃混合气的各个过程，着火的化学准备是指焰前的化学反应动力学过程，包括燃油的裂解，各种活化中间产物的产生及其浓度的增高以及反应热的积累。影响着火的物理准备因素有喷射压力、空气运动及燃料的挥发性等。影响化学准备的因素有压缩终点的温度、压力、燃料的十六烷值等。滞燃期的长短主要取决于化学准备所需要的时间。

表 4.1.2-5

各种燃烧方式及燃烧室的比较

序号	项目	直接喷射式				分开式	
		开式		半开式		涡流室	预燃室
		浅ω型及浅盆型	敞开型	深ω型	M型		
1	燃烧室型式简图	浅ω型 浅盆型 $d_k/D>0.7$	敞开型	深ω型 $d_k/D<0.6$	M型	涡流室式	预燃室式
2	适用机型	各类机型	二冲程低速机 $n<300$ r/min $D>500$ mm	四冲程高速机 $n>1500$ r/min $D<150$ mm	同左	四冲程高速机 $n>1500$ r/min $D<120$ mm	四冲程高速机 $n>1500$ r/min
3	气流运动	无进气涡流或弱进气涡流	无进气涡流或弱进气涡流（直流扫气）	中强度进气涡流 挤压涡流	强进气涡流 挤压涡流	压缩涡流	燃烧涡流
4	燃油喷射	多孔式喷嘴 6～12 孔 开启压力 23～30 MPa	多孔式喷嘴 8～12 孔 开启压力 28～30 MPa	多孔式喷嘴 3～5 孔 开启压力 17～21 MPa	单孔或双孔式喷嘴 开启压力 17～19 MPa	轴针式喷嘴单孔 开启压力 12～15 MPa	轴针式喷嘴单孔 开启压力 12～14 MPa 增压时 17～20 MPa
5	混合气形成及燃烧性能特点	空间混合 起动易 热损失小 热负荷小 空气利用率～50% 最高爆发压力及噪声大 烟色差，排气中NO_x含量大 燃油消耗率低	同左	空间混合 起动较易 热负荷较小 空气利用率＞60% 最高爆发压力及噪声大 烟色稍差 排气中NO_x含量大 燃油消耗率稍低	少部分空间混合 起动较难 热负荷稍大 空气利用率＞70% 最高爆发压力及噪声低 烟色良好 排气中NO_x含量稍大 燃油消耗率稍低	空间混合少 部分油膜混合 起动难 热负荷大 空气利用率＞70% 最高爆发压力及噪声低 烟色较好 排气中NO_x含量小 燃油消耗率较高	空间混合 起动难 热负荷最大 空气利用率＞60% （增压时～50%） 最高爆发压力及噪声低 烟色较好 排气中NO_x含量小 燃油消耗率较高

2）着火延迟时间及着火延迟角的经验公式

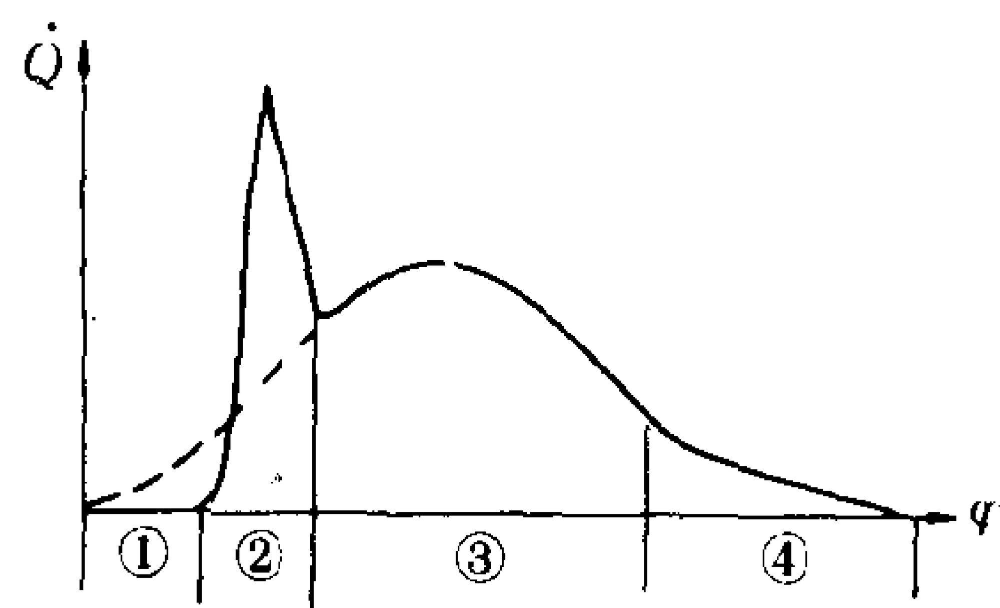


图 4.1.2-37　燃烧过程的各个阶段
——放热速率；······混合气形成速率
①-滞燃期；②-预混合燃烧；
③-扩散燃烧；④-后燃

大多数的着火延迟时间计算按化学反应动力学模型建立，但其中的经验系数分别由不同的机型在不同的实验条件下回归得到。表 4.1.2-6 列出较常使用的经验公式。

2.3.2.2　预混合燃烧期

1）预混合燃烧

预混合燃烧即火焰在已经形成的可燃混合气中的传播过程，在柴油机中由于着火延迟，在滞燃期内已经形成了一定数量的可燃混合气。着火后的一个或多个火源首先将已形成的可燃混合气引燃。因此，燃烧的第一阶段是一种预混合燃烧。

2）特征

在着火以后随着温度增加，燃烧速率猛烈增加，并大大超过了可燃混合气的形成速率(图 4.1.2-37)。此后，由于滞燃期内形成的可燃混合气耗尽，燃烧速率迅速下降，形成一个锐峰，在示功图上，预混合燃烧期相当于气缸压力急剧升起阶段，但不易辨认其与后继燃烧阶段的分界。

3）对发动机性能的影响

预混合燃烧越猛烈，则最大压力升高率越大。这将使发动机振动加剧，燃烧噪声增强。另一方面，预混合燃烧速率的增加，对于发动机油耗降低则并无明显好处。

4）影响因素

影响预混合燃烧的主要因素是滞燃期间可燃混合气形成的数量。因此，凡能使着火延迟角缩短、滞燃期内喷入油量减小、可燃混合气形成速度变慢的因素均有利于控制预混合燃烧，降低最大燃烧速率。各类发动机中，低速、高增压发动机在全负荷下工作时，由于其着火延迟角小，预混合燃烧的特征很不明显，在放热速率曲线上甚至于不出现第一尖峰，而高速、直喷式发动机，则由于着火延迟角大，可燃混合气的形成较难控制，因而第一尖峰明显，发动机工作较粗暴(图 4.1.2-38)。发动机在低负荷下运行时，着火延迟角增大，燃油大部或全部在滞燃期内喷入。此时，预混合燃烧成为燃烧过程的主体。

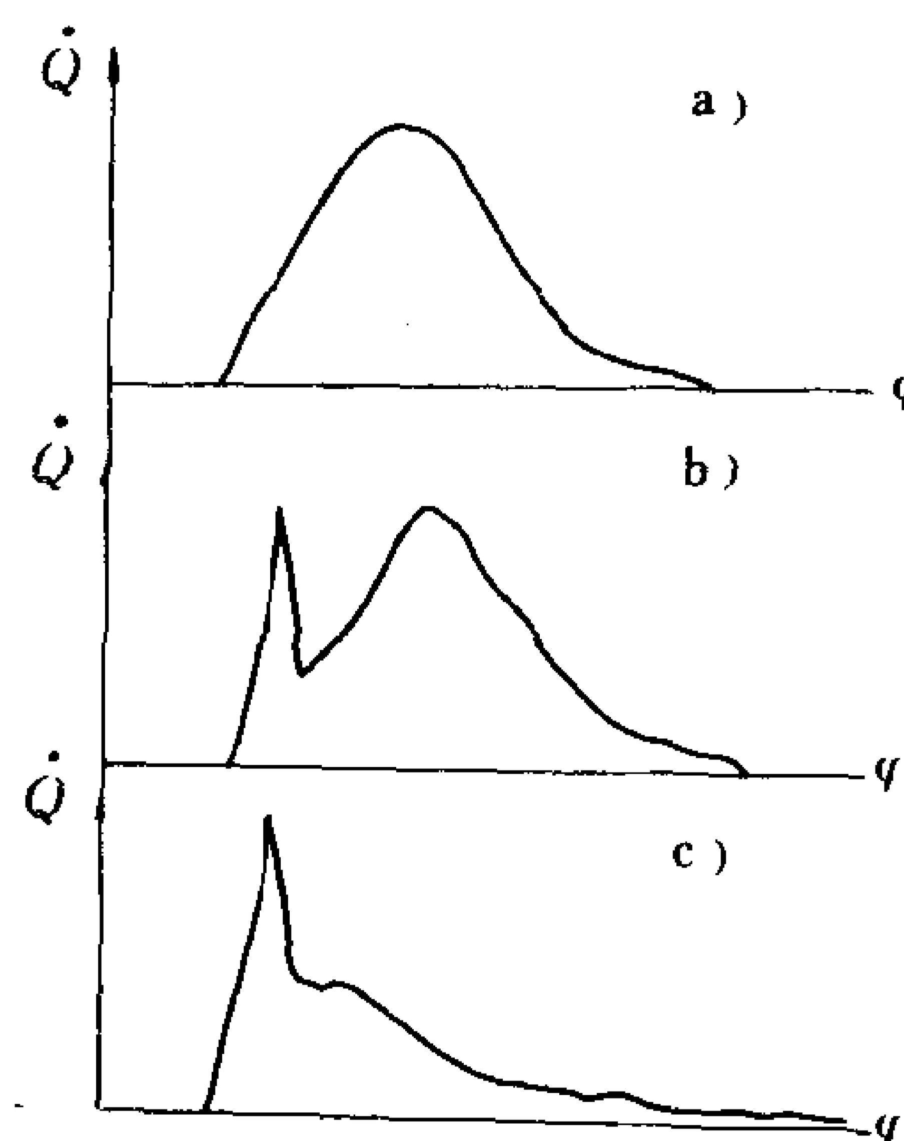


图 4.1.2-38　放热速率曲线
a)低速增压发动机；b)中速增压发动机；
c)高速、直喷式发动机

2.3.2.3　扩散燃烧期

1）扩散燃烧

扩散燃烧即火焰向不断形成的可燃混合气发展的过程。在扩散燃烧中，化学反应的时间很短，燃烧速率大体上等于可燃混合气的形成速率，在滞燃期内形成的可燃混合气耗尽后，燃烧过程即由预混合燃烧过渡到扩散燃烧。

2）特征

表 4.1.2-6　　**各种滞燃期的计算公式**

公式提出者	预测公式	单位	注解
①H.H.Wolfer	$ID=0.44p^{-1.19}\exp\left(\frac{4650}{T}\right)$	ms,K,ata	① 容弹试验结果，ID＝压升滞燃期
② N.WatsonM.Marzouk	$ID=3.52p^{-1.02}\exp\left(\frac{2100}{T}\right)$	ms,K,bar	② 高速、直喷式、高涡流比发动机试验结果。ID＝压升滞燃期。
③Henein-Bolt	$ID=0.146\exp\left(\frac{5250}{RT}\right)$	ms,°R	③ ID＝压升滞燃期
④Sitkei	$ID=0.5+\left(\frac{0.133}{p^{0.7}}+\frac{4.63}{p^{1.8}}\right)\exp\left(\frac{375648}{RT}\right)$	ms,K,bar	④ 高速，预燃式及深坑式发动机试验结果，ID＝闪光滞燃期
⑤江少军，顾宏中	$ID=0.1+2.672p^{-0.87}\exp\left(\frac{1967}{T}\right)$	ms,K,ata	⑤ 高速、直喷式发动机试验结果
⑥J.H.Shipinski	$ID=0.0271\left(\frac{40}{CN}\right)^{0.69}\cdot p^{-0.386}\cdot\exp\left(\frac{8360}{T}\right)$	ms,°R psi	⑥ 高速小型、直喷式发动机试验结果ID＝压升滞燃期，CN＝十六烷值
⑦K.C.Tsao	$ID=\left(\frac{123}{p}+0.415\right)\left[\left(-\frac{36.3}{T}+0.0222\right)n+\left(\frac{47.45}{T}\times10^{3}-26.66\right)+\left(\frac{T}{1000}-1.45\right)\left(\frac{1000-n}{60}\right)\right]$	ms°R psi	⑦ CFR试验机结果，ID＝温升滞燃期p、T＝喷射始点的压力、温度，n＝转速
⑧Hardenberg	$ID=(0.36+0.22\,MPS)\cdot\exp\left[-\frac{618840}{CN+25}\cdot\left(\frac{1}{8.314+TC_R^{c-1}}-\frac{1}{17190}\right)+\left(\frac{21.2}{p\times C_R^{c}-12.4}\right)^{0.65}\right]$	ms,K,ata	⑧ ID＝压升滞燃期，p、T＝进气压力、温度，C_R＝压缩比，CN＝十六烷值，MPS＝活塞平均速度，c＝复热指数
⑨Hiroyasu	$ID=4.0\times10^{-3}p^{-2.5}F^{-1.04}\exp\left(\frac{4000}{T}\right)$	ms,K,bar	⑨ 用于柴油机准维油滴蒸发燃烧模型计算
⑩Hiroyasu	$D=Ap^{n}F^{c}e^{D/T}$	ms,K,ata	⑩容弹试验结果 ID＝闪光滞燃期

燃料	A	n	c	D
汽油	2.76×10^{-2}	−1.23	−1.60	7280
nC_7H_{16}	7.48×10^{-1}	−1.44	−1.39	5270
$nC_{12}H_{26}$	8.45×10^{-1}	−1.31	−2.02	4350
$nC_{16}H_{34}$	8.72×10^{-1}	−1.24	−2.10	4050

单位换算:

1 °R＝1 K/1.8

1 ata＝101325 N/m²

1 bar＝10⁵N/m²

1 psi＝6894.757 N/m²

可燃混合气的形成速率变化较为平缓，因此在扩散燃烧期，放热速率曲线表现为一个驼峰或平台。在示功图上它相当于出现最高爆发压力前后的阶段。

3）对发动机性能的影响

在大多数情况下，燃油主要是在扩散燃烧期燃烧的，扩散燃烧期的平均燃烧速率对发动机的油耗有很大影响，当平均燃烧速率过低时，由于活塞的下行，一部分可燃混合气将因温度过低而无法燃烧，同时由于热量释放过晚，工质得不到充分膨胀，排热损失将会增加。这些都将使发动机油耗增加。

4）影响因素

扩散燃烧期的燃烧速率大体等于可燃混合气的形成速率。因此，凡促进混合气形成的因素如喷射压力、空气涡流强度等。均有利于提高燃烧速率。

2.3.2.4 后燃期

1）特征

在扩散燃烧的后期，放热速率逐渐下降，并形成一个拖尾，延伸到膨胀过程。在示功图上通常无法辨认燃烧终点。在$\ln p$-$\ln V$图上则可借助于斜率的变化来大体地区分。后燃期中燃烧速率逐渐下降的原因是化学反应的速度因下述两因素而变慢：①活塞下行，缸内温度、压力下降；②燃烧产物浓度增加，而反应物即可燃混合气的浓度下降。在后燃期内，燃烧过程由混合气形成速率控制的扩散型燃烧逐步转变为由反应动力学速度所控制。

2）对发动机性能的影响

后燃使发动机油耗、排气温度、烟度增高，燃烧室积炭使磨损加剧，应力求避免发生后燃。

3）影响因素

凡不利于燃烧及时进行的各种因素均可使后燃增加，如喷射始点过迟、喷射持续期过长、两次喷射、负荷过大(过量空气系数过小)、喷注贯穿度不当、空气涡流强度过低或与油束配合不当等。

2.3.3 燃烧过程的评价

2.3.3.1 由示功图评价燃烧过程

根据示功图可以粗略地评价燃烧过程。由燃烧始点可以评价燃烧是否及时开始。燃烧始点一般应在上止点前5～10℃A，过迟与过早均不相宜。由最高爆发压力所在相位可以估计燃烧是否足够迅速。最高爆发压力所在的曲柄转角通常为上止点后5～15℃A。最高爆发压力相位提前通常意味着燃烧粗暴，由于压缩负功增加，油耗并不随爆发压力升高而降低，爆发压力出现的相位滞后，则意味着燃烧进展过慢，通常伴有较严重的后燃。由示功图上量得的最大压力升高率$(dp/d\varphi)_{max}$，可用来评价燃烧的粗暴性。$(dp/d\varphi)_{max}$应控制在0.6～0.8 MPa/℃A以下。当燃烧过分粗暴时，在示功图顶部可能出现锯齿波，并延伸至膨胀行程。

2.3.3.2 由放热规律评价燃烧过程

由放热规律的各种特征参数可以对燃烧过程作进一步的评价，其中第一峰的最大放热速率过高通常意味着滞燃期过长、燃烧粗暴。燃烧持续角则反比于平均相对燃烧速率，通常不应大于60℃A。在放热速率曲线形状相同时，发动机的热效率则取决于放热速率面心的相位。这一面心的相位应在上止点后5～10℃A左右，面心的相位滞后，则爆发压力降低，油耗增加。

综合对发动机燃烧过程的各项要求，一个燃烧柔和、油耗及爆发压力较低的放热规律应具有下述特点：

1）放热率面心相位适当；

2）燃烧持续期较短；

3）放热速率曲线丰满，且呈后高状。

显然，低、中速发动机的放热规律更易符合较优的模式，而高速发动机则需要作出更大的努力来改善燃烧过程。

2.3.3.3 燃烧过程的定容度

当热量全部在上止点释放时，发动机按定容循环工作，其理想效率为：

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

在实际的燃烧过程中，各个微元热量在不同的曲柄转角下加入，相应于以不同的压缩比（膨胀比）工作，并具有不同的理想效率。在循环低位加入的热量具有小的压缩比（膨胀比），因而具有低的理想效率。具有某种放热规律的循环理想效率可以用积分式来表达：

$$\eta_{\mathrm{id}} = \frac{\int_{\varphi_c}^{\varphi_e} \dot{q}\ \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{\varphi}^{k-1}}\right)\ d\varphi}{\int_{\varphi_c}^{\varphi_e} \dot{q} d\varphi} \qquad (4.1.2\text{-}19)$$

$$= \int_{\varphi_c}^{\varphi_e} \dot{x}\ \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{\varphi}^{k-1}}\right) d\varphi$$

式中：φ_c——燃烧始点，℃A；

φ_e——燃烧终点，℃A；

ε_{φ}——相应于某一曲柄转角φ的压缩比；

k——比热比；

$\dot{q}$——放热速率，J/℃A；

$\dot{x}$——相对放热速率

$\dot{x} = \dot{q} / (\int_{\varphi_c}^{\varphi_e} \dot{q} d\varphi)$

燃烧过程的理想效率η_{id}与定容循环的理想效率η_{tv}之比值称为燃烧过程的定容度η_{rv}：

$$\eta_{\mathrm{rv}} = \eta_{\mathrm{id}} / \eta_{\mathrm{tv}}$$

$$= \frac{\int_{\varphi_c}^{\varphi_e} \dot{x}\ \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{\varphi}^{k-1}}\right)\ d\varphi}{1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}} \qquad (4.1.2\text{-}20)$$

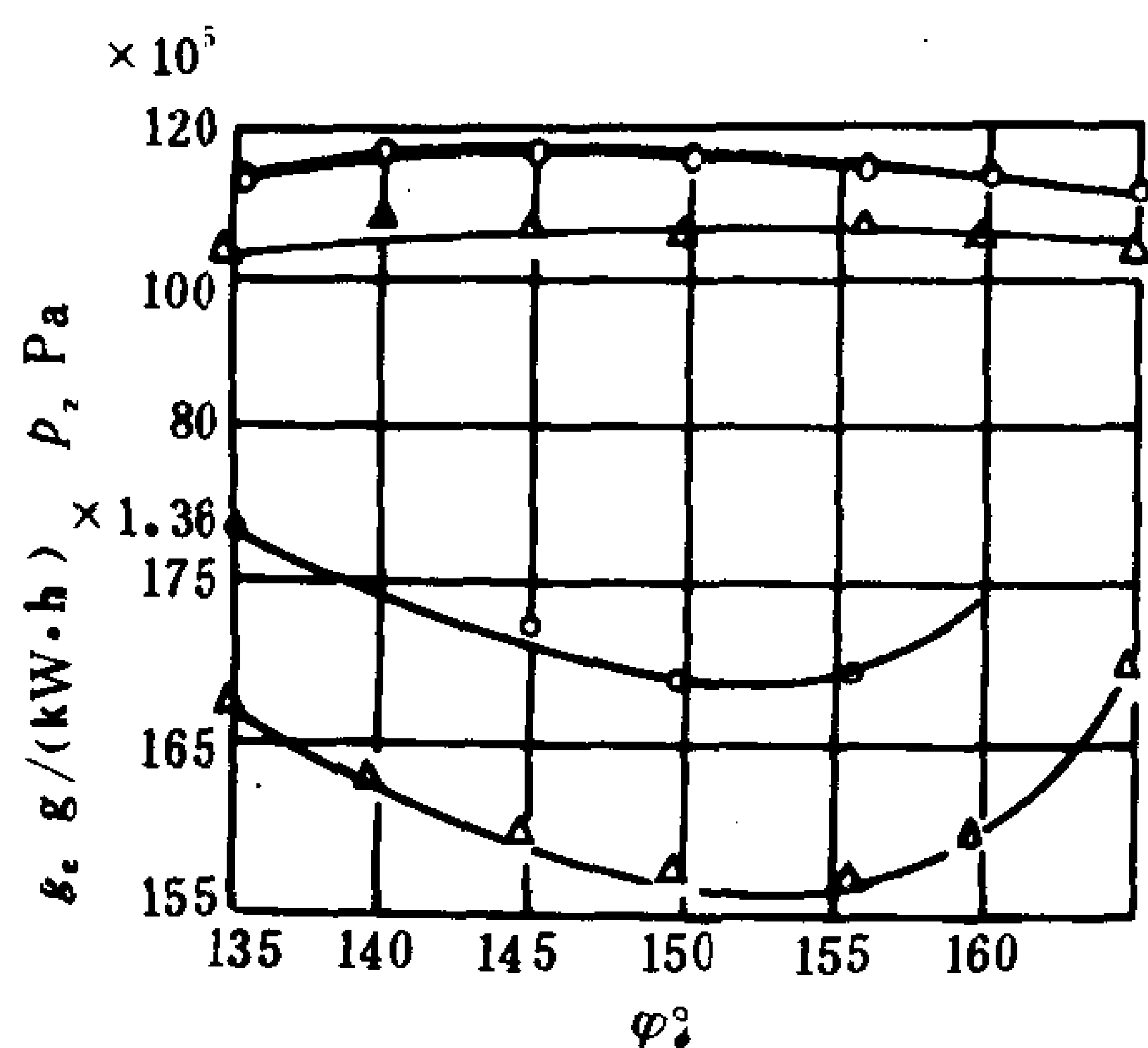
燃烧过程的定容度计入了由于不能及时燃烧而引起的损失，这种损失有时也称为时间损失，在对放热速率进行数据处理后，η_{id}及η_{rv}均可输出。两种不同放热规律在定容度η_{rv}上的差别是评价燃烧过程的依据之一。

2.3.3.4 评价燃烧过程的其它参数

排气温度及排气烟度也可用于评价燃烧过程。由于它们都随运行参数（如转速、扭矩）等变化，因此只在相对比较时有用，一般说来排气温度增高意味着后燃增加，而烟度提高，则意味着燃烧不完全程度增加。

2.3.4 燃烧过程的调整与优化

燃烧过程优化的目标函数通常为发动机的指示效率。其制约条件通常为：①由结构强度确定的最大允许爆发压力；②由强载度规定的最大过量空气系数；③由冷起动条件规定的最



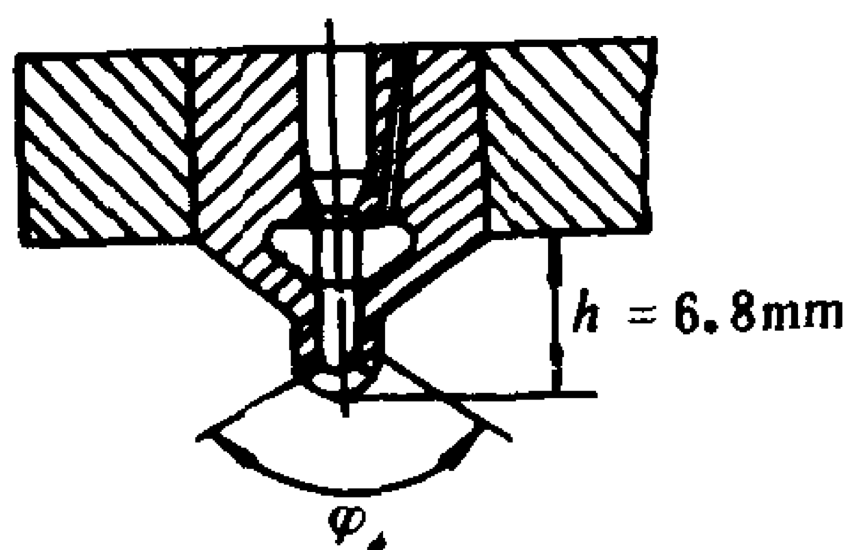


图 4.1.2-39　喷射锥角对油耗的影响

○—○—　$n=1000$ r/min;

—△—△　$n=750$ r/min

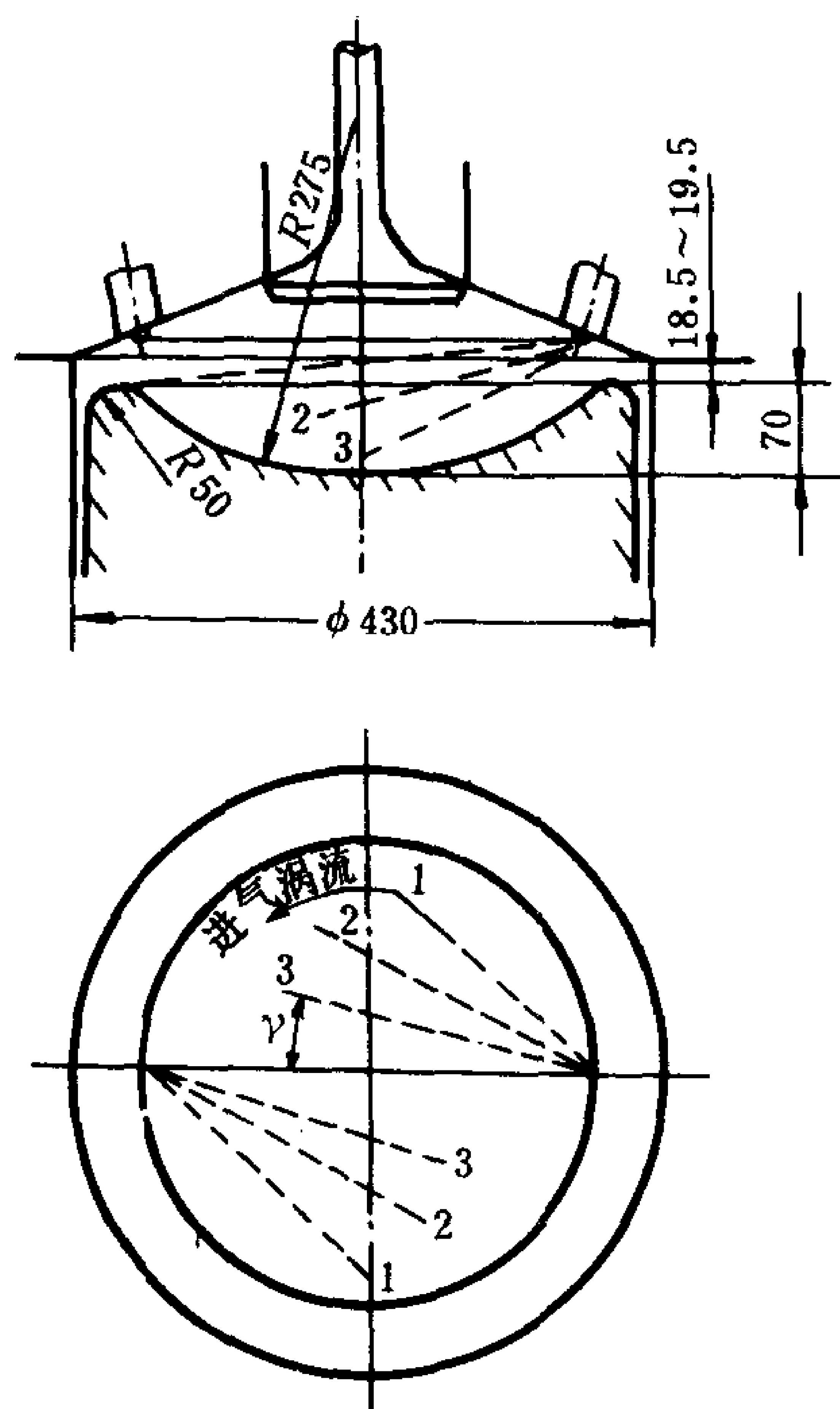


图 4.1.2-40　双喷嘴的喷射方向

小压缩比；④由污染法规规定的NO_x、CO、HC等的最大排放量。各项限制条件中，对优化影响最大的是最大允许爆发压力及污染排放。放宽对爆发压力或排放的限制常能使油耗大幅度下降。

2.3.4.1　低、中速发动机燃烧过程的调整与优化

1）喷注与燃烧室形状的配合

低、中速发动机一般为无涡流或弱涡流空间型燃烧。为改善燃烧，油滴应均匀地分布到燃烧室空间的各处。油束一般不与壁面撞击。在轴向分布方面应选择合适的喷孔锥角（图 4.1.2-39、4.1.2-40)。在周向分布上，应采用多孔喷油嘴。在燃烧时喷注的锥角均为 30～35°。因此，孔数过多时，两个喷注将发生相干，相干处的油雾将因过浓而燃烧不良，因而孔数一般在 6 ～10 之间。喷注的贯穿度一般应为油孔至壁面距离的0.8～0.9，调整贯穿度的主要方法是改变喷孔直径和喷射压力。

2）喷射规律诸要素的匹配（图 4.1.2-41、4.1.2-42、 4.1.2-43)

喷射始点提前通常使放热速率面心前移，油耗

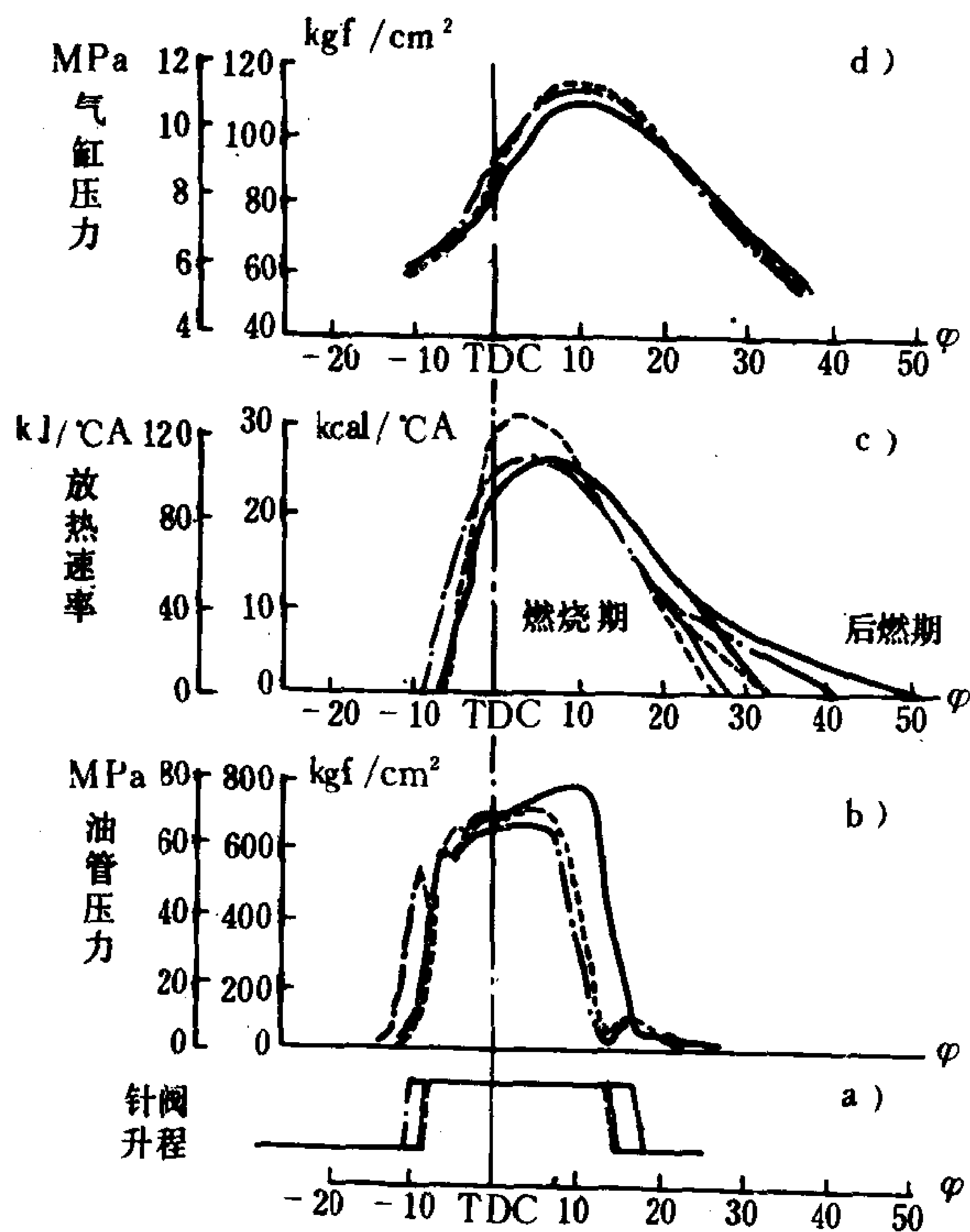


图 4.1.2-41　喷射持续期对放热规律及示功图的影响

——　原柱塞直径；—·—　原柱塞直径，喷射始点提前；

……　柱塞直径增大

a)针阀升程；b)燃油喷射压力；c)放热规律；d)示功图

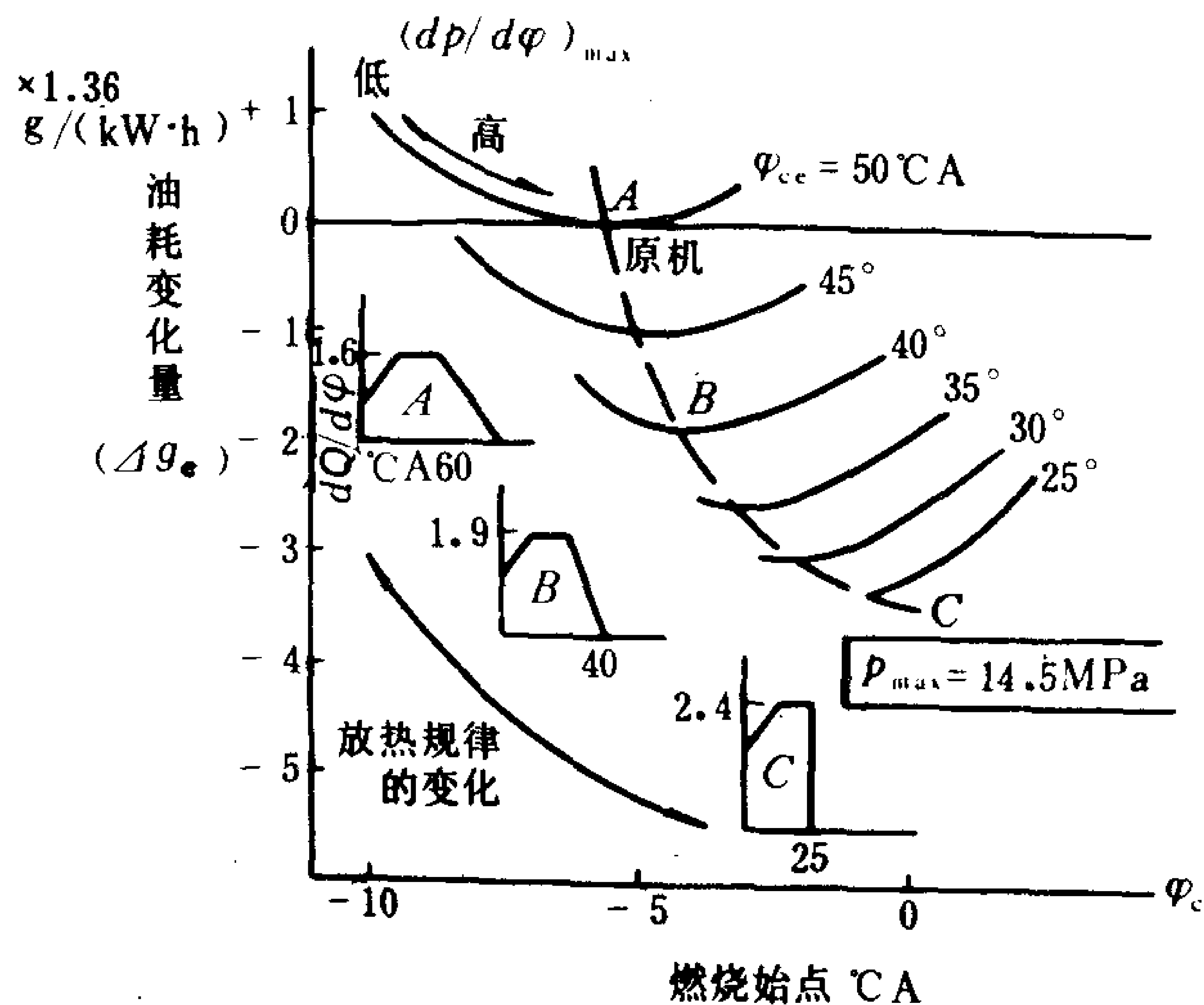
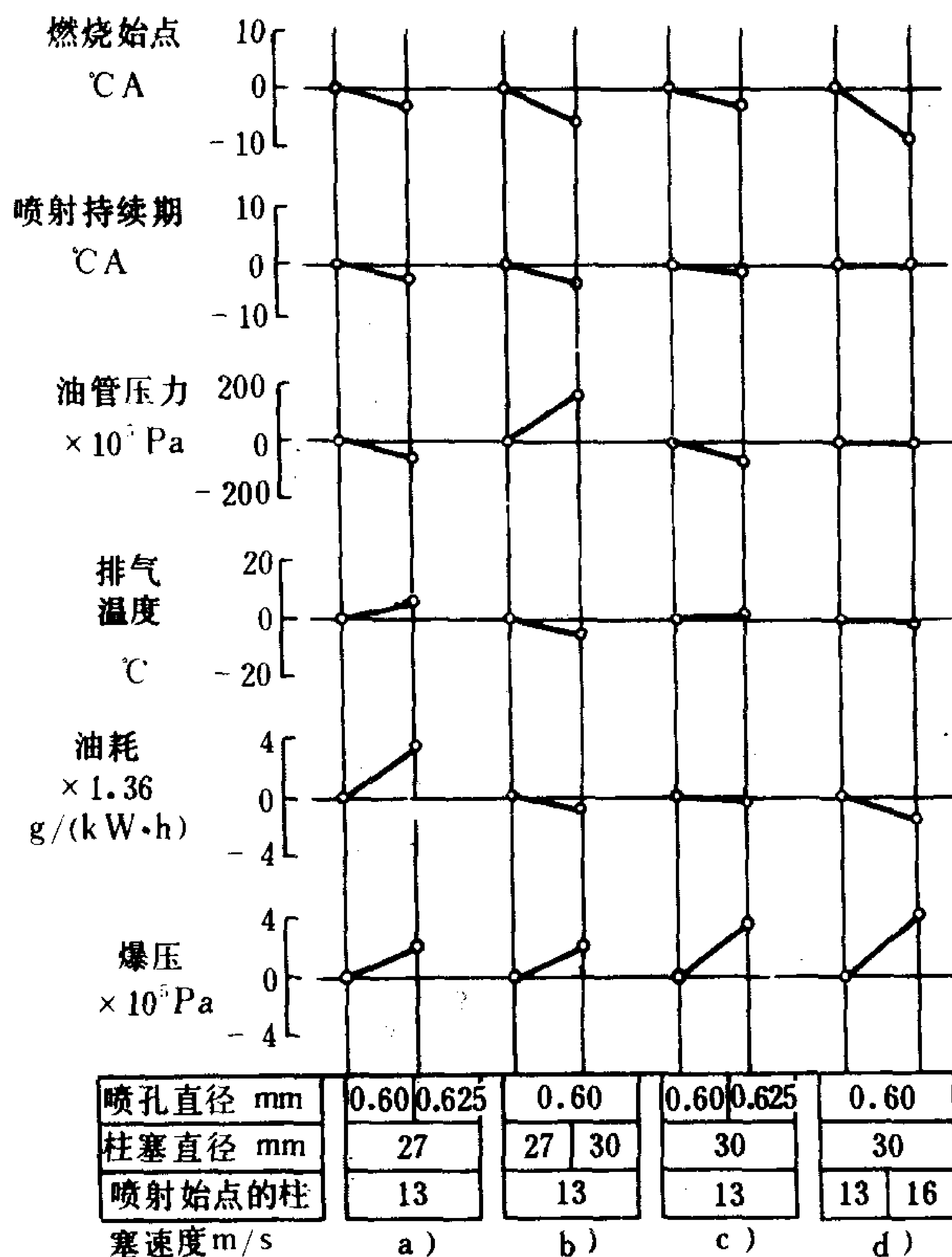


图 4.1.2-42 燃烧持续期对油耗的影响

φ_{ce}-燃烧持续角；A、B、C-放热规律型式；p_{max} = 14.5 MPa时的最低油耗线

表 4.1.2-7 喷射参数的影响



降低，但同时使爆发压力迅速提高。故单纯调整喷射始点并不能获得最低的油耗。

在低、中速柴油机中，燃油的大部分是在着火后喷入气缸的，因此缩短喷射持续期能使燃烧持续期缩短，而这也将使油耗降低、爆发压力增加。在同一爆发压力水平下，较小的喷射持续期与较迟的喷射始点相配合具有更低的油耗。在同样的喷射持续期中，增加初期的喷油量，减小后期的喷油量，同时延迟喷射始点可在同一爆发压力水平上进一步降低油耗。调整喷射持续期可以用改变柱塞直径、柱塞平均速度的方法。改变喷油的规律则可用改变喷油凸轮型线或工作段位置的方法。

喷射参数对油耗等的影响示于表 4.1.2-7。

2.3.4.2 高速直喷式柴油机燃烧过程的调整与优化

1）喷射规律诸要素的匹配（图 4.1.2-44、4.1.2-45、4.1.2-46）

在高速发动机中，着火延迟角大大增加，有 1/4 以上的油量是在着火前喷入。喷射始点提前使着火延迟角进一步加大，预混合燃烧期的最大放热率迅速增大，燃烧变得粗暴。由于缸内最高温度增加，NO_x排放增加。喷射过迟则使后燃增加，发动机的油耗及烟度增加。高速发动机常在内河、港口使用，其油耗的改善将在很大

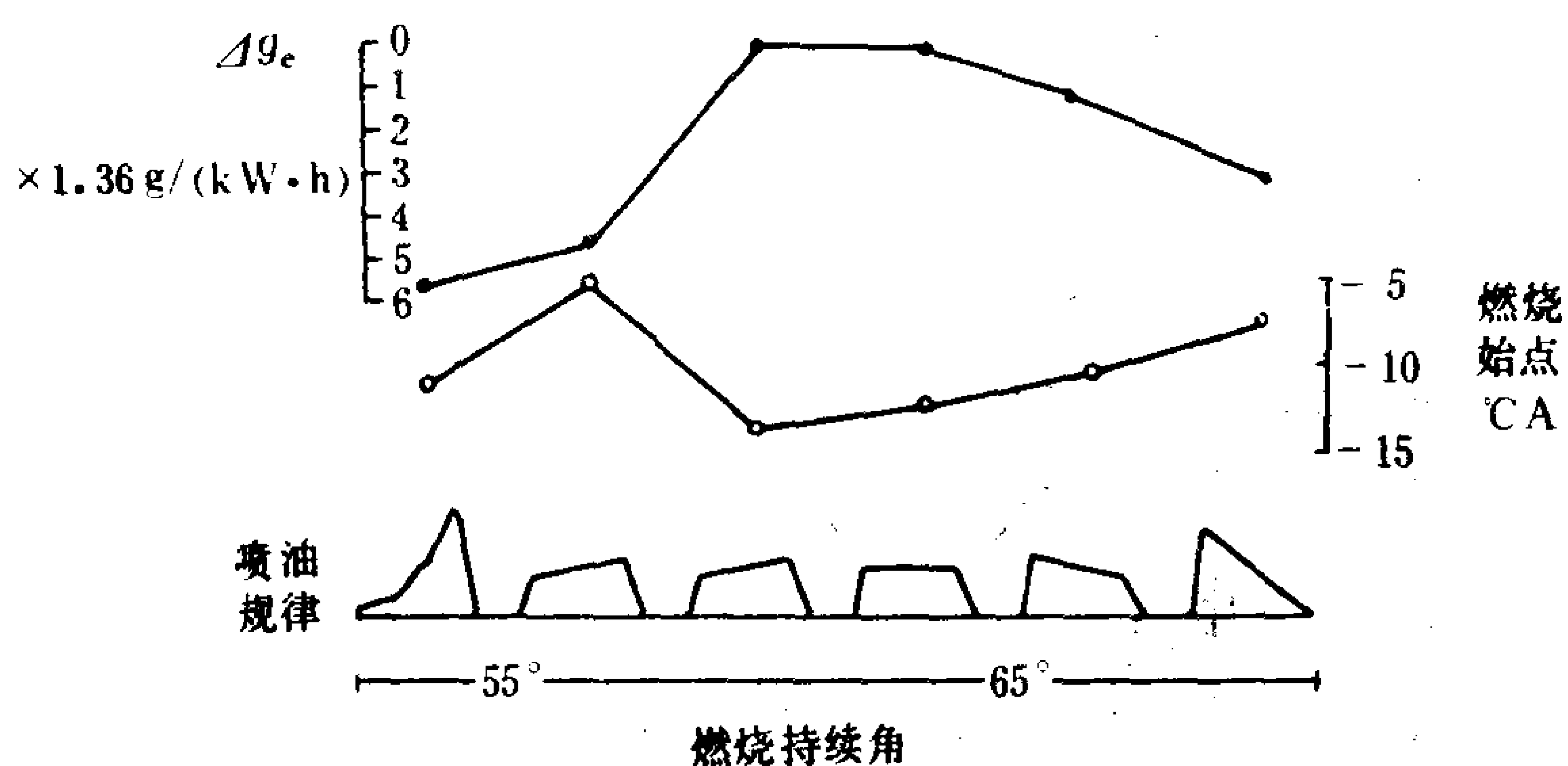


图 4.1.2-43　喷射规律对油耗的影响

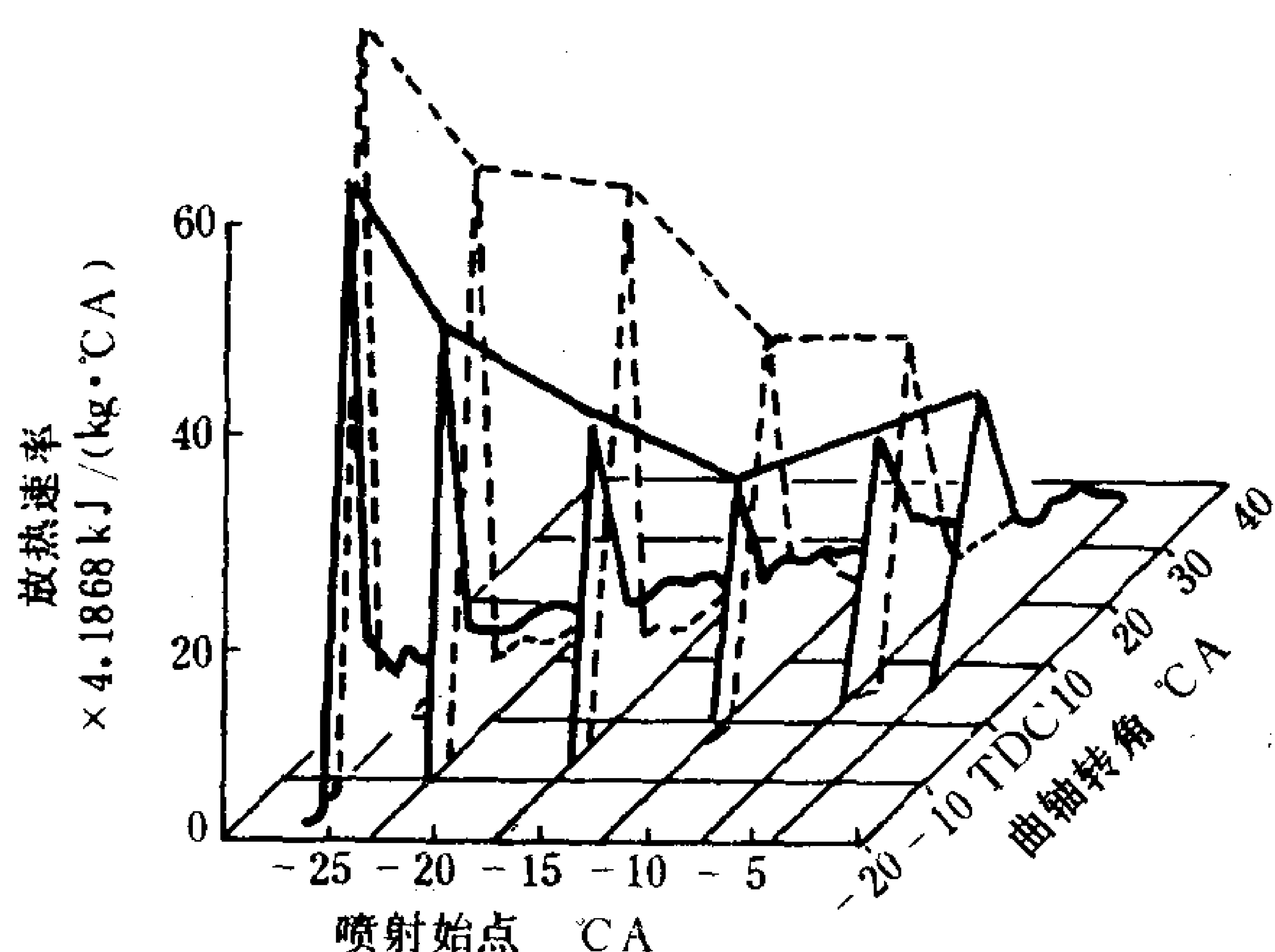


图 4.1.2-44　喷射始点对放热规律的影响

—— 燃油I（十六烷值 57)；---- 燃油II（十六烷值 45)

程度上受到污染排放的限制，人为地推迟喷射始点是控制NO_x最常用的措施。为了减少在滞燃期内喷射的油量，燃油喷射速率应采用后高型式，即在初期缓慢上升，而在中后期达到最大值。在高速发动机中，燃油喷射通常在燃烧中期以前便已结束，因此单纯地缩短喷射持续期并不能有效地缩短燃烧持续期。

2）提高喷射压力

提高喷射压力可使油滴粒度减小，空气卷入速度增加，从而提高扩散燃烧期的燃烧速度。当采用超高压喷射系统（喷射压力在 100 MPa以上）时，混合气形成速度已足够快，因而无需空气涡流的辅助。其燃烧室则可采用浅皿形开

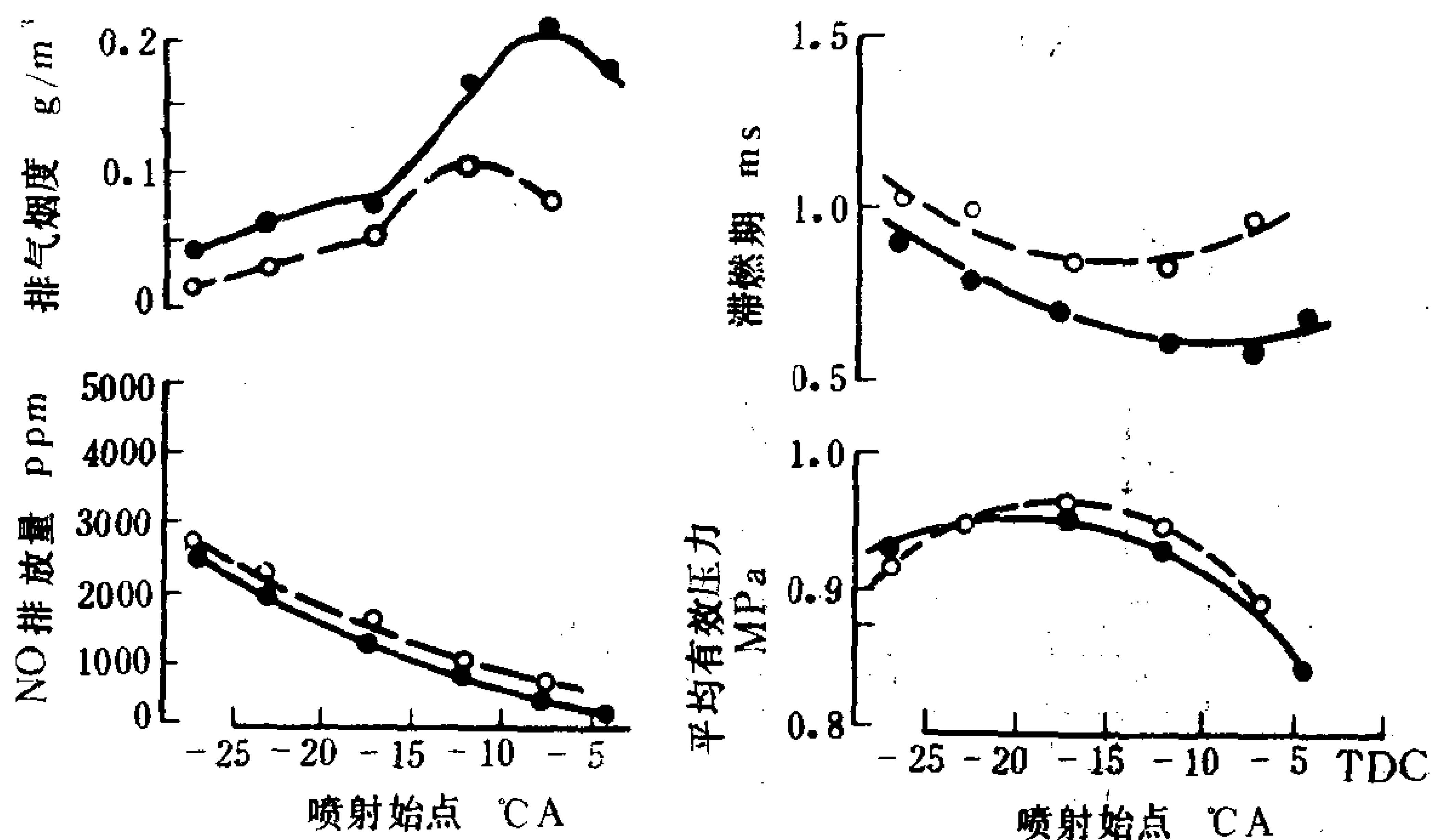


图 4.1.2-45　喷射始点对NO_x、烟度及滞燃期的影响

—— 燃油 I（十六烷值 57)；---- 燃油II（十六烷值 45)

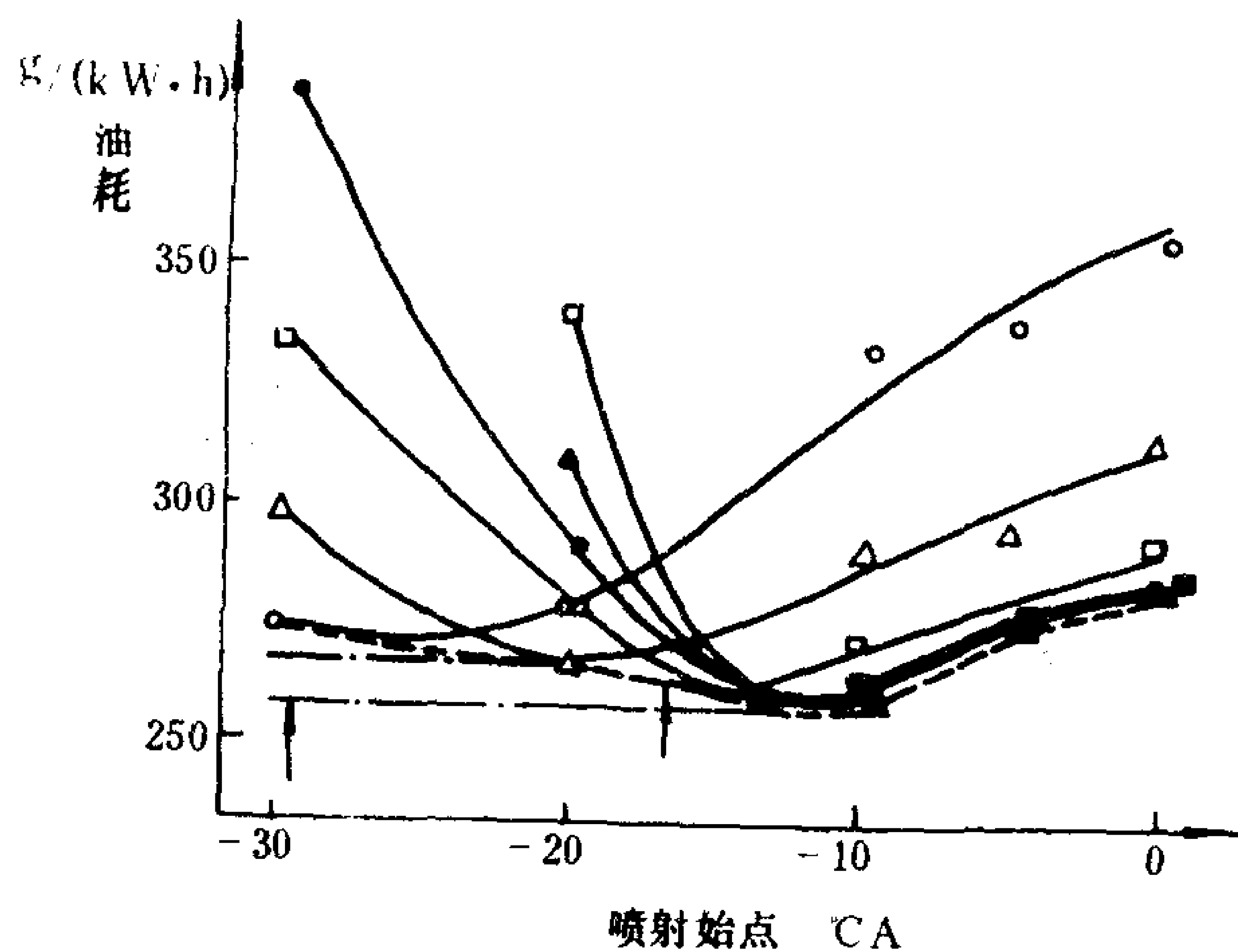


图 4.1.2-46 喷射持续期对油耗率的影响

喷射持续期：○-24℃A；▲-20℃A；□-17.1℃A；●-15℃A；△-13.3℃A；■-12℃A

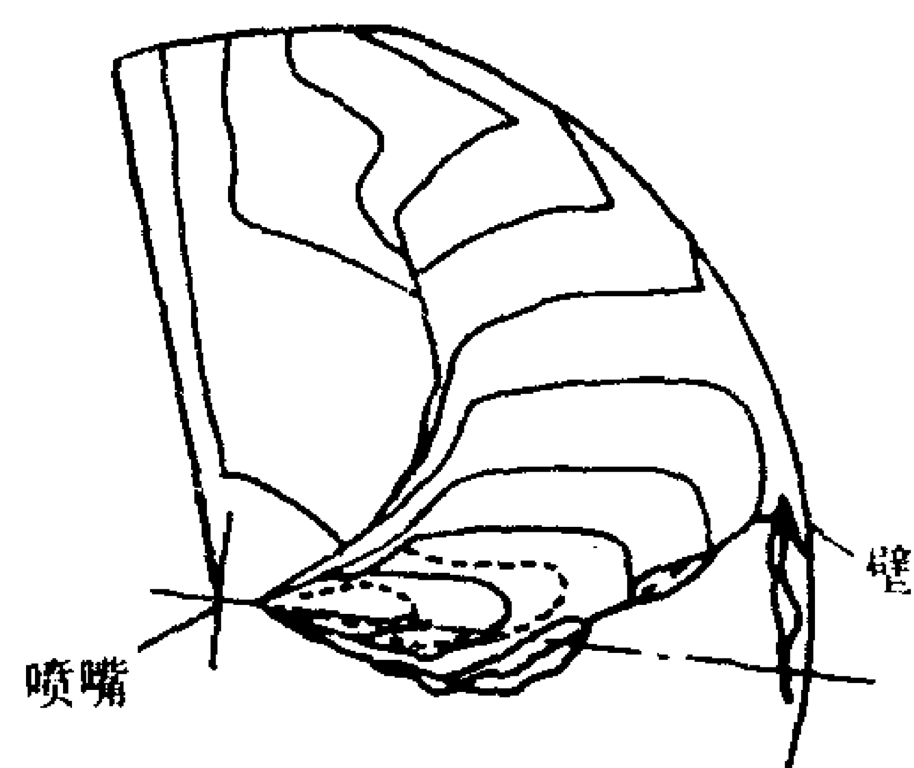


图 4.1.2-47 有空气涡旋时的油束运动

式燃烧室。

3）进气涡流（图 4.1.2-47、4.1.2-48、4.1.2-49）

利用螺旋进气道、切向进气口或带阀罩的进气阀可以在进气过程中造成缸内空气的定向涡旋运动。这种空气涡旋运动有利于将油束沿周向布开(图 4.1.2-47)。进气涡流强度用进气涡流比SR表示：

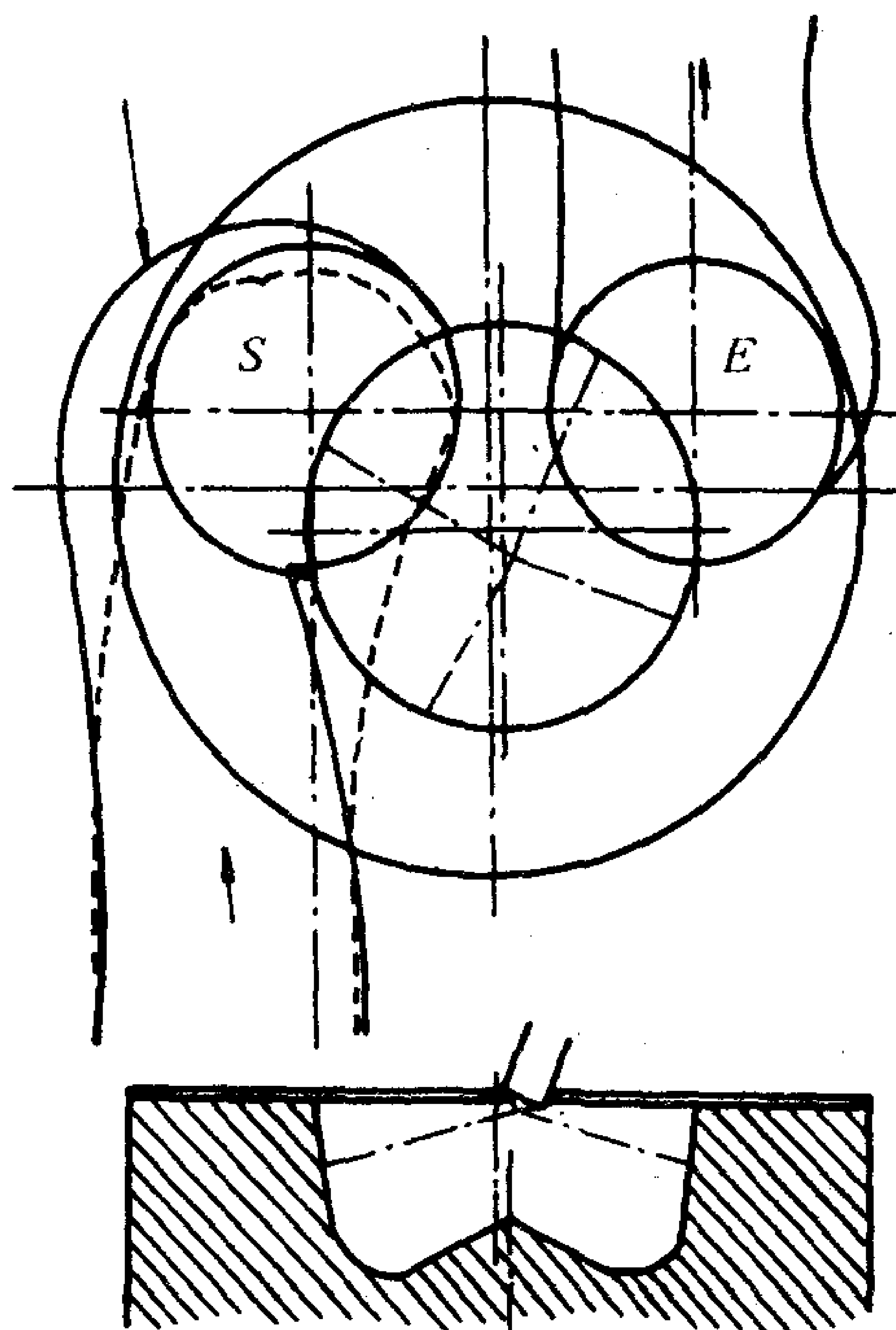


图 4.1.2-48 螺旋进气道与燃烧室的配合

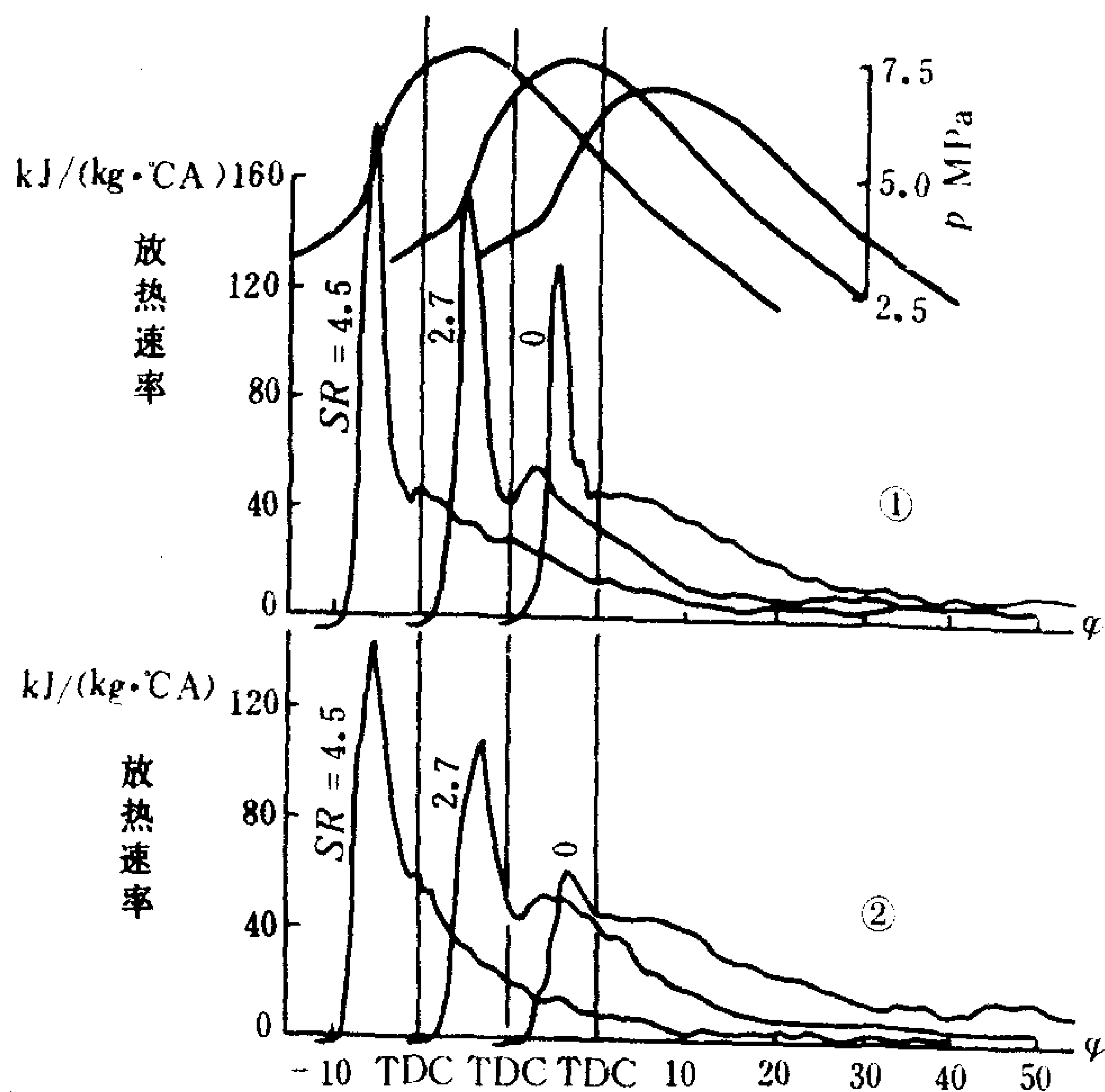


图 4.1.2-49 进气涡旋对放热规律的影响

①p_e=0.58 MPa，喷射始点-17.5℃A，喷嘴孔 6 ×0.21 mm；

②p_e=0.58 MPa，喷射始点-17.5℃A，喷嘴孔 3 ×0.30 mm

$$SR = n_s/n$$

式中：n_s——空气涡旋转速，r/min；

n——发动机转速，r/min。

进气涡流比一般为 2～2.5 左右。提高涡流比一般也使燃烧速率提高。但过大的涡流比，

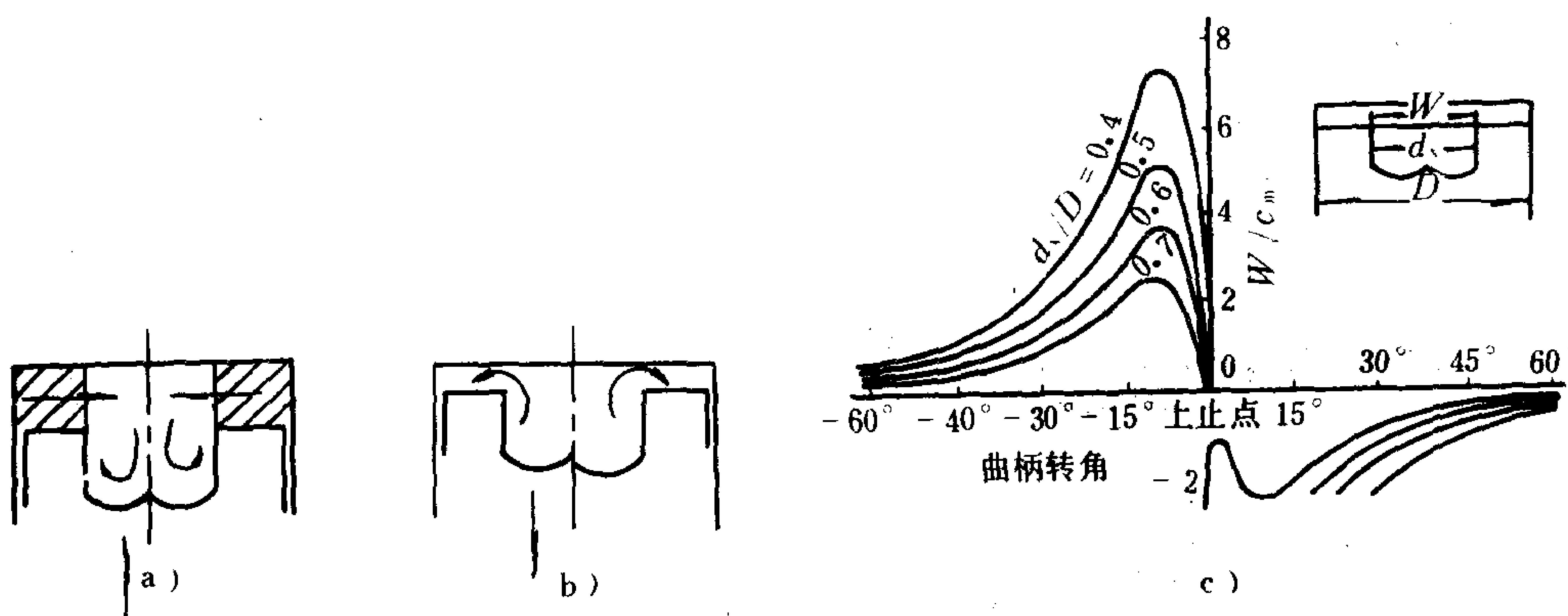


图 4.1.2-50　径向挤流速度随曲柄转角的分布

a)活塞上行；b)活塞下行；c)挤流速度曲线

W-径向挤流速度，m/s；c_m-活塞平均速度，m/s；d_x-坑口直径，m；D-活塞直径，m

使油束过分弯曲，到达外层时间过迟反而不好。一般高速时要求涡流比低而低速时要求涡流比高，因此要兼顾发动机高、低速的性能，此外，螺旋进气道或阀罩的流阻损失也应加以考虑。

4）挤压涡流

径向挤压涡流速度随坑口直径的缩小及坑内容积的增大而增大(图 4.1.2-50)。但坑内容积受压缩比及活塞最小余隙的限制，而坑的周径则与喷注的贯穿度有关。在着火延迟角较大的发动机中，油束在着火前通常已抵达壁面，并产生撞击和反弹，在空气涡流运动较强时，一定的壁面撞击对燃烧起良好的促进作用。

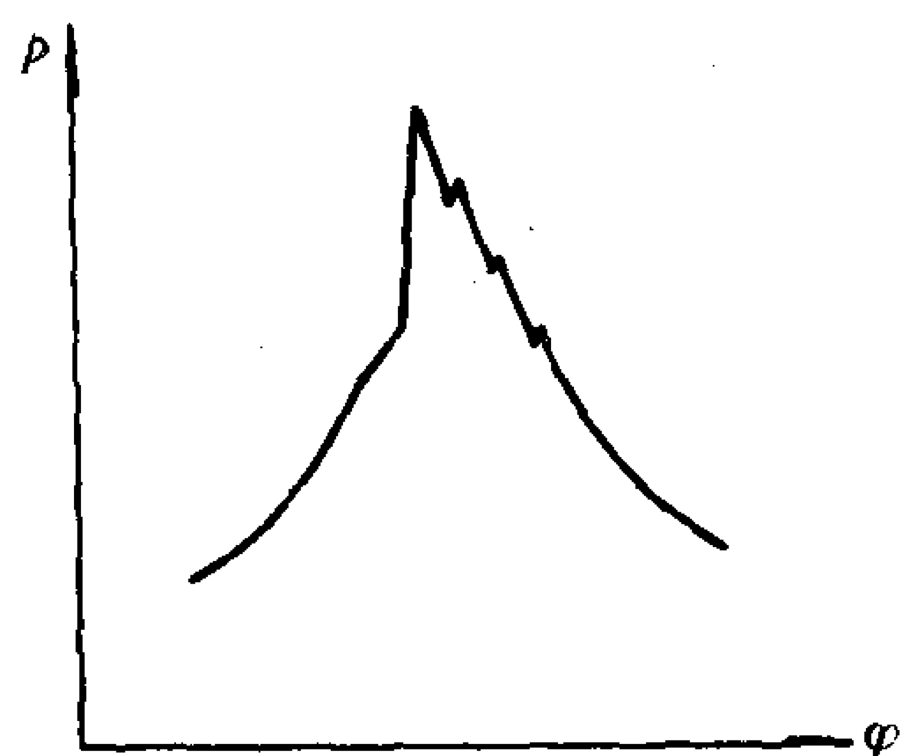


图 4.1.2-51　敲缸时的示功图

2.3.5　异常示功图及其分析

1）敲缸（图 4.1.2-51）

敲缸时的典型示功图为缸内压力急剧升起并伴有锯齿形小波。此时$(dp/d\varphi)_{max}$大于0.6 MPa/℃A。

敲缸一般是由于着火延迟角过大引起。凡引起滞燃期延长的因素均可诱发敲缸，如燃料的十六烷值过低、喷射过早、燃烧室壁温过低等。在运转因素中，敲缸多发生于高速、低负荷工况时。更换燃料、推迟喷射、提高压缩比、提高冷却水温或进气温度等措施通常能防治及缓解敲缸现象。

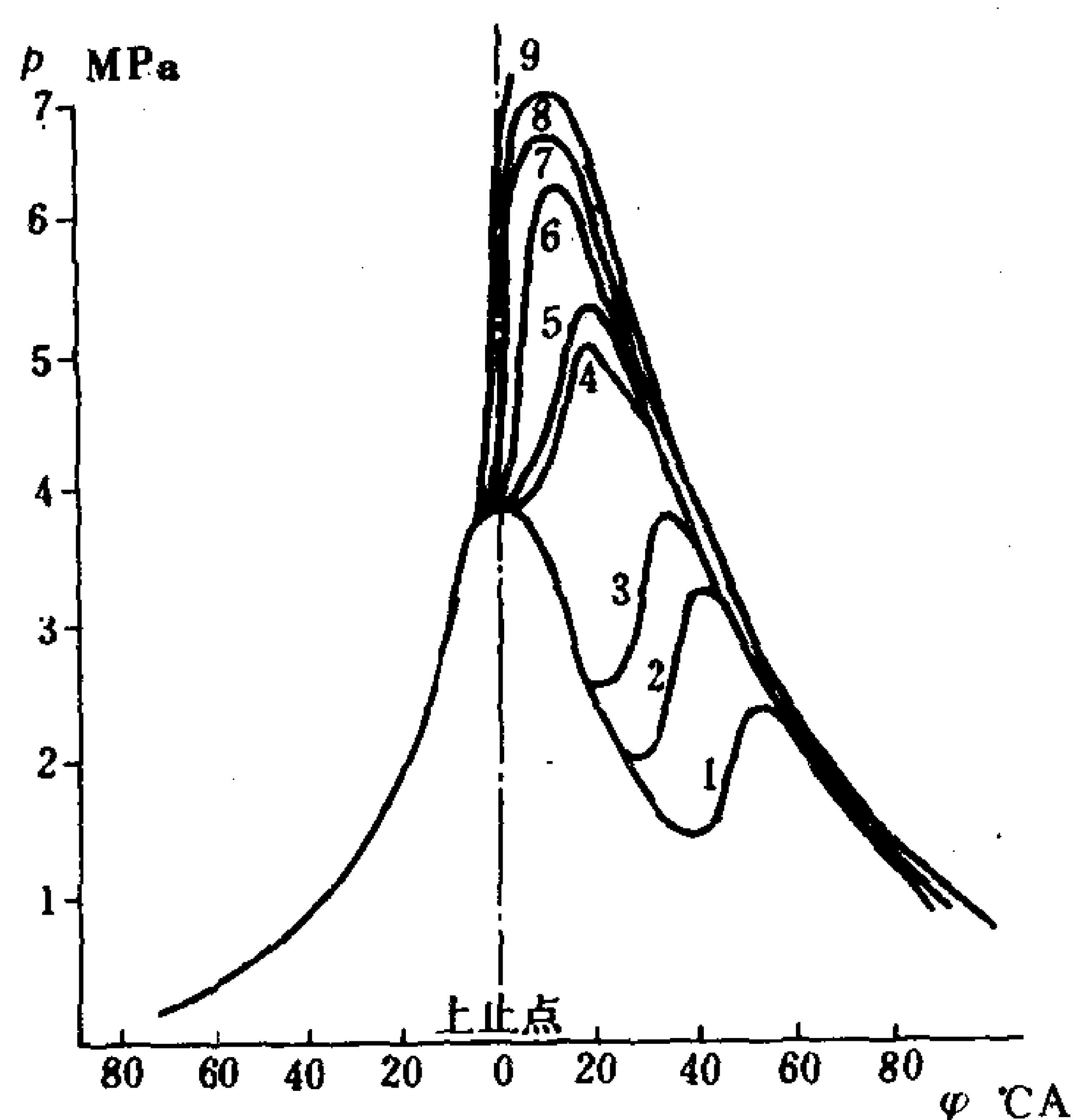


图 4.1.2-52　不同燃烧始点的$p-\varphi$图

2）着火过早或过迟

着火过早时，缸内爆发压力增高，相位提前，着火过迟时，压缩线终端出现明显的转折，甚至具有双峰。(图 4.1.2-52、图 4.1.2-53)。

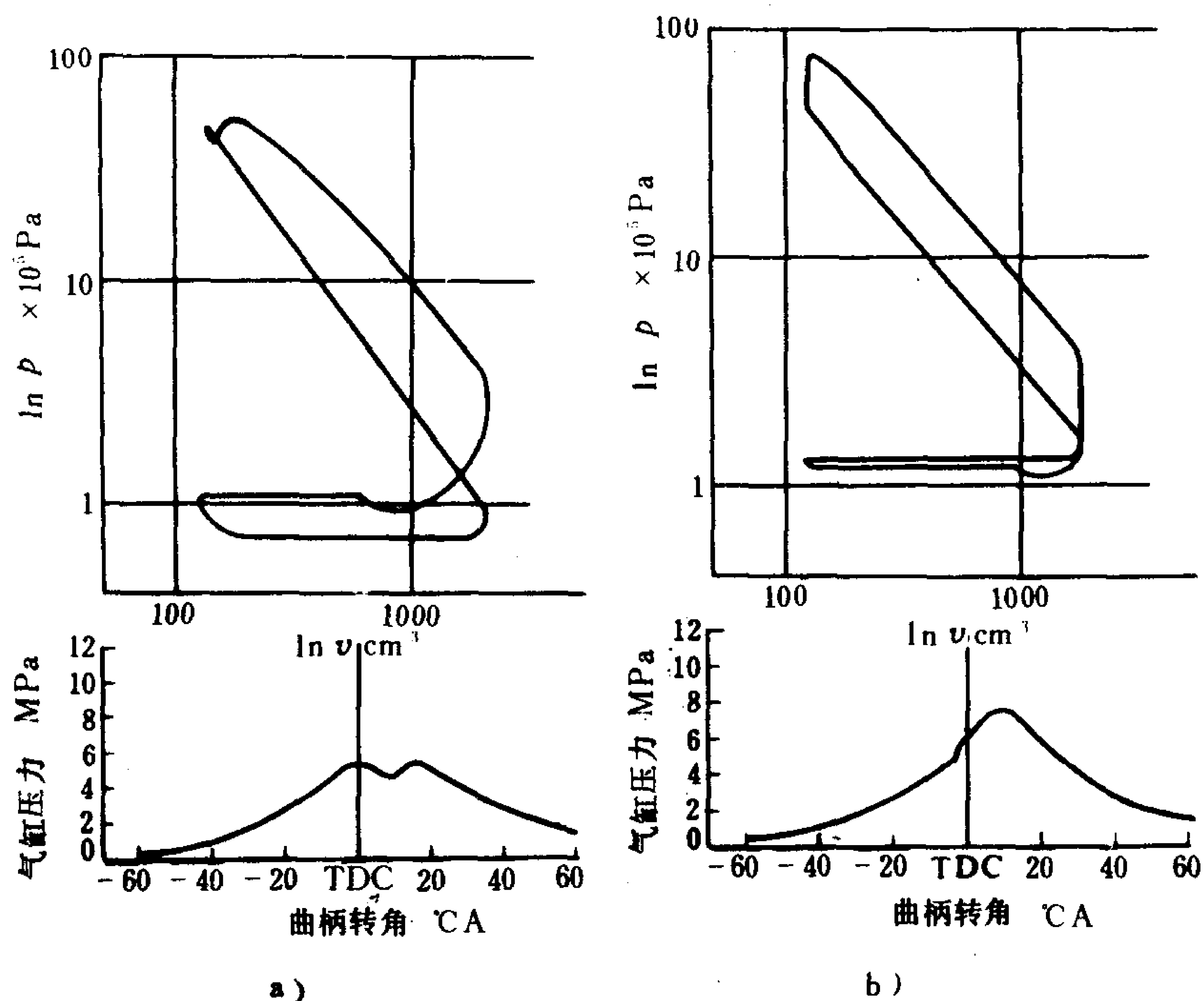


图 4.1.2-53 不同喷射正时下的对数示功图

a)喷射推迟；b)正常喷射

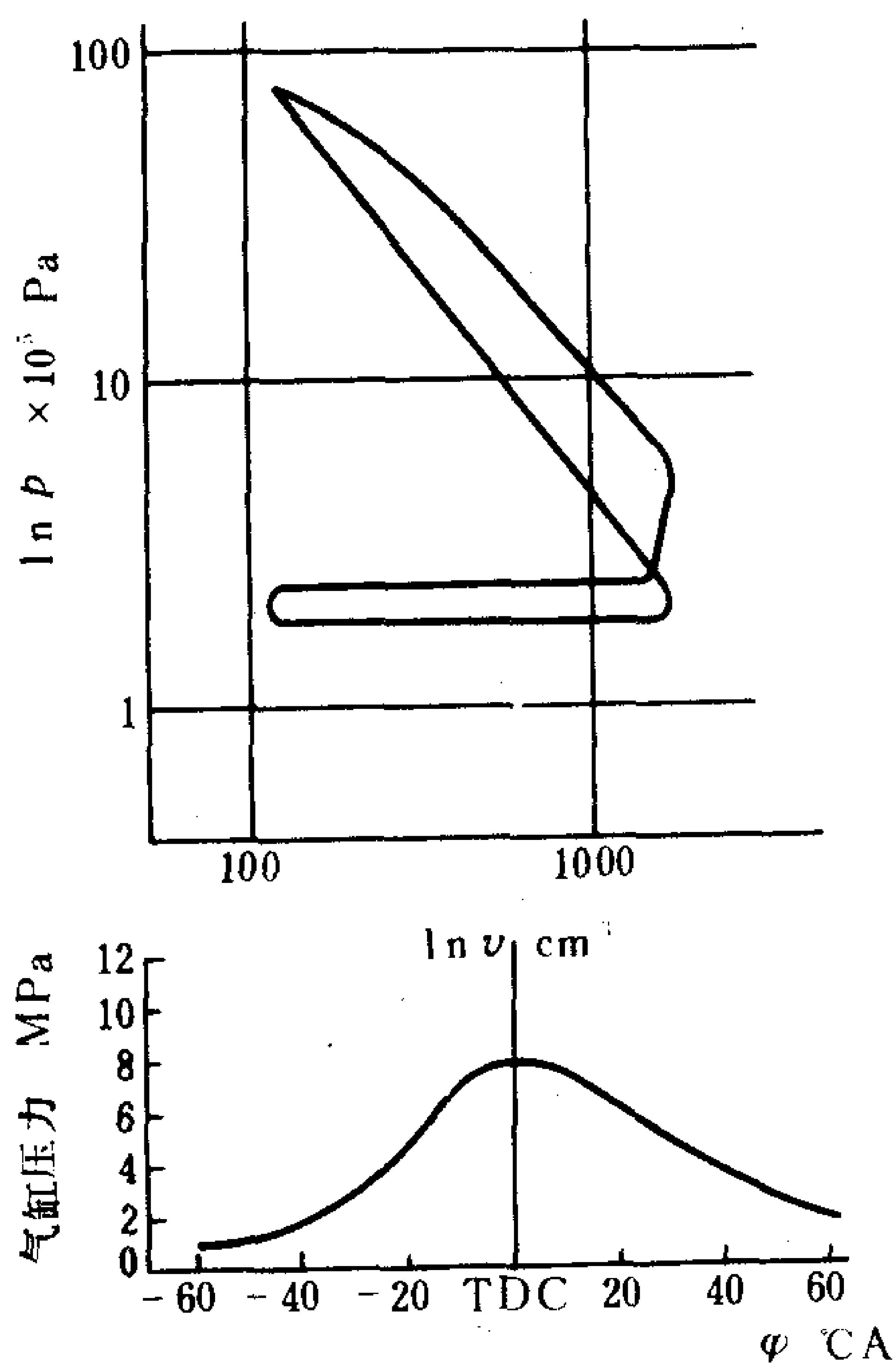


图 4.1.2-54 后燃时的p-φ图

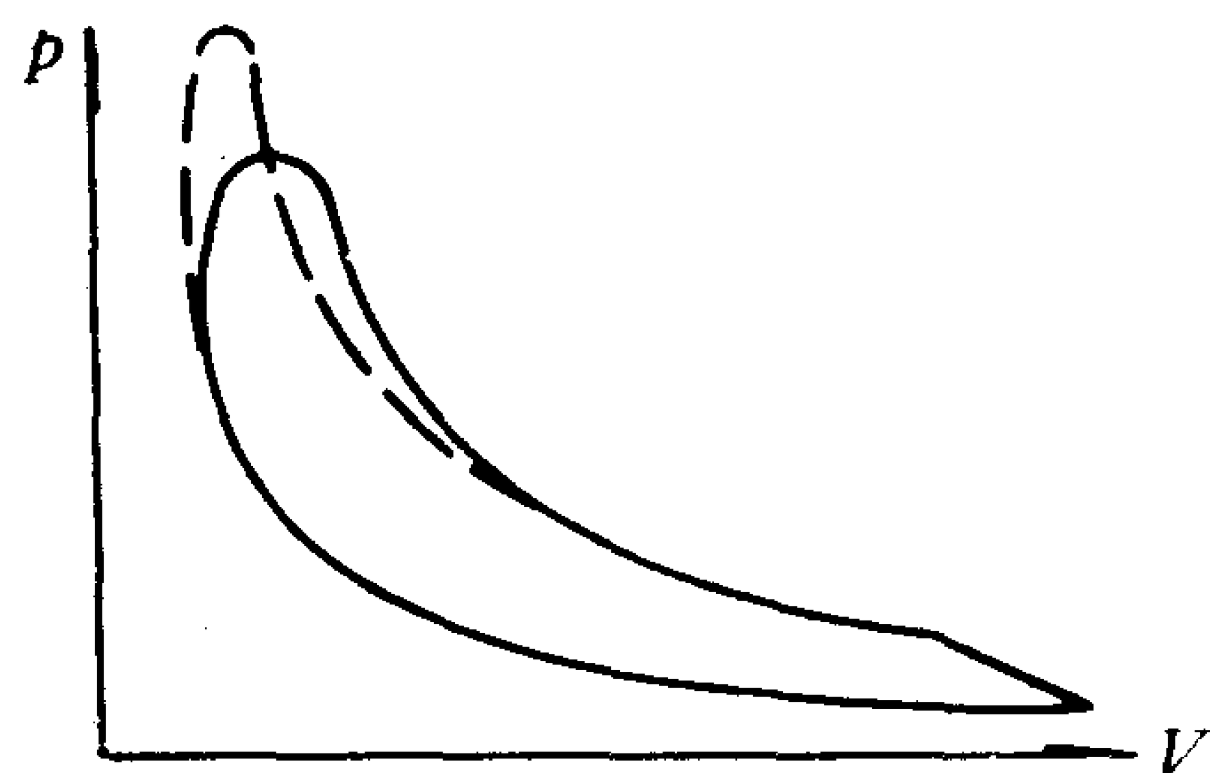


图 4.1.2-55 后燃时的p—V图

----正常；——后燃

在发生着火过早或过迟时，首先应该校核喷油泵的供油正时。但是，各种阻碍油压建立的因素也会引起喷射始点的推迟，例如喷油泵漏油、喷油器漏油、缝隙式滤器堵塞等。

3)后燃（图 4.1.2-54、图 4.1.2-55）

在着火过迟时，一般都伴随着后燃现象。有时，着火时间是正确的，但燃烧进展缓慢。此时爆发压力较低，相位出现较迟，示功图头部变肥。各种因素都有可能造成后燃现象，例如二次喷射、喷射压力过低、雾化质量很差等。

2.3.6 废气的有害成分及净化

柴油机废气的有害成分主要有氮氧化物(NOx)、未燃碳氢化合物(HC)、一氧化碳(CO)、炭烟微粒等。当燃料含硫时，则还有SO_2、H_2SO_4等。

2.3.6.1 氮氧化物的形成及控制

1)氮氧化物的形成

氮氧化物NOx、为NO、NO_2、N_2O_5、N_2O等的总称。在柴油机的废气中，一氧化氮占NOx的80%～90%以上，其次则为NO_2，其它的氮氧化物只占很小的比例。

氮氧化物是燃料在空气中高温燃烧时形成的。在高温下部分氧分子裂解为活化的氧原子并发生如下的链反应：



$$O+N_2 \rightleftarrows NO+N$$



$$N+O_2 \rightleftarrows NO+O$$



$$N+OH \rightleftarrows NO+H$$

链反应的动力学速度主要取决于氧原子的浓度以及气体的温度。当温度低于2200 K时，所生成的NOx可以忽略不计，因此NOx主要生成于火焰后方的含氧已燃区。高温持续时间越长则NOx的生成量越大。NOx的分解速度亦与温度有关。在柴油机中燃烧结束后温度很快下降，因此NOx一旦生成后，来不及分解，便随废气排出，几乎保持着生成时的最大浓度。

影响NOx生成的因素有下述几个：

(1)运行工况 NOx主要随发动机负荷的增大而增大，因为这时发动机的燃烧温度高、持续时间长(图4.1.2-56)。

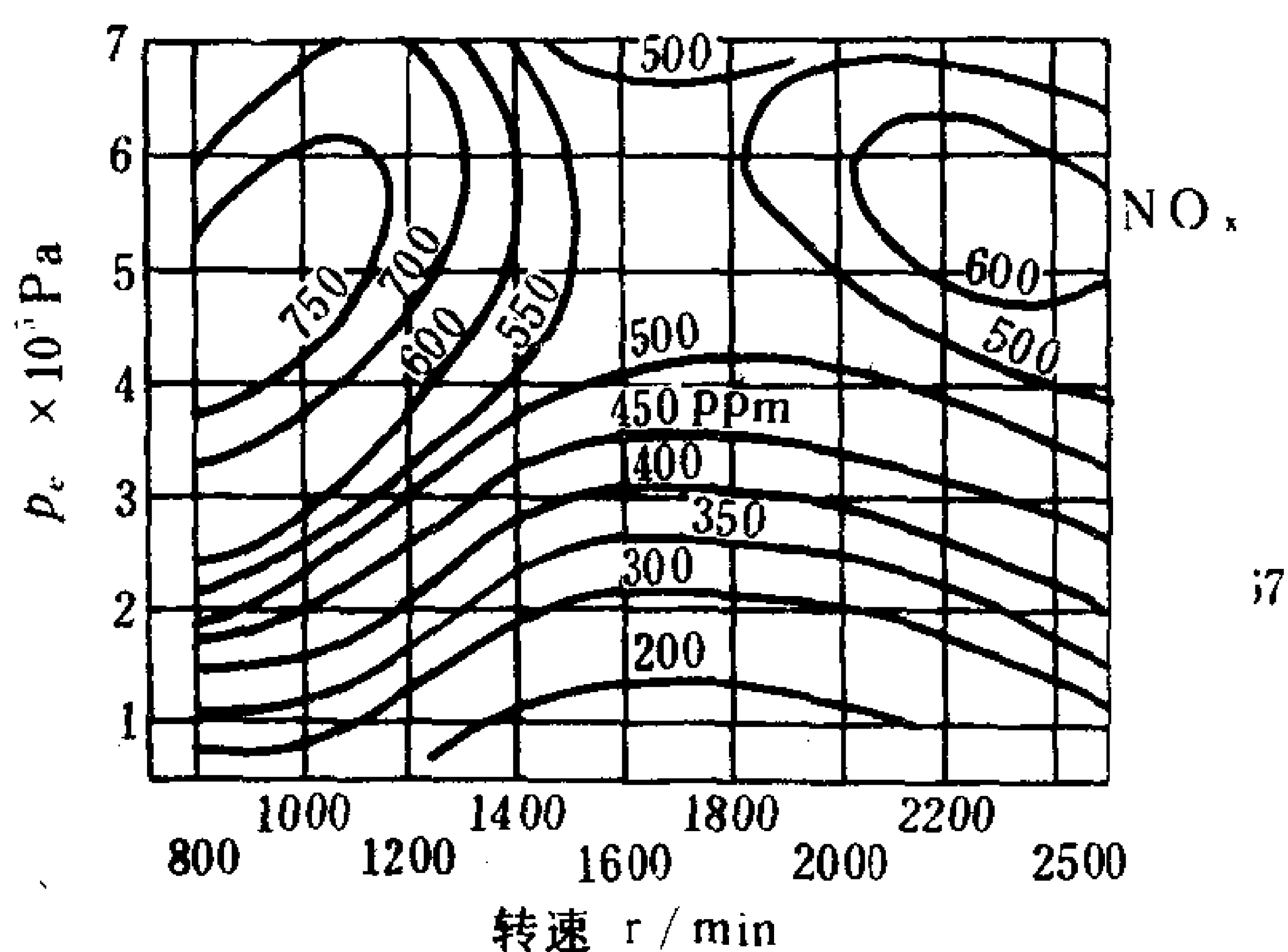


图4.1.2-56 NOx随运行工况的变化

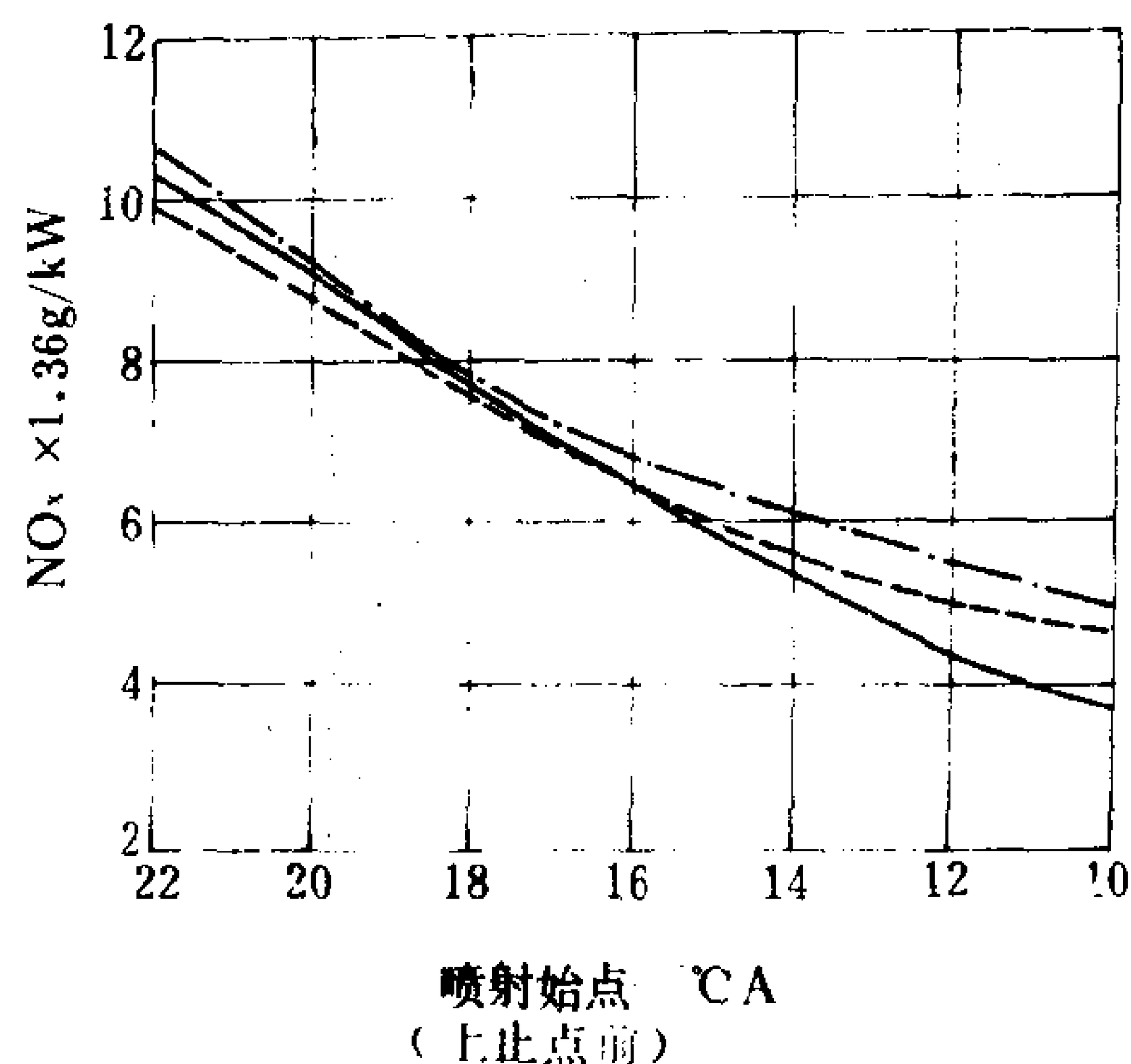


图4.1.2-57 喷射始点对NOx的影响

——平直进气道，喷孔4×0.32;

-·-螺旋进气，喷孔4×0.30;

----强螺旋进气，喷孔4×0.30

(2)喷油始点 提前喷射使更多的燃料参与预混合燃烧。这些区域开始燃烧早，燃空比小，因而使NOx的生成量增加(图4.1.2-57)。

(3)喷孔数 提高油、气混合速度的措施通常也使NOx增高。例如提高进气旋流、增加喷孔数目(减小孔径)均使NOx增加(图4.1.2-58)。

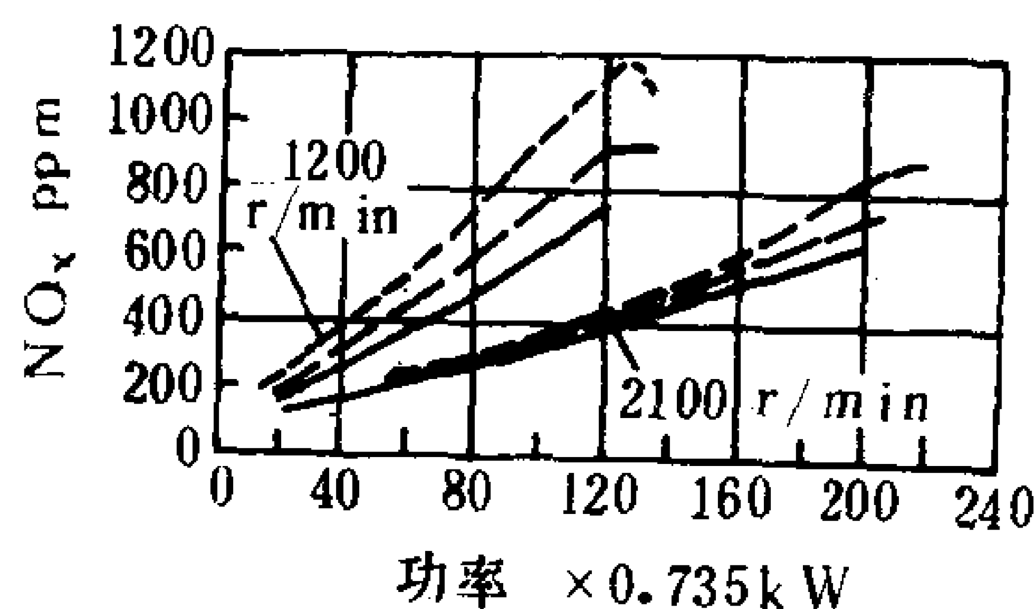


图4.1.2-58 喷孔数对NOx的影响

——6孔; ---7孔; ······8孔

2)氮氧化物的控制

凡使热效率改善的措施，通常使NOx的排放增加。反之降低NOx的措施则常要求在油耗上作出牺牲。重要

的是谋求较佳的折衷。

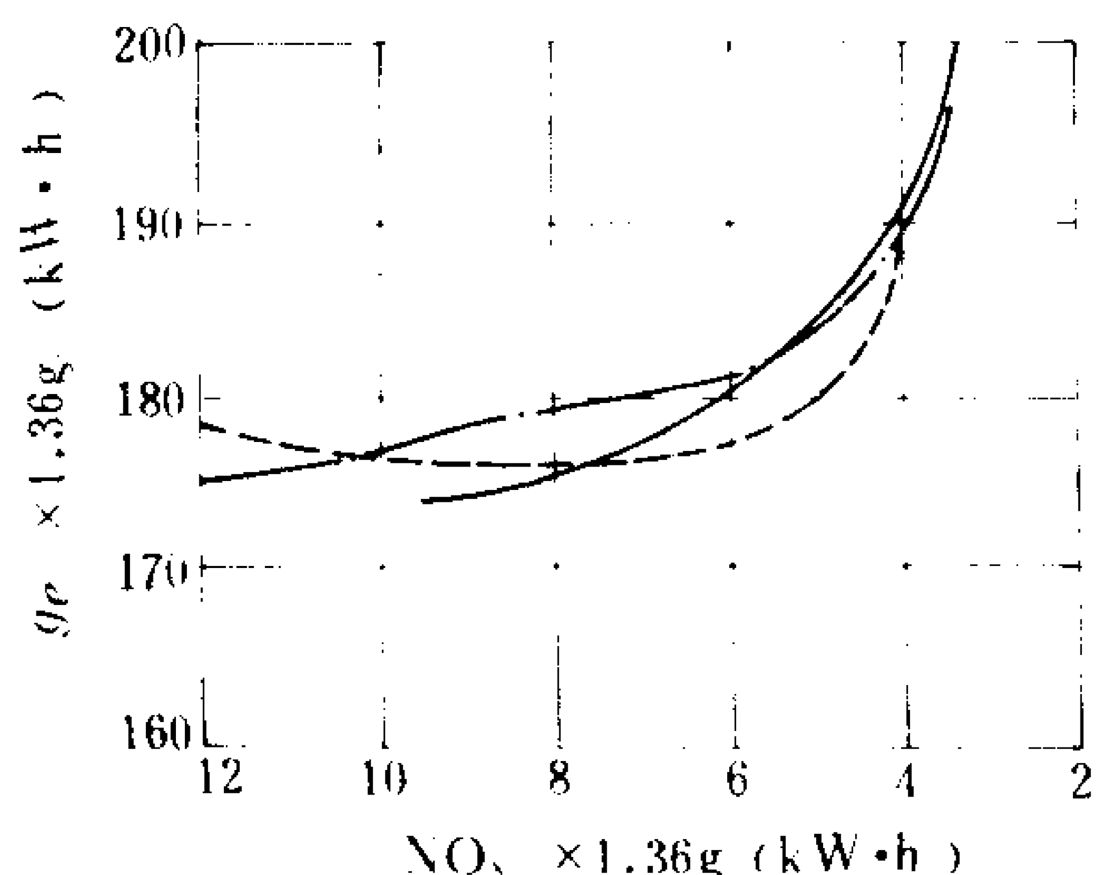


图 4.1.2-59 不同喷射正时下NOx与g_e的关系
——平直进气道，喷孔 4 ×0.32;
- · -螺旋进气，喷孔 4 ×0.30;
----强螺旋进气，喷孔 4 ×0.30

（1）推迟喷油正时　推迟喷油正时是控制NOx最常用的方法。为了减少对油耗的影响，通常要相应提高喷射速度和空气旋流速度。图 4.1.2-59 示出了不同喷射正时下，NOx与油耗之间的关系。可以看到当采用强螺旋进气道及减小喷孔直径时，减少NOx对油耗的影响较小。

（2）进气管注水　向进气管注水可大大降低NOx的生成量。其原因为：

①水在蒸发时吸收汽化潜热，水蒸气是比热较大的惰性气体。注水后，发动机的最高燃烧温度将显著下降；

②水蒸气与氧原子产生OH离子，使氧原子浓度下降，而OH不能与N_2直接生成NO。

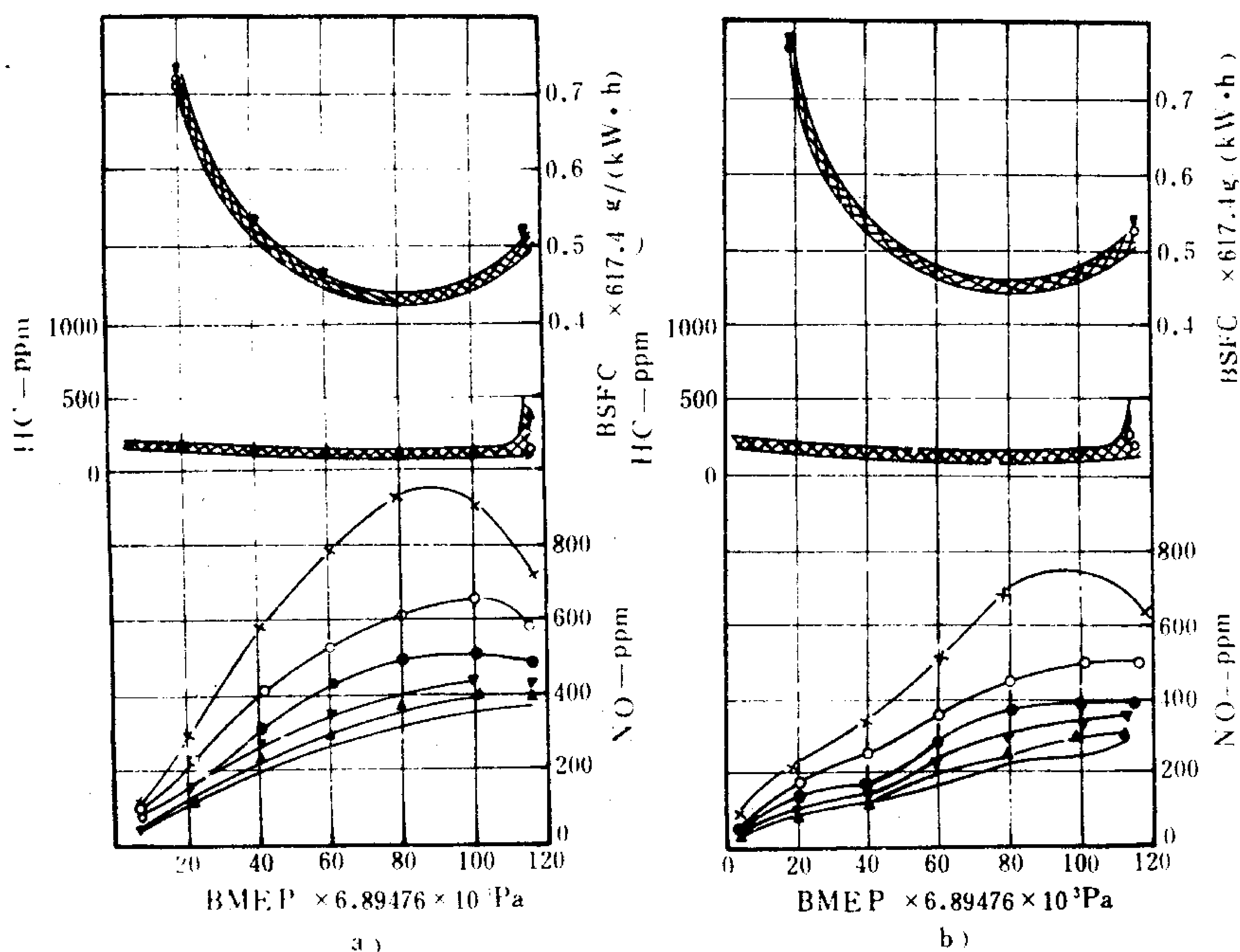


图 4.1.2-60 进气注水后NOx、耗油率、HC的影响
a)最佳喷射正时，b)推迟 4°喷射

×-未注水；○-水/燃料比 0.5；□-水/燃料比 1.0；▼-水/燃料比 1.5；▲-水/燃料比 2.0；底曲线-水/燃料比 2.5

图 4.1.2-60 示出了注水后NOx下降的情况。

进气注水对发动机油耗及HC排放都没有明显的影响，但大量注水容易引起滑油污染或缸套锈蚀等方面的问题。

3）废气再循环

废气在冷却后被重新送入气缸，称为废气再循环（exhaust gas recirculation, EGR）。EGR对NOx的影响与注水大体相同。当EGR比例增加时，燃烧速度变慢，油耗增加。当EGR超过 20%～40%时，CO及炭烟的排放将急剧增加。随着负荷的增加，EGR的比例也应减少（图

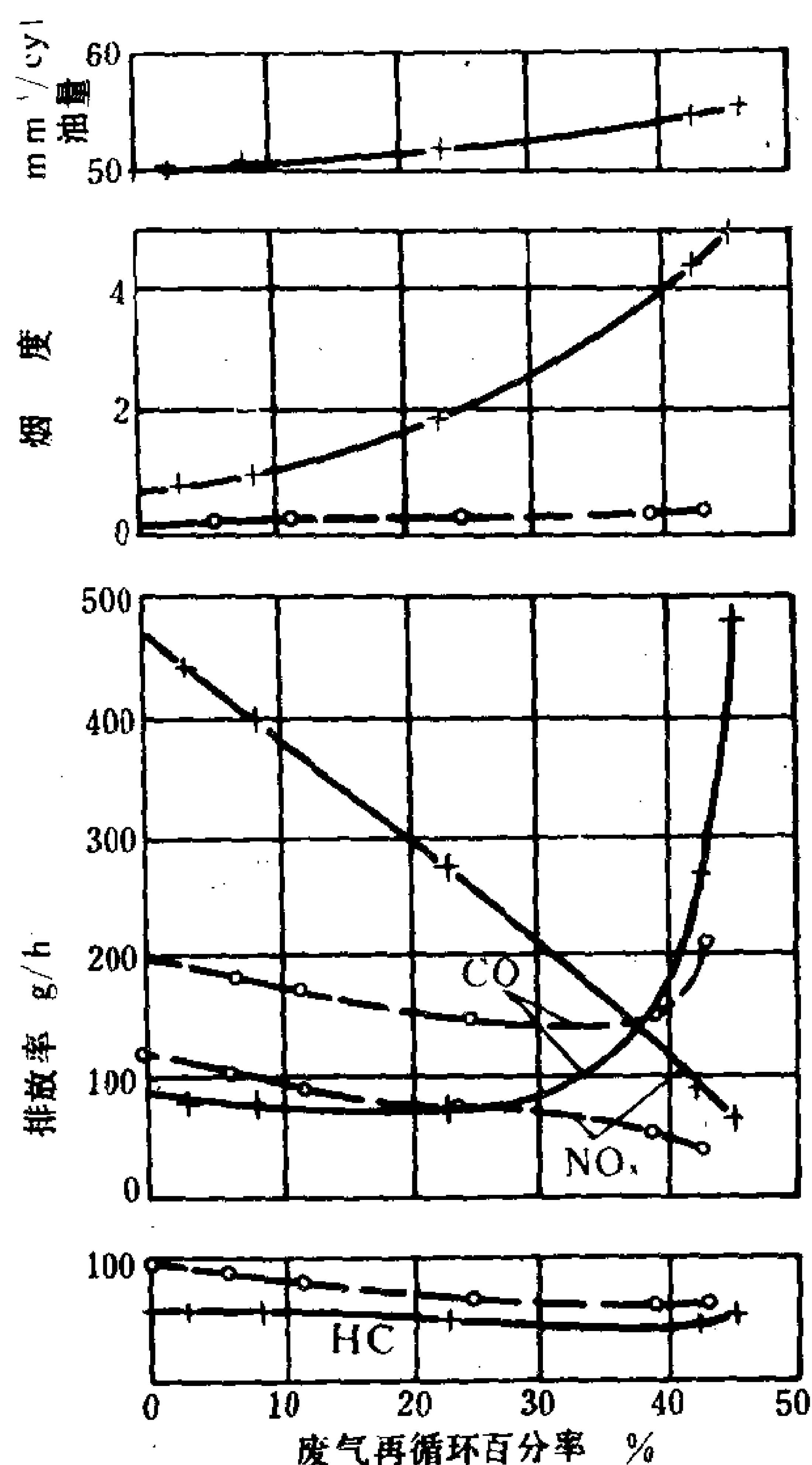


图 4.1.2-61 EGR对NOx、CO、烟度及耗油率的影响

-◦-怠速；-+-p_e=0.35 MPa

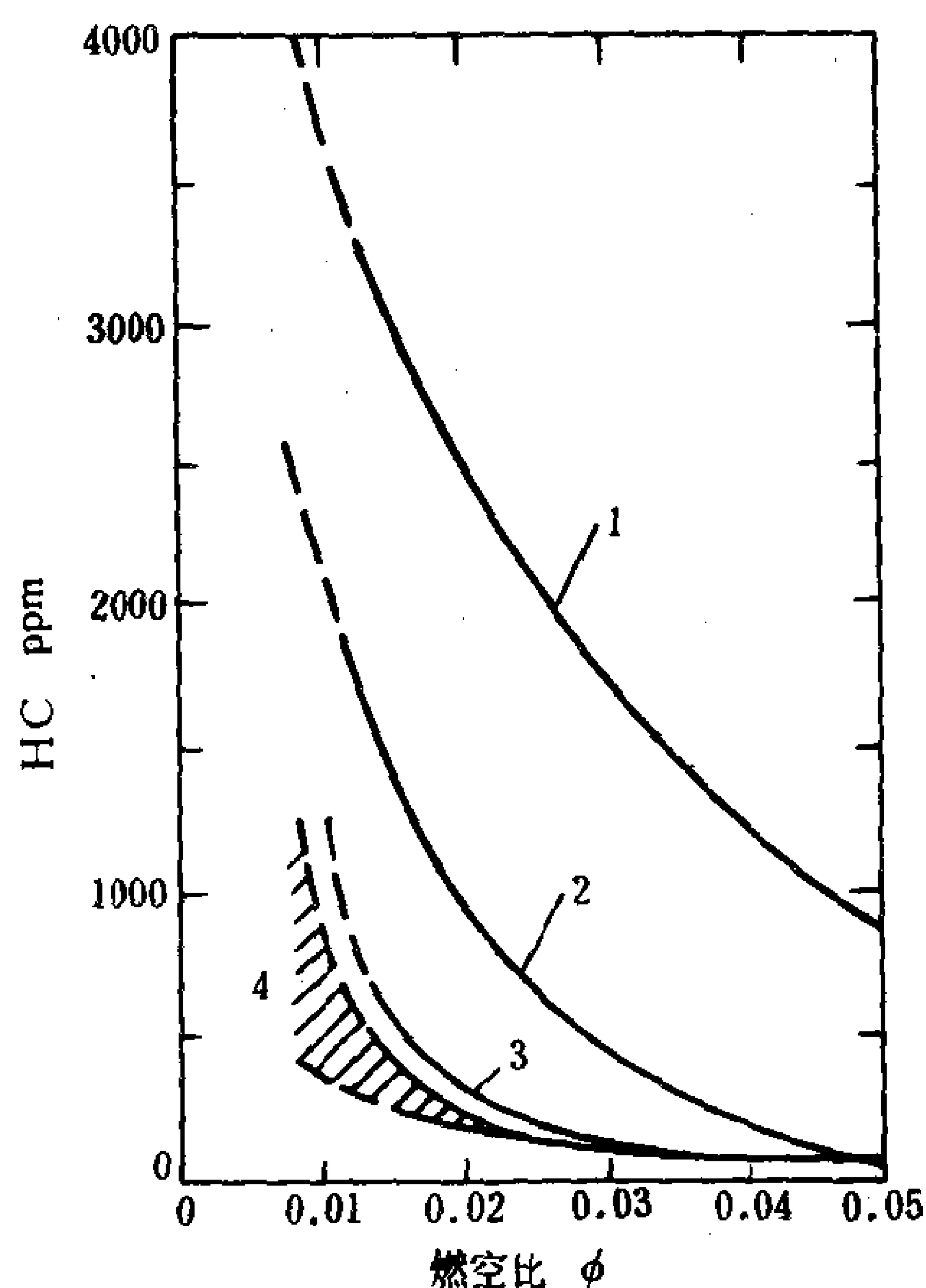


图 4.1.2-62 未燃HC随燃空比的变化

1-直喷式（非增压）；2-直喷式（增压）；3-分开式（非增压）；4-分开式（增压）

----怠速

4.1.2-61)。

2.3.6.2 未燃碳氢化合物的形成、控制及净化

未燃碳氢化合物（HC）是废气中未燃的燃料分子、已经裂解的低分子碳氢化合物及其聚合物、滑油分子的总称。HC来源于以下几个方面：

1）在油束外层，燃油与空气的比例已经小于稀限。因而无法燃烧而排出。

2）燃油与空气的比例在稀限以上，但由于温度过低，反应太慢而排出。

以上两个来源是柴油机在怠速、部分负荷下排放HC的主要原因，其主要成分是未燃的燃料蒸气。

3）在油核内部，由于燃油与空气的比例超过浓限，燃料裂解为低分子碳氢化合物。这些低分子碳氢化合物大部分嗣后即与空气混合燃烧。但当燃油与空气的混合速率过低，则其中少部分可能未及燃烧而排出缸外。

4）喷溅于燃烧室壁面上的燃料因温度较低而排出缸外。

以上两原因是发动机高负荷时排放HC的主要原因，其成分含有低分子碳氢化合物以及它们的聚合物（可与燃料分子的原有结构不同）。

未燃碳氢化合物在整个的排出过程中包括缸内排气过程乃至流经排气管时仍在进行反应。因此，在循环平

均温度及排气温度较高时，HC最终的排放量将会减少。

负荷是影响HC排放的最主要因素。在怠速工况下HC的排放量可为全负荷时的 10 倍以上（图 4.1.2-62）。增压柴油机由于具有较高的循环平均温度，因而其HC的排放量较非增压柴油机低。在采用分开式燃烧室的柴油机中，在预燃室或涡流室中产生的未燃HC，绝大部分在主燃烧室中烧掉，因此HC的排放低于直喷式柴油机。

为了使HC降低所采取的措施，大多使NO_x的排放增高。为使低负荷下HC的排放降低，最有效的措施是进行排气后的净化处理。将铂铑催化剂涂覆在陶瓷载体上，通常可使HC及CO排放大幅度下降。

2.3.6.3 炭烟微粒

炭烟（soot）又称炭微粒，指碳原子的聚团物。在废气中炭微粒的平均直径为 0.1～0.3 μm。由于比表面极大，在排出过程中常吸附各种其它组分，尤其是未燃的碳氢化合物。

炭微粒是在燃烧早期阶段在油核区形成的。由于缺氧及高温，燃料在发生裂解过程的同时脱氢，因而产生大量的自由碳原子，这些自由碳原子的粒度很小，并且大部分在嗣后的燃烧过程中氧化或部分氧化。如果自由碳原子不能及时氧化，则它们将开始聚团，随着粒度的增大及温度的降低，炭微粒被留存下来，并排出缸外。在排气管中取决于其排气温度，炭烟可能继续发生反应，使微粒的排放量有所减少。

凡使燃烧终点延迟的各种因素均使炭烟排放量增加。在运行参数中，负荷的增加使炭烟排放量增加。尤其是高负荷时更是明显。在非增压柴油机中，最大负荷受到烟度急剧增加的限制，并称之为烟限（图 4.1.2-63）。

在增压柴油机中，当突然增加负荷时，由于增压器转速不能及时升起，增压压力过低，也会使炭烟的排放大大增加。

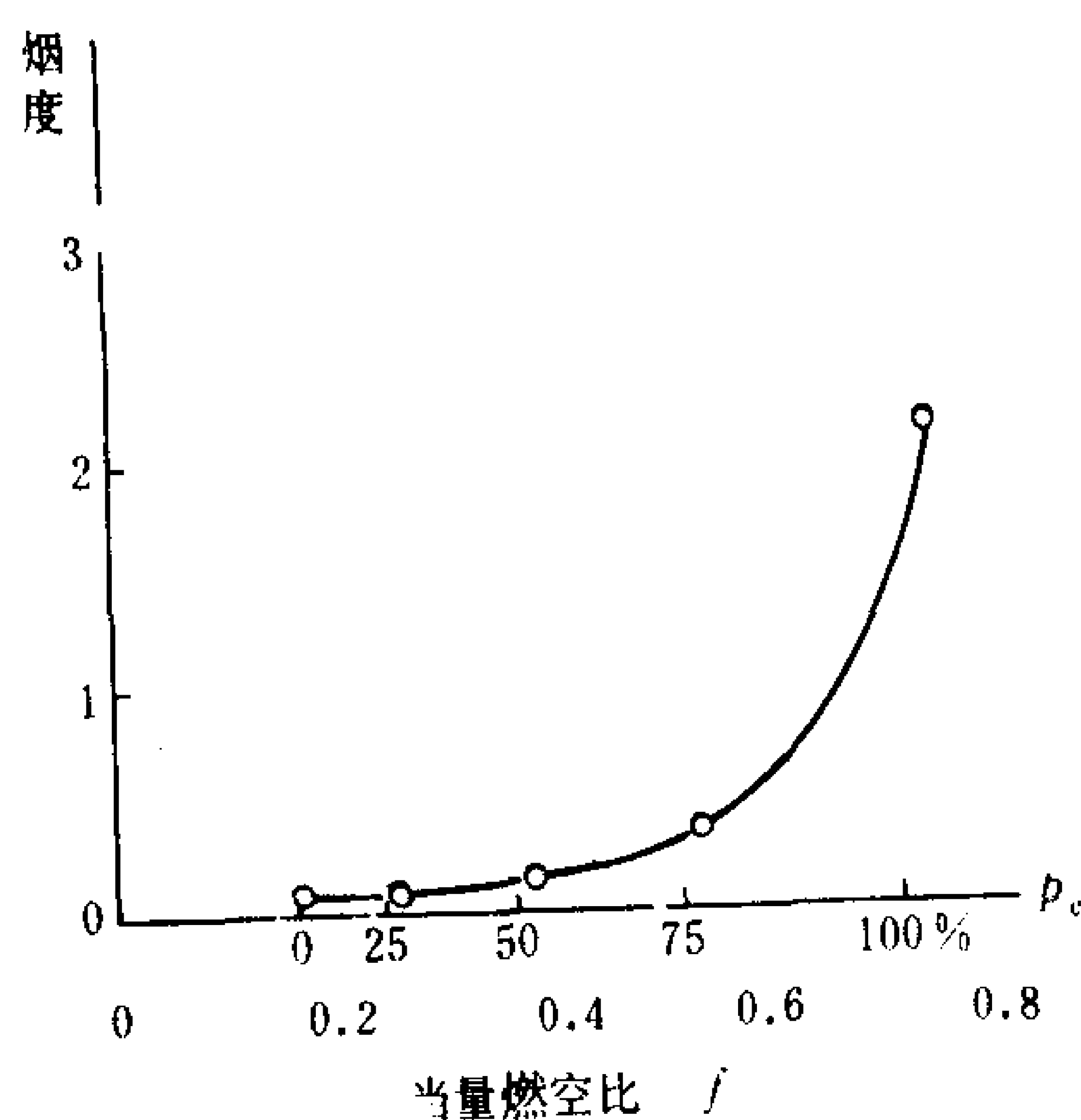


图 4.1.2-63 波许烟度随负荷的变化

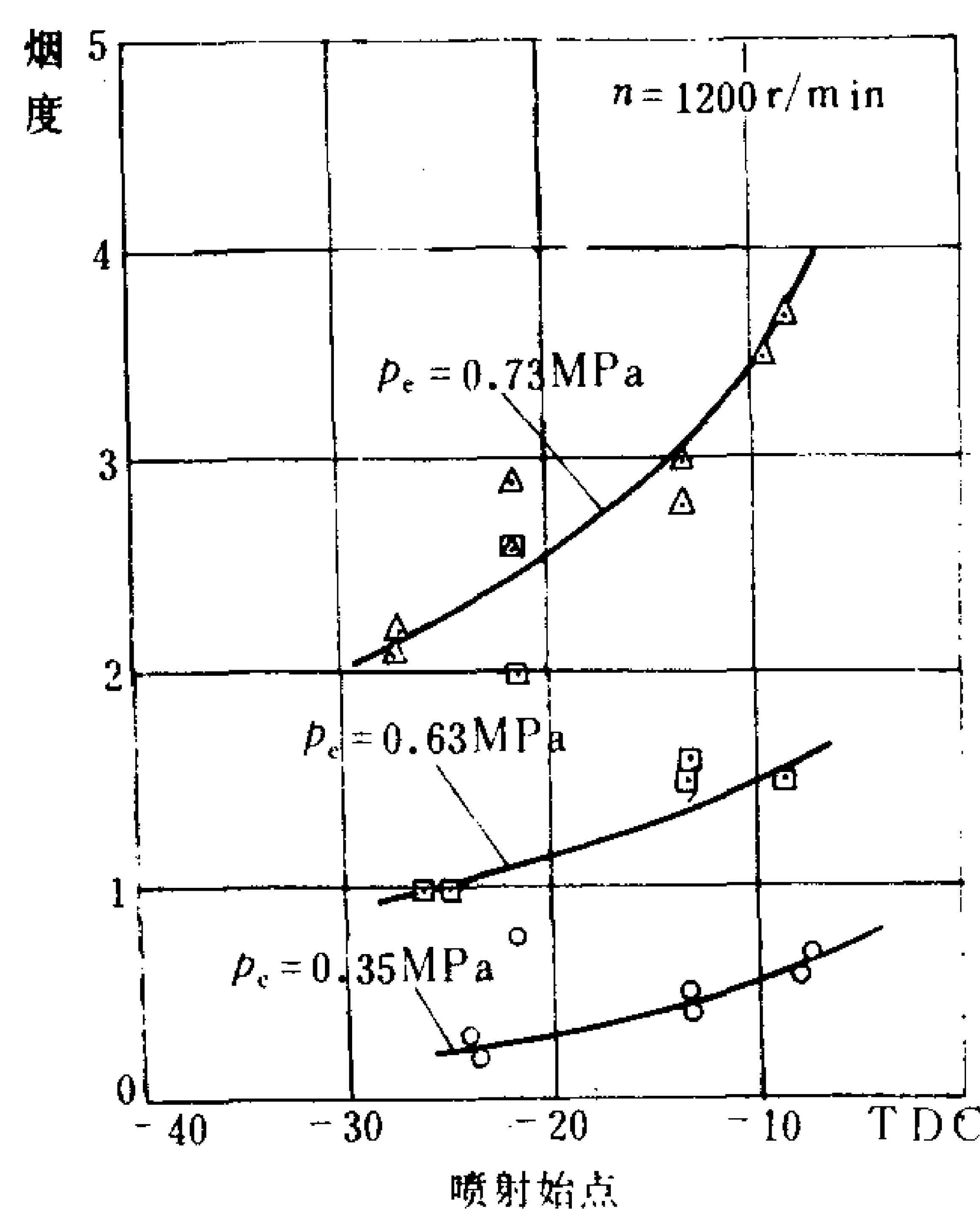


图 4.1.2-64 波许烟度随喷射始点的变化

延迟喷射可使NOx降低，但使炭烟的排放增加，在高负荷下这种情况更加明显（图 4.1.

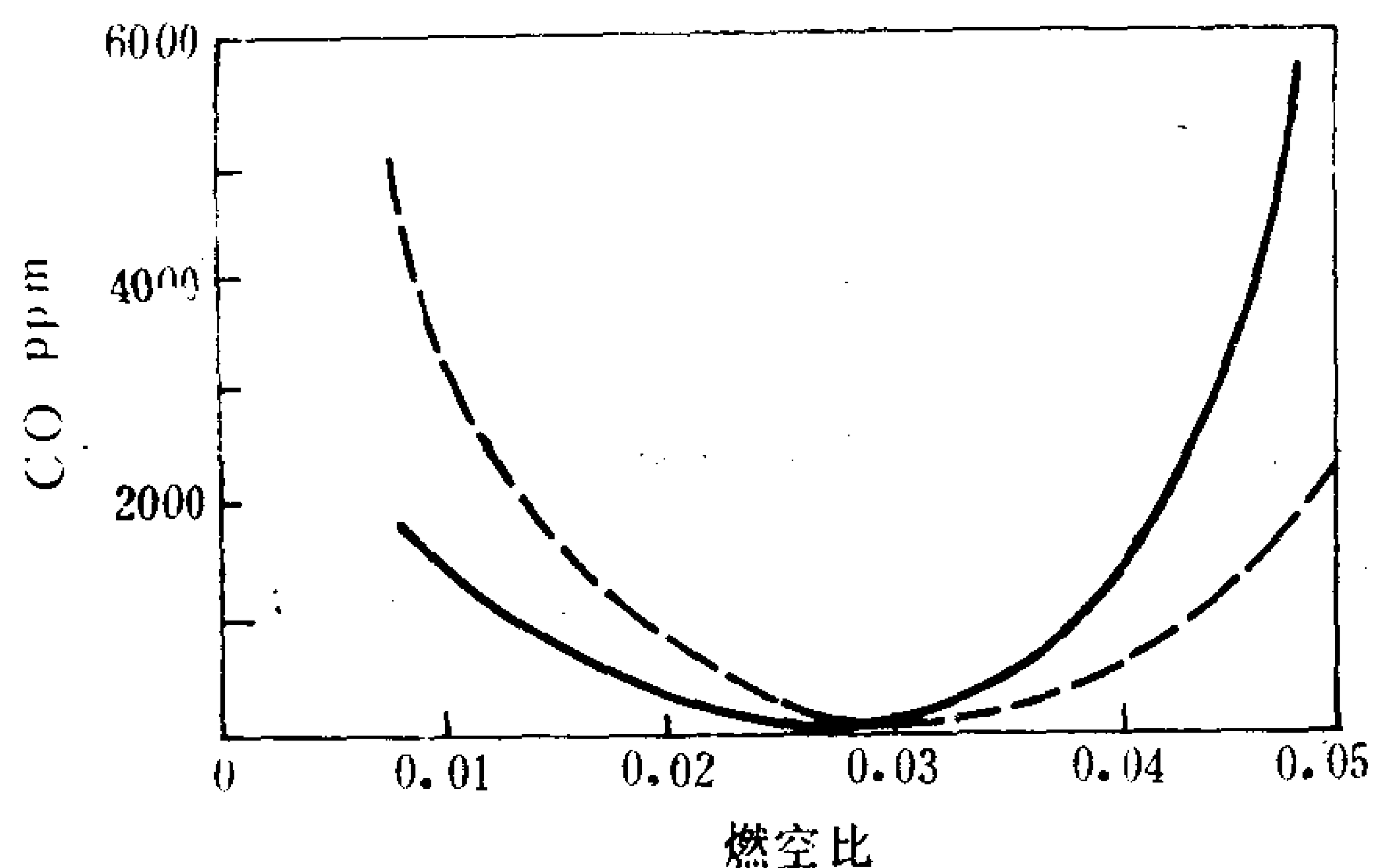


图 4.1.2-65 CO排放随燃空比的变化

----非增压；——增压

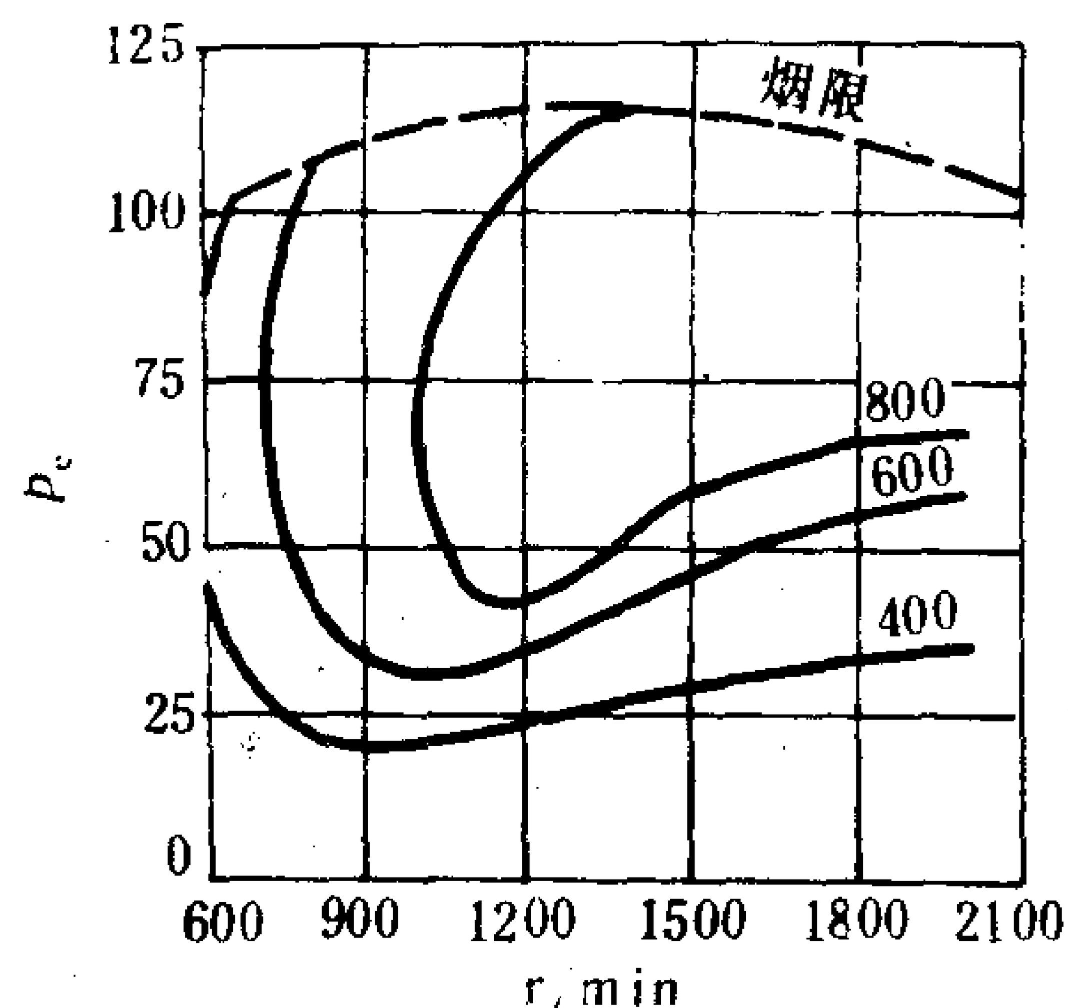


图 4.1.2-66 CO排放随转速及负荷的变化

2-64)。采用废气再循环，具有同样的效果（图 4.1.2-61)。

柴油机的各种故障大多会引起炭烟排放的增加，在配气机构方面有气阀漏气、气口堵塞等引起的充气效率降低、扫气质量下降；在燃油系统方面有二次喷射，因油孔堵塞引起的断续喷射、滴油以及喷射压力过低。雾化质量下降等。

在排气管出口装设滤器可将大部分炭烟截留。滤器的材料有泡沫陶瓷、蜂窝陶瓷等。在经过一段时间的使用后，滤器可能堵塞，导致排气阻力增加，柴油机性能恶化，将滤器在氧化气氛中加热，可燃掉积存的炭烟使滤器再生。

2.3.6.4 一氧化碳的形成与净化

在浓油区中，燃料由于缺氧而只能部分氧化从而形成一氧化碳。其进一步的氧化则取决于与空气的混合速度及高温的持续时间，在稀限区附近，燃烧进行得非常缓慢，一氧化碳是燃烧反应的中间产物，这部分一氧化碳大部分留存下来，并排至缸外，对于柴油机来说，燃空比约在 0.03 时CO的排放量最低（图 4.1.2-65)。

图 4.1.2-66 示出了CO排放随柴油机运行参数的变化。由图可见，在中等负荷下CO的排放最低，在烟限附近，CO的排放最高。

在排气管出口装设净化器可使大部分CO转化为CO_2，使HC氧化的催化剂通常对CO也有效。

2.3.6.5 柴油机的烟色

1）白烟及蓝烟

废气在含有多量微小液滴时呈白烟或蓝烟状，白烟与蓝烟的差别在于液滴的粒径。当液滴的粒径大于 0.5 μm时为白烟，小于 0.5 μm时为蓝烟。白烟与蓝烟多见于起动或怠速运转工况。其主要组分为未燃的燃油或滑油。在向进气管或气缸注水时，排出的废气中含有多量水蒸气所凝结成的液滴，此时也出现白烟。

2）黑烟

废气在含有多量炭微粒时呈黑烟状，通常见于全负荷运转工况，是燃烧不良的明显标志。黑烟的烟色可用波许烟度计测量。波许烟度计和单位容积废气的炭微粒的含量之间有对应的关系（表 4.1.2-8）。

表 4.1.2-8 波许烟度和炭微粒排放量间的换算

烟度	微粒含量	烟度	微粒含量	烟度	微粒含量	烟度	微粒含量
1.0	0.028	6	0.123	1	0.295	6	0.636
1	0.033	7	0.131	2	0.311	7	0.666
2	0.037	8	0.139	3	0.329	8	0.698
3	0.041	9	0.147	4	0.347	9	0.730
4	0.046	3.0	0.156	5	0.366	6.0	0.763
5	0.051	1	0.166	6	0.386	1	0.796
6	0.056	2	0.175	7	0.407	2	1.019
7	0.062	3	0.186	8	0.429	3	0.869
8	0.068	4	0.197	9	0.450	4	0.906
9	0.074	5	0.209	5.0	0.474	5	0.943
2.0	0.079	6	0.222	1	0.499	6	0.980
1	0.086	7	0.236	2	0.525	7	1.019
2	0.092	8	0.249	3	0.551	8	1.058
3	0.099	9	0.264	4	0.579	9	1.097
4	0.107	4.0	0.279	5	0.607	7.0	1.136
5	0.115						

2.4 膨胀过程

2.4.1 膨胀过程的定义及作用

由燃烧终点起至排气阀（口）开启为止为膨胀过程，其作用是将工质的内能通过膨胀转化为活塞的机械功。膨胀过程是发动机向外输出机械功的主要过程。

2.4.2 膨胀多变指数

2.4.2.1 瞬时多变指数

膨胀过程中多变指数随曲柄转角的变化示于图 4.1.2-67。在上止点以后，多变指数起初为负值，这意味着由于燃料燃烧放热。随着气缸容积的增大，压力仍在增加。在z点多变指数等于 0，此时缸内压力达到最大值。在燃烧结束后，n趋于平稳。在膨胀过程早期，由于工质温度很高，且存在着后燃，其n较小。随着工质温度下降，n略微上升，在排气阀（口）开启后n剧烈上升，这意味着排气过程已经开始。

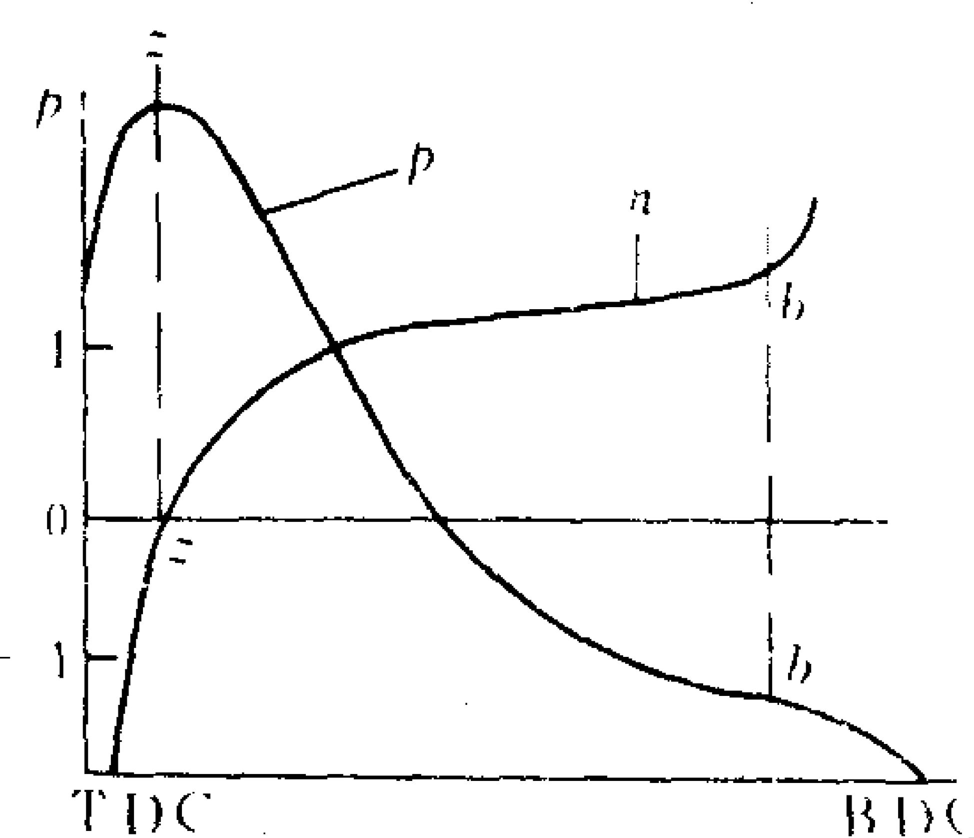


图 4.1.2-67 膨胀行程中的多变指数

2.4.2.2 平均膨胀多变指数n_2

n_2可由对数示功图求得（图 4.1.2-68），用于估算膨胀终点缸内的压力和温度，有

$$p_b = p_z(V_z/V_b)^{n_2} \quad (4.1.2\text{-}21)$$

$$T_b = T_z(V_z/V_b)^{n_2-1} \quad (4.1.2\text{-}22)$$

式中：p_b——排气阀（口）开启时的气缸压力，MPa；

T_b——排气阀（口）开启时的缸内热力学温度，K；

V_b——排气阀（口）开启时的气缸容积，m^3；

p_z——缸内气体最高压力，MPa；

V_z——缸内压力最高时的气缸容积，m^3；

T_Z——缸内压力最高时所对应的缸内气体的热力学温度，K。

传热损失将使n_2增大。因此，缸径小、分开式燃烧室、活塞冷却、增压而无空气冷却等结构因素均使n_2增大。当转速降低时，传热损失增大，因而n_2增大（图4.1.2-69）。

高速柴油机n_2的统计值为1.15～1.25。低、中速柴油机n_2的统计值为1.20～1.30。

2.5 换气过程

2.5.1 换气过程的定义、作用和型式

2.5.1.1 换气过程的定义和作用

自膨胀终点至压缩始点这一期间的工作过程统称为换气过程。其作用是将经过膨胀作功的废气驱赶出气缸并换之以新鲜空气。四冲程柴油机的换气过程由排气过程和进气过程所组成，二冲程柴油机的换气过程则由排气过程和扫气过程所组成。

1）配气正时

配气正时指柴油机进、排气阀（口）开启及关闭的相位，典型的图例示于图4.1.2-70及

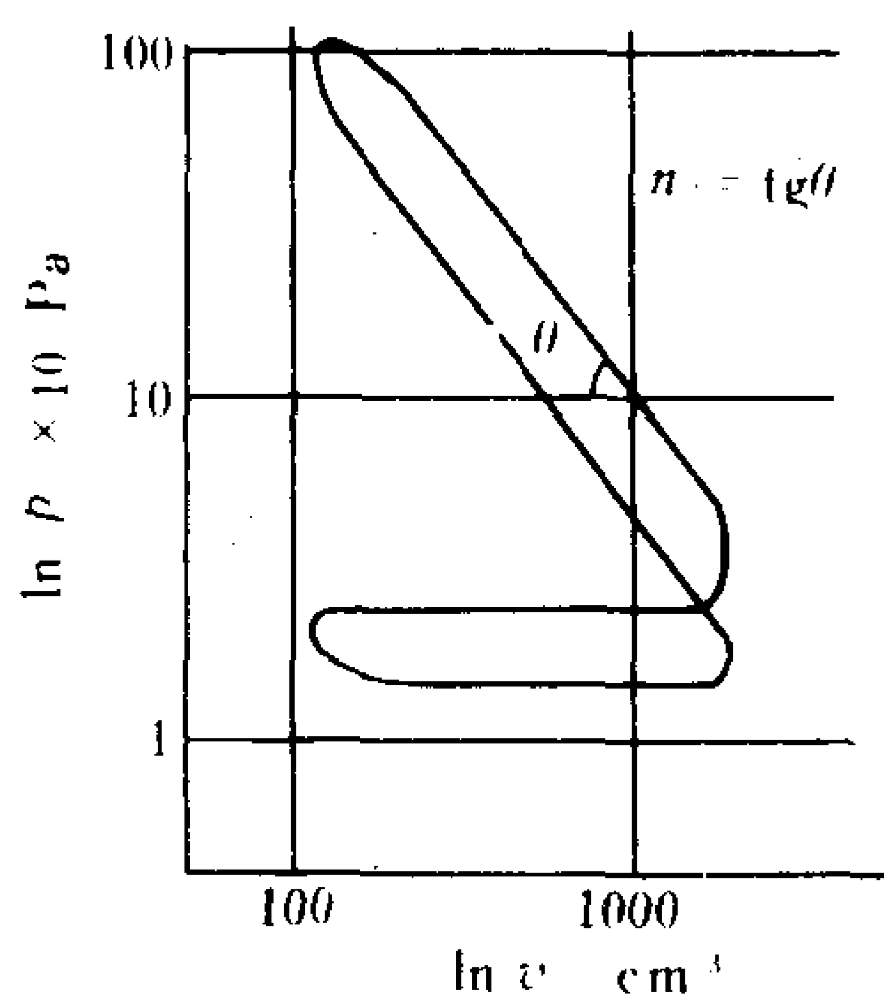


图4.1.2-68 平均膨胀多变指数n_2

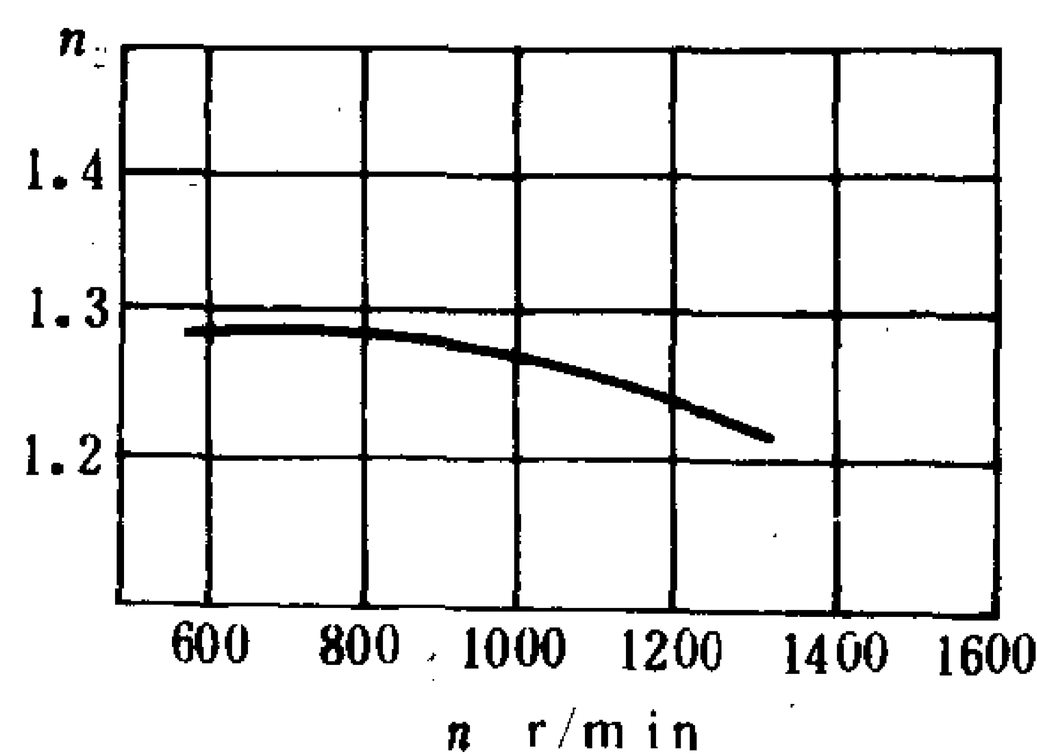


图4.1.2-69 n_2随转速的变化

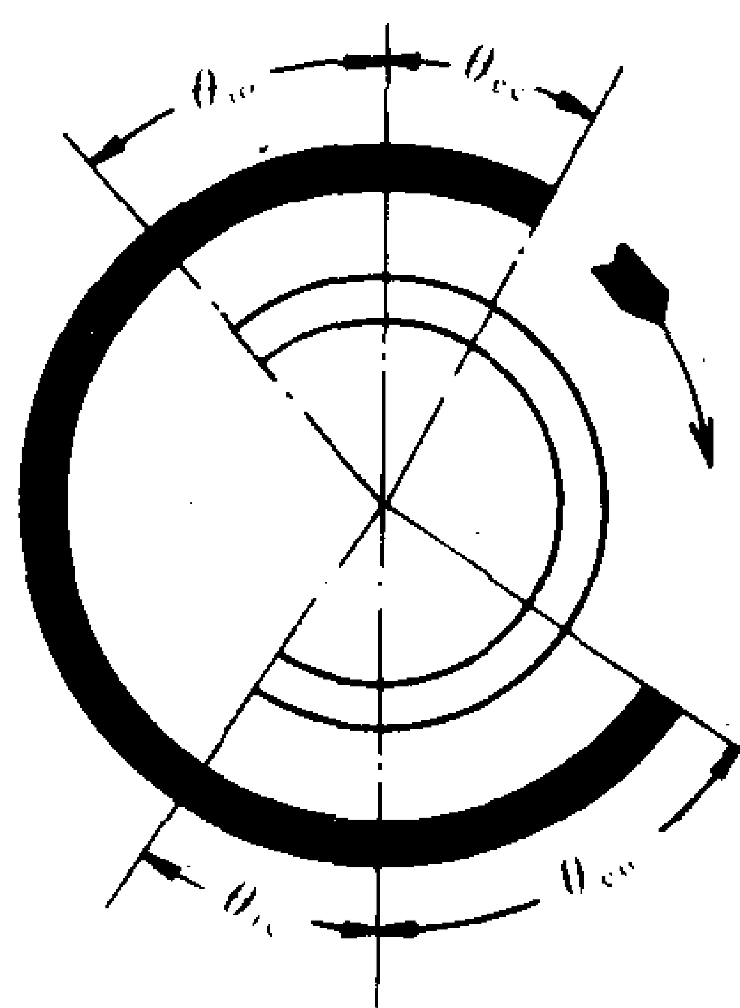


图4.1.2-70 四冲程柴油机的配气正时

θ_{io}-进气阀开启提前角，°CA；θ_{ic}-进气阀关闭滞后角，°CA；θ_{eo}-排气阀开启提前角，°CA；θ_{ec}-排气阀关闭滞后角，°CA

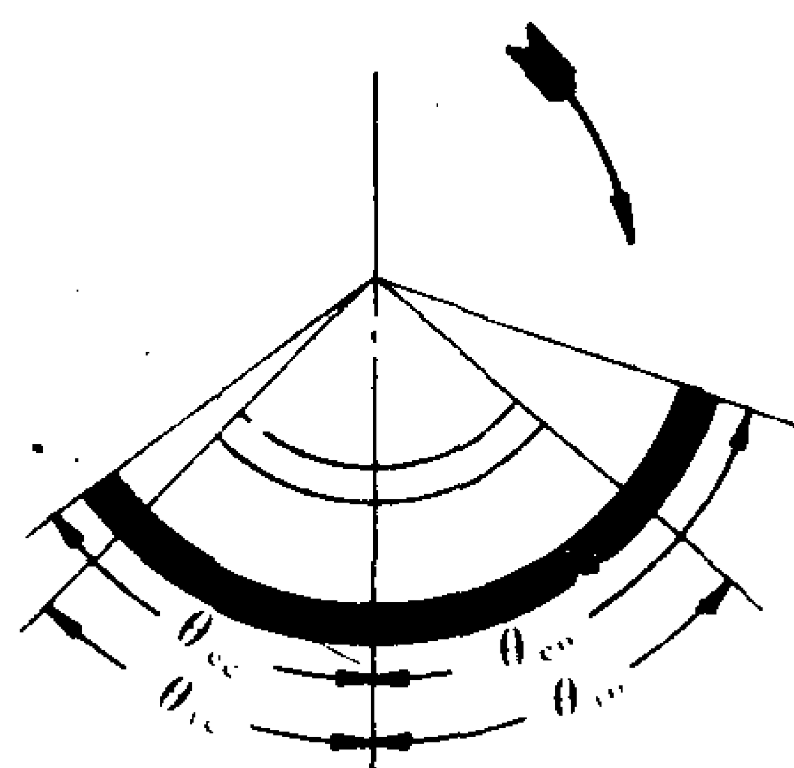


图4.1.2-71 二冲程柴油机的配气正时

θ_{io}-进气口开启角，°CA；θ_{ic}-进气口关闭角，°CA；θ_{eo}排气口开启角，°CA；θ_{ec}-排气口关闭角，°CA

图 4.1.2-71。

2）气阀（口）开启规律及时面值

气阀（口）开启截面积f（φ）随曲柄转角φ的变化规律称为气阀（口）开启规律，并用时面图（f-φ图）来表示。时面值F指气阀（口）瞬时开启截面积f对曲柄转角φ的积分。

时面值F综合地度量了气阀（口）的开启截面大小及持续时间长短两个因素，可用于评价气阀（口）允许气体通过的能力。在配气正时确定后，时面值取决于气阀（口）的开启规律。气阀的开启规律取决于凸轮的型线，而气口的开启规律则由气口的位置及活塞的运动规律来决定。图 4.1.2-72 及图 4.1.2-73 示出了时面图的典型实例。

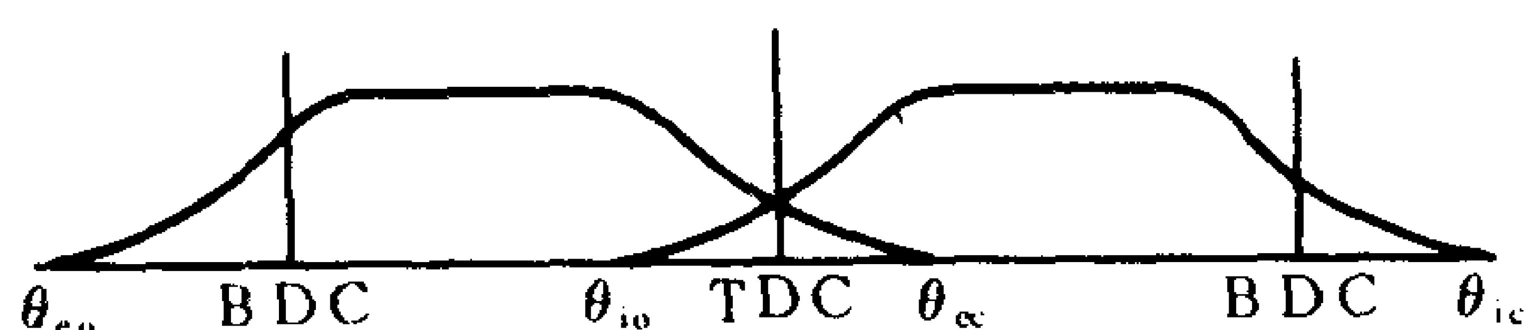


图 4.1.2-72　四冲程柴油机的时面图

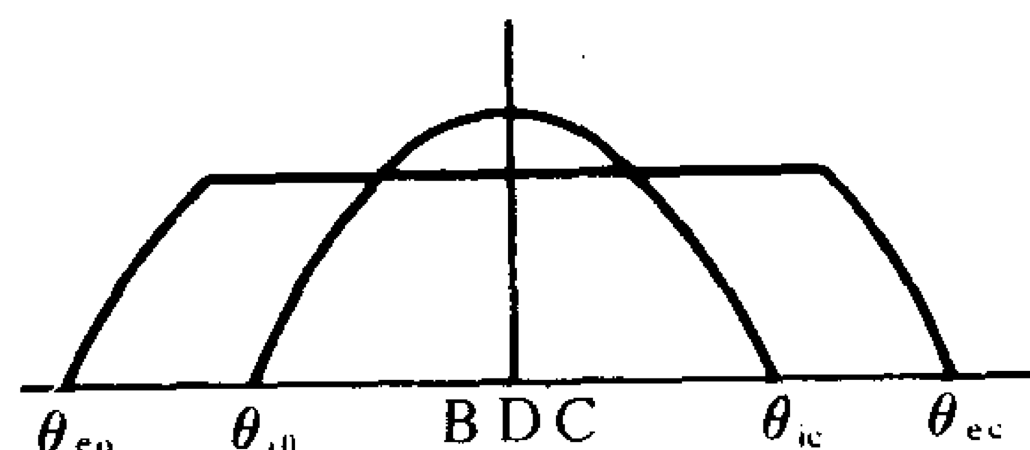


图 4.1.2-73　二冲程柴油机的时面图

3）自由排气

自由排气又称提前排气，指缸内气体在压差作用下向缸外排出。这时，进气阀（口）尚未打开，活塞还在下行。自由排气一般安排在换气过程之初进行，其目的是使在膨胀终点缸内较高的压力能迅速下降，以利于后继的强制排气或扫气的进行。其中气缸内压力与排气阀背压的比值如果大于临界压力比，则称为超临界自由排气，反之则称为亚临界自由排气。在超临界排气期，气缸排空的迅速程度只与气阀（口）的时面值有关，而在亚临界排气时则还与排气阀（口）后的背压有关。

4）强制排气

指废气在活塞的驱赶下排出气缸。强制排气是四冲程柴油机排气的主要方式。

5）扫气

扫气是指新鲜空气进入气缸将废气扫出缸外的过程。扫气的必要条件是进气阀（口）前的空气压力大于缸内气体压力，而缸内气体压力则大于排气阀（口）后的废气压力。扫气是二冲程柴油机换气的主要方式，也发生于某些增压四冲程柴油机气阀开启的重叠期。

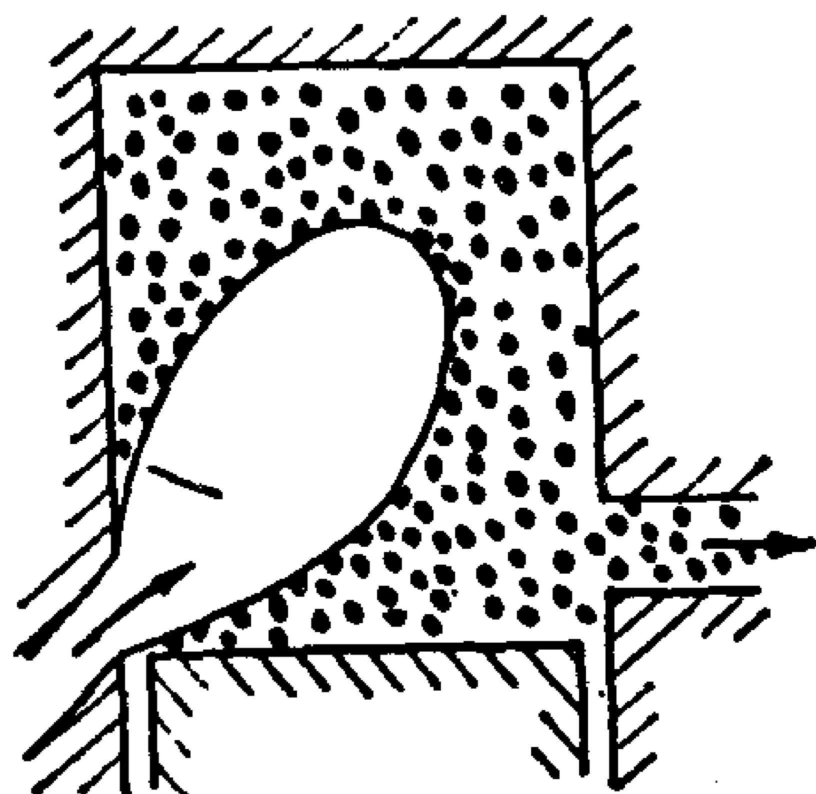


图 4.1.2-74　驱赶型扫气

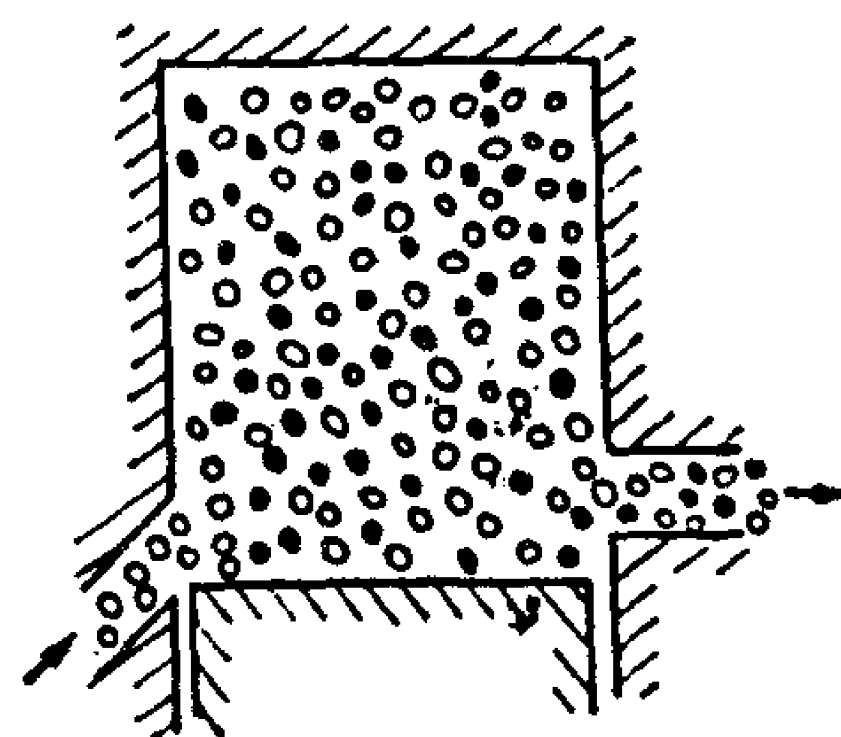


图 4.1.2-75　混合型扫气

6）驱赶型扫气（图 4.1.2-74）

指新鲜空气由进气口进入气缸后，既不与废气混合，又不经短路流出，而是象“气体活塞”一样将废气驱出。驱赶型扫气是一种理想化的扫气模式，在这种模式下，进入气缸的新鲜空气只要充满气缸，就能将废气全部驱除干净。

7）混合型扫气（图 4.1.2-75）

指新鲜空气进入气缸后立即与缸内气体完全混合，然后再从排气口排出。在这种模式中，新鲜空气起着“稀释”废气的作用。尽管增加扫气空气量可使存留于气缸的废气量减少，但不可能将缸内废气全部清除。

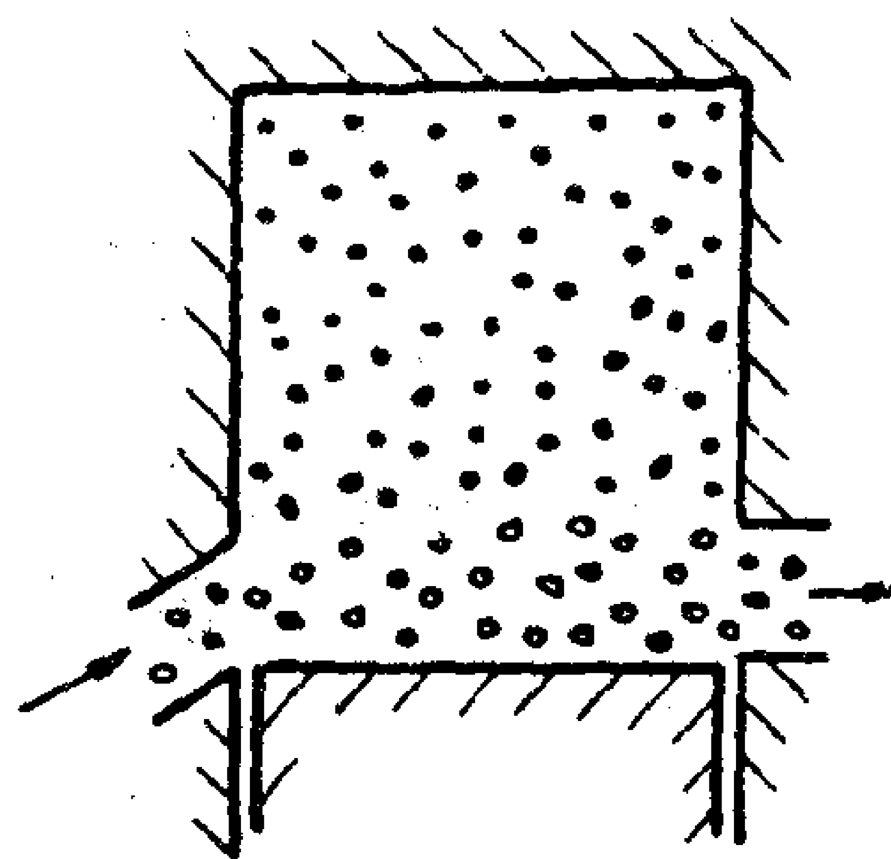


图 4.1.2-76　短路型扫气

8）短路型扫气（图 4.1.2-76）

指进入缸内的新鲜空气沿最短路程直接从排气口流出。短路型扫气是一种最劣的扫气模式。在这种模式下大部分废气都将留存于缸内，增加扫气量无助于改善换气质量。

2.5.1.2　扫气方式及分类

1）直流扫气

指新鲜空气从气缸的一端进入并将缸内废气从气缸的另一端赶出（图 4.1.2-77）。其最常见方式是进气口-排气阀组合方式。进气口-排气口组合只适用于对置活塞柴油机，现已较少见。直流扫气的优点是：

（1）扫气路径短，流向变化少，最接近于驱赶型扫气，且适合于超长行程柴油机；

（2）进气口可布置于全圆周，相应地可降低进气口高度，减少失效行程；

（3）排气阀正时由凸轮确定，可实现早开、早关、减少过后排气损失；

（4）气缸套及活塞顶沿周向受热均匀，变形小。

直流扫气的缺点是缸盖及配气机构复杂，维修、管理不便、机械噪声较大。

2）弯流扫气

指进气口与排气口均布置在气缸下部的扫气方式。其中进气口与排气口布置在气缸两侧的称为横流扫气（图 4.1.2-78 b)），布置在同一侧的称为回流扫气（图 4.1.2-78 a)）。

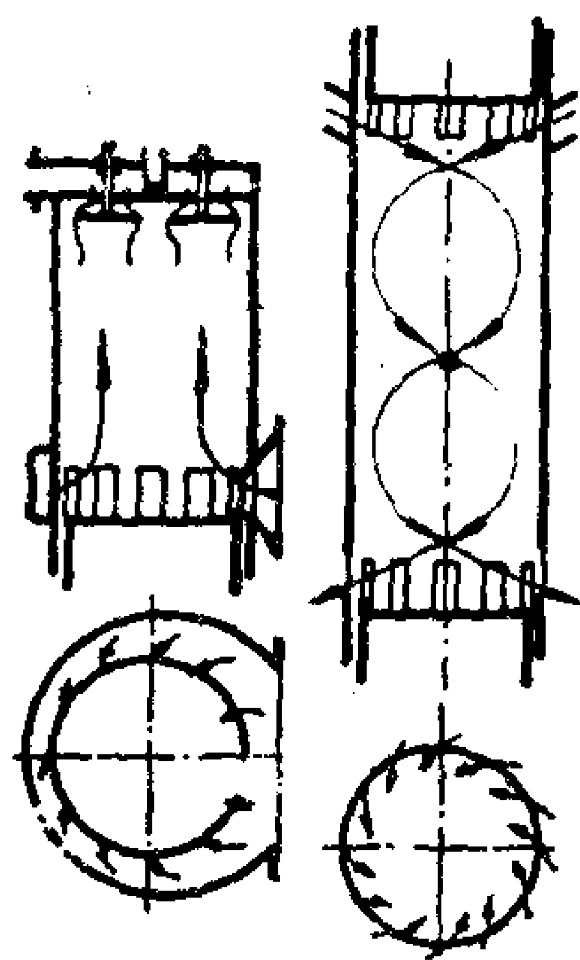


图 4.1.2-77　直流扫气

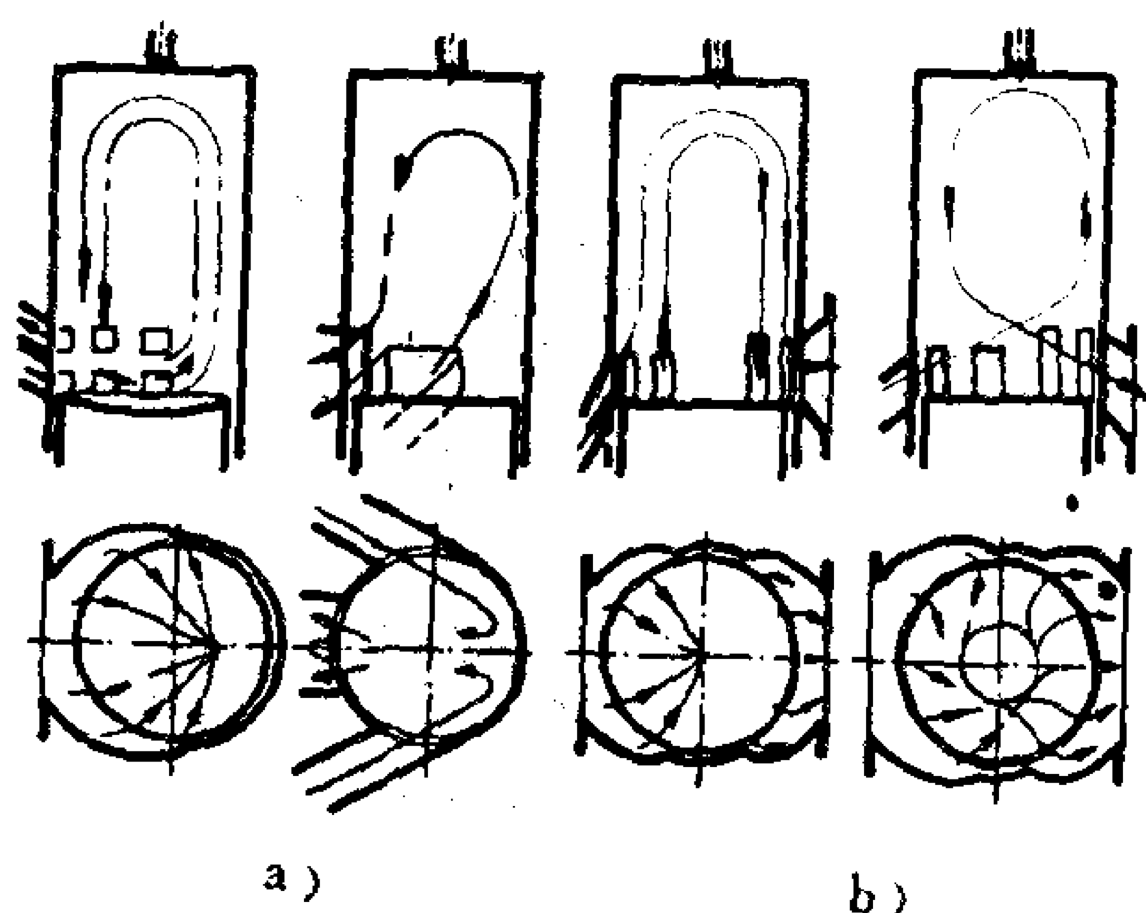


图 4.1.2-78　弯流扫气

弯流扫气的优点是没有气阀机构，因而气缸盖的结构简单，喷油器布置合理，反向机构简便，维修及保养方便。其缺点是扫气路径长更接近于混合型扫气，需用较多的扫气空气以保证扫气质量。当柴油机的行程增大时，气缸上部的废气更难清扫，因此不适宜于长行程柴油机。

2.5.2 评价柴油机换气过程的参数

1）残余废气系数γ_r

指换气过程结束后缸内残余废气的质量m_r与缸内气体总质量m的比值：

$$\gamma_r = m_r / m$$

2）扫气效率η_s

指换气过程结束后缸内新鲜空气量m_a与缸内气体总质量m的比值①：

$$\eta_s = m_a / m = 1 - \gamma_r$$

3）充气效率η_v

指换气过程结束后，缸内新鲜空气量与在进气状态（p_s，T_s）下充满气缸工作容积V_s所需空气量m_s的比值。在无扫气的发动机中，m_a可以通过测定进气管的流量来求得。在有扫气的发动机中可以通过测定或估算压缩始点的压力p_a及热力学温度T_a来确定。在采用后一种方法时，充气效率可由下式求得：

$$\eta_v = \left(p_a / p_s\right) \cdot \left(T_s / T_a\right) \cdot \left(V_a / V_s\right)(1 - \gamma_r) \quad (4.1.2\text{-}23)$$

4）容积效率η_{v_0}

指换气过程结束后，缸内新鲜空气量m_a与在环境状态(p_0, T_0)下充满气缸工作容积所需空气量m_0的比值

$$\eta_{v_0} = m_a / m_0 = \left(p_a / p_0\right) \cdot \left(T_0 / T_a\right) \left(V_a / V_s\right)(1 - \gamma_r) \quad (4.1.2\text{-}24)$$

容积效率η_{v_0}主要用于非增压发动机中。在增压发动机中，η_{v_0}与发动机的增压度有关，并可大于1。

5）扫气系数φ_s

指在换气过程中流经进气阀（口）的新鲜空气量m_{in}与换气过程结束时留存于缸内新鲜空气量m_a的比值

$$\varphi_s = m_{in} / m_a$$

扫气系数用于有扫气的柴油机，且恒大于1，在无扫气的四冲程柴油机中的φ_s总等于1。

6）扫气过量空气系数φ_v

φ_v又称给气比，指在换气过程期间流经进气阀（口）的空气质量m_{in}与以进气状态(p_s, T_s)充满气缸工作容积所需空气量的比值：

---

① 由于在残余废气中仍含有部分过量空气，因此如果精确计算，缸内新鲜空气总质量与总气体质量的比值将大于φ_s（扫气系数），有时将这一比值称为纯度系数η_p，$\eta_p = 1 - \gamma_r / \alpha$。但这一定义并不常用。

$$\varphi_V = m_{in}/m_s$$
$$= \varphi_s \cdot \eta_v$$

各种效率、系数之间的相互关系示于图 4.1.2-79、图 4.1.2-80。

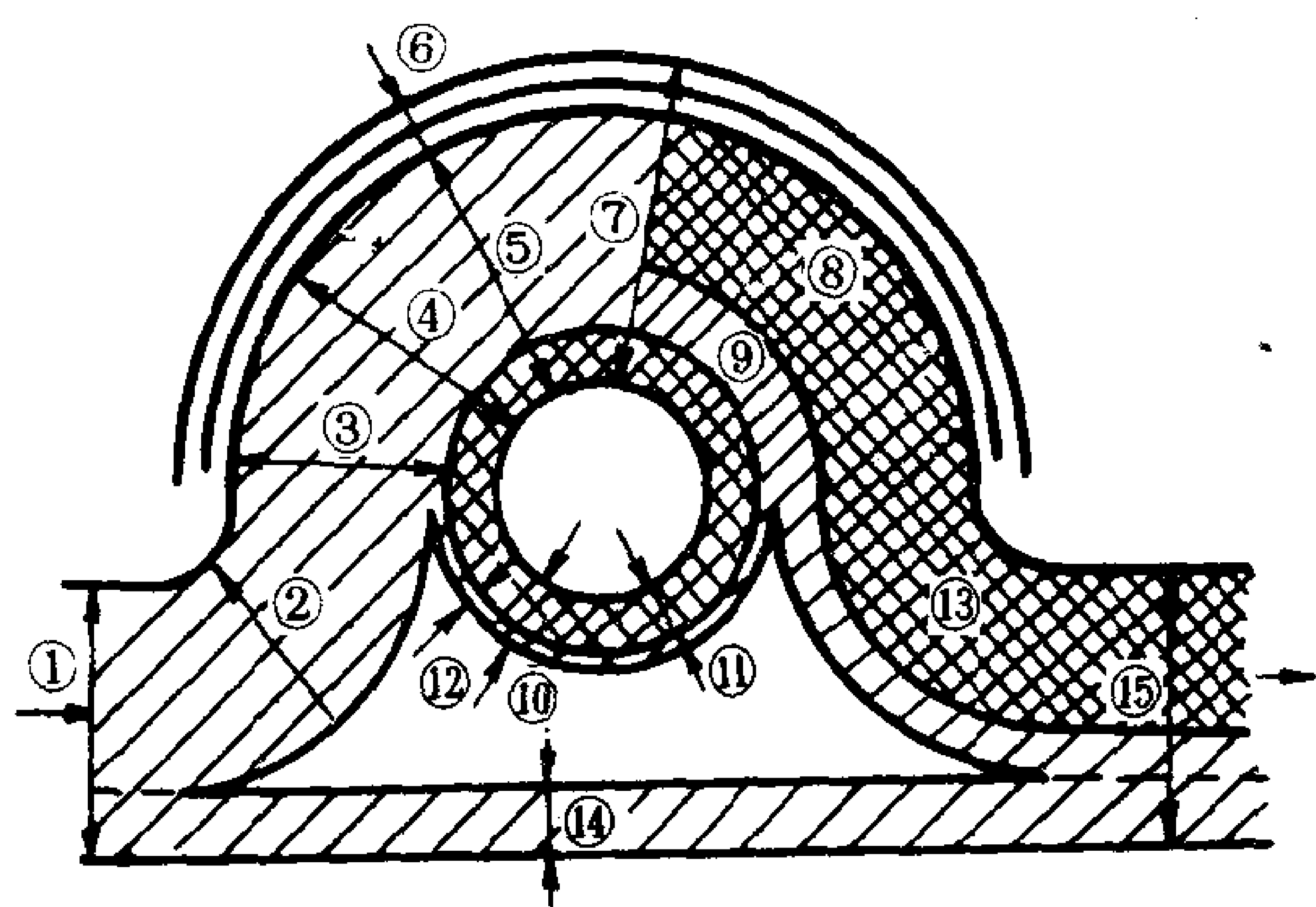


图 4.1.2-79　扫气过程示意图

①流经进气口的新鲜空气量m_{in}；②留存于气缸内的新鲜空气量m_a；③缸内总空气量m_L'（包括残余废气中的空气）；④缸内气体总量m；⑤在p_s、T_s下充满气缸工作容积V_s所需的空气量m_s；⑥气缸压缩容积V_r；⑦充满气缸总容积所需空气量（p_s、T_s下）m_L'；⑧纯燃烧产物；⑨燃烧过量空气；⑩残余废气m_r；⑪残余纯燃烧产物；⑫残余废气中所含的空气量；⑬排出气缸的废气；⑭从排气口（阀）逸出的新鲜空气；⑮总排气量

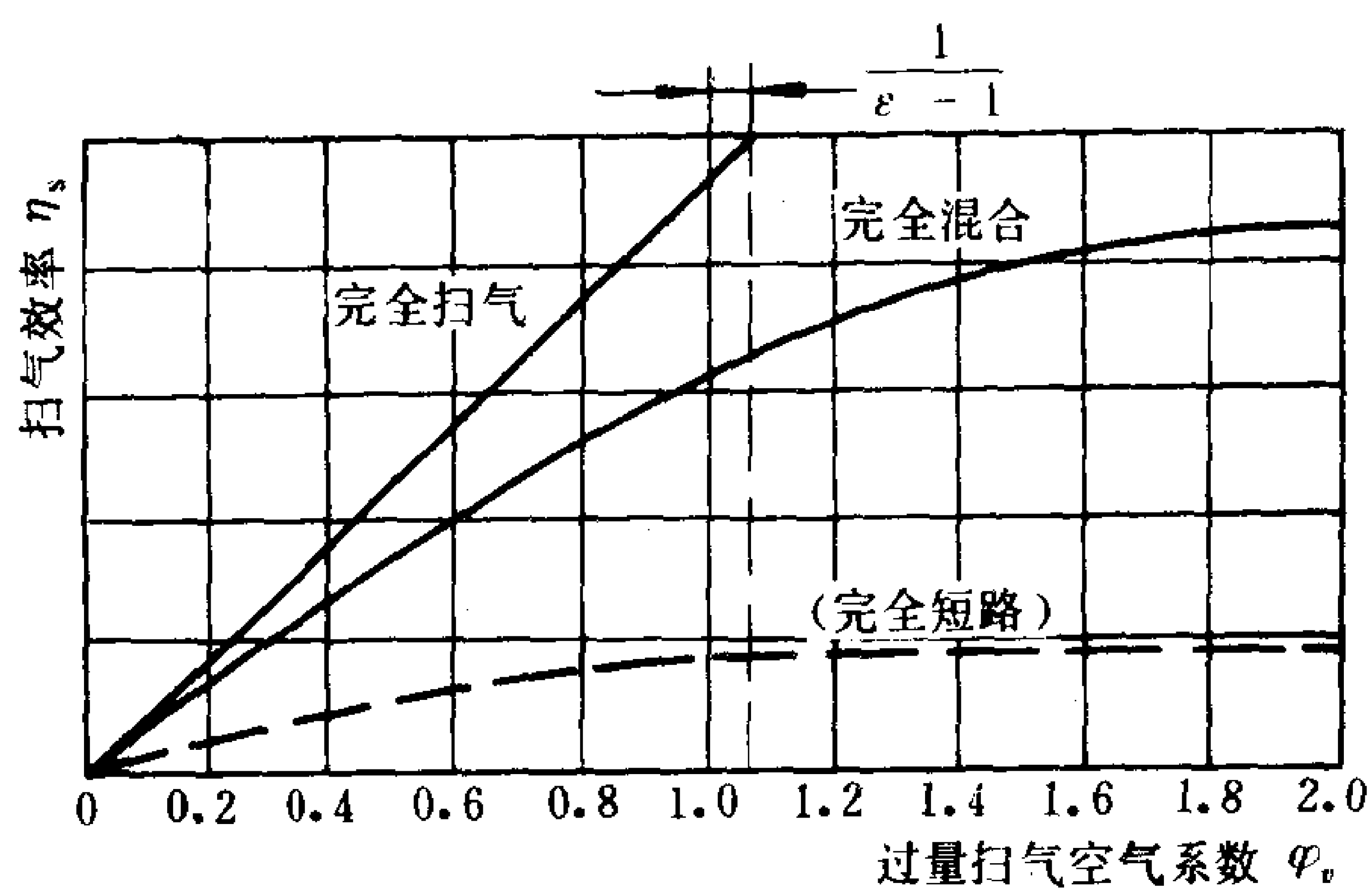


图 4.1.2-80　过量扫气空气系数φ_V与扫气效率η_s的关系

2.5.3　四冲程柴油机换气过程的调整与优化

2.5.3.1　配气正时

1）排气提前（开启）角θ_{eo}

排气提前角过小时，由于气缸没有及时排空，强制排气阶段活塞耗功将会增加。排气提前角过大时，则膨胀功的损失过大。对于非增压柴油机而言，正确的排气提前角应取其折衷，并使示功图面积最大（图 4.1.2-81）。

涡轮增压式四冲程柴油机的排气提前角一般取得较大。这是因为尽管膨胀功有所下降，但废气能量增加，可使增压压力增加，泵功损失减小，另一方面又可使气阀重叠期间的进气压力高于排气压力。此时，发动机的残余废气系数将因扫气而大大降低。

2）排气延迟关闭角θ_{ec}与进气提前（开启）角θ_{io}

θ_{ec}与θ_{io}之和即为气阀开启重叠角。通常脉冲涡轮增压柴油机在高、中负荷下可在重叠期间实现扫气，因而取较大的重叠角。非增压柴油机由于不能实现扫气通常采用较小的重叠角。当重叠角过小时(图 4.1.2-82)，排气后期由于气阀开度过小，废气不能顺利驱出，由低压示功图可见上止点前缸内的压力上升，此时残余废气系数反而增加。若进气阀已经打开，则将有明显的废气倒灌进气管现象。进气提前角过小时，则在进气过程前期，缸内将产生较大的真空，此时除可能影响发动机的充气效率外，泵功损失也将增大。

3）进气延迟关闭角θ_{ic}

进气延迟关闭角过小时，则由于进气阀的节流，使进气过程后期缸内压力下降，从而使充气效率下降。θ_{ic}过大时，则在活塞回行阶段，已经吸入缸内的新鲜空气又重新回流进气管，充气效率也将减小。

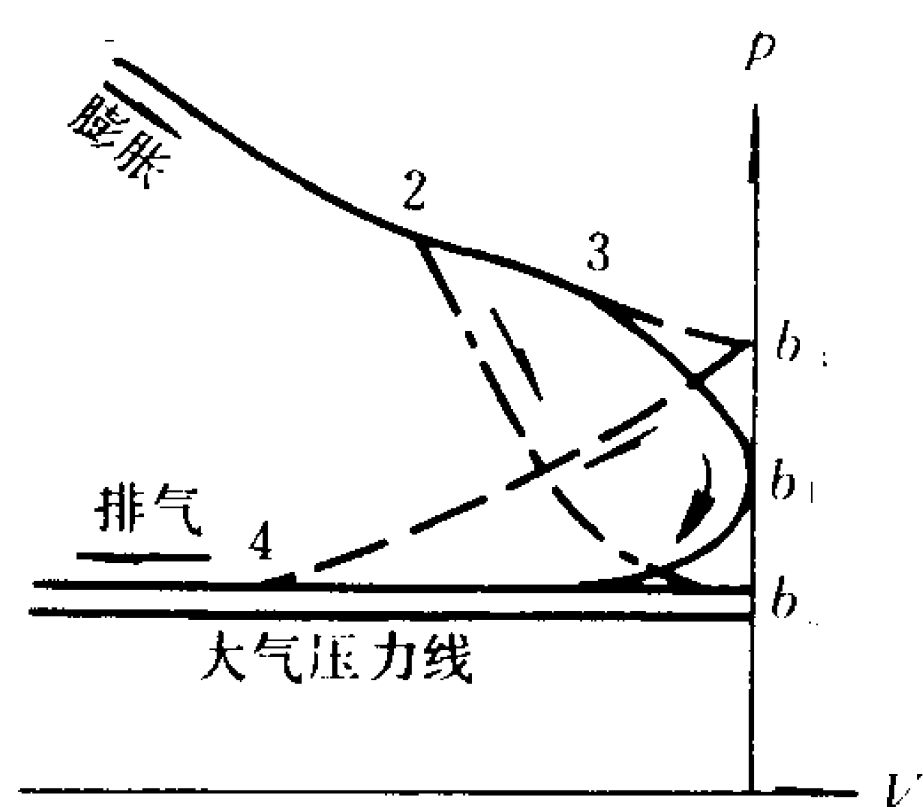


图 4.1.2-81　不同排气提前角的示功图

b_1-排气阀开启适宜；b_2-排气阀开启过早；b_3-排气阀开启过迟

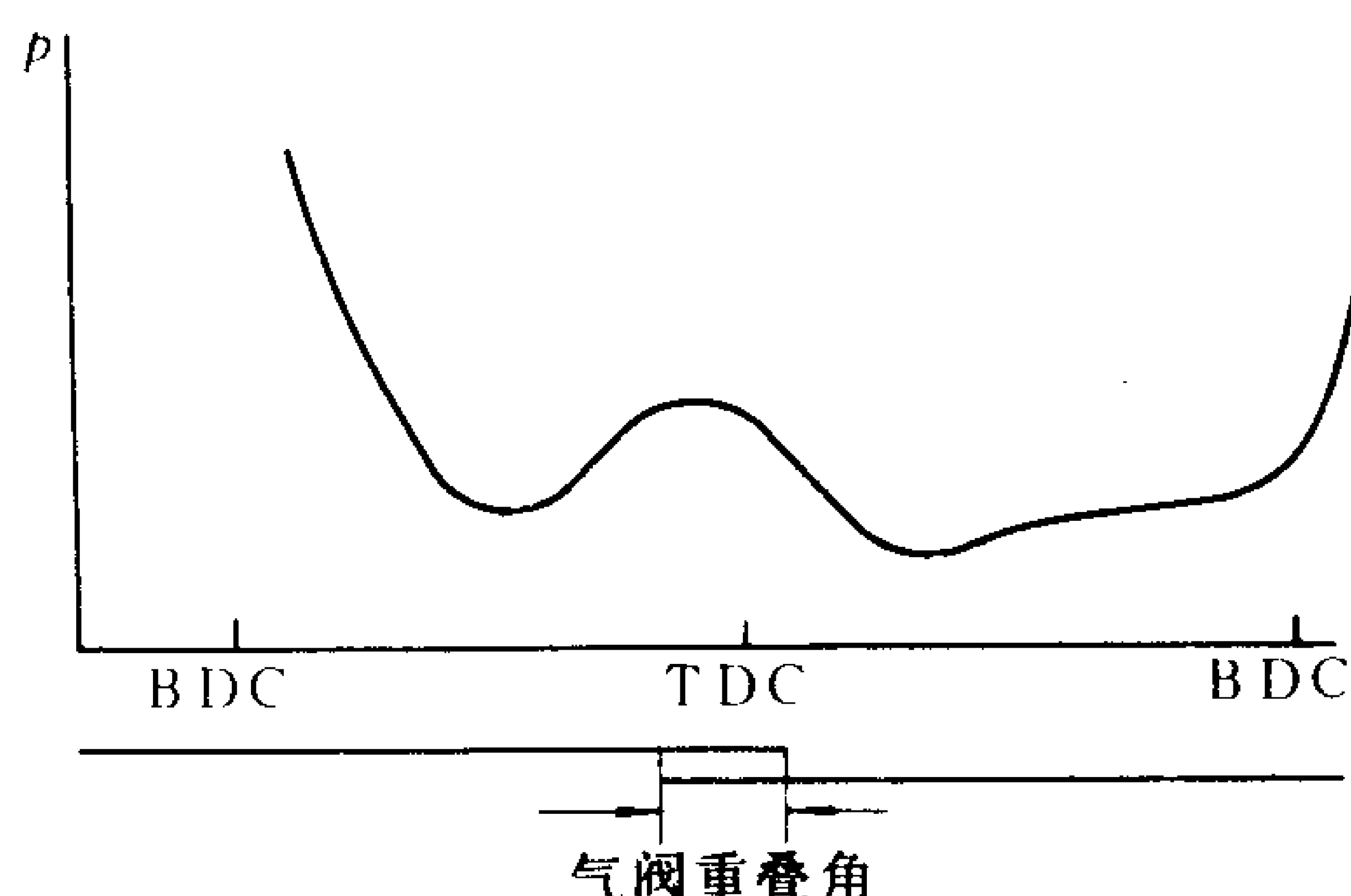


图 4.1.2-82　重叠期过小时的气缸低压示功图

发动机的运行工况对最佳的配气正时也有影响，通常在低速时，要求有较小的排气提前、气阀开启重叠和进气延迟，而在高速时则要求有较大的θ_{eo}、θ_{ec}、θ_{io}、θ_{ic}。在确定配气正时时应兼顾各个运行工况的需要。采用可变配气正时通常可使发动机的变工况油耗降低。

配气正时也应和气阀的开启规律加以综合考虑。在凸轮较为丰满，气阀启闭迅速时，则可选用较小的提前开启角和延迟关闭角。对于进、排气管调谐的发动机，配气正时应和进、排气管内的压力波相匹配。

2.5.3.2　进、排气系统的调谐

1）调谐

指为利用管内压力波动效应而调整管道的长度或分枝形式。进气管调谐的目的是使进气管内的压力波峰正好在进气阀关闭阶段抵达气缸，从而使进入缸内的新鲜空气量增加。排气管调谐的目的是使压力波谷正好在气阀重叠期抵达气缸，从而吸出残余废气，管内的压力波动效应可分为脉动效应及惯性效应两类。

（1）脉动效应

上一循环的进（排）气过程所引起的压力波动（残余压力波）对下一循环的进（排）气过程所产生的效应称为脉动效应。

在气阀关闭后，管内压力波动可以视为波在一端封闭一端开启的管道内振荡的过程。振荡的频率取决于气体的声速及管长。一个压力波在开启端产生负反射而在封闭端产生正反射。因此波在管内往返传递及反射 4 次即恢复初始状态，并构成一个周期。振荡的固有频率用下式表示：

$$f = a/4L \tag{4.1.2-25}$$

式中：f——固有频率，s^{-1}；

a——管内气体声速，m/s；

L——管长，m。

f与发动机进（排）气频率的比值称为谐振次数q：

$$q = 30a/n \cdot L \tag{4.1.2-26}$$

式中：n——发动机转速，r/min。

当$q = 1,2,3\cdots$时，发动机在进气过程中，负压力波抵达进气阀前方，这是最劣情况，而q

为1.5，2.5，…时，则正压力波在进气阀关闭阶段抵达气缸时能增大进气量（图4.1.2-83）。

利用脉动效应通常要求较大的管长，当管长较短时，谐振次数很高，压力波因在管内多次振荡而衰减，脉动效应就大为减弱。在常规发动机中，惯性效应比脉动效应更大。

（2）惯性效应（图4.1.2-84，图4.1.2-85）

在进排气行程前期所引起的管内压力波动对同一冲程后期所产生的效应称为惯性效应。

在进气行程前期，气缸容积增大，气阀迅速开启，从而产生一个负压力波沿进气管传递，当它抵达开口端时产生一个正压力波返传气缸。如果正压力波正好在进气阀关闭前抵达气缸，则缸内充量增加，发动机的扭矩增大，此时也称发动机实现了惯性增压，如果进排气阀关闭过迟，则气体可能再度逸出。按照这一原理可得充分利用惯性效应的最佳管长为：

$$L'=30a/nq \qquad (4.1.2\text{-}27)$$

$$q=720/\theta_{oc}$$

式中：L'——将发动机容积包括在内的等效管长，m；

$$L'=L+V_s/F \qquad L\geq V_s/F$$

$$L'=\frac{\pi}{2}\sqrt{L\cdot a\cdot V_s/F} \qquad L<V_s/F$$

式中：V_s——气缸工作容积，m^3；

F——管道截面积；m^2；

θ_{oc}——气阀开启持续角（扣除无效角），℃A。

在排气管中，发动机的自由排气产生一个强

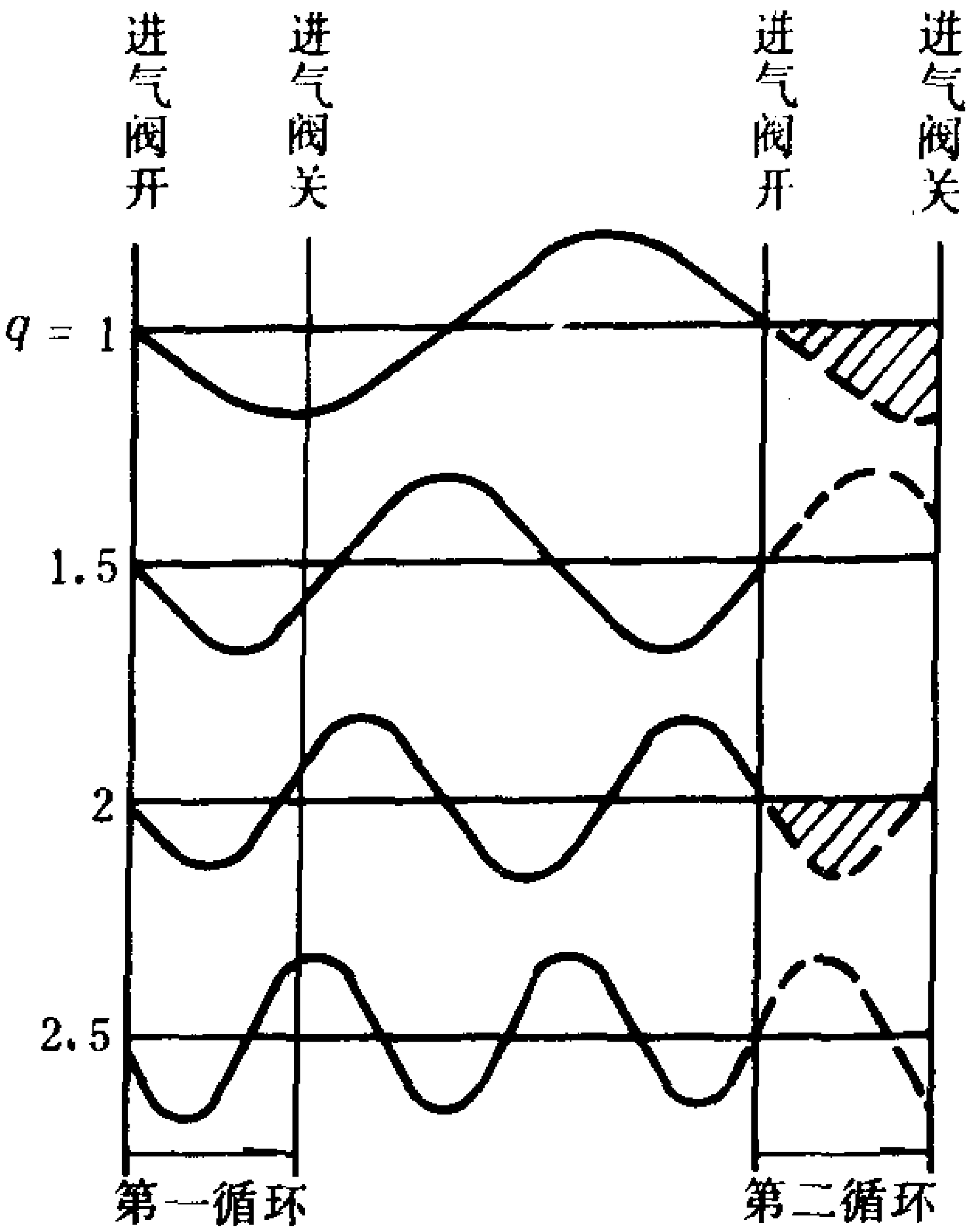


图4.1.2-83　进气管内的脉动效应

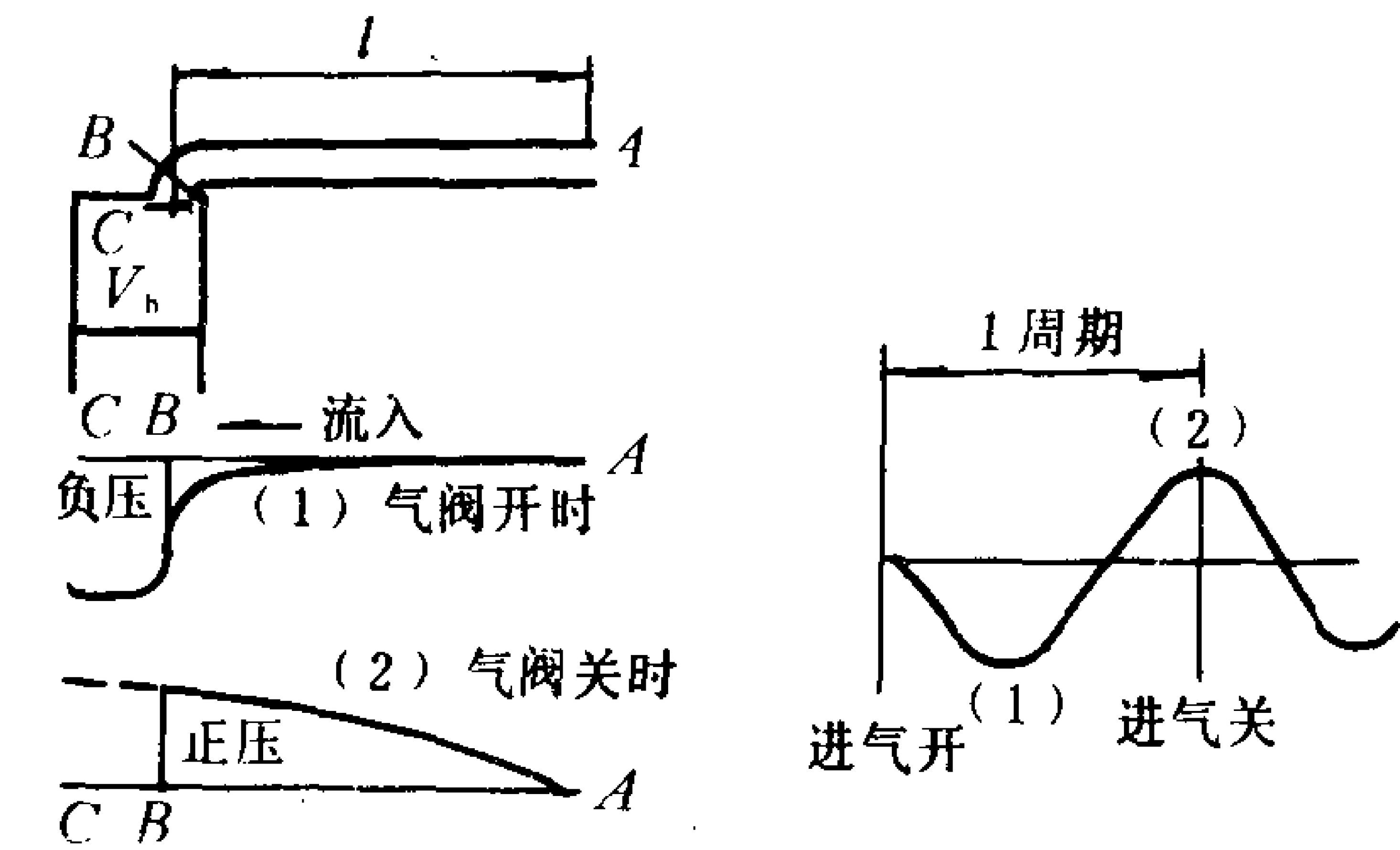


图4.1.2-84　进气管的惯性效应

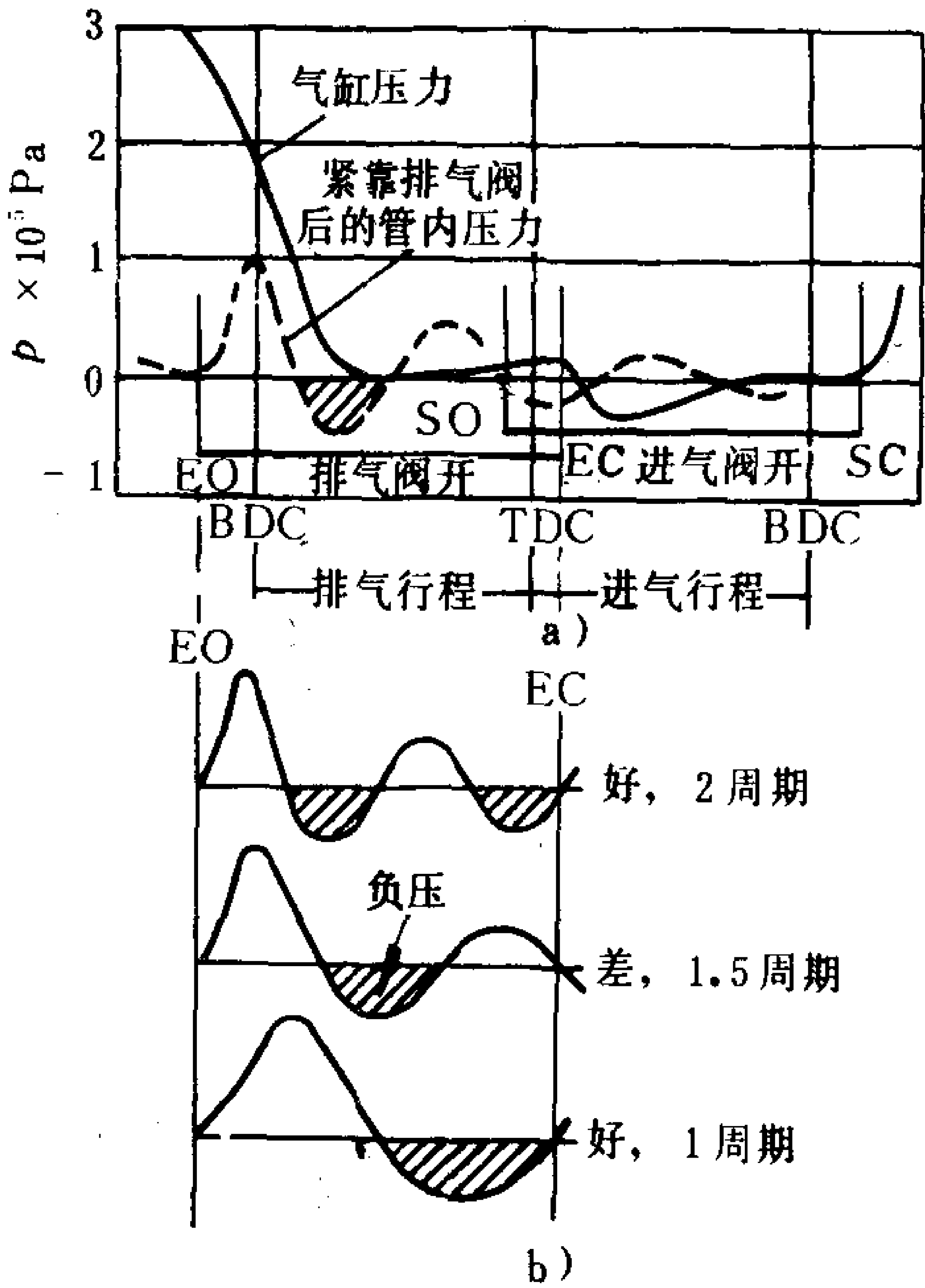


图4.1.2-85　排气管的惯性效应

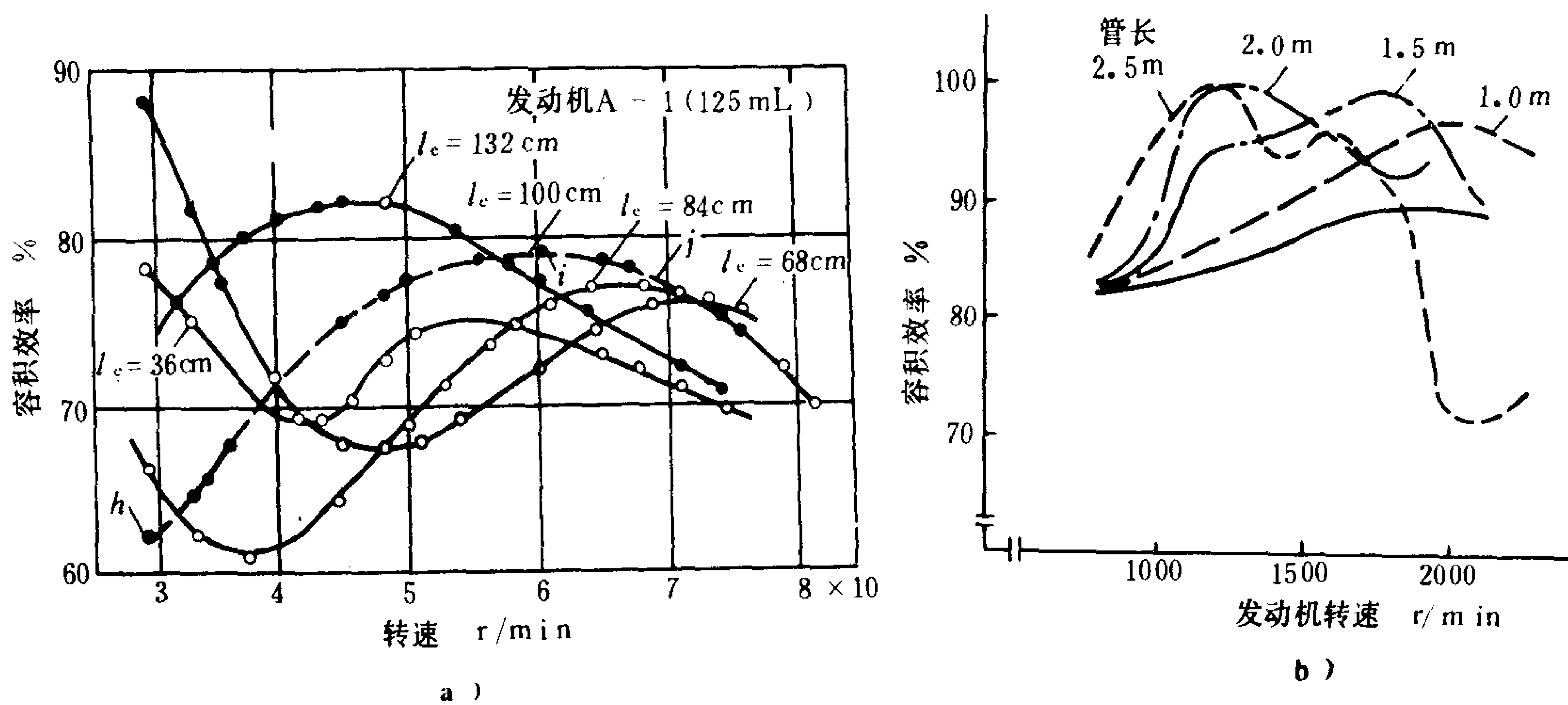


图 4.1.2-86 进、排气管长对容积效率的影响

a)进气管长对容积效率的影响；b)排气管长对容积效率的影响

的正压力波，它将在开启端产生负反射。返行的负压力波如果在气阀重叠期抵达气缸，则可吸出残余废气，使充气效率提高。

（3）进、排气管长对容积效率的影响（图 4.1.2-86）

由于谐振次数q取决于乘积$n \cdot L'$。因而最佳的nL'大体上是一个定值。对进气管而言约为2500 m·r/min左右。当增加管长时，最大容积效率向低转速区移动。在管道很长时，可以观察到脉动效应对容积效率的影响。

2）多缸发动机的调谐

在多缸发动机中，排除各缸换气过程之间的相互干扰，可使发动机的充气效率得到改善。在排气系统方面，如果不加以分支，则邻缸排气的压力波峰可能在气阀重叠期到达，从而使残余废气的排除受到障碍，废气倒灌进气管的现象变得严重。改进的办法是将发火间隔大于 180°的气缸连接一根排气管，并使其具有单独的出口。另外也可采用具有整流效应的脉冲转换器，将两根排气管连接在一起（图 4.1.2-87）。

在进气系统方面，改变进气总管的长度通常没有很大效果。以六缸发动机为例，当以三缸为一组调谐其连接管长度时能取得较佳效果（图 4.1.2-88）。

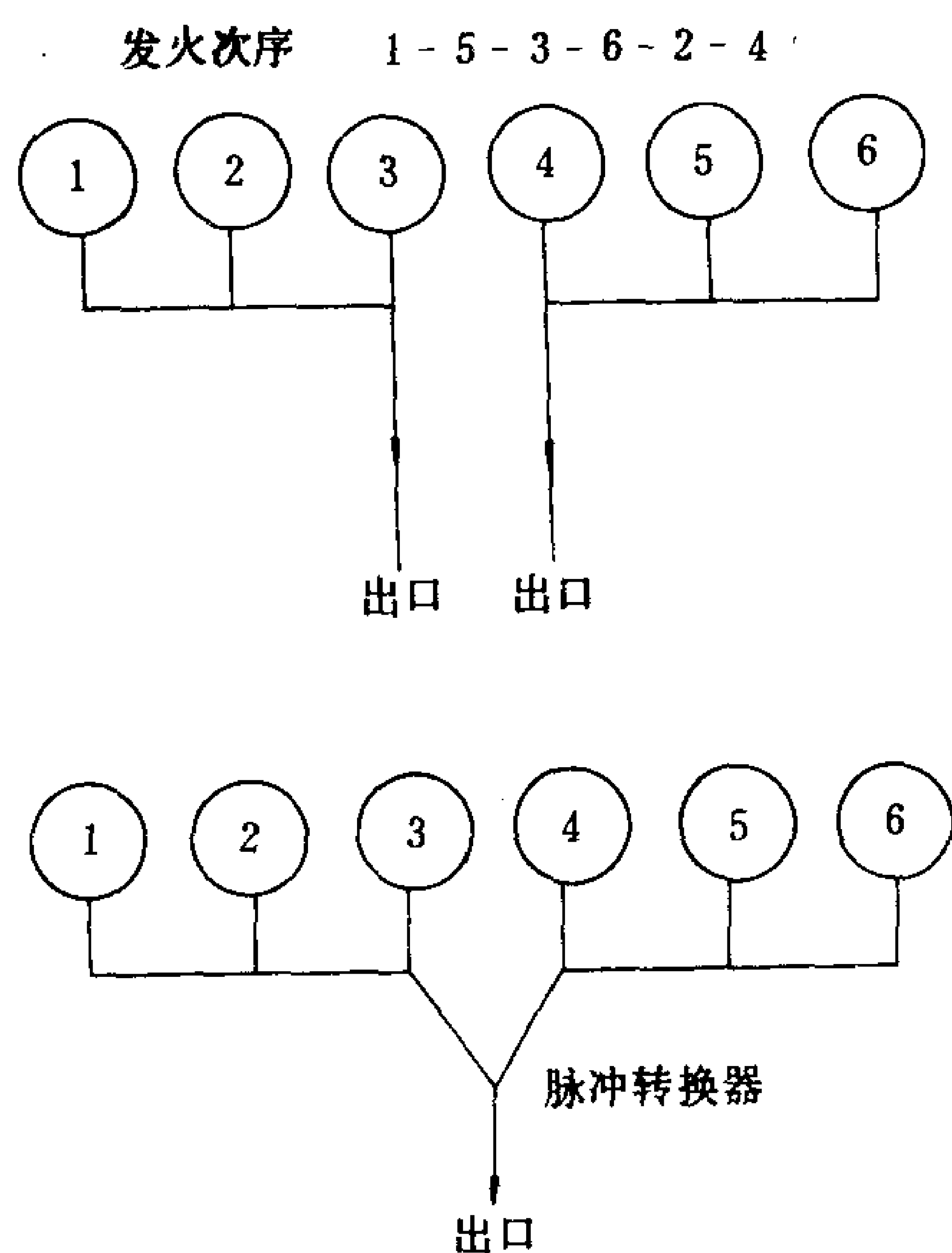


图 4.1.2-87 排气分支

2.5.4 二冲程柴油机换气过程的调整与优化

2.5.4.1 配气正时

1）排气阀（口）开启角θ_{eo}

θ_{eo}应保证自排气阀（口）开启至进气口开启

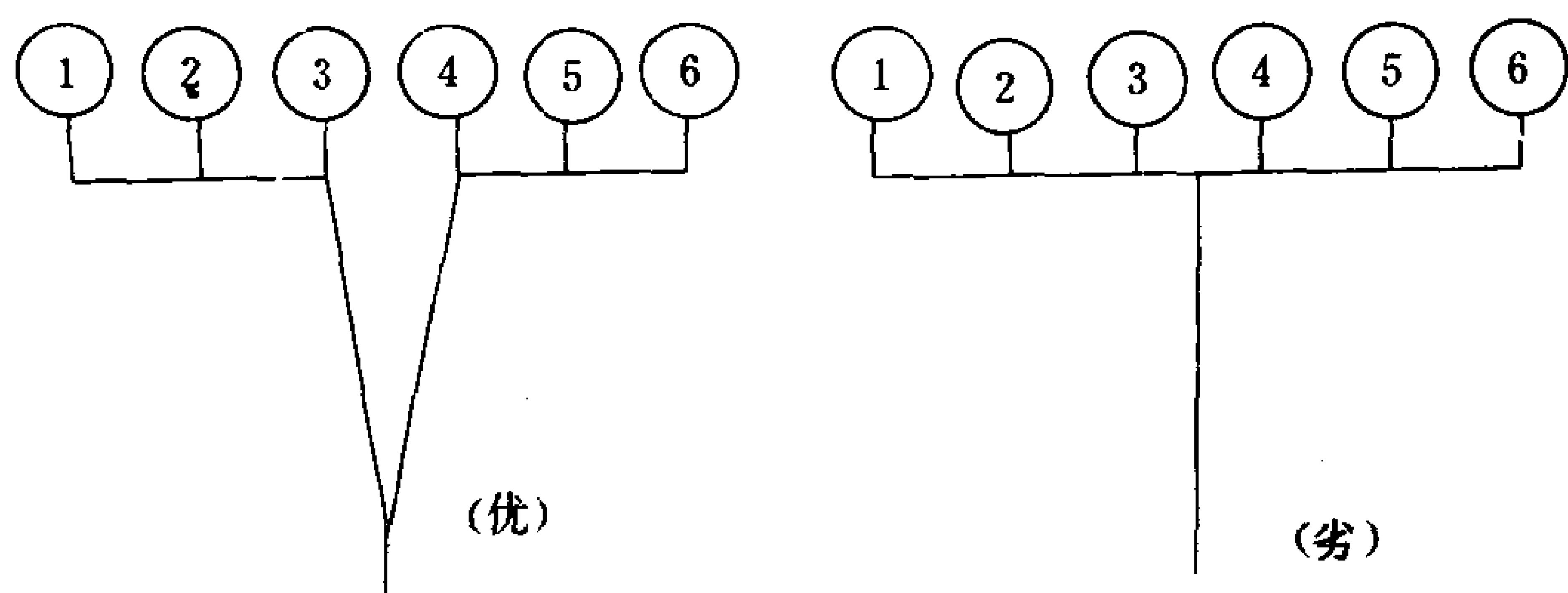


图 4.1.2-88 六缸发动机的进气分支

的自由排气期有足够的时面值。当排气阀（口）开启过小时，缸内压力下降过慢，进气口开启时缸内压力仍显著高于扫气箱压力，此时将出现明显的废气倒灌扫气箱现象。进气口可能积炭、堵塞或部分堵塞，扫气质量下降。当θ_{eo}过大时，膨胀功损失过大，油耗升高。在废气涡轮增压发动机中，θ_{eo}增大使废气能量增高，有利于废气涡轮增压器的功率平衡和取消辅助的扫气泵。增大排气阀的开启速度可使θ_{eo}减小，并使油耗降低（图 4.1.2-89）。

为了防止进气口开启时缸内废气倒灌，可使活塞下部空间以单向阀和扫气箱相通。当活塞下行时，其下部空间受到压缩。在进气口开启前，扫气压力达到最大值，从而有助于防止废气倒灌（参见图 4.1.3-102）。

2）进气口开启角θ_{io}及关闭角θ_{ic}（图 4.1.2-90）

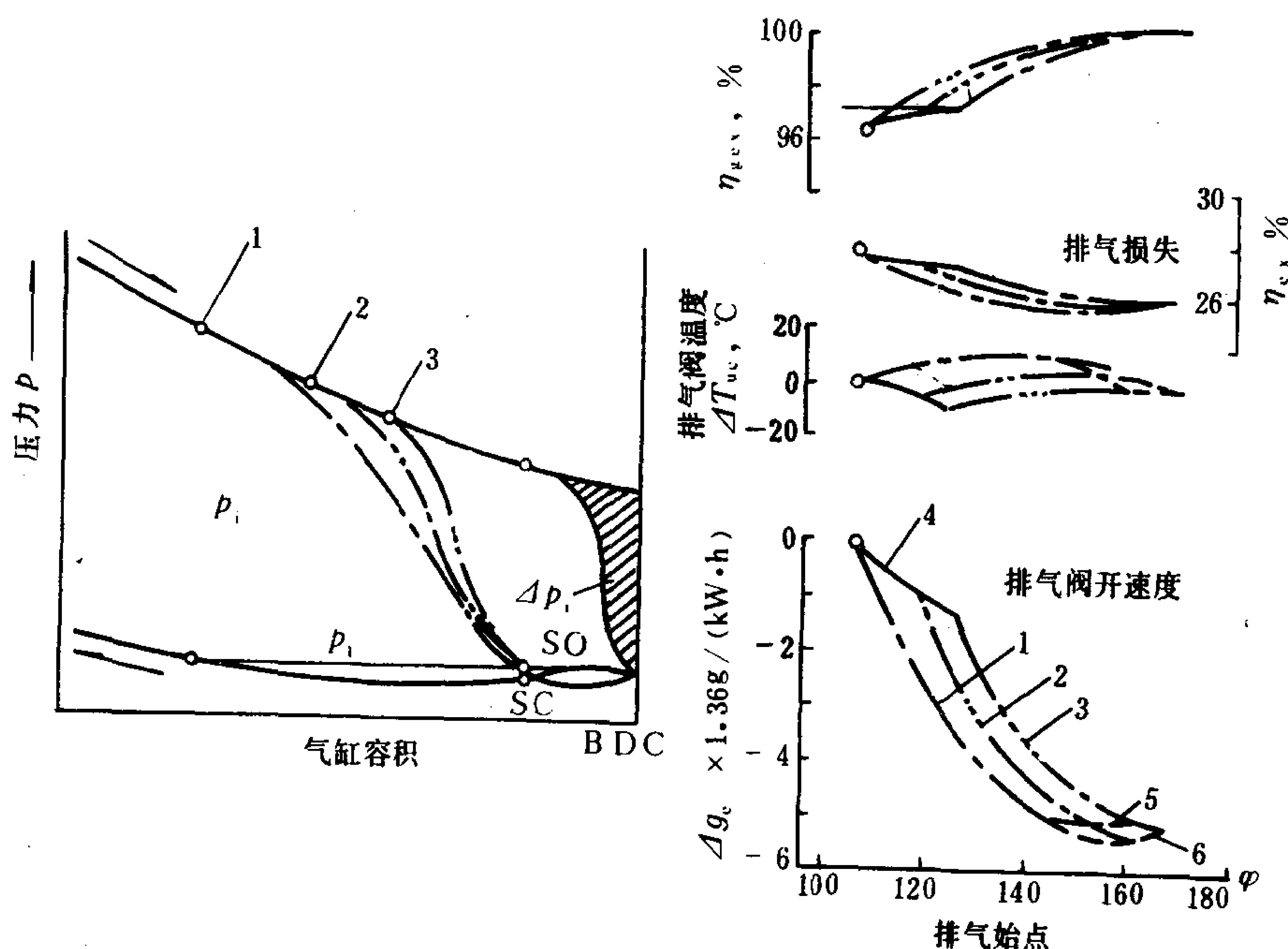


图 4.1.2-89 二冲程柴油机提前排气对性能的影响

1-·—标准启阀速度；2-··—启阀速度增加 2 倍；3-···—启阀速度增加 5 倍；4-标准进气口开启角；5-进气口开启角 174°；6-进气口开启角 184°；η-排气示功图丰满系数，$\eta=\frac{p_i}{p_i+\Delta p_i}$。

θ_{io}及θ_{ic}取决于进气口的高度。进气口高度过小时，时面值不足，扫气阻力过大，不利于废气涡轮增压器的功率平衡。进气口高度增加时，则排气阀（口）开启角也相应增加。压缩始点推迟，失效冲程增大。

3）排气阀（口）关闭角θ_{ec}

如果排气阀（口）较进气口更迟关闭，则已经更换的新鲜工质又会逃逸出气缸，这种过程称为过后排气。在直流扫气发动机中，排气阀的关闭角可以设计得接近或小于进气口关闭角。对于采用排气口的弯流扫气发动机，如果不采取其它措施，则过后排气期等于提前排气期。为了消除过后排气，可采取下述措施：

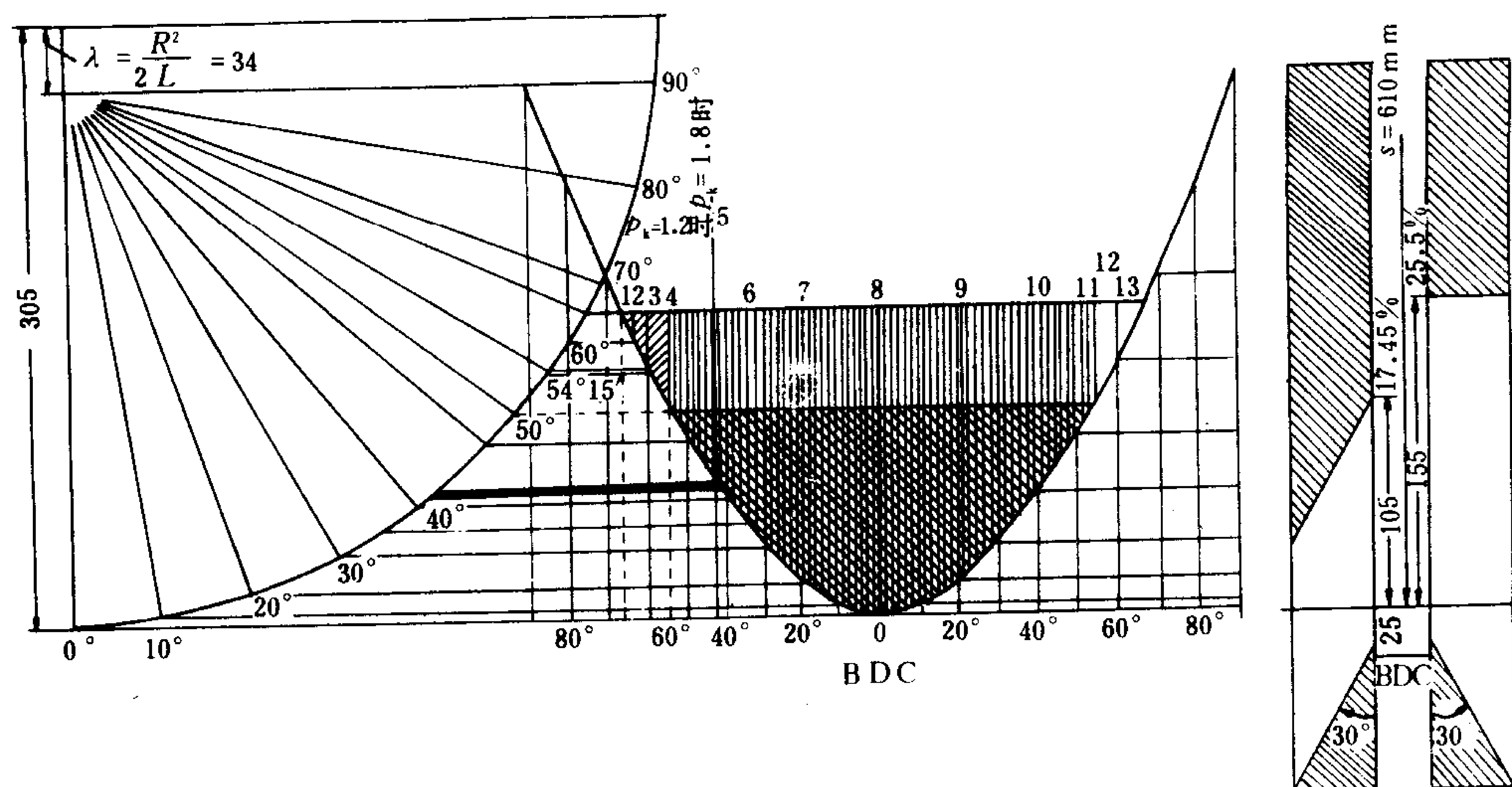


图 4.1.2-90 进气口开启角与关闭角

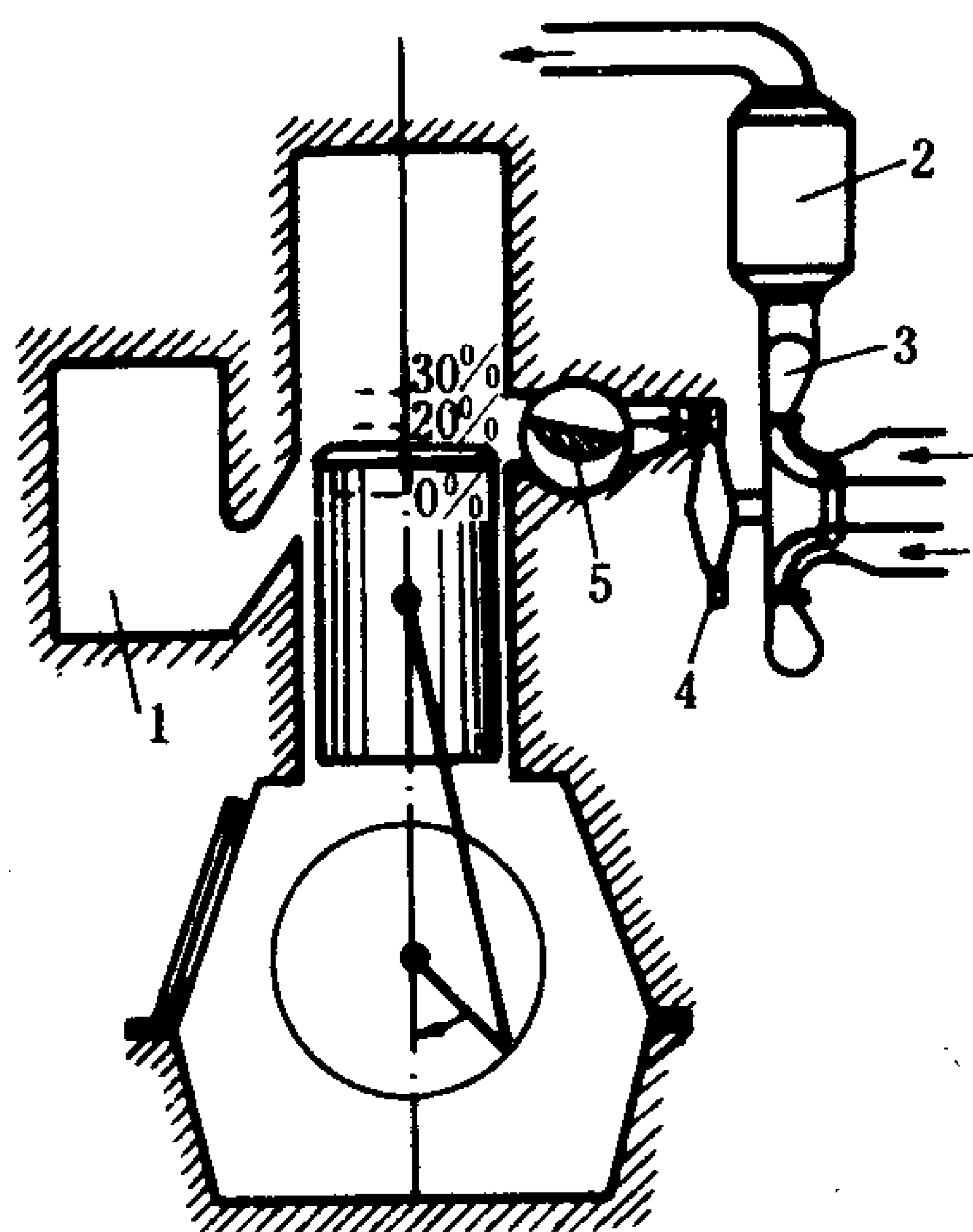


图 4.1.2-91 带回转阀的弯流扫气发动机

1-扫气箱；2-消声器；3-蜗壳；4-废气涡轮；5-回转阀

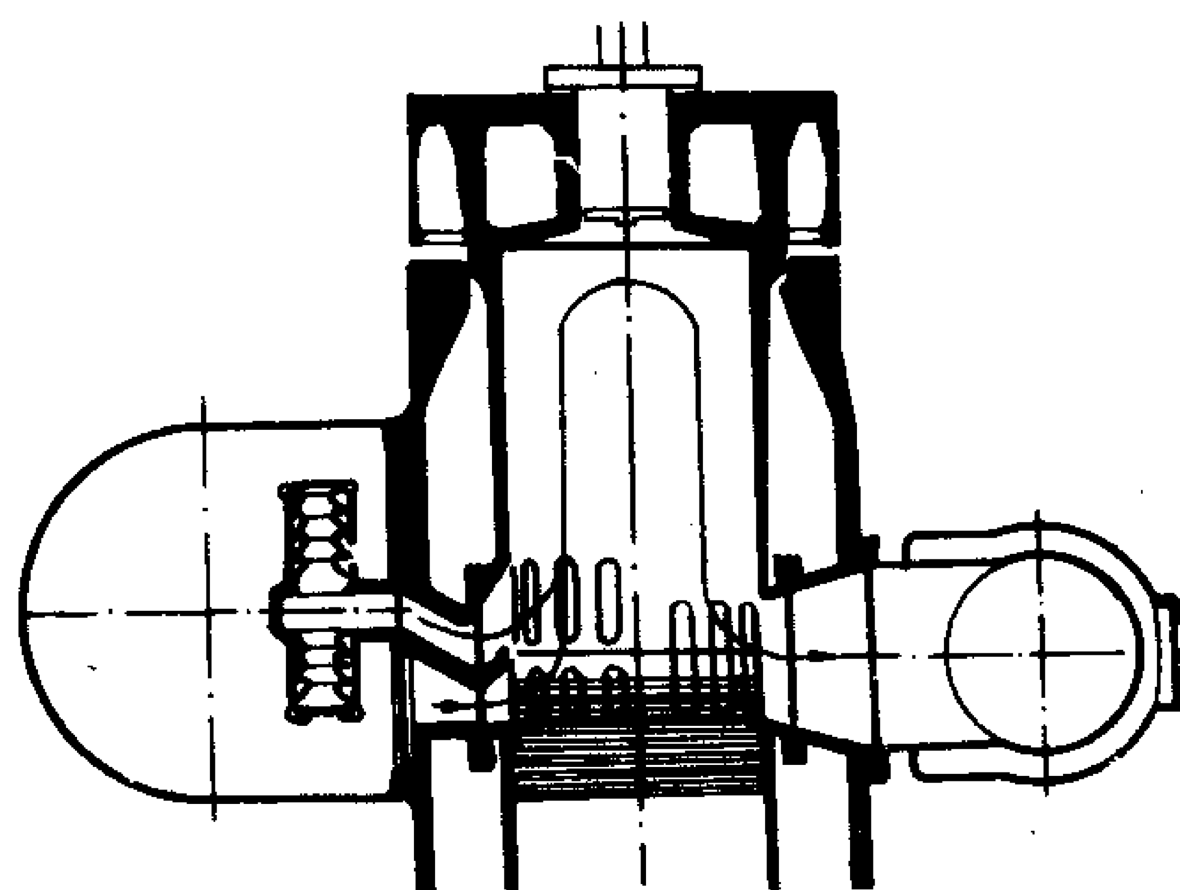


图 4.1.2-92 双排进气口

(1)在排气道中增设回转阀。此时，排气口虽未为活塞所遮蔽，但回转阀已经将排气道关闭（图 4.1.2-91）。

(2)采用双排进气口，其中上排进气口的位置可以降低。在气缸压力高于扫气箱压力时上排进气口关闭，从排气口到下排进气口为自由排气过程。当气缸压力低于扫气压力时，上排进气口参与扫气，直至排气口关闭后，缸内压力再度高于扫气压力为止（图 4.1.2-92）。

(3)对于六缸脉冲涡轮增压发动机，由于在排气口关闭阶段，邻缸的脉冲压力波正好抵达，故可取消回转阀，利用压力波可以有效地阻止缸内工质的逸出，甚至产生一定的过后充气效果。

2.5.4.2 气口布置

1)直流扫气的气口布置（图 4.1.2-93）

直流扫气的进气口沿整个圆角布置。在气缸的子午面方向上气口基本上是水平布置，或只有微小的倾角。在横截面上各气口的轴线与半径方向成一倾角。进入的新鲜空气形成一个有一定涡旋速度的“气垫”，将废气自下而上地驱出。

2)弯流扫气的气口布置（图 4.1.2-94）

弯流扫气的气口布置十分复杂。一般应通过实验确定，其总的目标是减少短路，消除死角。图 4.1.2-94 是弯流扫气气口布置的一个例子。

2.5.5 低压示功图分析及异常换气过程

2.5.5.1 四冲程柴油机

1)重叠期废气倒灌（图 4.1.2-95）

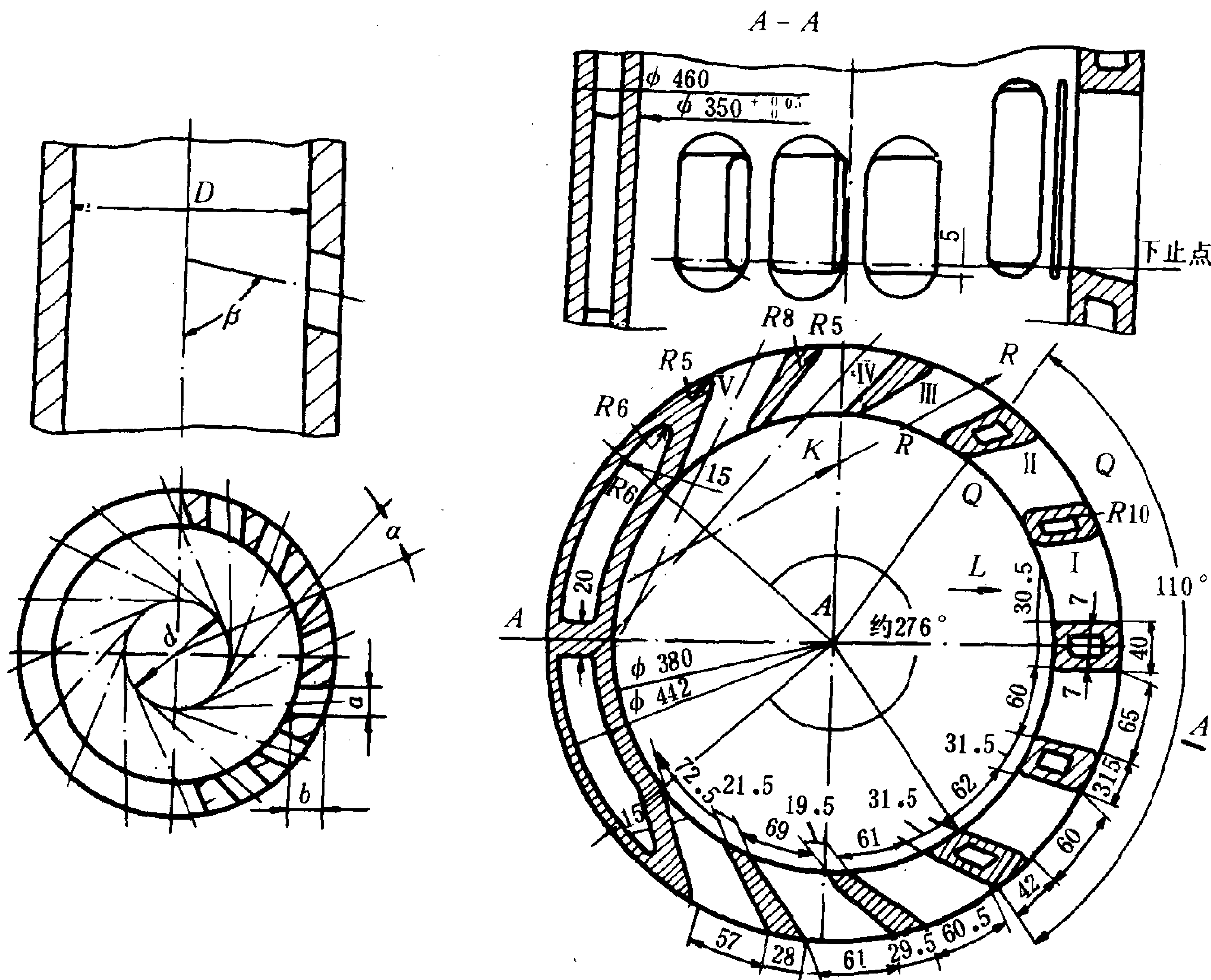


图 4.1.2-93 直流扫气的气口布置

图 4.1.2-94 弯流扫气的气口布置

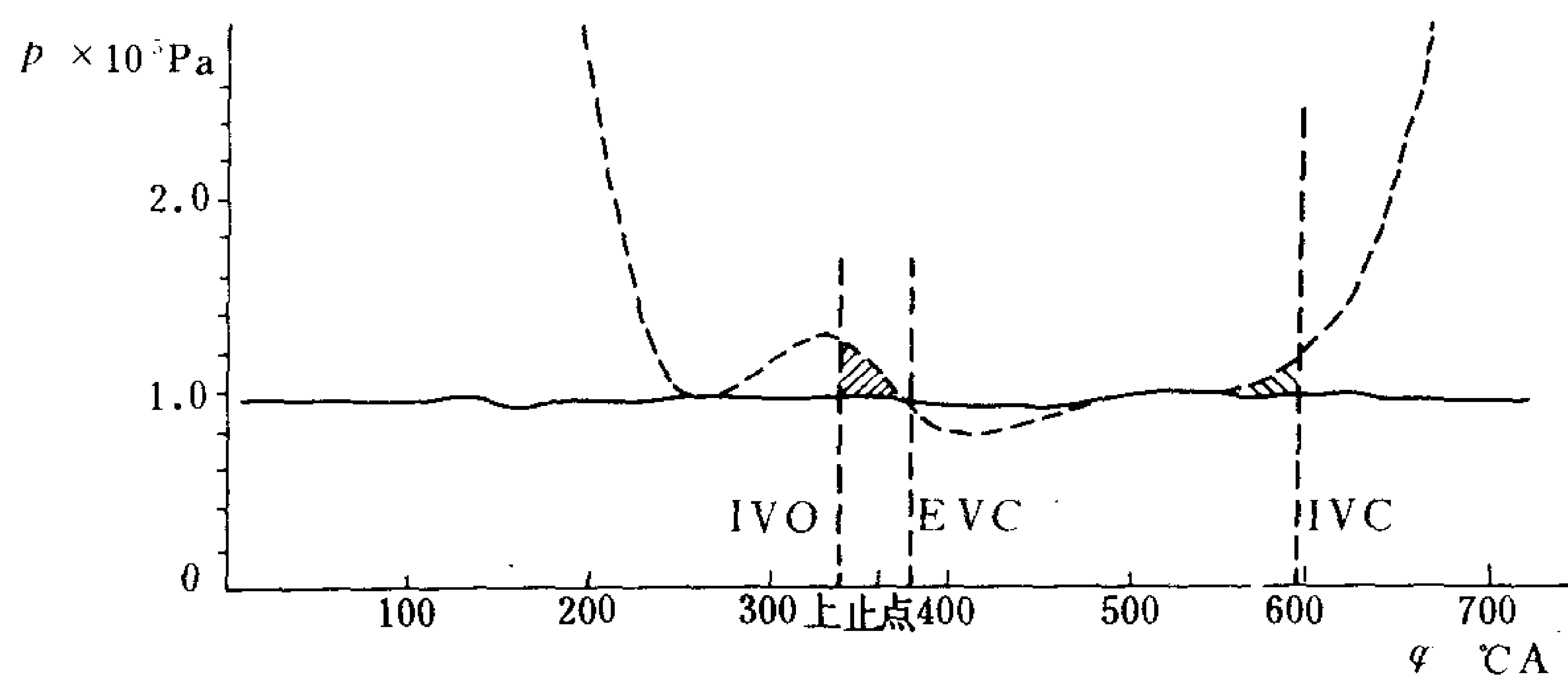


图 4.1.2-95 重叠期废气倒灌

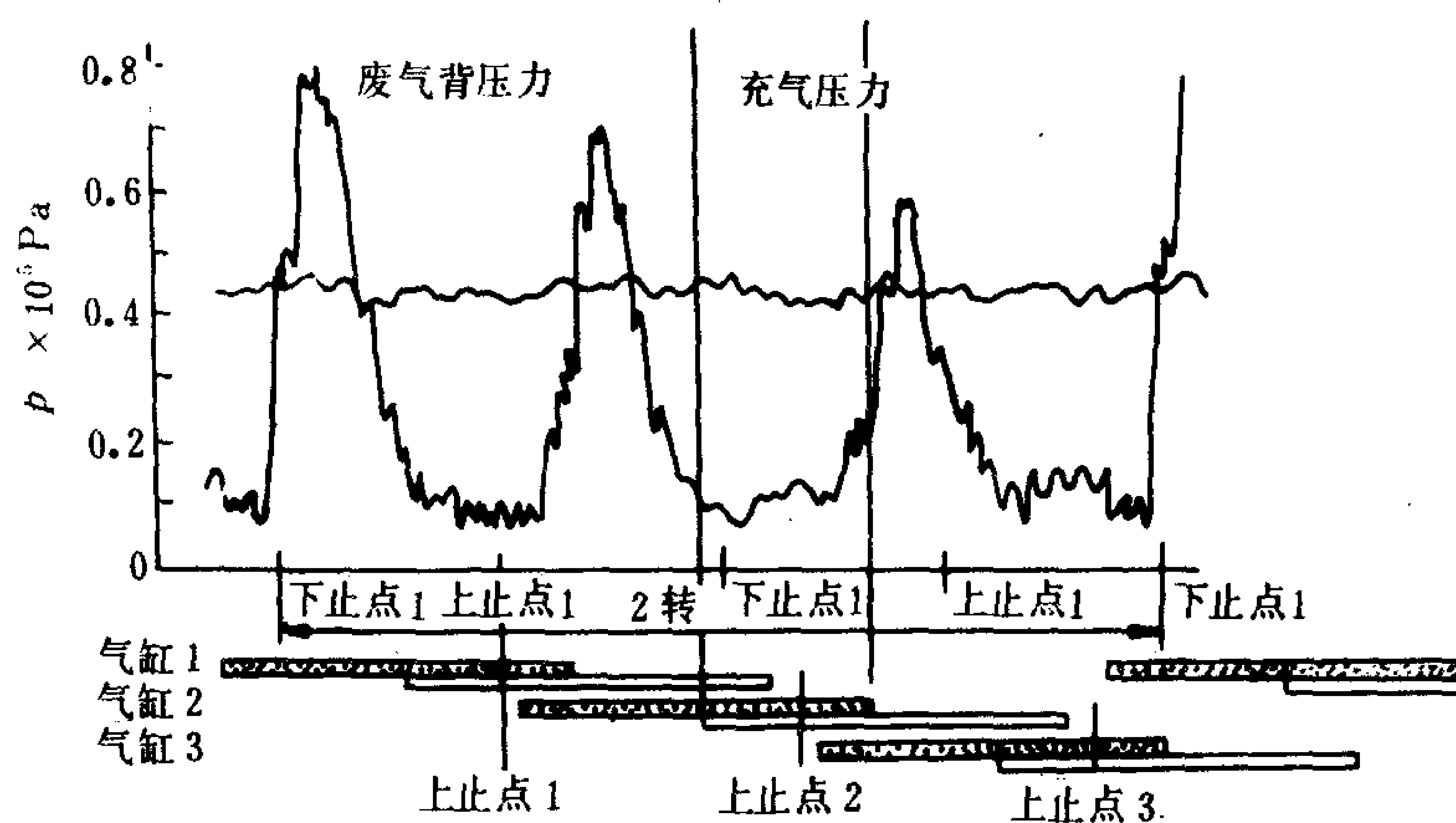


图 4.1.2-96 重叠期扫气

由于邻缸排气压力波的干扰，在上止点左右，气缸压力升起，在进气阀打开后，缸内废气也向进气管倒灌，使压力下降。在排气阀关闭后，由于活塞下行，缸内压力低于进气压力。

2）重叠期扫气（图 4.1.2-96）

由于排气分支，在重叠期间，排气管正处于波谷位置，而进气管压力则高于缸内压力及排气管压力。

3）进入空气重新逸出

由于进气阀关闭时，进气管压力不处于波峰位置，此时缸内压力高于进气压力，新鲜空气重新逸出，使压缩始点压力p_a下降。

4）进气压力调谐（图 4.1.2-97）

进气阀在开启及关闭时刻，进气压力均处于峰值状态。重叠期进气压力的增加，可使缸内残余废气减少。进气后期的缸内压力迅速提高，可使发动机充气效率增加从而使扭矩提高。

2.5.5.2 二冲程柴油机

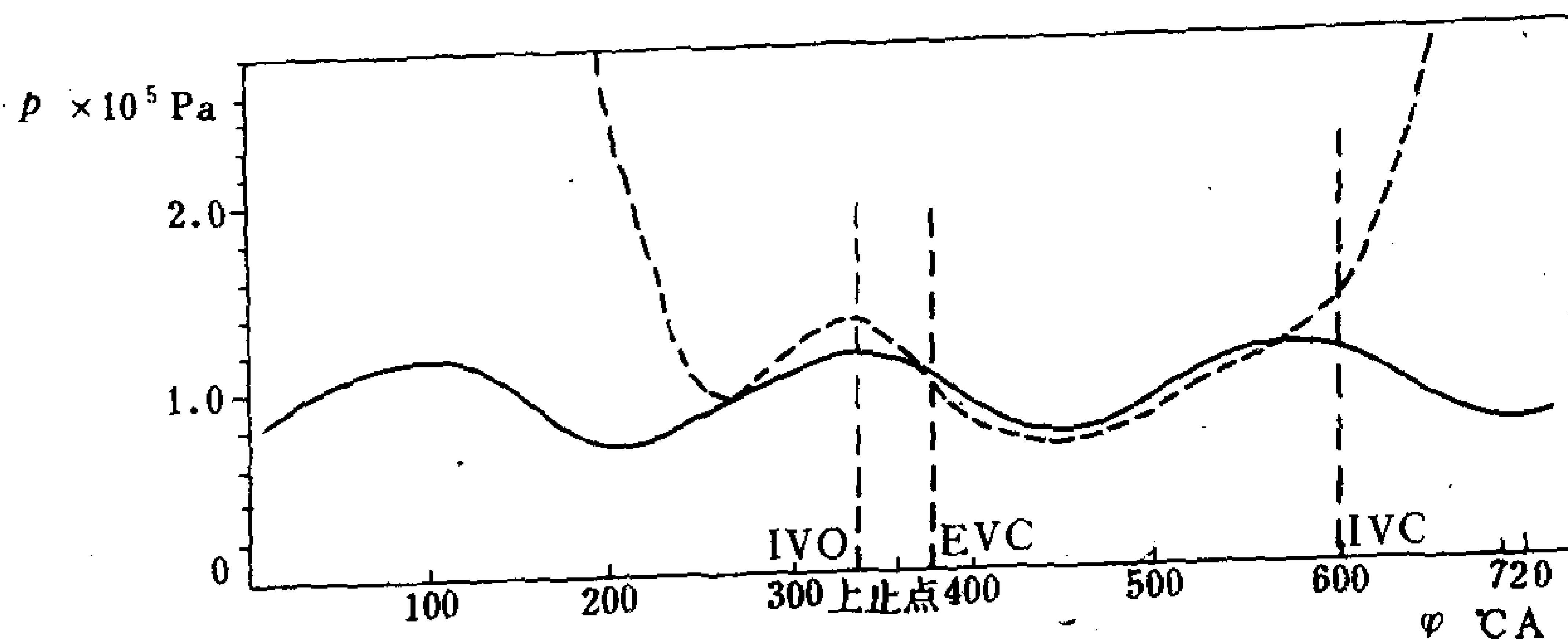


图 4.1.2-97 进气压力调谐

——进气管压力；……气缸内压力

1）进气口开启时废气倒灌（图 4.1.2-98）

排气管内压力由于涡轮及邻缸封闭端的反射而重新升起，气缸内压力不能迅速下降，进气口开启时气缸内压力仍高于扫气压力，从而引起倒灌。

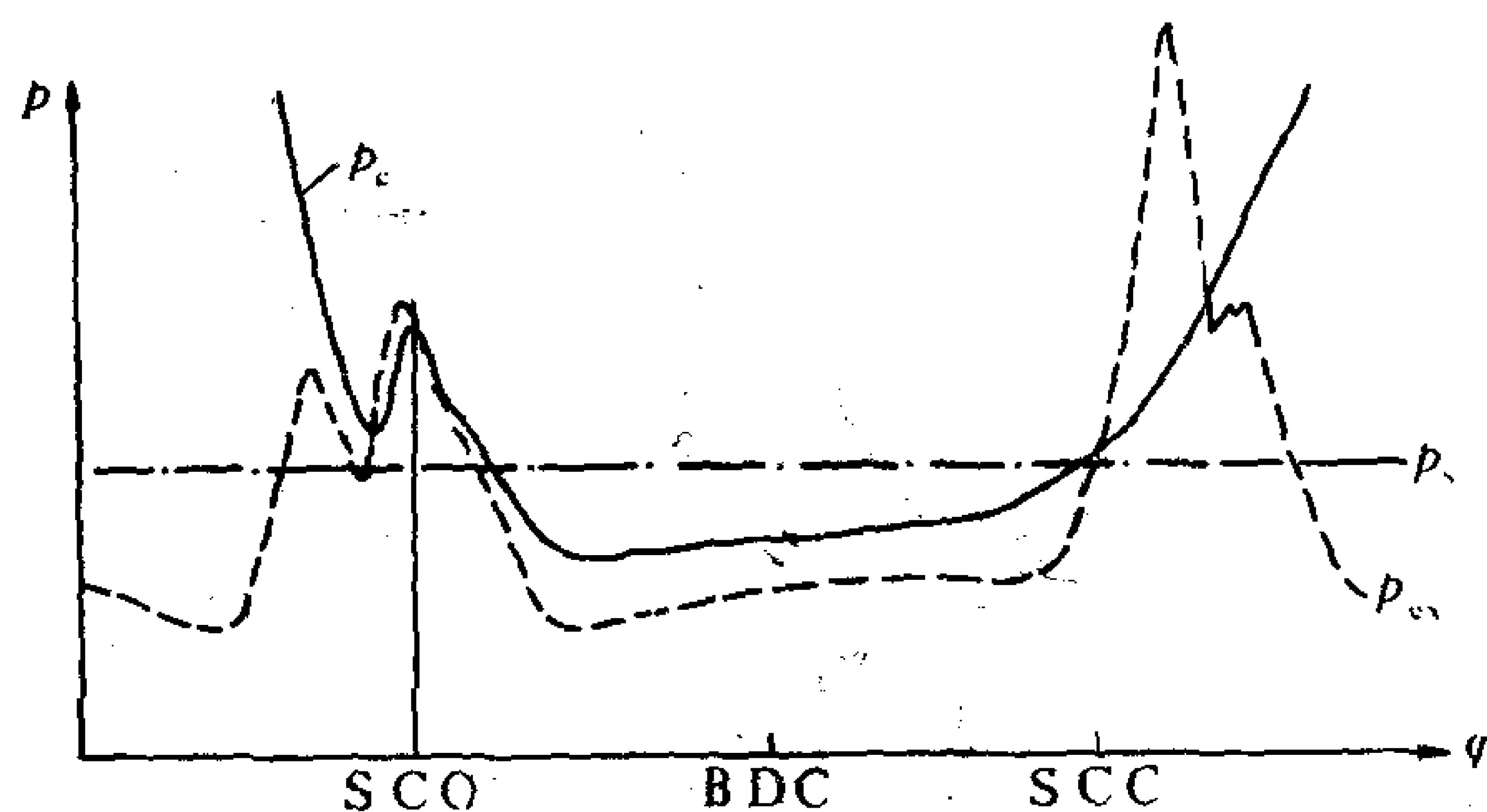


图 4.1.2-98 进气口开启时废气倒灌

SCO-进气口开启；SCC-进气口关闭；p_c-缸内压力；p_{ex}-排气压力；p_s-扫气压力

2）过后排气（图 4.1.2-99）

在进气口关闭后，排气管内压力逐步降低（两缸连接一根枝管时的情况）。此时缸内工质重又逸出气缸，充气效率下降。

3）过后充气（图 4.1.2-100）

由于分枝、管长及配气正时选择适当，在进气口关闭时，排气压力波及时抵达气缸，此时管内压力高于气缸，形成过后充气。

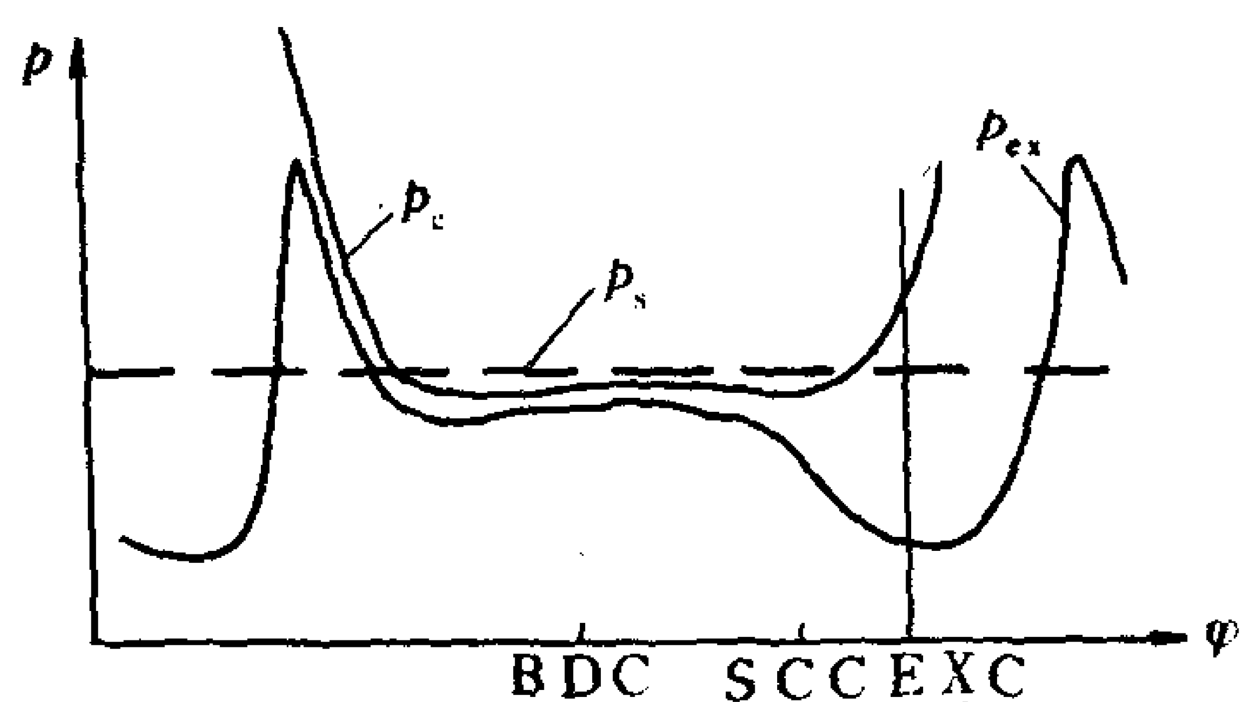
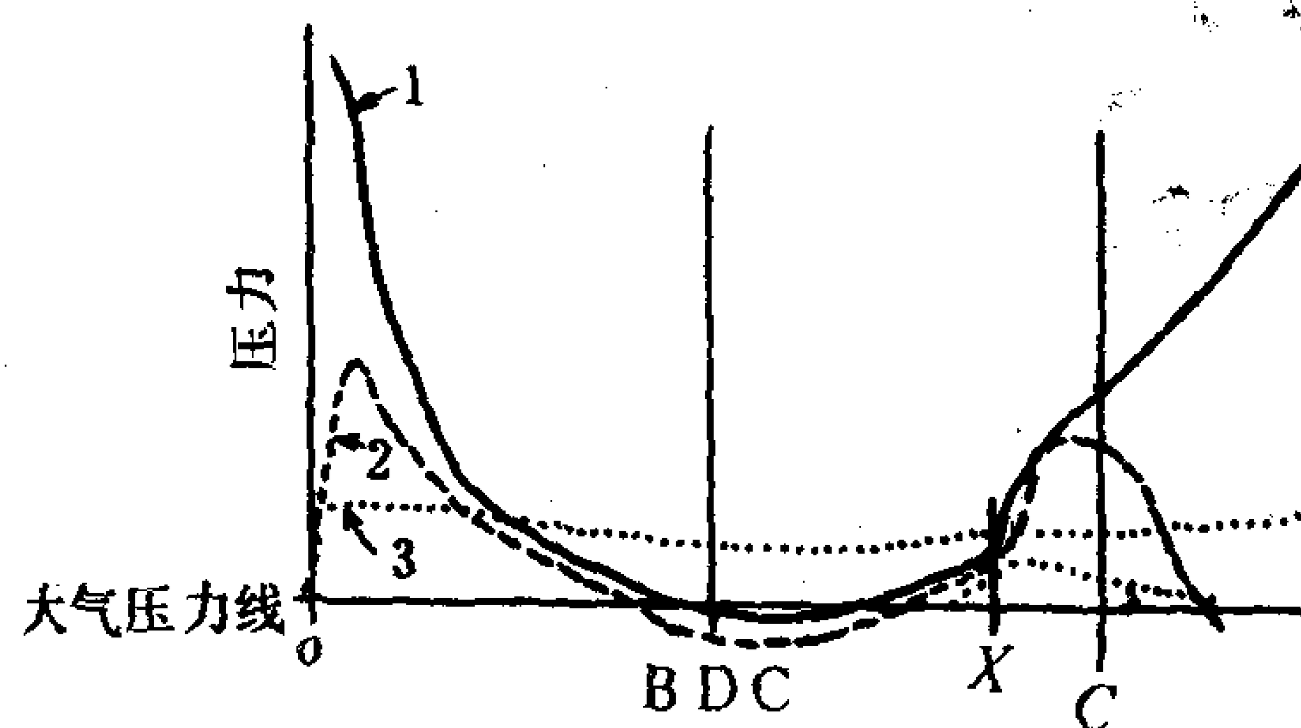


图 4.1.2-99 过后排气

p_c-气缸压力；p_{ex}-排气压力；p_s-扫气压力；EXC-排气阀关；SCC-扫气（口）关



过后充气

图 4.1.2-100 过后充气

1-气缸压力；2-排气压力；3-扫气压力

2.6 循环模拟计算

2.6.1 循环模拟计算的用途及分类

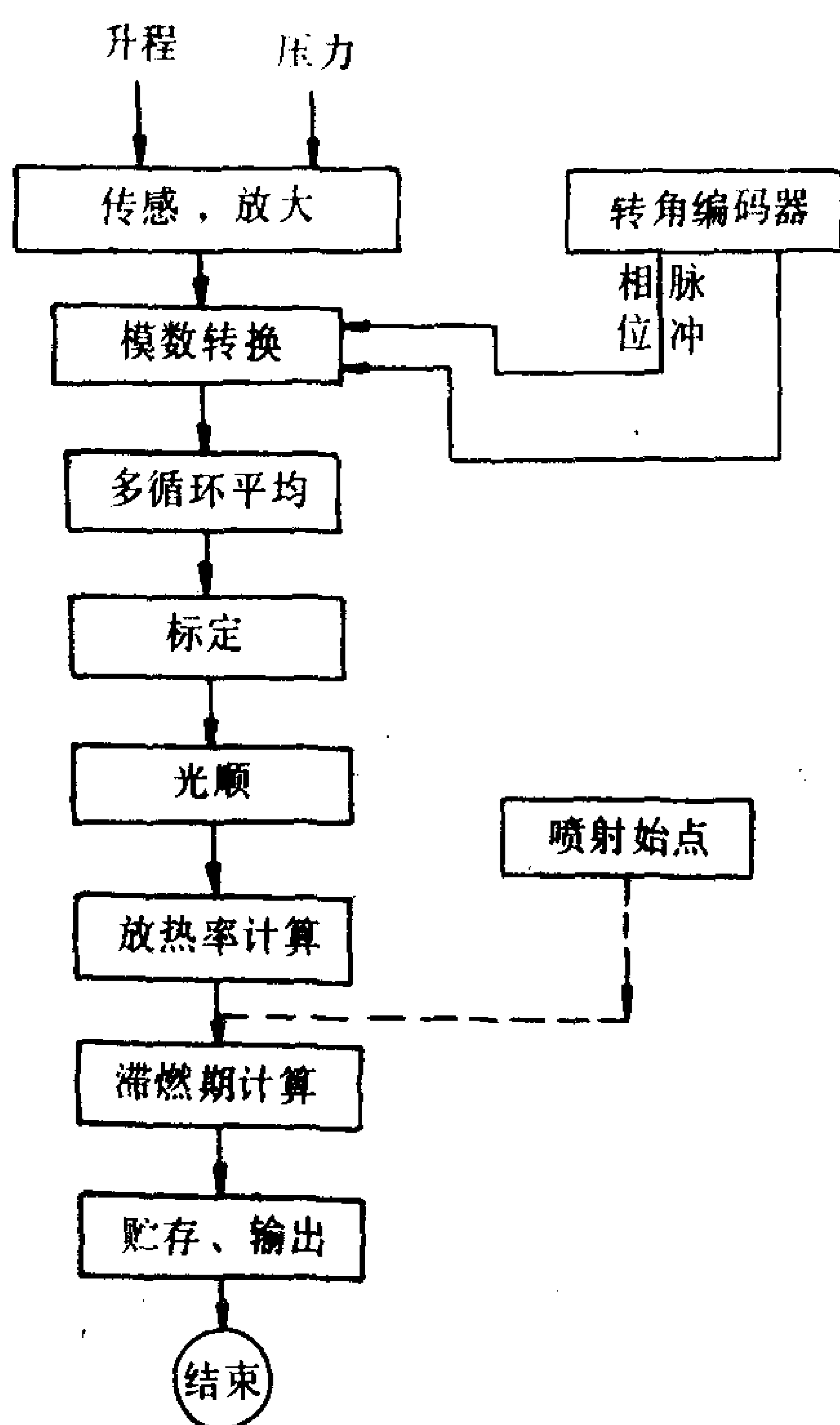


图 4.1.2-101 发动机示功图的诊断系统

循环模拟计算指在电子计算机上调用专用的程序来计算柴油机热力循环的全部工作过程。这种计算通常是以微小的步长来进行的，工作过程的各种细节可在运算过程中再现，犹如发动机在运行一样。在计算结束后，计算机将输出发动机的各种性能参数，以便对发动机的性能作出评价，并由此提出改进意见。循环模拟计算可分为诊断计算、选型论证计算、增压器配合模拟计算、系统计算、过渡工况计算等。计算的一般步骤包括程序的选择、输入数据的采集、输出结果的整理与分析等。

1）诊断计算

为分析已有发动机的性能，揭示其缺陷的根源或改进的潜力而进行的计算称为诊断计算。诊断计算的输入数据是发动机在运行时的测试数据及其结构参数，其输出结果则是各种难以直接测量的性能参数。在计算时，通常要将计算机和数据采集、处理系统通过I/O接口连接，使存储实验数据的文件直接为计算机所调用。最常用的实例是对发动机示功图的诊断计算，其原理示于图4.1.2-101。气缸压力信号经过压电石英传感器变为电模拟量，经电荷放大器放大后送往模数（A/D）转换器，与此同时，与发动机曲轴或凸轮轴相接的转角编码器发生定位脉冲及等角差脉冲以控制模数转换器的采样始点和采样频率。经过模数转换后的数值量在平均器内进行多循环平均处理以消除随机噪声。经过平均处理的数值量在采样过程中不断送入微计算机的缓冲区。在一个工况的采样结束后，数据被编为文件送入外存储器归档。原始数据经过标定后，成为一组有序的压力数据，即数字化的$p-\varphi$示功图，离散的压力数据经过光顺后成为连续的样条函数。将样条函数的系数矩阵输入放热规律计算程序可以求得发动机的放热速率，并确定发动机的燃烧始点，如果同时测定了喷油器针阀升程曲线，则可输出着火延迟角。将放热速率数据进行处理，可以输出最大放热速率、燃烧持续角、放热率面心相位、燃烧等容度等特征参数，以评价燃烧过程，将计算所得的放热速率再返输入循环模拟计算程序，可再现发动机工作过程的细节，并输出发动机在各个工作过程的细节，以及输出发动机在各个工作过程中的瞬时传热速率、瞬时流量、瞬时多变指数，以及发动机的指示功率、指示油耗、充气效率等各种数据以供分析、诊断之用。

诊断计算的软件与数据处理系统结合紧密、发展迅速。如放热速率计算等软件已经商品化，并固化在成套出售的燃烧分析仪中。

2）选型论证计算

在设计的早期阶段进行，其目的是通过多方案计算优选出较佳的发动机基本参数及结构

方案。所采用的计算程序具有结构简单、输入结构参数少的特点。

3）涡轮增压器与柴油机的配合模拟计算

在设计的中后期或发动机的研制、调试阶段进行。这时发动机的基本参数、结构方案均已确定。计算的目的是进一步预测发动机的性能，选配较佳的涡轮增压器以及配气机构的结构参数，为部件的结构强度、热应力计算提供依据等。所采用的计算程序具有闭环收敛的特点，要求输入的结构参数详细、增压器特性的图谱完整。

4）系统计算

指为改进或研制发动机的各种系统如进、排气系统、燃油系统等而进行的计算。所采用的程序往往对所研究的系统作较精确的描述，而对其它过程的计算则较为简化。例如，为改进或设计发动机的进、排气系统用特征线计算法进行压力波计算。这时热力循环的其它过程也必须计算，但可用较简明的方法。

5）过渡工况计算

指为了预测发动机在加速、减速或负荷变动过程中的性能而进行的计算。通常用于研制机动性高的船艇、车辆发动机中。所采用的计算程序除具有通常的热力循环计算功能外，还应包括描述发动机调速特性、惯性当量的子程序。

2.6.2 循环模拟计算的原理

1）数学模型

指对实际对象的一种概括与抽象，通常包括若干简化假设与物理定律以描述对象的特性与行为，最终则表达为一组可以求解的方程。建立数学模型是编制科学计算程序的最初的和最重要的工作。

数学模型的性质集中体现于简化的假设条件中，并常以此来对模型进行命名和分类。程序的功能及其局限性在其根本上是由数学模型所规定的，在选用程序时应注意了解它是根据哪一种模型编制的。

根据对对象空间属性的简化假设可以把模型分为零维、准维、一维或多维模型。在柴油机的工作过程模拟计算中通常采用零维模型。而在个别系统的计算中则采用准维、一维等模型。

根据对对象时间属性的简化假设可以把模型分为定常、准定常及非定常模型，在柴油机的工作过程模拟计算中通常采用准定常模型。而在系统计算中则常采用非定常模型。

2）零维容器与零维模型

零维容器指边界内各点工质的组分、状态都完全相同而不随其几何位置变化的系统。例如发动机的气缸、进气管、排气管等如果忽略其各自内部压力、温度、组分的差别，则都可认为是一个零维容器。在零维容器内，几何结构参数对工质组分、状态的影响，被归结为容器容积的影响。直径、长度的比值或其它形状因素都没有直接的影响。在开口、定容零维容器内压力的变化主要取决于容器的排空与充满。把发动机的实际系统看成是若干个零维容器的组合，这种数学模型称为零维模型，这样一种计算方法也称为容积法或排空充满法。

图 4.1.2-102 示出了零维模型的原理。其中容积变化的容器 1 、 2 、…N_c代表发动机气缸。N_c为发动机的气缸数。容积定常的容器N_c+1、N_c+2、…、$N+N_{ex}$表示排气管，N_{ex}表示排气管的数目。容积定常的容器$N_c+N_{ex}+1$、…$N+N_{ex}+N_{in}$表示进气管，N_{in}为进气管数。容器之间的实线表示两者之间可能连通。在非增压发动机中，进、排气管直接与外界相连，对于增压发动机，进气管是与压气机出口相连，而排气管与涡轮进口相连。当容器之

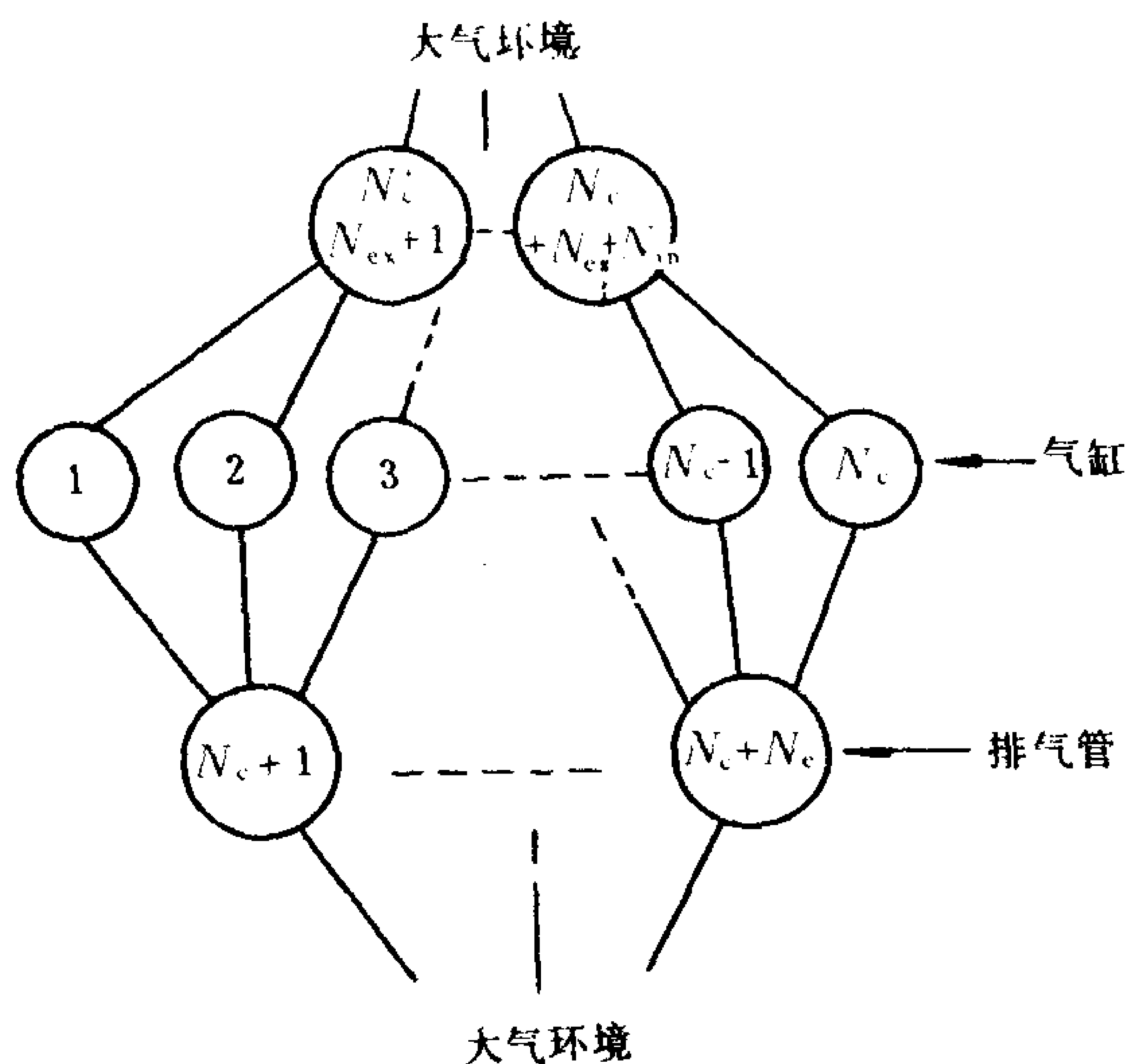


图 4.1.2-102 发动机的零维模型

间不相连通时，它们的状态或组分之间没有直接的关系。当两个容器相连通时，则由于工质的流动，其容器的状态、组分互相影响并与通道的截面积（进、排气阀的开启截面、涡轮通流截面等）有关。

3）零维模型的基本方程

（1）能量守恒方程

$$m\dot{u}+\dot{m}u=-p\dot{V}+\sum\dot{Q}_i+\dot{Q}_{com}+\sum\dot{m}_j h_j \quad (4.1.2\text{-}28)$$

（2）质量守恒方程

$$\sum\dot{m}_j=\dot{m} \quad (4.1.2\text{-}29)$$

（3）状态方程

$$pV=mRT \quad (4.1.2\text{-}30)$$

以上 3 式中：m——质量，g；

u——内能，J/g；

p——压力，Pa（N/m²）；

V——容积，m³；

Q——热量，J；

h——焓，J/g；

T——热力学温度，K；

R——气体常数，J/（g/k）；

下标：i——与工质交换热量的各个壁面；

j——与容器相连的各个通道；

com——燃烧。

$\dot{m}$、$\dot{u}$、$\dot{Q}$、$\dot{V}$ 等分别表示这些参数对时间（或曲柄转角）的导数。

以上方程组适用于所有零维容器的所有过程，但视具体场合的不同，有些项可能为零。图 4.1.2-103 表示能量守恒方程中各个项的物理意义，表 4.1.2-9 总结了上述方程在应用于各类容器的各个过程时的具体形式。

表 4.1.2-9 零维模型的基本方程

	气缸			排气管	进气管
	压缩及膨胀过程	燃烧过程	换气过程		
能量守恒方程	$mc_V\dot{T}+p\dot{V}=\sum\dot{Q}_i$	$mc_V\dot{T}+p\dot{V}=\sum\dot{Q}_i+\dot{m}_f(H_u-u)$	$mc_V\dot{T}+\dot{m}u+p\dot{V}=\sum\dot{Q}_i+\sum\dot{m}_1h_1$	$mc_V\dot{T}+\dot{m}u+\sum Q_i+\sum\dot{m}_jh_j$	$mc_V\dot{T}+\dot{m}u=\sum\dot{m}_kh_k$
质量守恒方程	$\dot{m}=0$	$\dot{m}=\dot{m}_f$ $\dot{m}_f=\dot{X}\cdot M_f$	$\dot{m}=\sum\dot{m}_1$	$\dot{m}=\sum\dot{m}_j$	$\dot{m}=\sum\dot{m}_k$
状态方程	$\frac{\dot{p}}{p}+\frac{\dot{V}}{V}=\frac{\dot{T}}{T}$	$\frac{\dot{p}}{p}+\frac{\dot{V}}{V}=\frac{\dot{m}_f}{m}+\frac{\dot{R}}{R}+\frac{\dot{T}}{T}$	$\frac{\dot{p}}{p}+\frac{\dot{V}}{V}=\frac{\dot{m}}{m}+\frac{\dot{T}}{T}$	$\frac{\dot{p}}{p}=\frac{\dot{m}}{m}+\frac{\dot{T}}{T}$	
容积变化	$\dot{V}=\frac{\pi D^2S}{1440}\left\{1+[\lambda^{-2}-\sin^2\theta]^{-\frac{1}{2}}\cos\theta\right\}\sin\theta\cdot\frac{d\theta}{dt}$			$\dot{V}=0$	

4）放热速率$\dot{Q}_{com}$的计算

在诊断计算中，放热速率由示功图回归而得，并表现为一个已知的数组，只需直接输入即可。在放热速率未知时，可按韦伯经验公式计算：

$$X=1-e^{-6.908\tau^{m+1}} \quad (4.1.2\text{-}31)$$

或

$$\dot{X}=6.908(m+1)\tau^{m}\cdot e^{-6.908\tau^{m}} \quad (4.1.2\text{-}32)$$

式中：$\dot{X}$——相对放热速率；

X——累计相对放热率；

$$\dot{X}=\dot{Q}_{com}/(M_f\cdot H_u) \quad (4.1.2\text{-}33)$$

M_f——循环供油量，g；

H_u——燃料低热值，J/g；

m——燃烧品质指数；

τ——无量纲时间；

$$\tau=\frac{\varphi-\theta_{ig}}{\theta_{oe}} \quad (4.1.2\text{-}34)$$

θ_{ig}——燃烧始点，°CA；

φ——瞬时曲柄转角，°CA；

θ_{oe}——燃烧持续角，°CA。

韦柏曲线的图形示于图 4.1.2-104，m的取值对非增压高速柴油机约为 0.5～0.8，对低、中速增压柴油机为 0.8～2。燃烧持续角θ_{eo}对低、中速柴油机取值为 50～60℃A，对高速柴油机为 60～90°CA。

5）流动计算

零维容器间的流量用一维定常流动方程计算。其框图及计算公式分别示于图 4.1. 2-105 及表 4.1.2-10。气阀或气口的流量系数则可由图 4.1.2-106 查阅。

6）传热率$\dot{Q}_i$的计算

在诊断计算中，容器壁面的瞬时传热速率$\dot{Q}_i$可由实测的瞬时壁面温度波回归而得，如无实测数据则可用经验公式求得。传热速率通常用一维准定常对流传热公式计算：

$$\dot{Q}_i=A_i\alpha(T-T_{wi}) \quad (4.1.2\text{-}35)$$

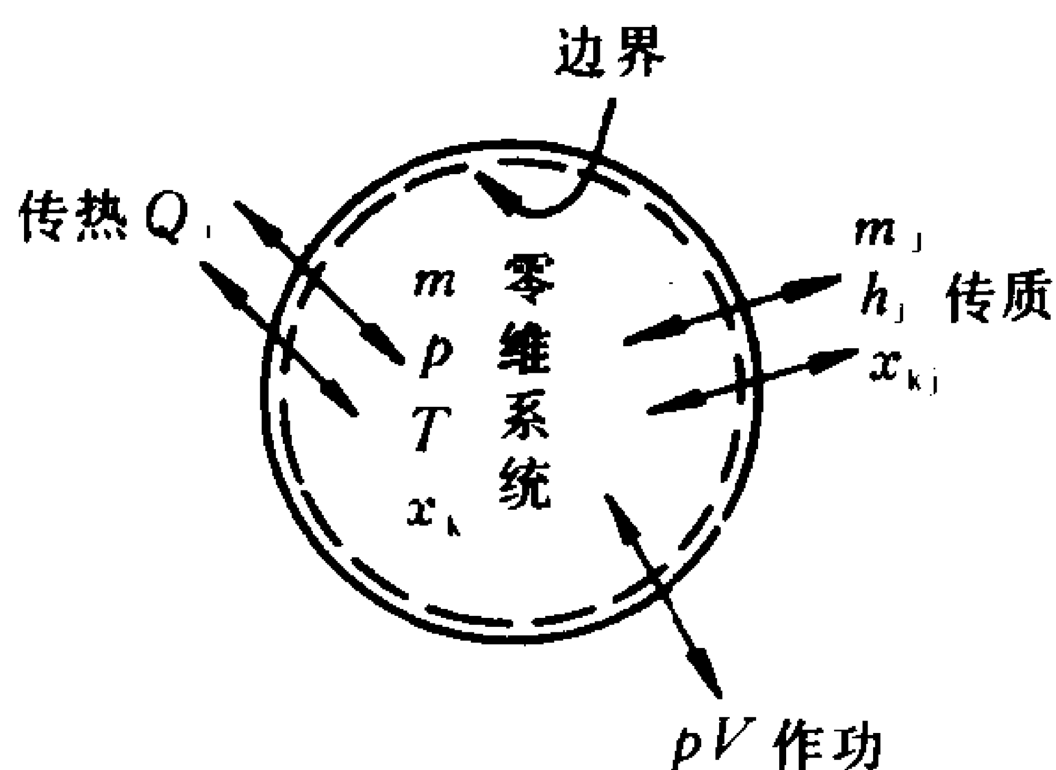


图 4.1.2-103 零维系统

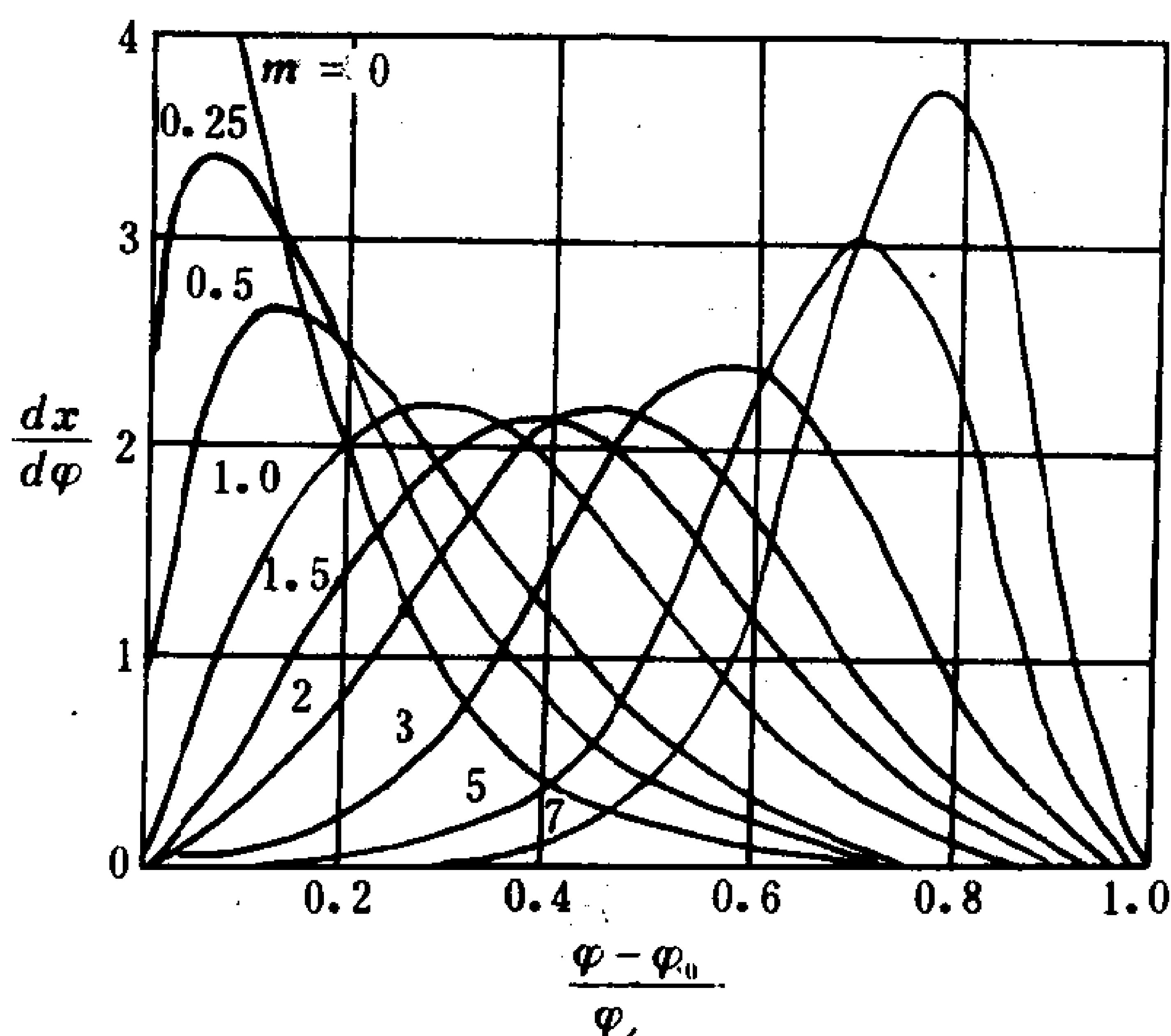


图 4.1.2-104 放热速率的韦柏曲线

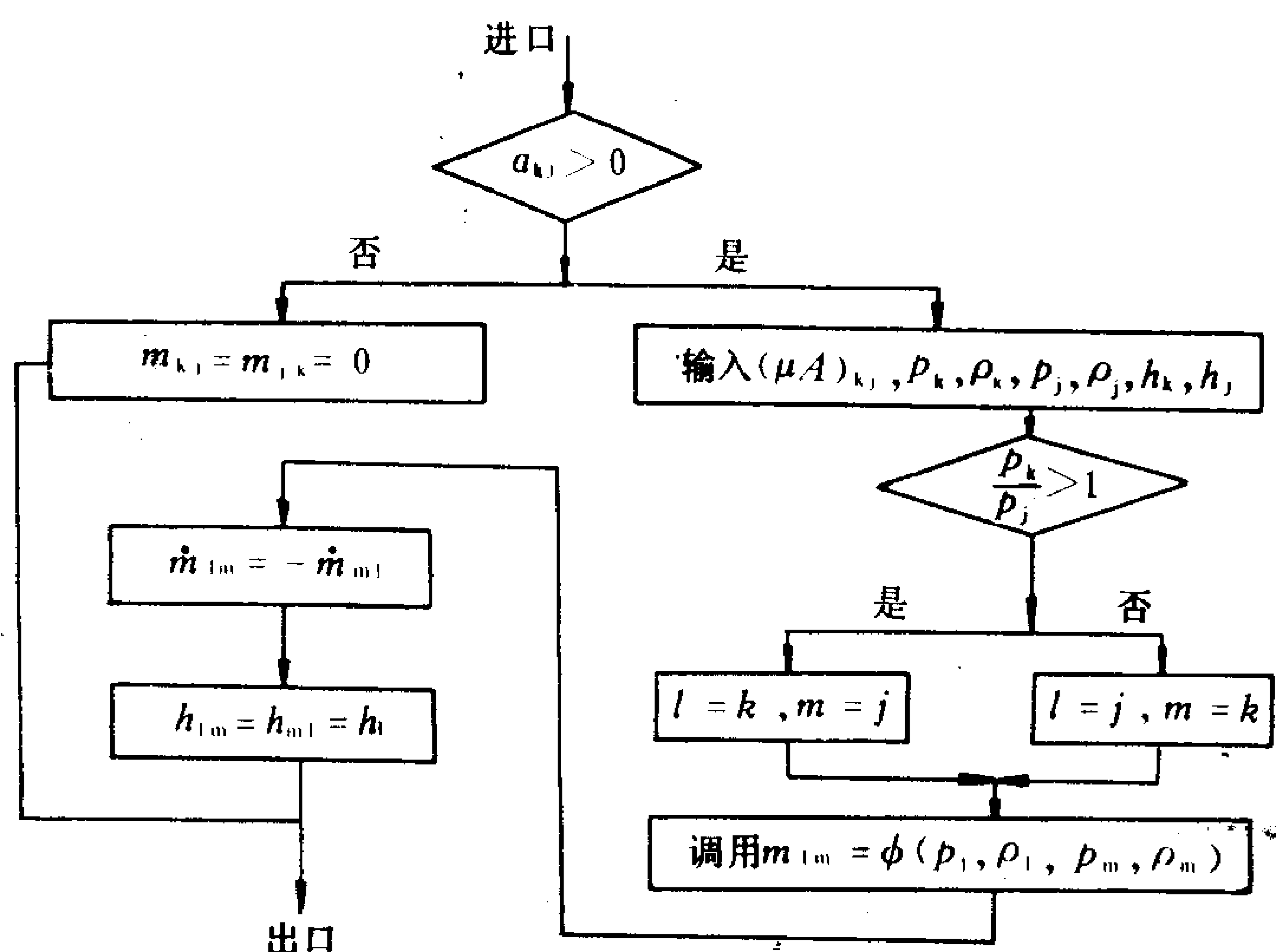


图 4.1.2-105　流动计算框图

式中：Q——瞬时传热速率，J/s；

A_i——第i区燃烧室的表面积，m^2；

T_{wi}——第i区燃烧室的壁面平均热力学温度，K；

T——工质的热力学温度，K；

α——传热系数，J/（s·m²·K）。

常用的传热系数的经验公式见表 4.1.2-11。

表 4.1.2-10　　**流动计算公式**

流量　$\dot m$	$\dot m=\mu A g\sqrt{p_2\rho_2}\cdot\psi$		
速度函数　ψ	超临界流动$p_2/p_1\geq\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}$		$\psi=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{(k+1)}}\sqrt{\frac{2k}{k+1}}$
	亚临界流动$p_2/p_1<\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}$		$\psi=\sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k}{k-1}}\right]}$
喉口面积　Ag	气阀	阀座角30°	$0\leq L<4x$　$Ag=\sqrt{3/2}\cdot\pi L(D_t+\sqrt{3/4}L)$ $L\geq 4x$　$Ag=\pi D\sqrt{(L-x)^2+3x^2}$
		阀座角45°	$0\leq L<2x$　$Ag=\frac{\sqrt{2}}{2}\pi L(D_t+\frac{L}{2})$ $L\geq 2x$　$Ag=\pi D\sqrt{(L-x)^2+x^2}$
	$A_T=\frac{\pi}{4}(D_m+d)(D_m-d)$若$A_g\geq A_T$则$A_g=A_T$		
	气口	$A_g=h\sum B_k\sin\beta_k$ $h=\frac{S}{2}(\cos\theta_0-\cos\theta+\sqrt{\lambda^{-2}-\sin^2\theta_0}-\sqrt{\lambda^{-2}-\sin^2\theta})$ 若$h>H_{m0}$ 则$h=H_{m0}$ θ_0——气口开启角 S——活塞行程 λ——曲柄半径与连杆长度比	β_K　H_{m0}　β_K

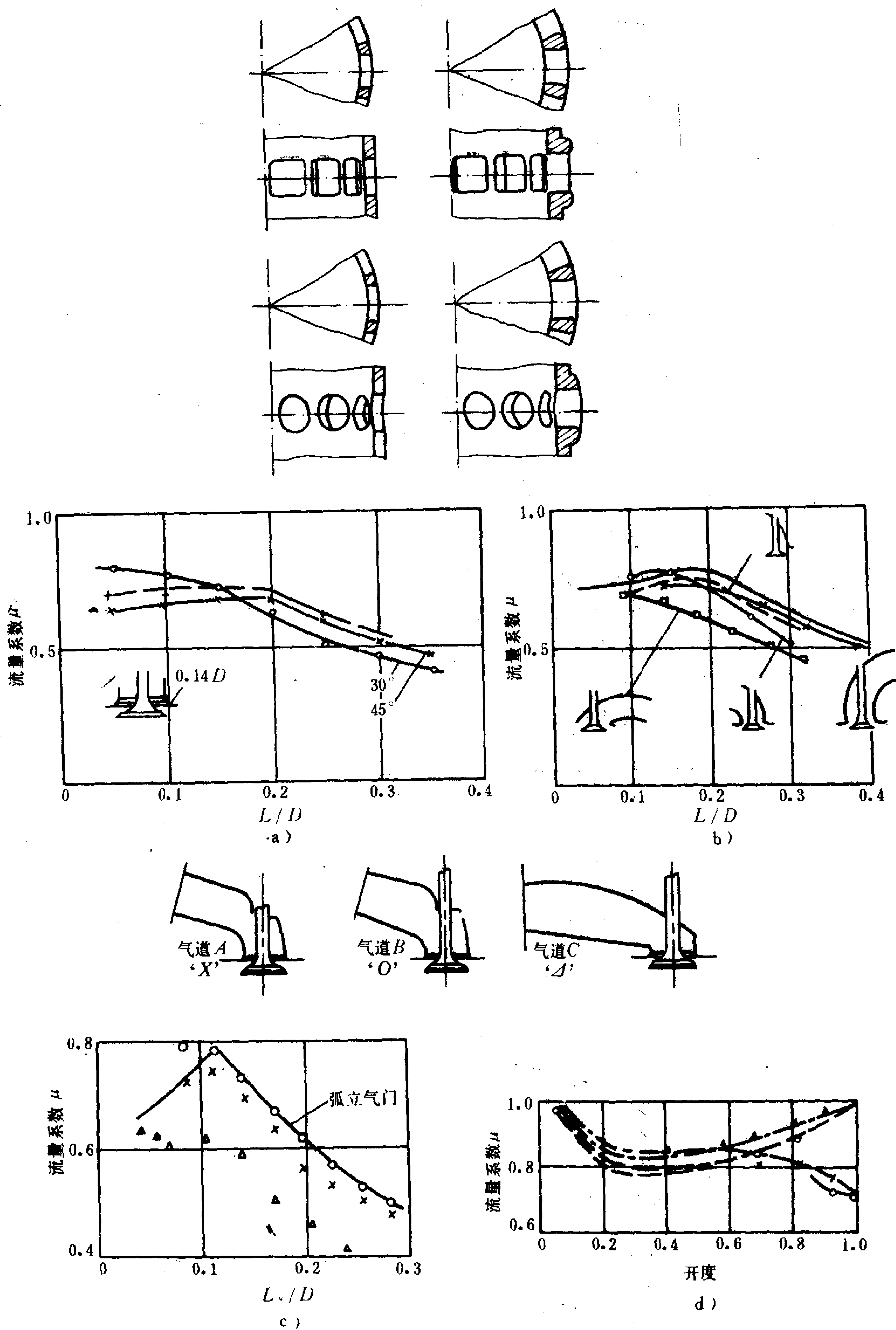


图 4.1.2-106 气阀及气口的流量系数

a) 排气阀；b) 排气道；c) 进气道；d) 进气口；

△—圆气口；进口倒圆；□—圆气口，不倒圆；○—方气口，进口倒圆；×—方进口，不倒圆

表 4.1.2-11 传热系数的经验公式①

作者姓名	公式
Woschni	$\alpha=0.13D^{-0.2}p^{0.8}T^{-0.53}[bc_m+c\frac{V_s T_a}{p_a V_a}(p-p_0)]^{0.8}$ kW/（m²·K） $b=\begin{cases}6.18 & 扫气过程\\2.28 & 压缩、燃烧及膨胀过程\end{cases}$ $c=\begin{cases}0 & 压缩及扫气过程\\3.24\times10^{-3} & 燃烧及膨胀过程\end{cases}$
Sitkei	$\alpha=0.04(1+b)\frac{p^{0.7}c_m^{-0.7}}{T^{0.2}de^{0.3}}$ kW／（m²·K） $b=0\sim0.0.3$ 开式燃烧室 $b=0.05\sim0.1$ 半开式燃烧室 $b=0.15\sim0.25$ 涡流室 $b=0.25\sim0.35$ 预燃室
tichelberg	$\alpha=2.46\times10^{-3}\cdot c_m(pT)^{\frac{1}{2}}$ kW/（m²·K）

① 符号含义：c_m——活塞平均速度；p_0——发动机在反拖时的压力；d_e——当量直径：$d_e=4V/A$（V、A分别为燃烧室的体积及表面积）

7）输入数据准备

（1）发动机的基本参数

气缸直径，mm；

行程，m；

转速，r/min；

气缸数；

压缩比；

连杆长度比；

发火次序；

（2）配气机构的结构参数

进气（口）阀开启角，°CA；

排气（口）阀开启角，°CA；

进气（口）阀关闭角，°CA；

排气（口）阀关闭角，°CA；

气阀（口）数；

阀座角；（°）

气阀阀盘直径，m；

摇臂比；

进气凸轮升程曲线（或型线）

排气凸轮升程曲线（或型线）

进气口高度，m；①

进气口有效宽度，m；①

进气口与气缸轴线夹角；（°）；①

排气口高度；m；①

排气口有效宽度，m；①

排气口与气缸轴线夹角，（°）；①

① 为计算二冲程发动机而用的数据。

（3）进、排气管结构参数

进气管数；

进气管连接的气缸数及序号；

进气管容积，m^3；

排气管数；

排气管连接的气缸数及序号；

排气管容积，m^3；

（4）燃料与燃烧参数

燃料的碳、氢、氧重量百分数；

循环供油量，g；

燃料低热值，J/g；

燃烧终点，°CA；

燃烧持续角，°CA；

燃烧品质指数或放热速率数组；

（5）增压参数

增压压力，Pa；①

增压空气热力学温度，K；①

涡轮当量喷嘴截面积，m^2；①

涡轮增压器综合效率；①

压气机等效率曲线；②

压气机等转速曲线；②

涡轮通流特性；②

增压器机械效率；②

空气冷却器的冷却效率。②

3 柴油机的工作参数

3.1 指示参数

指示参数是指与工质在完成热力循环后所作机械功相关的一类参数，可用于评价发动机实际循环的质量。

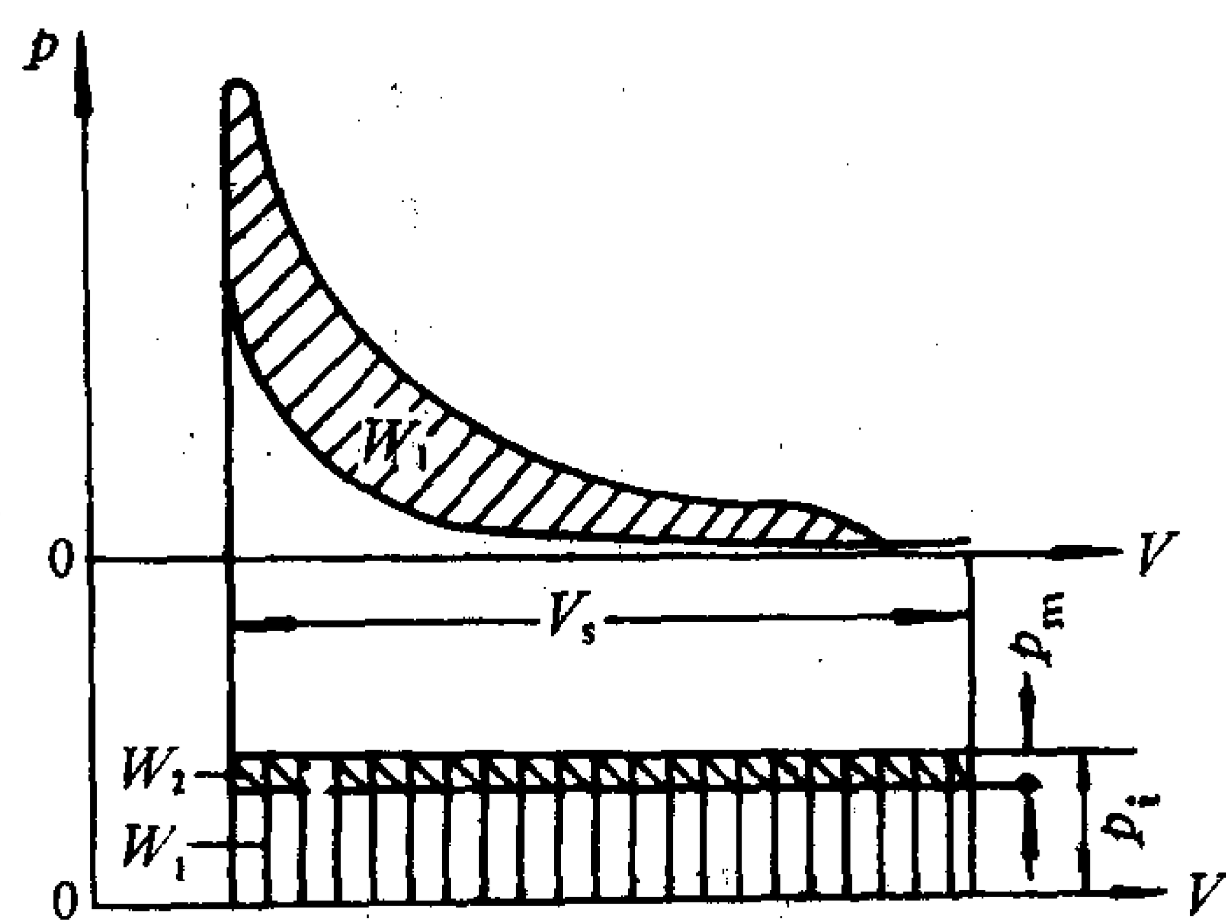


图 4.1.2-107 柴油机的指示功

3.1.1 指示功 W_i

工质在完成一个循环后对活塞所作的机械功称为指示功。W_i的大小可用示功图（p-V图）所包围的面积来度量（图 4.1.2-107）。工质对活塞所作的功理论上应等于压缩、燃烧、膨胀曲线所包围的面积 W_1与进排气过程曲线所包围的面积 W_2（常称为泵气功）的代数和。其中，过程线顺时针进行时所包围面积为正，逆时针进行时所包围面积为负。但在习惯上，由于测试方法等原因常将 W_2算作发动机的机械损失（或收益），而令指示功等于 W_1。

3.1.2 平均指示压力 p_i

① 适用于增压发动机工作过程模拟计算。

② 适用于涡轮增压器配合模拟计算。

单位气缸工作容积所作的指示功称为平均指示压力

$$p_i = W_i / V_s \tag{4.1.2-36}$$

式中：W_i——指示功，J；

V_s——气缸工作容积，m^3；

p_i——平均指示压力，Pa。

在$p-V$图上将面积W_i折合成底边为V_s的矩形，则其高即为p_i。

3.1.3 指示功率N_i

单位时间内所作的指示功称为指示功率。若发动机的转速为n，s^{-1}；气缸数为i；行程数为τ，则

$$N_i = 2W_i \cdot n \cdot i / \tau$$

式中：N_i——指示功率，W。

在习惯上令p_i的单位为10^5Pa（0.1 MPa），V_s的单位为L（升），n的单位为r/min，N_i的单位为kW则，

$$N_i = p_i \cdot V_i \cdot n \cdot i / 300\tau \tag{4.1.2-37}$$

3.1.4 指示耗油率g_i

单位指示功所消耗的油量称为指示耗油率。在习惯上，指示功以kW·h为单位，油量以g为单位，指示耗油率则以g/(kW·h）为单位。若柴油机所测得的每小时耗油量为G_b，则

$$g_i = 10^3 Gb / N_i \tag{4.1.2-38}$$

式中：G_b——每小时耗油量，kg/h；

N_i——指示功率，kW；

g_i——指示耗油率，g/(kW·h)。

3.1.5 指示热效率η_i

指示功与循环供热量的比值称为指示热效率或简称指示效率。

$$\eta_i = 3.6 \times 10^3 \cdot N_i / (G_b \cdot H_u) ① \tag{4.1.2-39}$$

式中：H_u——燃油低热值，kJ/kg；

3.6×10^3——功热当量，kJ/(kW·h)；

$$\eta_i = 3.6 \times 10^3 / (g_i \cdot H_u) ① \tag{4.1.2-40}$$

3.2 有效参数

有效参数是指与柴油机输出轴所得机械功相联系的一类参数，用于最终评价发动机的动力性和经济性

3.2.1 有效功率

指柴油机输出轴发出的功率，可通过测量发动机输出轴扭矩M_e及转速n求得：

$$N_e = M_e \cdot n / 9550 ② \tag{4.1.2-41}$$

式中：N_e——有效功率，kW；

M_e——扭矩，N·m；

n——转速，r/min。

---

① 在旧的工程单位制中，$\eta_i = 632.2/(g_i \cdot H_u)$，其中$g_i$以g/（PS·h）为单位，$Hu$以kcal/kg为单位。相应地也有$\eta_i = 632.2 \cdot N_i / (G_b \cdot H_u)$，其中$N_i$以PS为单位。

② 在旧的工程单位制中，N_e以PS为单位，M_e以kgf·m为单位，则

$$N_e = M_e \cdot n / 716.2 \quad \text{PS}$$

3.2.2 机械效率η_m

有效功率与指示功率的比值为机械效率:

$$\eta_m = N_e/N_i \quad (4.1.2\text{-}42)$$

有效功率与指示功率的差额称为机械损失或摩擦功率N_m:

$$N_m = N_i - N_e$$

$$\eta_m = 1 - N_m/N_i \quad (4.1.2\text{-}43)$$

η_m是发动机在传递机械能以及驱动其附属机构、设备时功率损耗的度量。N_m通常包括活塞、连杆、曲轴等运动部件的摩擦损失，驱动配气机构、水泵、油泵、扫气泵、空气压缩机等附属设备所损耗的功率。对四冲程柴油机而言，N_m还包括泵气功损失（或收益）。

各类柴油机的机械效率互不相同。其统计值为:

非增压四冲程柴油机　$\eta_m = 0.78 \sim 0.85$

增压四冲程柴油机　$\eta_m = 0.80 \sim 0.92$

非增压二冲程柴油机　$\eta_m = 0.70 \sim 0.80$

增压二冲程柴油机　$\eta_m = 0.75 \sim 0.92$

3.2.3 有效功W_e

柴油机完成一个循环后，其输出轴所得机械功称为有效功

$$W_e = W_i \cdot \eta_m \quad (4.1.2\text{-}44)$$

3.2.4 平均有效压力p_e

单位气缸工作容积所作的有效功称为平均有效压力，常以缩写bmep表示。

$$\begin{aligned} p_e &= p_i \cdot \eta_m \\ &= N_e \cdot 300\tau/(n \cdot i \cdot V_s) \\ &= M_e \cdot \tau/(V_s \cdot i) \end{aligned} \quad (4.1.2\text{-}45)$$

式中: p_e——平均有效压力，10^5Pa（0.1 MPa）;

n——转速，r/min;

N_e——有效功率，kW;

V_s——气缸工作容积，L（10^3cm^3）;

i——缸数;

τ——行程数;

M_e——发动机输出轴扭矩，10^2N·m。

如气缸排量已定，则p_e实际上反映了发动机输出轴扭矩的大小。

3.2.5 升功率N_L

单位气缸工作容积V_s（以L为单位）所发出的有效功率称为升功率:

$$\begin{aligned} N_L &= N_e/(i \cdot V_s) \\ &= p_e \cdot n/300\tau \end{aligned} \quad (4.1.2\text{-}46)$$

式中: N_L——升功率，kW/L。

升功率是发动机强载程度和动力性能的标志，并与乘积$p_e \cdot n$成正比。升功率越大，意味着在相同功率下，发动机的体积更小，重量更轻。

3.2.6 有效耗油率g_e

单位有效功的耗油量称为有效耗油率，常以缩写bsfc表示:

$$g_e = 10^3 G_b/N_e \quad (4.1.2\text{-}47)$$

式中：g_e——有效耗油率，g/(kW·h)；

G_b——小时耗油量，kg/h；

N_e——有效功率，kW。

$$g_e = g_i / \eta_m \tag{4.1.2-48}$$

3.2.7 有效效率η_e

发动机有效功与循环供热量的比值为有效效率：

$$\begin{aligned}\eta_e &= \eta_i \cdot \eta_m \\ &= 3.6\times10^3 \cdot N_e/(G_b \cdot H_u) \\ &= 3.6\times10^3/(g_e \cdot H_u)^{①}\end{aligned} \tag{4.1.2-49}$$

3.2.8 影响平均有效压力的因素

由式（4.1.2-49）可得：

$$\begin{aligned}N_e &= G_b \cdot H_u \cdot \eta_e/(3.6\times10^3) \\ &= \frac{G_a \cdot H_u \cdot \eta_e}{\alpha L_0 \times 3.6\times10^3} \\ &= \eta_v \cdot V_s \cdot p_k \cdot H_u \cdot \eta_e/(\alpha L_0 \cdot RT_k \cdot 3.6\times10^3)\end{aligned}$$

因而 $$p_e = 3.485 \cdot \eta_e \cdot \eta_v \cdot p_k \cdot H_u/(\alpha \cdot L_0 \cdot T_k) \tag{4.1.2-50}$$

式中：p_k——增压压力，10^5Pa；

T_k——增压空气热力学温度，K；

α——过量空气系数；

L_0——单位燃料完全燃烧所需要的空气量，g/g；

η_v——容积效率。

式（4.1.2-50）中，燃料低热值H_u、化学当量燃空比L_0为定值，而η_e、η_v、α对增压发动机而言，变化幅度不大，因此p_e首先取决于p_k。增压空气的冷却使T_k下降，也有利于p_e的提高。

对于非增压发动机，可令p_k等于10^5Pa，T_k可近似取为288 K，此时有：

$$\alpha \cdot g_e \cdot p_e/\eta_v = 2960 \tag{4.1.2-51}$$

由上式可知，提高非增压柴油机p_e的主要途径有：改善换气过程以使充气效率η_v提高；改善燃烧过程，使产气得到更充分利用以减小过量空气系数α。在给定的发动机中，α减小将使g_e增大，因此p_e有一极限值。

参考文献

〔1〕西安交通大学内燃机教研室：内燃机原理，农业机械出版社，1981

〔2〕大连海运学院内燃机教研室：船舶柴油机，人民交通出版社，1981

〔3〕柴油机设计手册，机械工业出版社，1981

〔4〕船舶柴油机设计手册，第一篇 总论，国防工业出版社，1980

〔5〕Harald Mass: Gestaltung und Hauptabmessungen der Verbrennungs-Kraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1981

〔6〕高孝洪：内燃机工作过程数值计算，国防工业出版社，1986

〔7〕刘颖主编：柴油机原理，华中工学院出版社，1984

① 在工程单位制中 $\eta_e = 632.3/(g_e \cdot H_u \cdot 10^3)$

第 3 章　柴油机增压

1　增压原理

1.1　增压的基本概念和增压系统分类

1.1.1　增压目的

增压是通过提高柴油机进气压力来增加气缸的充量。这样，在一定的燃烧过量空气系数下，可以相应地增加喷入气缸的燃油量，以提高柴油机平均有效压力或容积功率。

1.1.2　增压系统分类

提高柴油机进气压力的方法一般是用空气压缩机来预压缩进入气缸的空气，通常把这一部件称为增压器。而把实现增压所设置的成套附件系统称为增压系统。

1.1.2.1　机械增压系统

在机械增压系统中，由柴油机曲轴经齿轮增速后驱动增压器（图 4.1.3-1）。此时驱动增压器所需的能量由柴油机本身提供。

增压器一般为离心式压气机或罗茨式鼓风机。

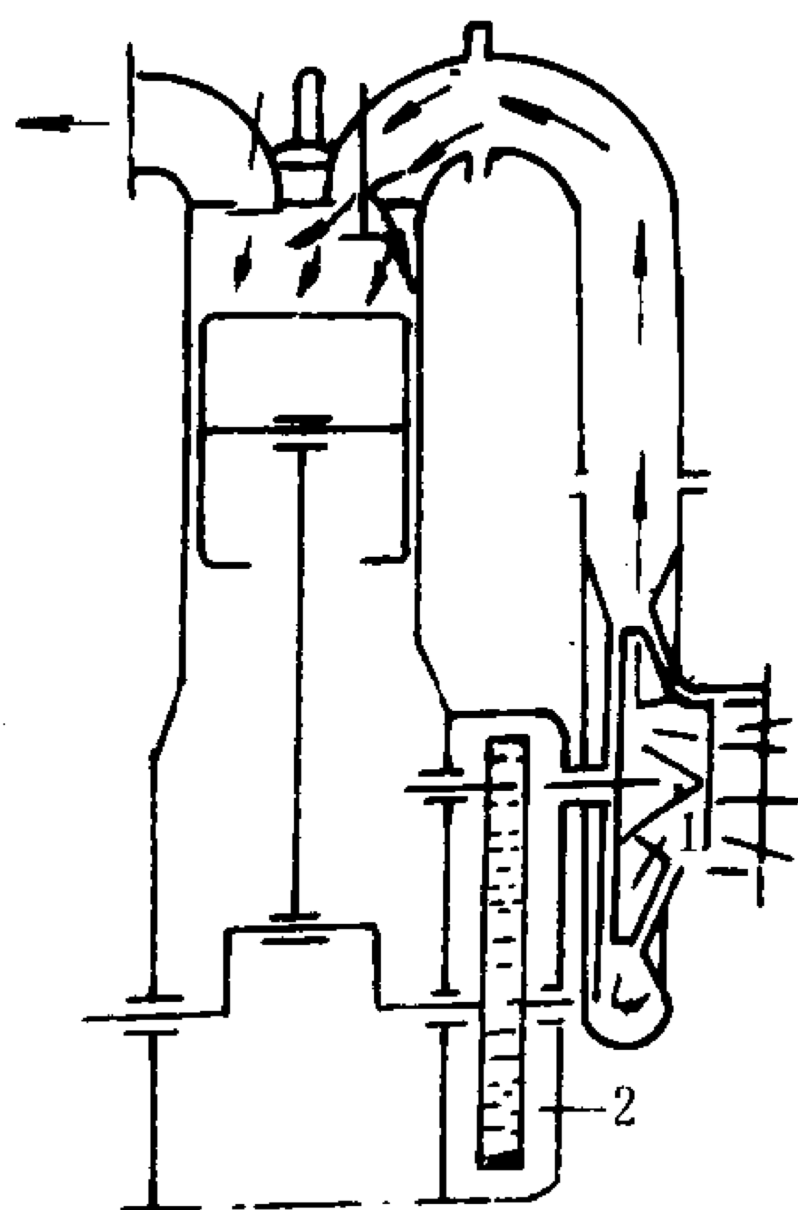


图 4.1.3-1　机械增压系统
1-压气机；2-增速齿轮

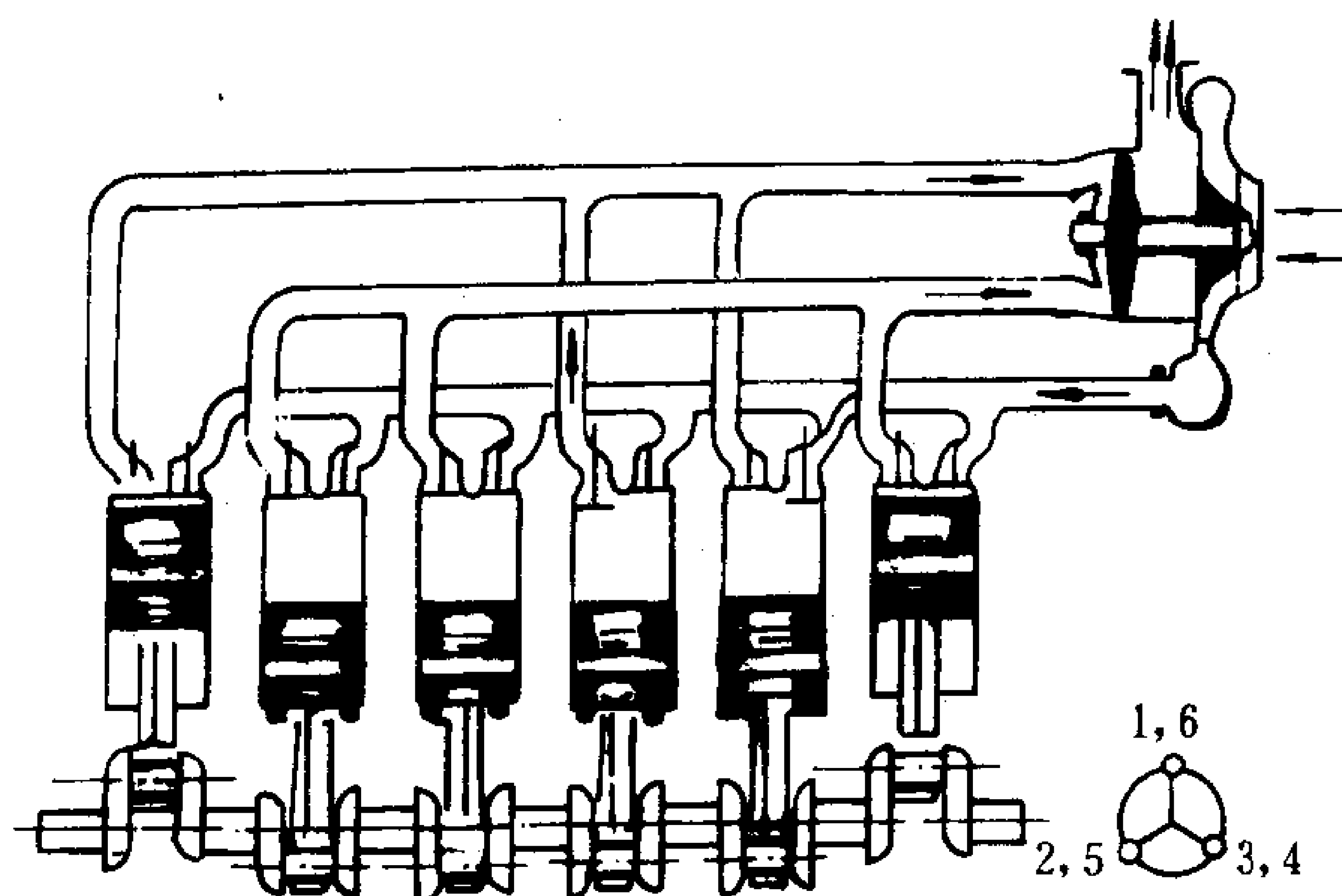


图 4.1.3-2　废气涡轮增压系统

机械增压系统的特点：

1）驱动增压器要消耗柴油机的有效功率。

2）增压压力越高，驱动增压器所消耗的功率越大。当达到一定的增压压力后，增压器所消耗的功率将超过柴油机由于增压而提高的功率，这时柴油机功率将下降。因此这种系统只适用于低增压柴油机，一般增压压力不超过 0.16～0.17 MPa。

3）这种系统的瞬态反应特性较好，即柴油机的加速和加载性能较好。

1.1.2.2　废气涡轮增压系统

废气涡轮增压系统工作原理如图 4.1.3-2 所示。

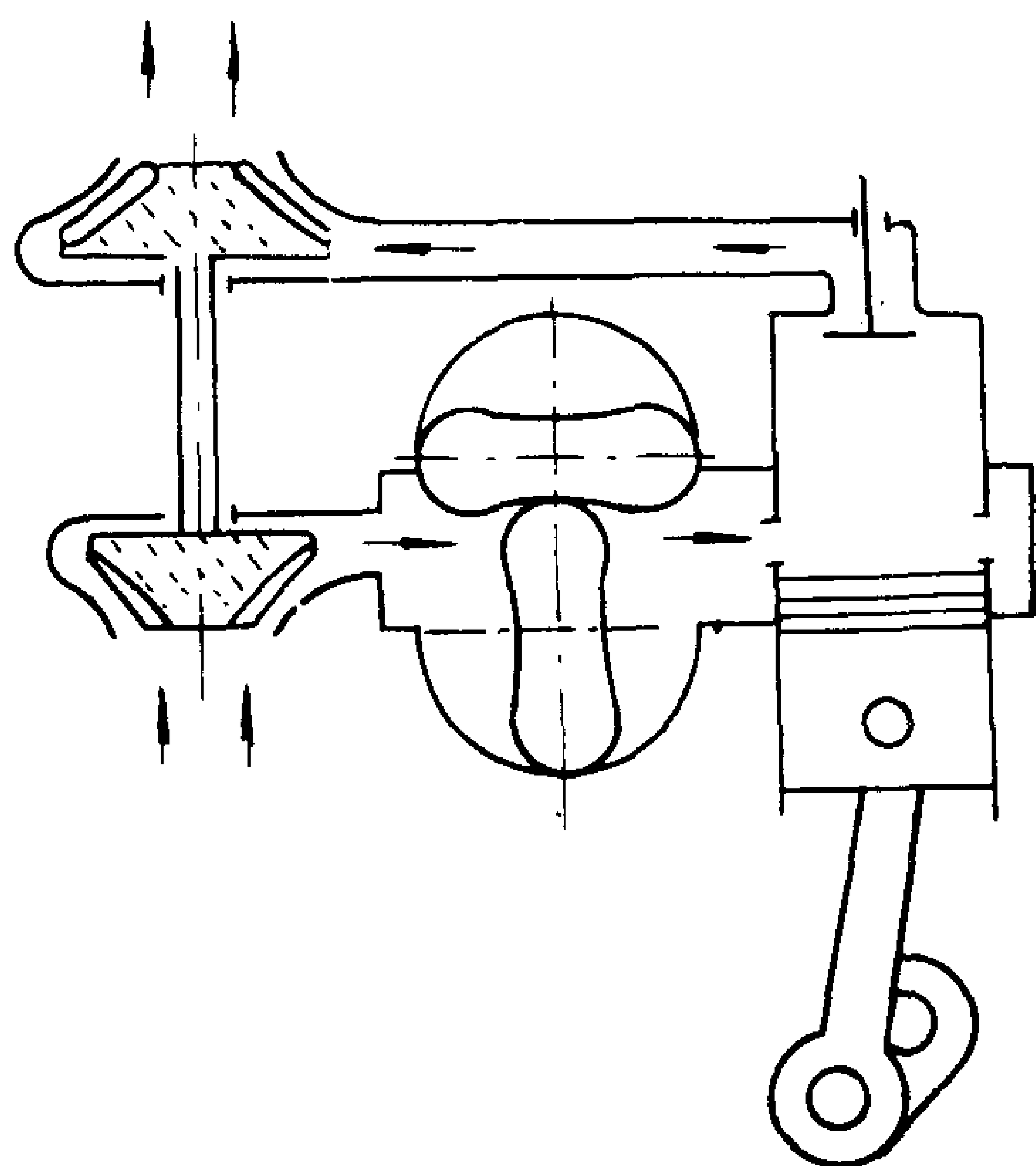


图 4.1.3-3　复合增压系统

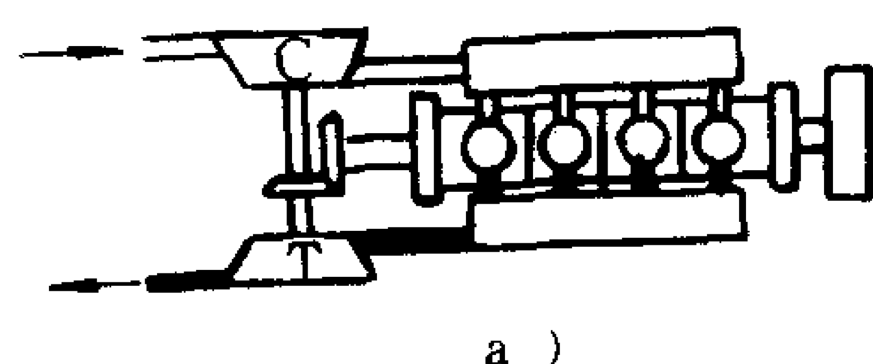
增压器由涡轮和压气机两部分组成，称为废气涡轮增压器，简称涡轮增压器。驱动增压器所需的功率由柴油机的排气能量提供，即柴油机的排气驱动涡轮增压器的涡轮，由涡轮带动同轴上的压气机来压缩空气。在此系统中涡轮增压器与柴油机无任何机械联系，驱动增压器不消耗柴油机的有效功。

1.1.2.3　复合增压系统

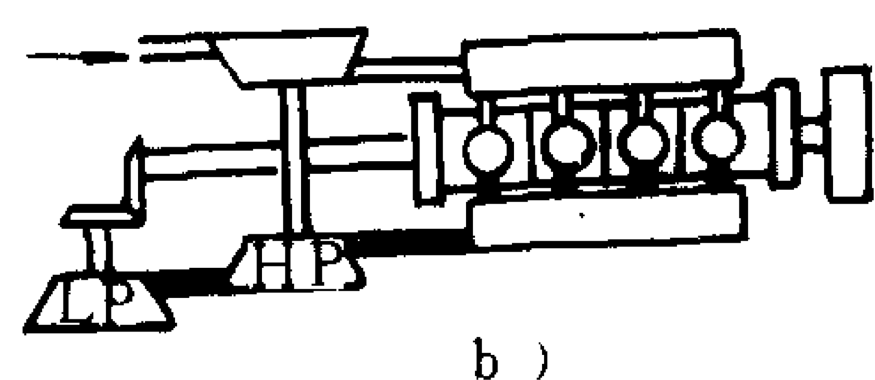
复合增压系统是把机械驱动的增压器和涡轮增压器串联或并联使用（图 4.1.3-3）。它是为适应某些柴油机工作特点或某些特殊用途柴油机的需要而发展的，例如早期的二冲程柴油机，由于柴油机的排气能量不能满足驱动压气机所需的能量，故不得不采用复合增压系统。

1.1.2.4　复合式柴油机

复合式柴油机中涡轮增压器涡轮的能量除驱动压气机之外还直接传给柴油机曲轴，如图 4.1.3-4所示。目前广泛应用的是带动力涡轮的复合式柴油机，如图 4.1.3-4 b）所示。图中涡轮增压器和与柴油机机械联结的动力涡轮串联或并联，动力涡轮的膨胀功直接传给柴油机曲轴。



a ）



b ）

图 4.1.3-4　复合式发动机

a）涡轮驱动压气机并输出功；b）高压涡轮驱动压气机，低压涡轮输出功

1.2　排气能量的利用

1.2.1　排气能量

图 4.1.3-5 为定压增压四冲程柴油机的理论示功图。

柴油机的指示功为图中 $3\text{-}a\text{-}c\text{-}z'\text{-}z\text{-}b\text{-}5\text{-}4\text{-}3$ 面积。其中 $3\text{-}a$代表进气过程，$a\text{-}c\text{-}z'\text{-}z\text{-}b$为压缩、燃烧和膨胀过程，而$b\text{-}5\text{-}4$ 代表排气过程。

压气机消耗的功为面积 $i\text{-}g'\text{-}a\text{-}o\text{-}i$。其中 $3\text{-}a\text{-}0\text{-}2\text{-}3$ 为压缩充满气缸的空气所需要的功，而$i\text{-}g'\text{-}3\text{-}2$ 为压缩扫气空气所需的功。

排气的能量为 $1\text{-}b\text{-}f\text{-}1$。它是排气由排气阀开启时的状态$b$在理想的涡轮中完全膨胀到大气压力时所具有的作功能力。此能量是排气拥有的最大可用能量。

定压增压系统废气涡轮的可用能量为$i\text{-}g\text{-}e'\text{-}f'\text{-}i$面积，它由三部分组成：

1）由排气得到的能量为面积 $1\text{-}5\text{-}e'\text{-}f'\text{-}1$。由于气缸中的燃气流经排气阀的节流和在排气管中不可逆的自由膨胀到背压p_T，故定压涡轮前的燃气参数为e'。排气拥有的最大可用能量 $1\text{-}b\text{-}f\text{-}1$ 中的 $5\text{-}b\text{-}e\text{-}5$ 部分“损失”掉了，损失的能量加热了气体，使气体状态变为e'。面积$e\text{-}e'\text{-}f'\text{-}f\text{-}e$表示损失能量 $5\text{-}b\text{-}e\text{-}5$ 中的回收部分。

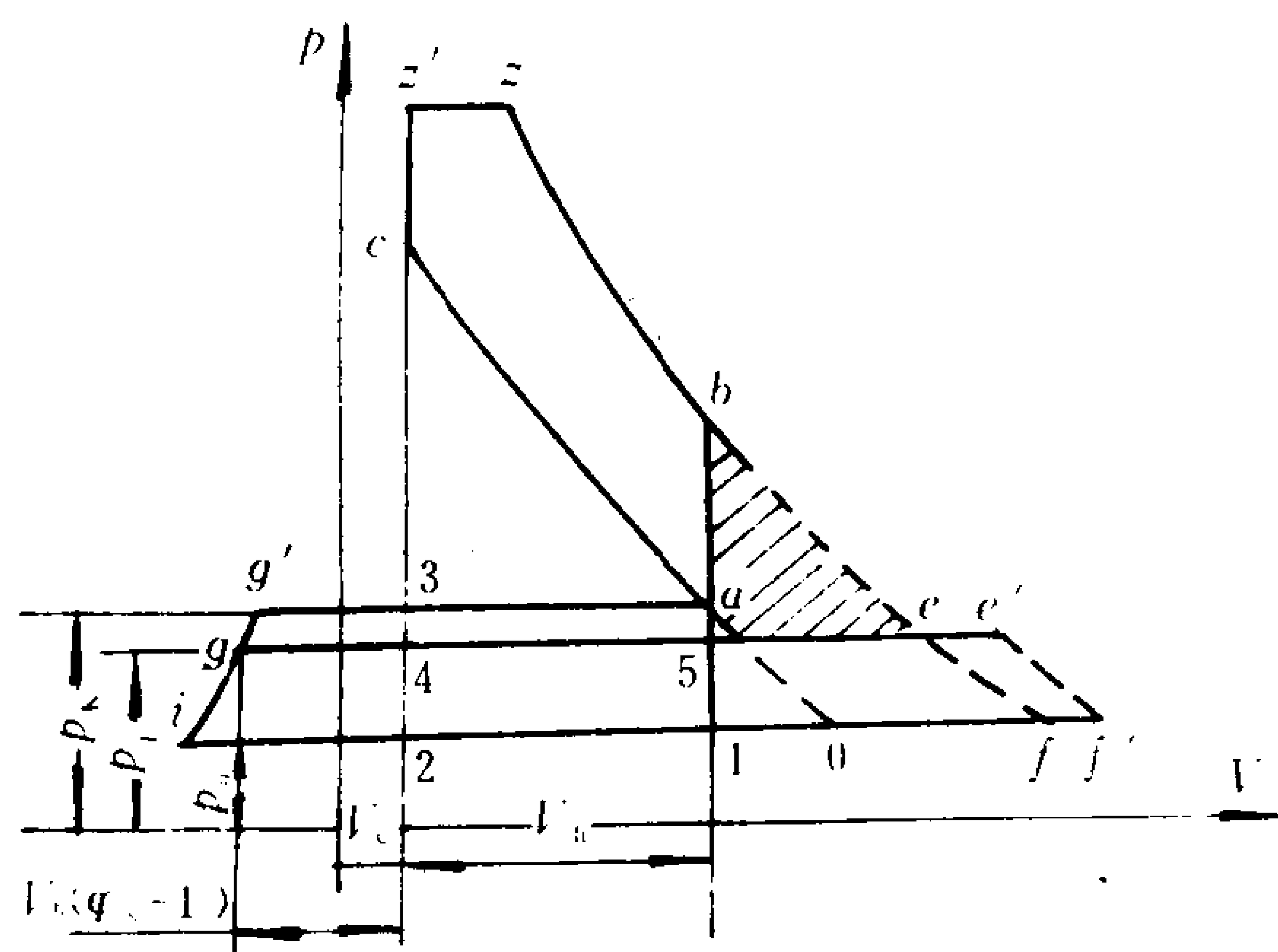


图 4.1.3-5 定压增压四冲程柴油机理论示功图

2）扫气空气流入涡轮膨胀作功时给予涡轮的能量为面积i-g-4-2-i。这部分能量来自压气机。

3）柴油机活塞推出的燃气在涡轮中膨胀作功的能量为面积 2-4-5-1-2，这部分能量是柴油机给予涡轮的。

1.2.2 排气能量的利用

在涡轮增压器中，压气机和涡轮处在同一轴上，故压气机消耗的功率N_k必须等于涡轮发出的功率N_T。

$$N_k = N_T$$

即 $m_k H_k \frac{1}{\eta_k} = m_T H_T \eta_T \eta_{TKm}$

$$H_T = \frac{m_K}{m_T} H_K \frac{1}{\eta_{TK}} \quad (4.1.3\text{-}1)$$

$$\eta_{TK} = \eta_K \eta_T \eta_{TKm}$$

式中： η_{TK}——涡轮增压器效率；

η_T、η_K、η_{TKm}——分别为涡轮效率、压气机效率、涡轮增压器机械效率；

H_T——涡轮得到的排气能量，在图 4.1.3-5 中以面积i-g-e'-f'-i表示；

H_K——压气机所需能量，在图 4.1.3-5 中以面积i-g'-a-o-i表示；

m_T、m_K——分别为涡轮和压气机的流量。

上式表示涡轮和压气机之间能量的平衡关系，足够的排气能量才能保证足够的压气机能量，才能得到所需的增压压力和空气流量。

1.3 增压柴油机主要性能参数

1.3.1 增压空气量

为保证一定量燃料燃烧和气缸扫气所需的空气量G_B可用下式表示：

$$G_B = \alpha\varphi L_0' g_e N_e \quad \text{kg/h} \quad (4.1.3\text{-}2)$$

式中： α——燃烧过量空气系数；

φ——扫气系数；

L_0'——燃烧 1 kg燃油理论上所需的空气量，kg/kg；

g_e——有效燃油消耗率，kg/（kW·h）；

N_e——柴油机功率，kW。

单位功率所需的空气量g_B：

$$g_B = \alpha\varphi L'_0 g_e \quad \text{kg/(kW·h)} \quad (4.1.3\text{-}3)$$

对于大型低速二冲程柴油机，由于α值大，φ值也大，故g_B值大。而小型高速四冲程柴油机，一般α值小，φ值也小，故其g_B值较小。

各种类型柴油机的$\alpha\varphi$值和g_e、g_B值示于表 4.1.3-1 中。

表 4.1.3-1　　增压柴油机$\alpha\varphi$、g_e、g_B值

	$\alpha\ \varphi$	g_e kg/(kW·h)	g_B kg/(kW·h)
四冲程高速柴油机	2.0～2.3	0.224～0.232	6.25～7.9
四冲程中速柴油机	2.3～3.0	0.200～0.214	7.2～8.5
二冲程中速柴油机	2.8～3.3	0.204～0.224	8.5～11
二冲程低速柴油机	3.0～3.6	0.177～0.210	9.5～11

1.3.2 增压空气压力

增压空气所需的压力即柴油机进气管中空气的压力p_S可用下式表示：

$$p_S=\frac{0.797p_e\alpha L'_0T_Sg_e}{\eta_v}\times10^{-6}\ \text{MPa}\qquad(4.1.3\text{-}4)$$

式中：η_v——充气效率；

p_e——平均有效压力，MPa；

α——燃烧过量空气系数；

L'_0——燃烧 1 kg燃油所需理论空气量，kg/kg；

T_S——增压空气的热力学温度即进气管中空气的热力学温度，K；

g_e——有效燃油消耗率，g/（kW·h）。

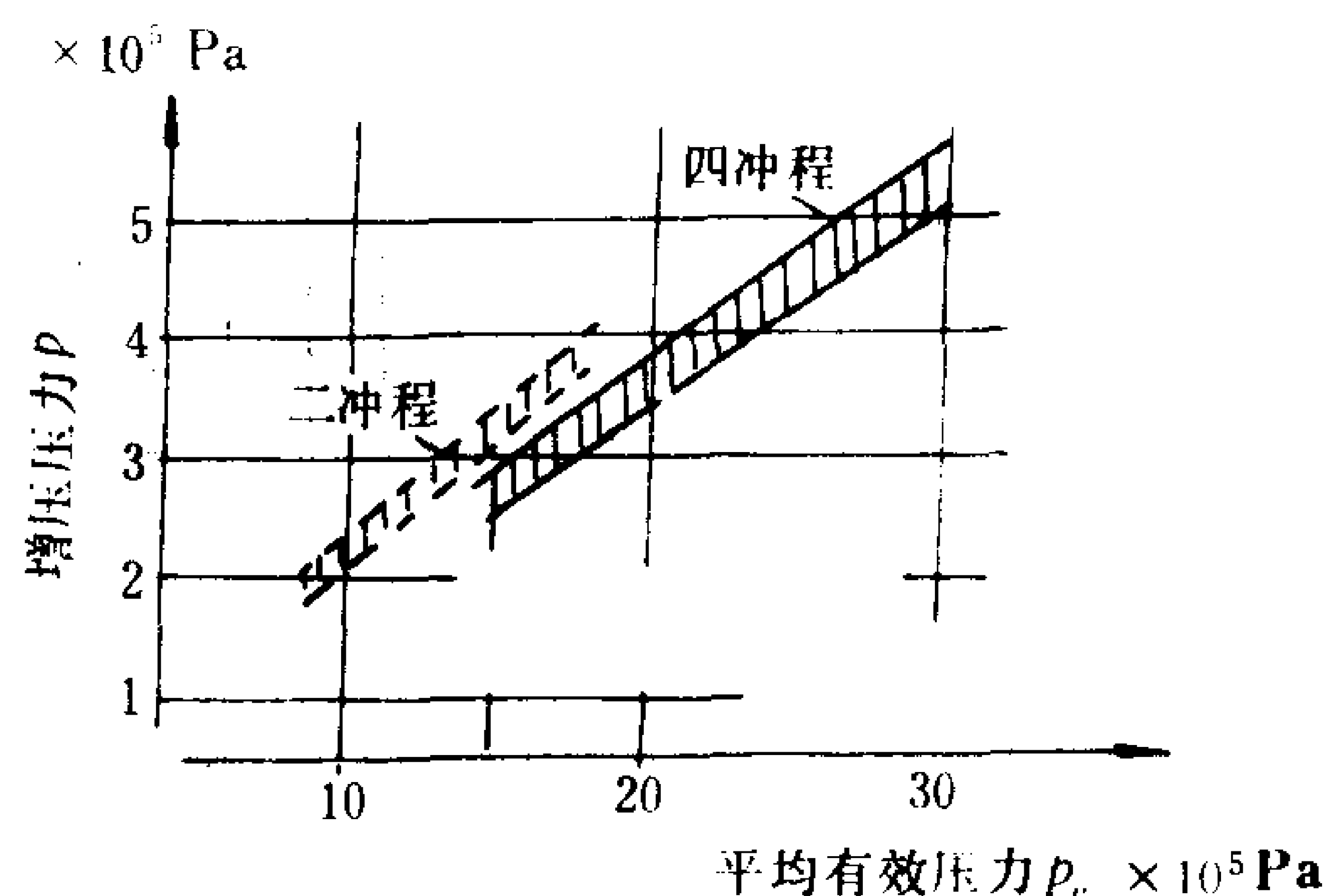


图 4.1.3-6　p_S与p_e的经验关系

对于同类型柴油机，α、g_e、η_v、T_S变化幅度较小，故p_S值主要取决于p_e值。p_S与p_e的经验关系如图 4.1.3-6 所示。

1.3.3 增压空气的热力学温度

增压空气经压气机压缩后的热力学温度可用下式表示：

$$T_k=T_0+\frac{T_0[(\frac{p_k}{p_0})^{\frac{k-1}{k}}-1]}{\eta_k}\qquad(4.1.3\text{-}5)$$

式中：T_k——压气机出口处空气的热力学温度，K；

T_0——压气机进口处空气的热力学温度，K；

p_k——压气机出口处空气压力，MPa；

p_0——压气机进口处空气压力，MPa；

k——空气的比热比；

η_k——压气机效率，一般$\eta_k=0.7\sim0.8$。

图 4.1.3-7 示出了在$\eta_k=0.75$时，在不同T_0下压缩后空气的温升T_k-T_0与压比p_k/p_0的关系曲线。由图中看出：增压压比越高，则温升也越大。

由式中还看出：T_k随η_k的下降而增加，如果在柴油机运行中，压气机出口温度过高，则可能是由于压气机效率下降所致。

1.3.4 增压空气冷却和柴油机前的空气温度

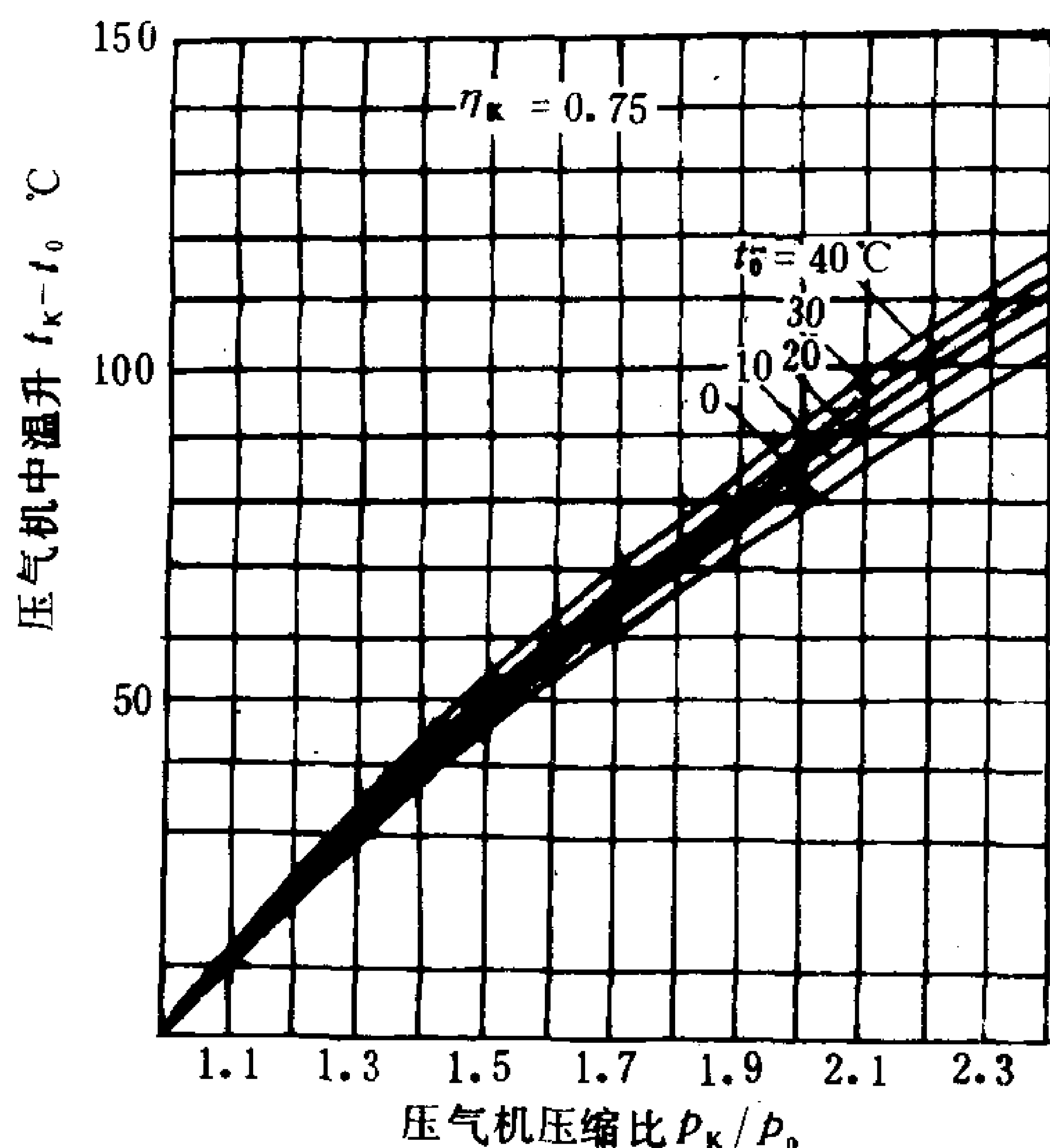


图 4.1.3-7 压气机压比与空气温升的关系

增压空气温度的提高，将使空气密度下降，从而抵消了一部分由于压力提高而带来的密度增加，减少了气缸的充量。增压压比越高，温升也越大，此现象也更为严重。为此经常在压气机出口和柴油机进气管之间设置空气冷却器，使空气冷却后再进入气缸。

采用空冷器后，通过空冷器的温降可用下式表示：

$$T_K - T_S = \eta_{cool}\ (T_K - T_W) \tag{4.1.3-6}$$

式中：T_k——压气机出口处空气的热力学温度；即空冷器进口处空气的热力学温度，K；

T_S——空冷器出口处空气的热力学温度，K；

T_W——空冷器冷却水进口处的热力学温度，K；

η_{cool}——空冷器冷却效率，一般 $\eta_{cool} = 0.75 \sim 0.83$。

图 4.1.3-8 示出了冷却器冷却效率对空冷器出口处空气的热力学温度的影响。

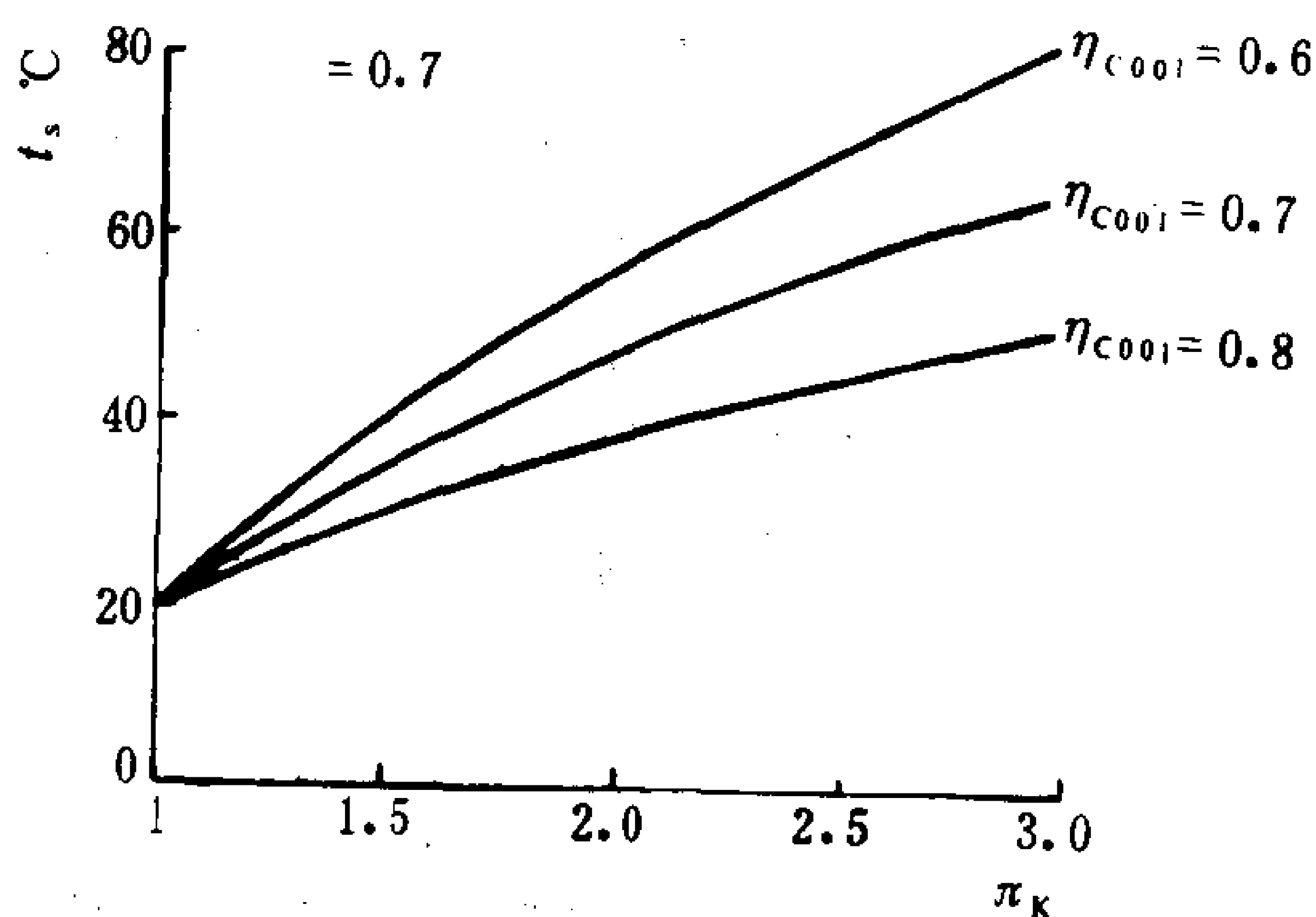


图 4.1.3-8 冷却器冷却效率对空冷器出口处空气的热力学温度的影响

空气流经空冷器时有压力损失，所以空冷器出口处空气压力有所降低，即：

$$p_S = p_K - \Delta p_K \tag{4.1.3-7}$$

式中：p_S——空冷器出口处空气压力，即柴油机进气压力，MPa；

Δp_K——流经空冷器的空气压降，MPa。

压力的降低将使空气密度下降。但一般 Δp_k 值很小，仅在 $1\times10^{-3} \sim 2\times10^{-3}$ MPa 之间，约相当于 p_k 值的 0.8%～0.9%，所以它对空气密度的影响甚微。

在柴油机运行中，空冷器的污阻将使其出口空气的温度升高，压力降低，从而使增压空气密度下降，柴油机性能恶化。

1.3.5 气缸出口处排气平均温度

气缸出口处排气平均温度可由柴油机热平衡方程导出：

$$t_T = \frac{(1-q_w)H_u + \alpha\varphi L'_0 c_{pk} t_s - \eta_i H_u}{(1+\alpha\varphi L'_0)\ c_{pT}} \quad ℃ \tag{4.1.3-8}$$

式中：α——燃烧过量空气系数；

φ——扫气系数；

η_i——指示热效率；

H_u——燃油的低热值，kJ/kg；

L'_o——燃烧1kg燃油所需的理论空气量，kg/kg；

c_{pk}——空气的定压比热，kJ/（kg.℃）；

c_{pT}——燃气的定压比热，kJ/（kg·℃）；

t_s——增压空气温度，℃；

q_w——冷却液带走热量的百分数，

大型低速机 $q_w=15\%\sim20\%$

小型高速机 $q_w=25\%\sim30\%$

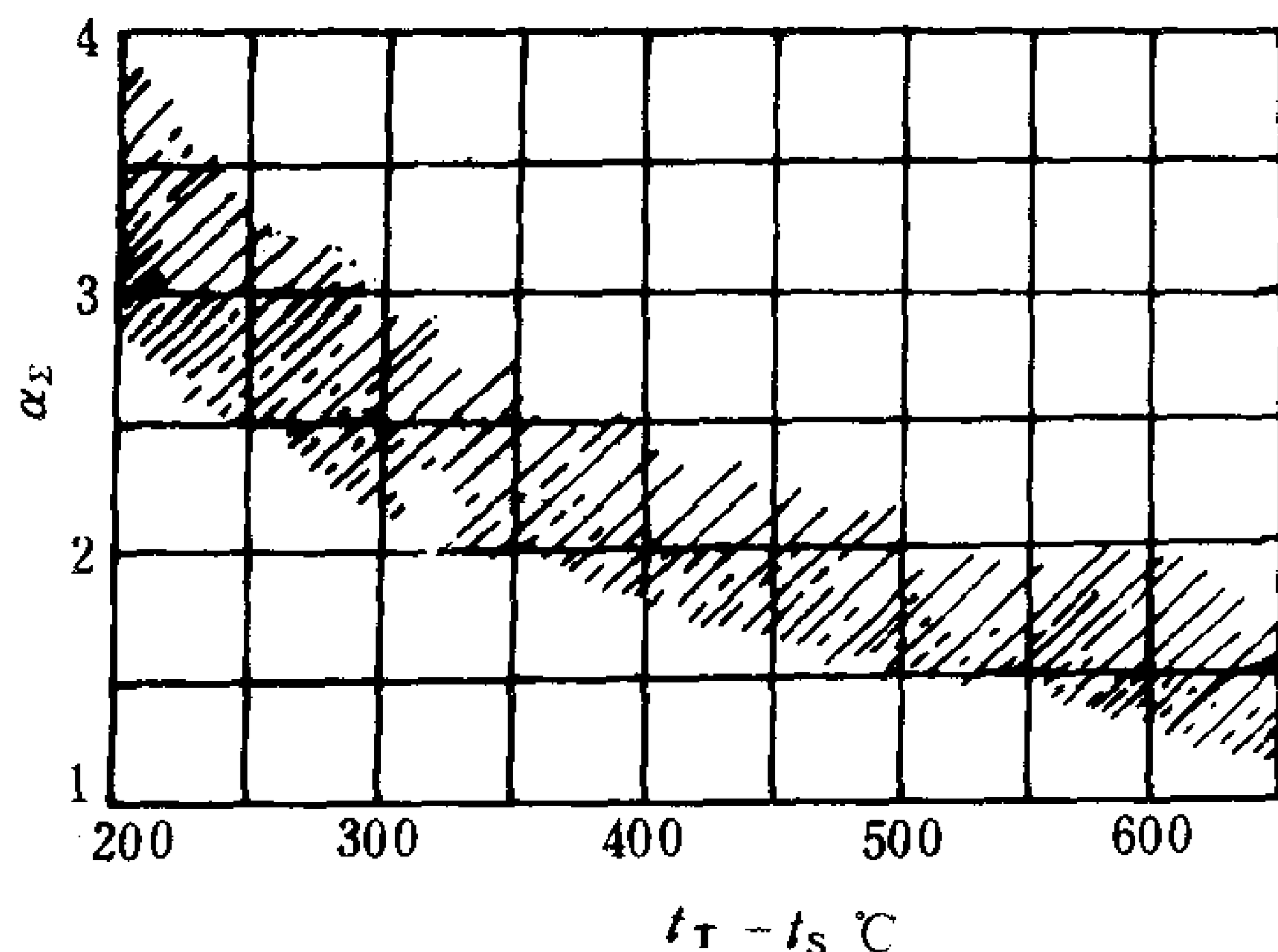


图 4.1.3-9　t_T-t_S与α_Σ的统计关系

由上式看出，气缸出口处排气平均温度主要取决于$\alpha_\Sigma=\alpha\varphi$，四冲程柴油机$t_T$-$t_S$与$\alpha_\Sigma$的关系如图 4.1.3-9 所示。

式（4.1.3-8）所计算的排气平均温度假设气体的流动是稳定的，但是在脉冲增压系统，无论是气缸出口还是涡轮进口，气体压力和温度都是剧烈波动的，在此情况下，用水银温度计或热电偶温度计所测量的温度与上述计算温度有很大的差异。

气缸出口处排气平均温度是评价柴油机热负荷的参数之一，它对排气阀和阀座的热负荷有决定性的影响，在柴油机运行中要将它控制在规定范围之内。

1.3.6　涡轮进口处排气温度

在脉冲增压系统中，用水银温度计或热电偶温度计所测量的涡轮进口处气体温度比气缸出口温度高 50～100℃，其原因如下：

1)在气缸出口处，气体的压力和温度都是剧烈波动的，如在该处插入温度计，将周期地感受气流的高温和低温，不过只有短时间的高温气流流过，比较长的时间是处在低温气流中，此时温度计的读数是温度计感温元件触头与气流之间换热平衡时的温度，在涡轮进口处，一般温度波动下降，二者换热平衡时的温度也将升高。

2)由于从气缸出口到涡轮进口有流动摩擦损失，这些损失增加了排气的内能，使涡轮前温度升高。

3)在实际柴油机中，一般都是几个气缸的排气支管汇集到一根排气总管，那么在同一周期内高温气体通过的次数在涡轮进口处为气缸出口处的x倍，x为接到一根排气总管的支管数目，故温度计感受的温度也高。

一般情况下，采用保温排气管时，涡轮进口处的燃气① 温度为：$t_T=(50\sim60)p_e$，p_e为平均有效压力（MPa）。

涡轮进口处燃气温度是决定涡轮热负荷的主要参数，运行中必须使其在规定范围内。

1.3.7　涡轮进口处燃气压力

涡轮进口处燃气压力可由增压器功率平衡方程求得：

① 为便于区分，这里把柴油机的排气，在涡轮进口处称为燃气。——编注

$$\left(\frac{p_k}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1=\beta\tau\left[1-\left(\frac{p_0'}{p_T}\right)^{\frac{K_T-1}{K_T}}\right] \quad (4.1.3\text{-}9)$$

其中：
$$\beta=\frac{k_T}{k_T-1}\frac{k-1}{k}\frac{R_T}{R}\approx 1$$

$$\tau=\eta_{TK}\left(\frac{T_T}{T_0}\right)\left(1-\frac{1}{\alpha\varphi L'_0}\right)\approx\eta_{TK}\left(\frac{T_T}{T_0}\right)$$

式中：p_0——压气机进口处空气压力，MPa；
p_k——压气机出口处空气压力，MPa；
p_0'——涡轮出口处排气压力，MPa；
p_T——涡轮进口处燃气压力，MPa；
k——空气比热比；
k_T——燃气比热比；
R——空气气体常数，J/(kg·K)；
R_T——燃气气体常数，J/(kg·K)；
T_T——涡轮进口处燃气的热力学温度，K；
T_0——压气机进口处空气的热力学温度，K；
α——燃烧过量空气系数；
φ——扫气系数；
L'_0——燃烧 1 kg燃油所需理论空气量，kg/kg；
η_{Tk}——涡轮增压器效率。

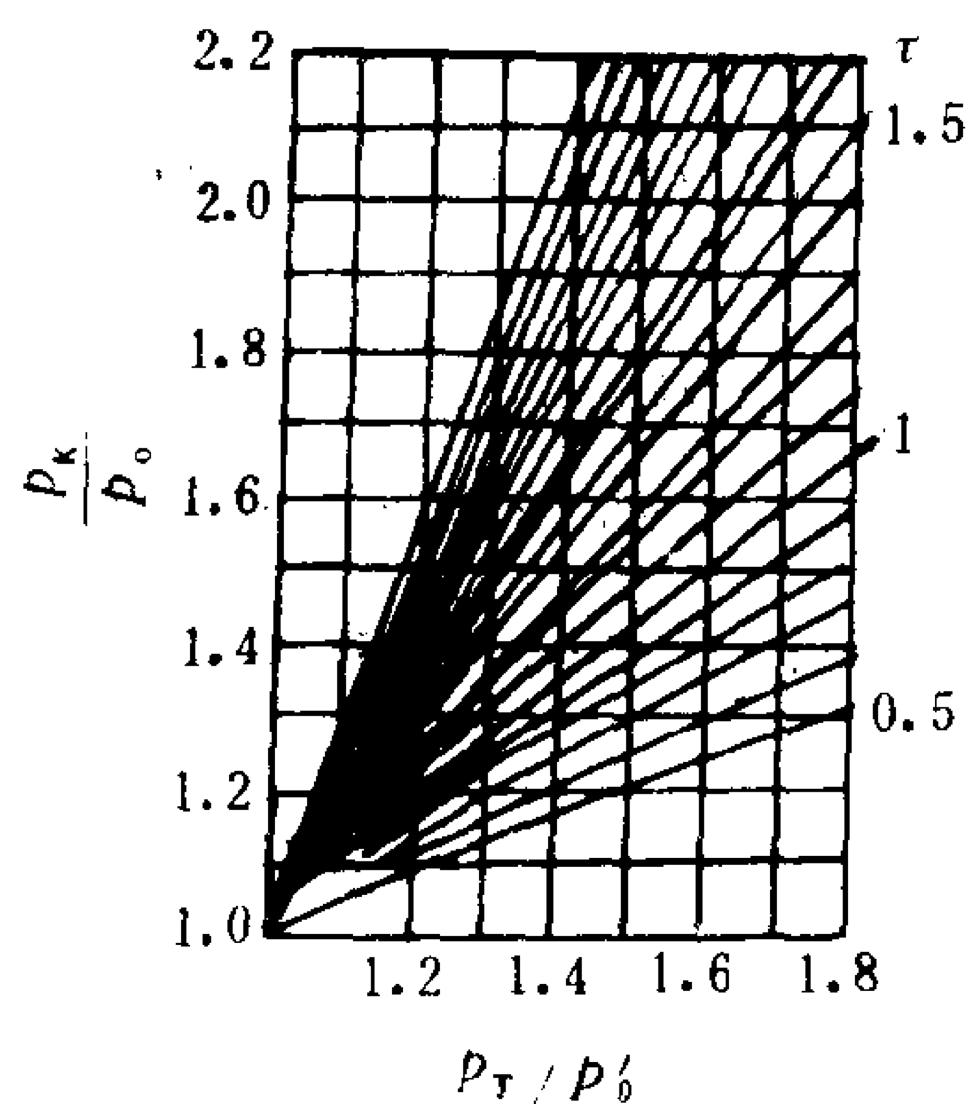


图 4.1.3-10 p_T/p_0与p_k/p_0的关系曲线

图 4.1.3-10 是根据上式在$\beta=1$时，在不同τ值下绘制的p_k/p_0和p_T/p_0'的关系曲线，由曲线看出：

1) 在相同的τ值下，p_T/p_0'增加，则p_k/p_0增加，即涡轮进口处燃气压力是决定增压压力的主要参数。但p_T增加，将使柴油机的排气功增加，油耗率相应上升。

2) 在相同的p_T/p_0'值下，τ值增加，p_k/p_0值也增加。而$\tau\approx\eta_{Tk}\left(\frac{T_T}{T_0}\right)$，即增压器效率和涡轮进口处燃气的热力学温度也是决定增压压力的主要参数。但T_T增加，意味着燃烧恶化，柴油机热负荷加大，这是不允许的，而提高η_{Tk}则应是追求的目标。

3) 对于二冲程柴油机和大部分四冲程柴油机，为保证气缸和燃烧室的扫气，必须保证p_k高于p_T，即工作点应处于图中通过原点的45°对角线的上部分，这意味着要求较高的τ值，即要求高的η_{Tk}和T_T值。而二冲程柴油机的T_T值较低，故要求增压器必须具有更高的效率。

1.3.8 最高爆发压力

增压柴油机，由于进气压力的提高，相应的提高了压缩终点压力和最高爆发压力。最高爆发压力p_z是决定柴油机机械负荷的主要参数，同时p_z值对柴油机燃油消耗率有重大影响，高的p_z值意味着柴油机更接近定容燃烧，放热速率大，从而使耗油率降低。

从上述因素考虑，不同类型的柴油机在设计时都规定了最高爆发压力的极限值。对高速柴油机：p_z＝（8～10）p_e，而中速柴油机：p_z＝（5～8）p_e。运行中应注意不能超过规定值。

1.3.9 压缩比

为了降低最高爆发压力，增压柴油机均采用较非增压柴油机低的压缩比，一般压缩比ε＝11～14。某些高增压柴油机采用的压缩比低于11。但压缩比过低不但使柴油机热效率降低、同时起动性能亦变差，在压缩比低于11时，往往需要采用特殊的起动措施。

1.3.10 机械效率

增压柴油机由于最高爆发压力的增加，使柴油机机械摩擦损失相应增大，从而使机械损失功率加大。机械损失平均压力p_m可用以下经验公式估算：

对于四冲程增压柴油机：

$$p_m = D^{-0.1778}(0.00839\,c_m + 0.00774p_e - 0.021)\ \text{MPa} \tag{4.1.3-10}$$

对于二冲程增压柴油机：

$$p_m = D^{-0.1988}(0.00813\,c_m + 0.00814\,p_e - 0.029)\ \text{MPa} \tag{4.1.3-11}$$

式中：D——气缸直径，m；

c_m——活塞平均速度，m/s；

p_e——平均有效压力，MPa。

虽然增压柴油机机械损失的平均压力p_m增加，但是由于平均指示压力增加幅度更大，因而$\eta_m = 1 - p_m/p_i$较非增压柴油机仍然要大。一般增压柴油机η_m＝0.8～0.94。增压与非增压柴油机机械效率如表4.1.3-2所示。

表4.1.3-2　**增压与非增压柴油机的η_m值**

	非　增　压	增　　压
四冲程柴油机	0.78～0.85	0.80～0.94
二冲程柴油机	0.70～0.80	0.75～0.94

1.3.11 燃油消耗率

涡轮增压柴油机在提高功率的同时也提高了柴油机的有效效率，降低了燃油消耗率，其主要原因如下：

1）机械效率随平均有效压力的增加而提高。

2）涡轮增压柴油机一般都采用大的燃烧过量空气系数，从而提高了柴油机的指示热效率。

3）四冲程柴油机采用涡轮增压后，其换气功的损失减少，泵气功可变成正值或减少其负值。

4）采用增压空气冷却时，经过冷却的空气进入气缸，可减少气缸散热损失。

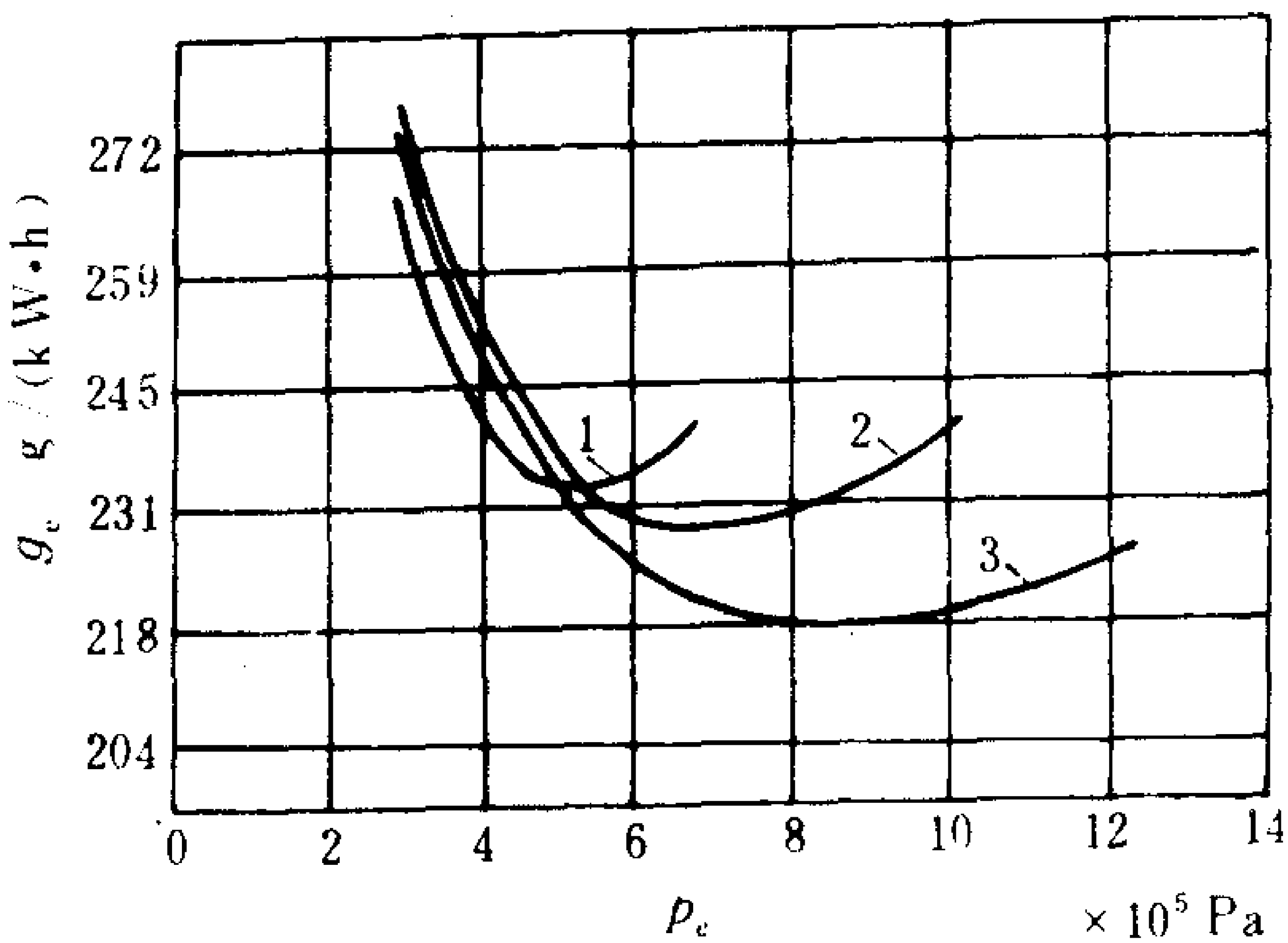


图4.1.3-11　不同增压压力柴油机的耗油率曲线

1-非增压；2-增压p_k＝1.5×10⁵Pa；3-增压p_k＝2.1×10⁵Pa

涡轮增压柴油机有效效率提高的主要原因是由于机械效率的增加。非增压和不同增压压力柴油机的燃油消耗率曲线如图4.1.3-11所示。从图中看出，增压压力越高，其高负荷范围

的燃油消耗率越低，且其低油耗区延伸的功率范围也越大，只有在低负荷范围，由于增压后机械损失平均压力较高，其油耗较非增压柴油机高。

2 涡轮增压器

2.1 组成及分类

2.1.1 组成

涡轮增压器由压气机和涡轮两个主要部分以及支承装置、密封装置、冷却系统、润滑系统所组成。

2.1.2 分类

1）按轴承布置型式分类

根据压气机、涡轮和轴承相对位置可将现有的涡轮增压器归纳为外置轴承、内置轴承、内外置轴承和悬臂轴承等四种型式。它们的优缺点见表 4.1.3-6。

2）按涡轮的型式分类

涡轮增压器用的压气机基本上采用离心式压气机。而涡轮，在大型增压器中多采用轴流式涡轮；在小型增压器中则采用径流式涡轮。所谓轴流式涡轮是指燃气在涡轮内的流动方向平行于转子轴的轴线方向；径流式涡轮则是指燃气在涡轮内沿径向（即垂直于转子的轴线方向）流动。图 4.1.3-12 所示为典型的轴流式涡轮、径流式涡轮的效率与工作轮直径、近似的柴油机功率的关系曲线。

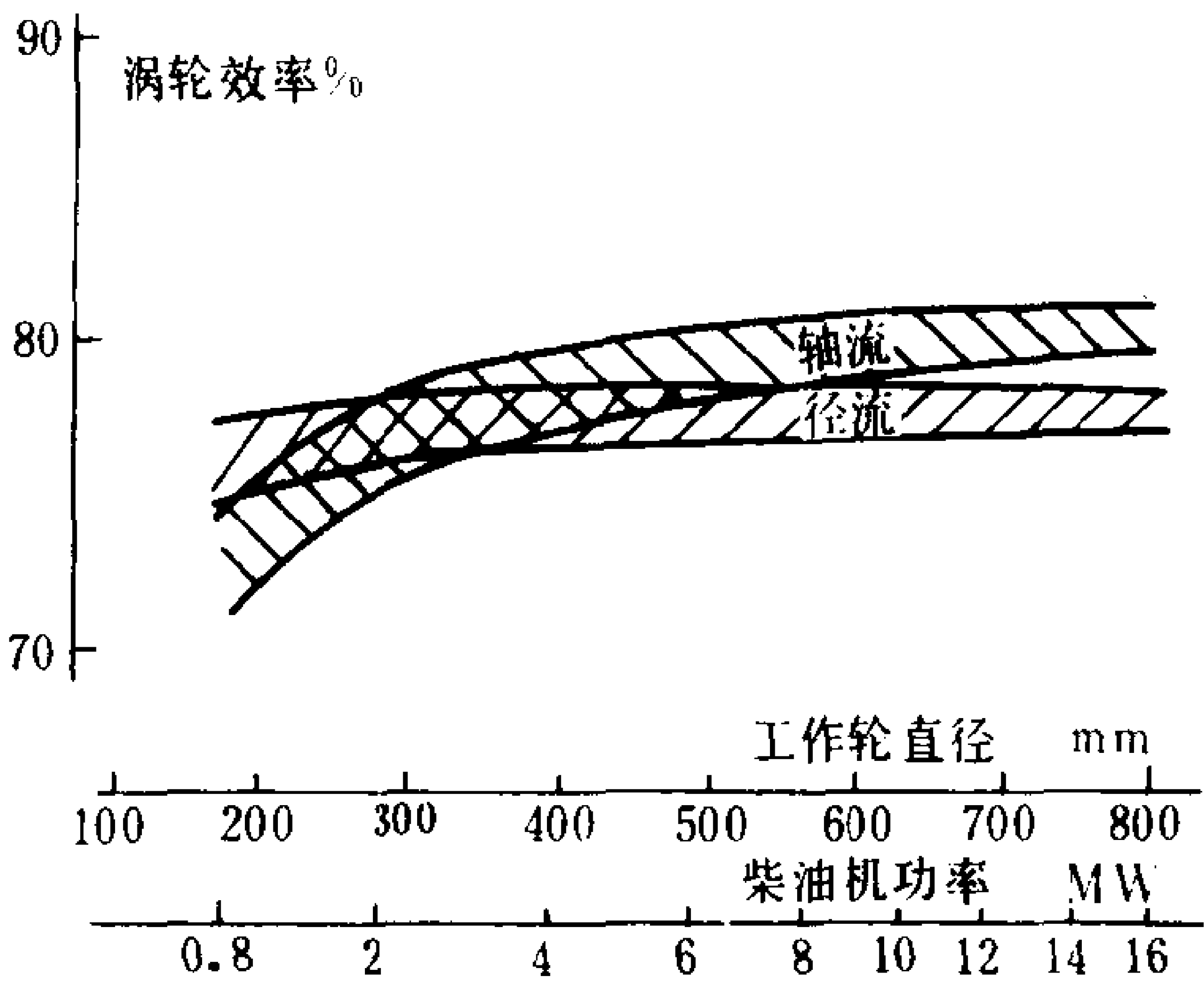


图 4.1.3-12 轴流式和径流式涡轮尺寸对涡轮效率的影响

因此，根据所采用的涡轮型式，可将涡轮增压器分成两类：

（1）轴流式涡轮增压器（简称轴流增压器）。

（2）径流式涡轮增压器（简称径流增压器）。

通常对于功率为 2000 kW或更大的柴油机采用轴流涡轮增压器比较合适。如果以压气机工作轮直径为标准，超过 300 mm时完全采用轴流增压器，界于 160 mm和 300 mm之间时，径流和轴流增压器都可采用，小于 160 mm时通常都采用径流增压器。

3）根据涡轮壳体分类

进入涡轮的燃气温度很高，为了防止涡轮壳体向外散热以及壳体受热变形，以保证两轴承对中良好，使增压器稳定运行，将涡轮壳体做成夹层结构，将冷却水通入夹层进行冷却。具有这种结构的增压器称为水冷式涡轮增压器。另外，也有很多增压器不用水冷却而任其壳体向外散热或者在壳体外包扎隔热物，这就是非水冷式涡轮增压器。通常大型增压器多采用水冷式，小型的则多采用非水冷式。不过，近年来在大型涡轮增压器中也有采用非水冷式。

2.2 离心式压气机

2.2.1 离心式压气机的组成及其作用

离心式压气机由以下几部分组成（图4.1.3-13）：

1）进气壳

进气壳引导气体通过气道均匀地进入工作轮，以减小进口处的流动损失和绕流强度。对于大、中型涡轮增压器，在进气道前还装有滤清消声器，其作用是净化空气和减小噪声。

2）工作轮

工作轮是离心式压气机的旋转部分，也是压气机向空气传递机械能的唯一部件。空气流径工作轮以后，其压力、温度和绝对速度都显著提高。

3）扩压器

从工作轮流出的空气具有很高的速度，扩压器就是将这部分动能有效地转变成压力能。扩压器分为无叶扩压器和叶片扩压器两种。

4）蜗壳

蜗壳的主要作用是将从扩压器出来的空气汇集起来，经出气管送入中冷器或直接进入柴油机气缸。蜗壳还可将空气继续进行压缩，使流出扩压器后仍然较高的气流速度降低到蜗壳出口处所要求的速度，从而进一步提高空气压力。

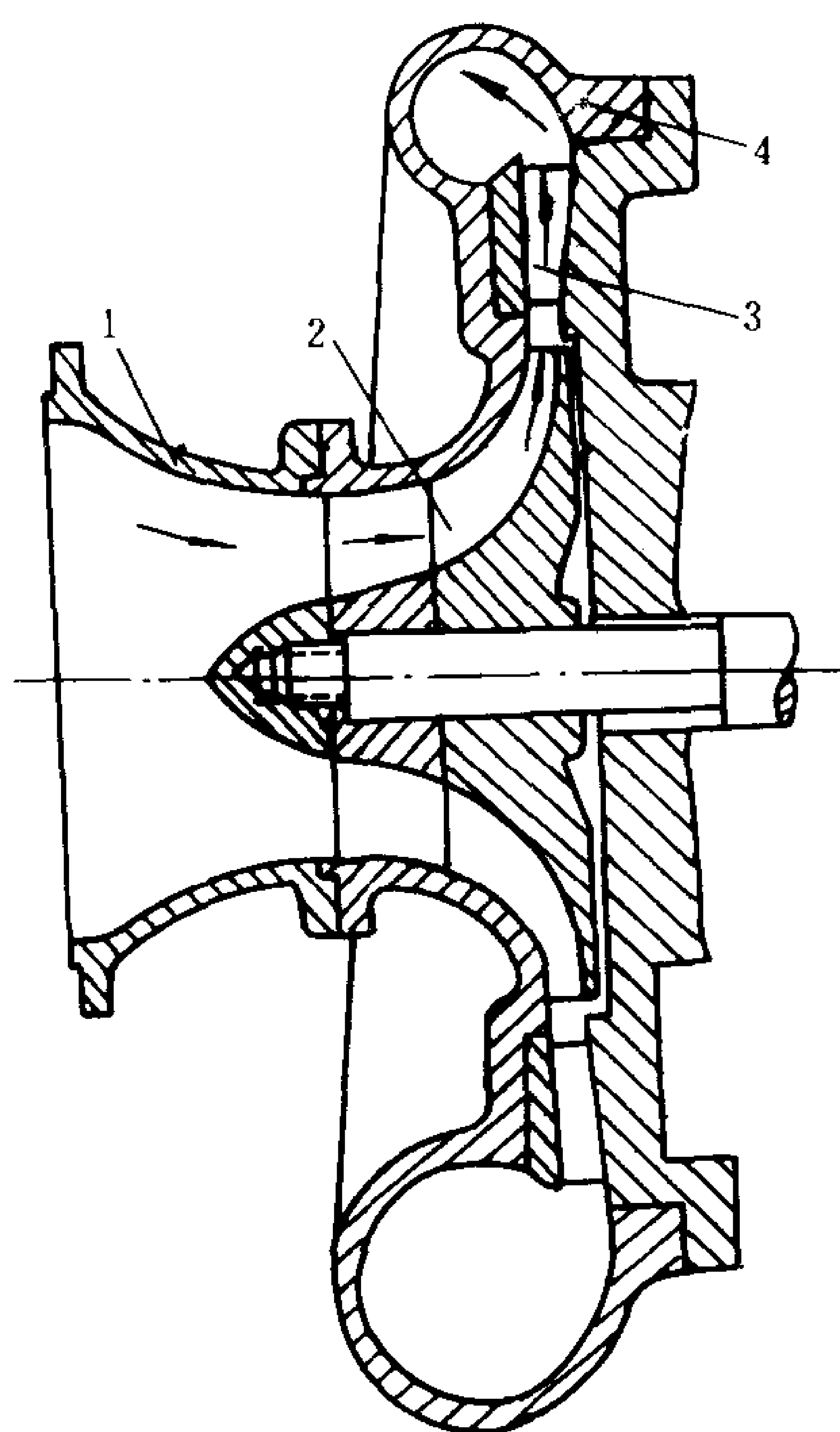


图4.1.3-13 离心式压气机示意图

1-进气壳；2-工作轮；3-扩压器；4-蜗壳

2.2.2 离心式压气机各部件的结构型式

1）进气壳

进气壳结构如图4.1.3-14所示。

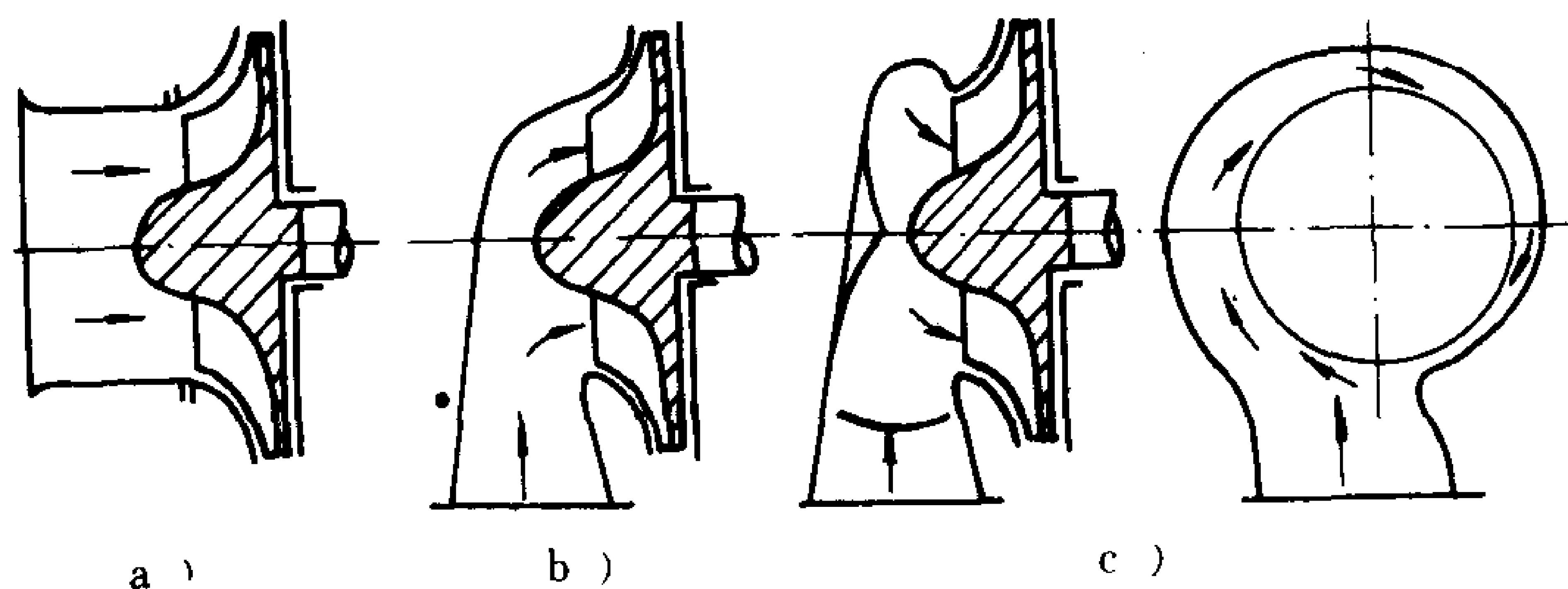


图4.1.3-14 进气壳结构型式

a）轴向进气；b）径向进气；c）蜗形进气

在有些压气机中，也有把进气壳与蜗壳铸造成整体的。

进气壳一般采用铝合金铸造(如ZL 102，ZL 104等)。壳体流道内表面不进行机械加工。为了减小流动阻力，壳体内表面应保持平滑光洁。

有些涡轮增压器进气壳前装有空气滤清消声器（图4.1.3-46、图4.1.3-53、图4.1.

3-58)。

空气滤清器的滤芯是将杂乱铜丝（或钢丝）以及短铜管等材料叠放在一起组成。为了提高除尘效果，在滤芯的外面还绕有很细的金属滤网。

通常，在空气滤清器的内腔设有消声器。消声器是在流道内设置消声面，为了增大消声面，往往用若干导流片将流道分隔开。消声面通常是将比较厚(5～15 mm)的吸声材料用铆钉或粘结剂固定在流道内壁和导流片壁面上。吸声材料采用工业用羊毛毡，也可采用玻璃纤维、合成树脂等。

2)工作轮

工作轮的轮盘和叶片型式如图 4.1.3-15 和图 4.1.3-16 所示。

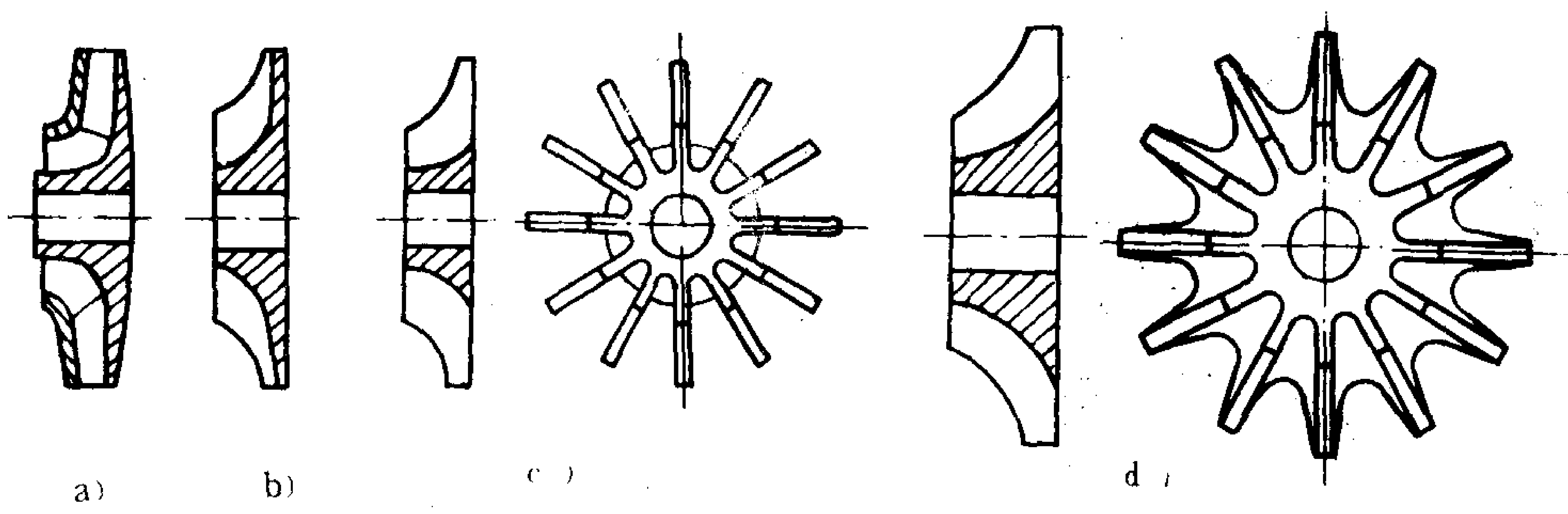


图 4.1.3-15 工作轮轮盘型式

a) 闭式；b) 半开式；c) 开式；d) 星形

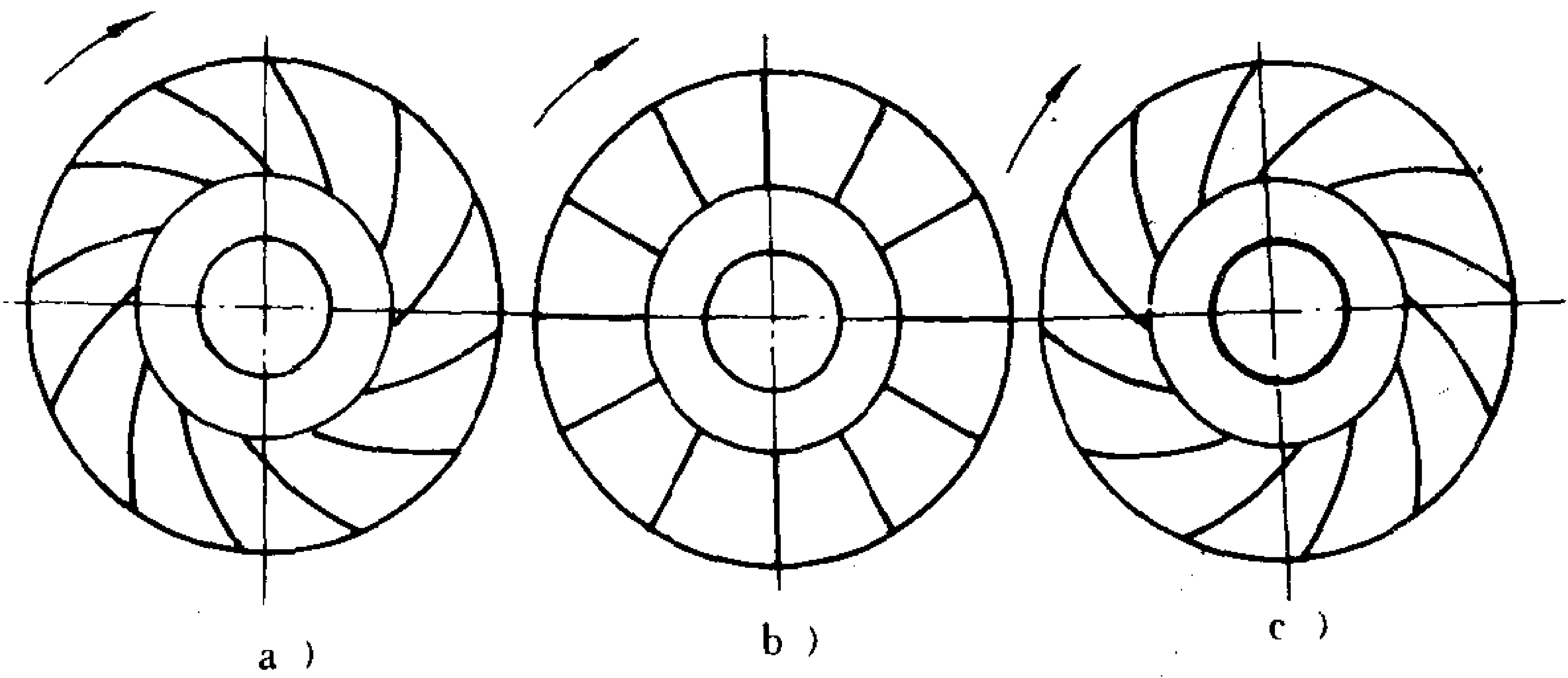


图 4.1.3-16 工作轮叶片型式

a) 后弯式；b) 径向式；c) 前弯式

涡轮增压器压气机的工作轮普遍采用半开式轮盘，径向式或后弯式叶片。为了减小后弯式叶片工作轮出口作功的不均匀性和叶片的弯曲应力，近年来又出现了一种所谓后弯-前倾叶片(又称后掠式叶片)。这种叶片是使叶片在后弯的基础上再向工作轮旋转方向倾斜一个角度。

工作轮由导风轮和叶轮组成（图4.1.3-17)。导风轮和叶轮既可作成一个整体，也可分开制造。在导风轮和叶轮分开的结构中，为了减小气体脱流，常在接合处将叶轮叶片前端 A 处削薄（图 4.1.3-17)。导风轮和叶轮有两种接合形式。一种是两者轮毂紧贴（$\delta_2=0$)，此时导风轮和叶轮叶片接合处可能有间隙（$\delta_1>0$)。另一种是两者轮毂接合处压牢（$\delta_1=0$)，

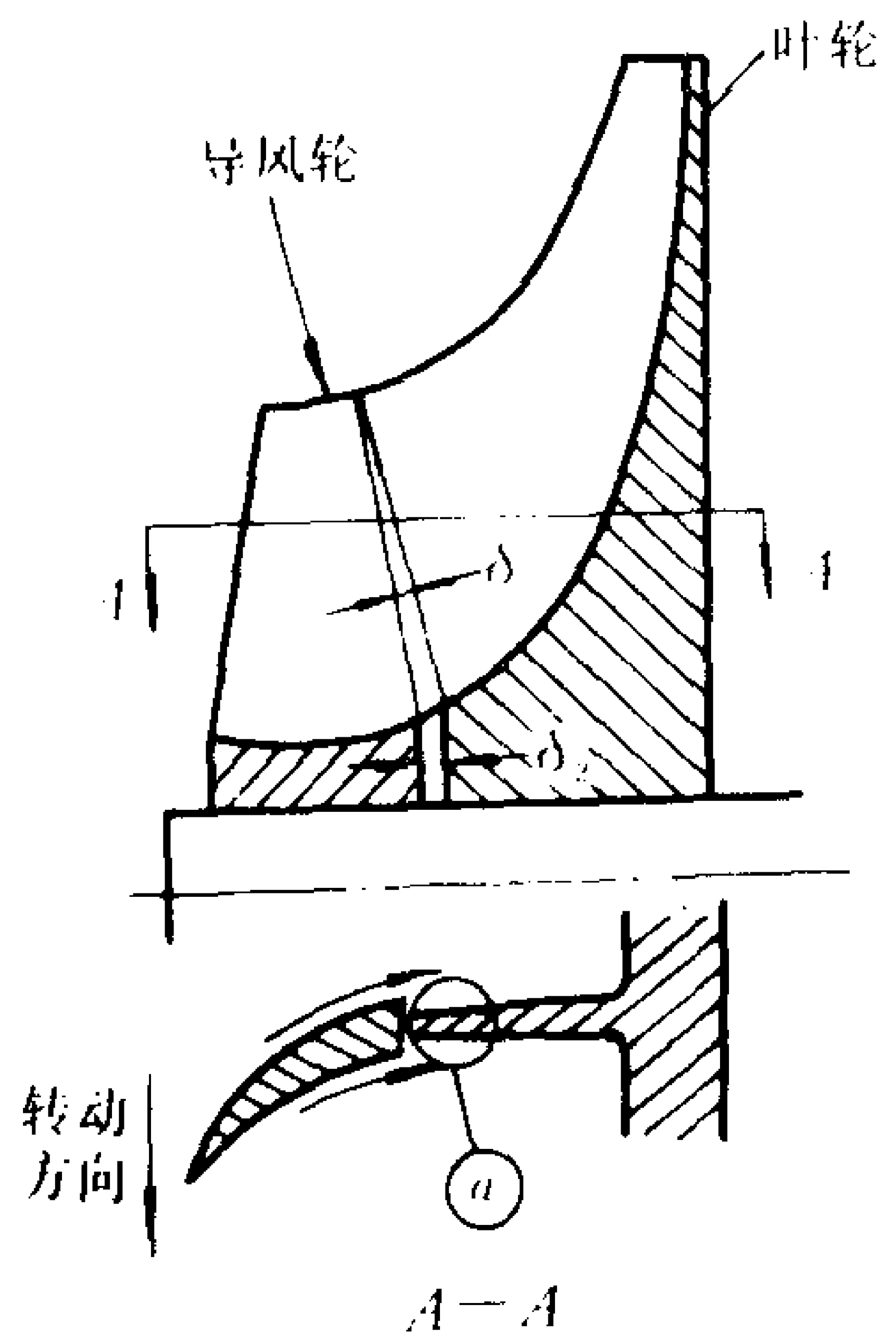


图 4.1.3-17 导风轮和叶轮的结合

这有利于抑制导风轮叶片在圆周方向的振动，防止叶片断裂。

工作轮与转轴的连接采用平键、花键、过盈配合以及过渡配合加端部螺母压紧等方式。在选用连接方式时，必须保证转子在高速旋转时其中心不致偏移，同时还保证有足够的强度可靠地传递扭矩。

工作轮采用机械加工（仿形铣、四坐标或五坐标数控铣削等）或精密铸造。当导风轮和叶轮分开单独制造时，叶轮采用模锻或锻造毛坯直接机械加工，而导风轮则采用机械加工或精密铸造。铸造工作轮的流道一般不再机械加工，但最好作喷丸处理以硬化表面和减少表面粗糙度。

铝合金工作轮通常要进行阳极化处理以防止腐蚀。

工作轮材料优先采用铝合金。导风轮一般选用 ZG 2 Cr 13、ZG 20 CrMoV、ZL 201、ZL 204；叶轮选用LD 4、LD 5、LD 8、LD 10 等。如果是整体工作轮，则依加工方法的不同相应采用铸造材料（工作轮圆周速度 $u_2 \leq 430$ m/s）或锻造材料。当工作温度超过 200℃时，铝合金的强度迅速降低。因此，压气机单级压比超过 4.5 以后，应改用其它材料（如钛合金）。

3）扩压器

扩压器分为无叶扩压器和叶片扩压器两种。无叶扩压器效率较低，但对变工况适应性好；叶片扩压器扩压能力大，设计工况效率高，但变工况性能较差。工况变化频繁的涡轮增压器通常都采用无叶扩压器（如车用涡轮增压器），大多数中、大型涡轮增压器都是同时采用两种型式的扩压器。

无叶扩压器位于工作轮出口，是一个由前、后平壁组成的环形空间，两壁可平行布置，也可做成正锥形或倒锥形。

叶片扩压器紧接无叶扩压器之后，其常用结构如图 4.1.3-18 所示。近年来又出现了所谓管式扩压器和双列叶栅叶片扩压器。

叶片扩压器可整体铸造后再进行抛光，也可用铸造材料或锻造材料机械加工而成。

叶片扩压器用螺栓固定于壳体上，或者直接靠壳体平面压紧固定。

扩压器材料可选用ZL 102、ZL 104、ZL 110、LD 4、LD 5 等。

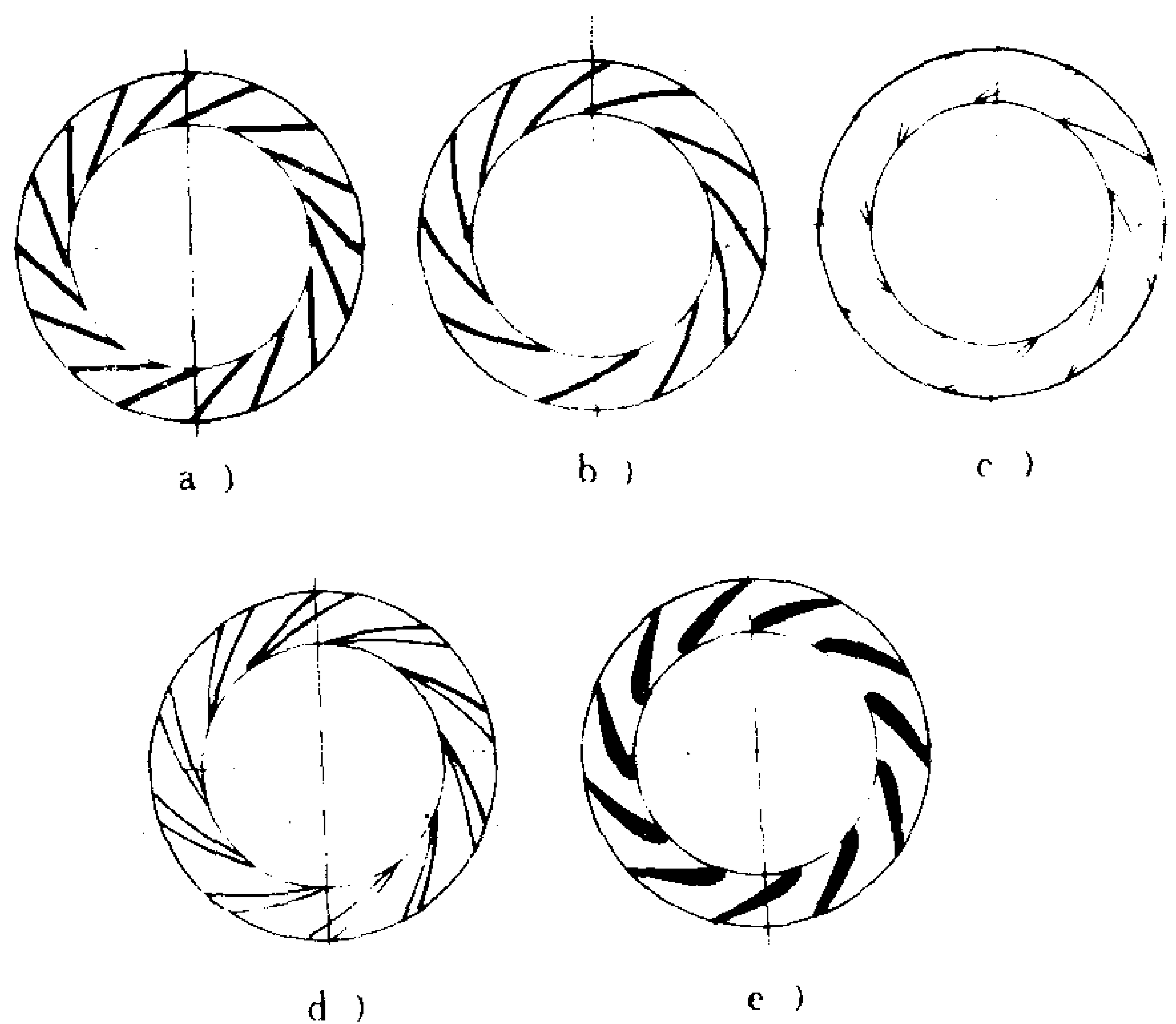


图 4.1.3-18 叶片扩压器结构型式

a）直板形；b）单圆弧形；c）双圆弧形；d）三角形；e）机翼形

大型或高增压比增压器的扩压器也有采用铸铁的。

4）蜗壳

小型涡轮增压器的压气机蜗壳通常都做成一个整体（图4.1.3-58、图4.1.3-62、图4.1.3-63）。大型涡轮增压器的压气机蜗壳则分开制成内、外两部分，即所谓内、外蜗壳（图4.1.3-46、图4.1.3-47、图4.1.3-48）。

根据柴油机对增压的要求，压气机蜗壳可以做成单出口，也可以有几个出口。

蜗壳均采用金属模、树脂自硬砂和木模造型铸造，然后进行机械加工。毛坯需经清砂和热处理，流道不再加工，经涂漆即可。蜗壳需经水压试验，试验压力一般不小于0.4 MPa，历时5 min无渗漏现象。

蜗壳材料选用ZL 101、ZL 102、ZL 104、ZL 105、ZL 111等铝合金。大型高压比压气机蜗壳也有采用铸铁的，这不仅可提高壳体的强度，而且铸铁吸声性能比铝合金好，可起到降低噪声的作用

2.3 轴流式涡轮

2.3.1 轴流式涡轮的组成及其作用

轴流式涡轮由以下五部分组成（图4.1.3.19）：

1）进气壳

进气壳的进口连接柴油机的排气管，柴油机排出的燃气通过进气壳进入喷嘴环和工作轮。

2）喷嘴环

喷嘴环又称导向器。喷嘴环将柴油机排出的燃气的压力能部分地转变为动能。燃气流经喷嘴环后，其压力和温度降低，而气流速度提高。从喷嘴环出来的燃气以一定大小的速度和规定的方向进入工作轮。

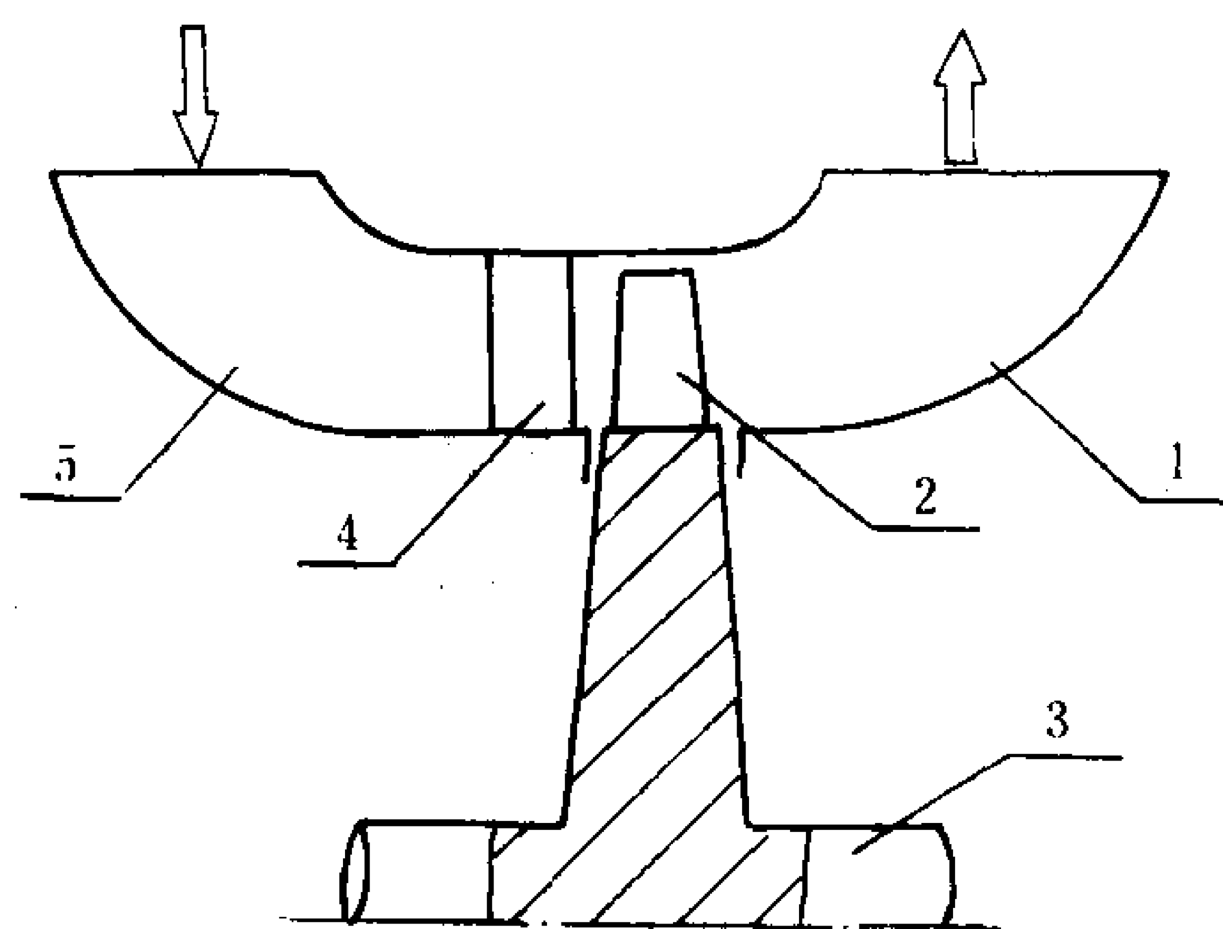


图4.1.3-19 轴流式涡轮示意图

1-排气壳；2-工作轮；3-涡轮轴；4-喷嘴环；5-进气壳

3）工作轮

涡轮增压器通常采用反动式涡轮（反动度$\rho_T>0$），因而从喷嘴环出来的燃气继续在工作轮中膨胀，将其动能和压力能转变为机械功。

4）排气壳（中间壳）

排气壳的作用主要是将已经作过功的燃气顺畅地引入排气管，然后排入大气或余热利用装置。

5）涡轮轴

涡轮轴主要用来将涡轮工作轮和压气机工作轮连接在一起，从而起传递扭矩的作用。

一列喷嘴叶栅与一列工作叶栅组成涡轮的一个级。涡轮有单级和多级之分。涡轮增压器大多采用单级涡轮。

2.3.2 轴流式涡轮各部件的结构型式

1）进气壳

为了适应增压系统和柴油机各种缸数的需要，涡轮进气壳可以做成1至4个进气口；在进气方向上也可分成轴向进气、切向进气和径向进气等形式（图4.1.3-20）。

涡轮进气壳分水冷壳体（图 4.1.3-47、图 4.1.3-55）和非水冷壳体（图 4.1.3-48、图 4.1.3-53）两种。水冷壳体适用于大型涡轮增压器，而非水冷壳体一般适用于小型涡轮增压器。水冷壳体与非水冷壳体相比，其燃气温度可降低 10～20℃（二冲程）和 20～30℃（四冲程），涡轮效率降低 1%～3%，而且壳体容易产生硫酸腐蚀。因此，水冷壳体虽然对轴承工作有利和改善工作环境等方面的优点，但目前有些大型涡轮增压器已采用在壳体外壁包扎隔热物的非水冷壳体。

对于水冷壳体，冷却水必须从壳体最低位置进入，从最上部流出。因此，当总体布置要求进气壳在圆周方向改变位置时，进气壳在结构上应能保证冷却水进、出口处于最佳位置。

进气壳材料选用普通铸铁或合金铸铁，如 HT 24-44（CuCr）、HT 25-47（CrNi）、HT 25-47（CuCrMo）、HT 28-48（CuCrMo）等（括号内表示铸铁中含有的金属元素）。

对于高速柴油机的涡轮增压器，进气壳往往采用与压气机蜗壳相同的铸铝合金，但壳体必须铸有供冷却用的水夹层。

为了减少气流阻力损失，进气壳的流道截面积按一定的规律变化，铸造成型的流道表面要求平滑光洁。

同压气机蜗壳一样，涡轮进气壳也需进行水压试验，试验水压不小于 0.4 MPa，历时 5 min 无渗漏现象。

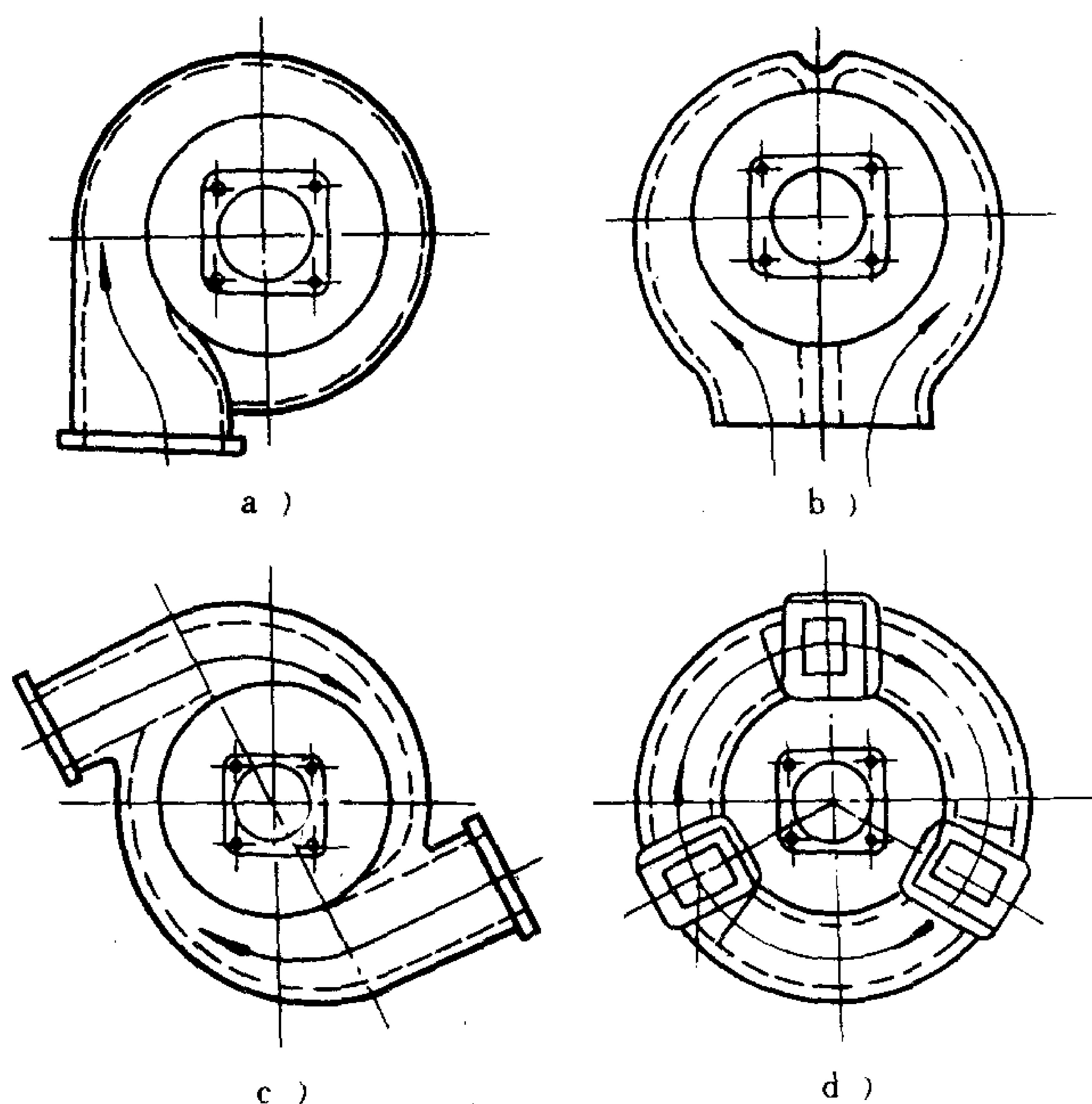


图 4.1.3-20　涡轮进气壳结构型式

a）单进口切向进气；b）双进口径向进气；
c）双进口切向进气；d）三进口轴向进气

2)喷嘴环

喷嘴环采用铸造式和组合式两种结构（图 4.1.3-21）。铸造式是在外环和内环之间铸入已成型的喷嘴叶片而成为一个铸造整体。也有用等离子束焊将叶片焊在内、外环上的整体式喷嘴环。喷嘴叶片采用精密铸造或板材冲压成型。组合式喷嘴环是把喷嘴叶片进气边上、下端的榫头分别嵌入内、外环的槽中。

喷嘴环的安装多数用螺栓将喷嘴环固定在壳体上（图 4.1.3-47、图 4.1.3-55），也有把外环嵌在涡轮壳体之间进行固定的。另外，在脉冲系统的增压器中，喷嘴环的进口端必须和进气壳中分隔燃气通道的隔板贴紧，使被分开的各排气支管的气流只在喷嘴环出口处才能汇合。

(1)喷嘴环材料：

内、外环选用涡轮进气壳材料；

(2)喷嘴叶片材料：

≤550℃——2 Cr 13；

≥600℃——ZG 4 Cr 9 Si 2、1 Cr 18 Ni 9 Ti、 32 Cr 19 Ni 9 WMoNbTi等。

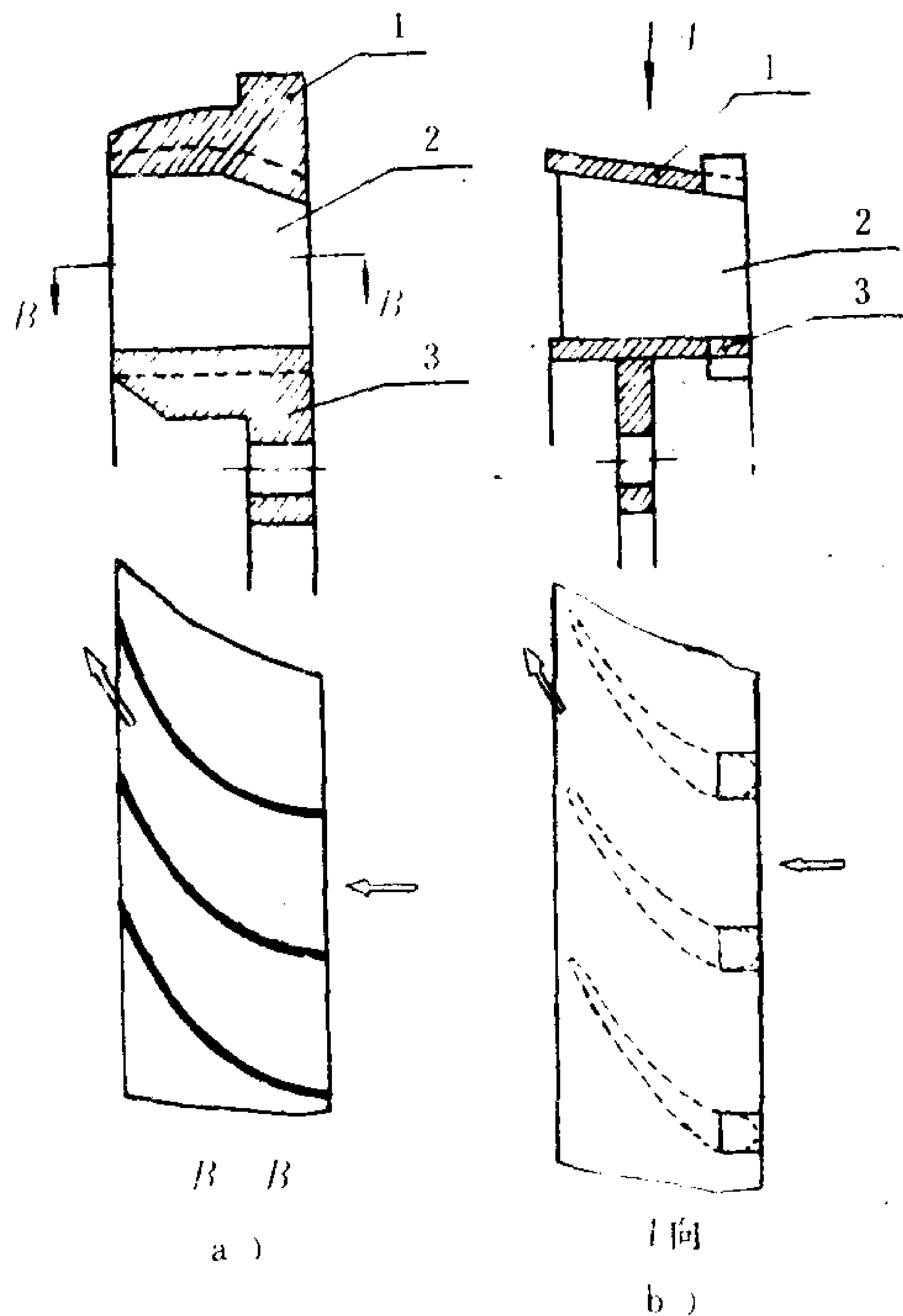


图 4.1.3-21　喷嘴环结构

a）铸造式；b）组合式

1-外环；2-叶片；3-内环

3）工作轮

工作轮由轮盘和工作叶片组成。工作叶片和轮盘的连接有可拆式和不可拆式两种。不可拆式是将叶片根部和轮盘焊接成一体，结构比较简单。整体铸造的工作轮采用较少。可拆式是把叶片的叶根嵌入相应轮盘的槽中。工作叶片如图 4.1.3-22 所示。

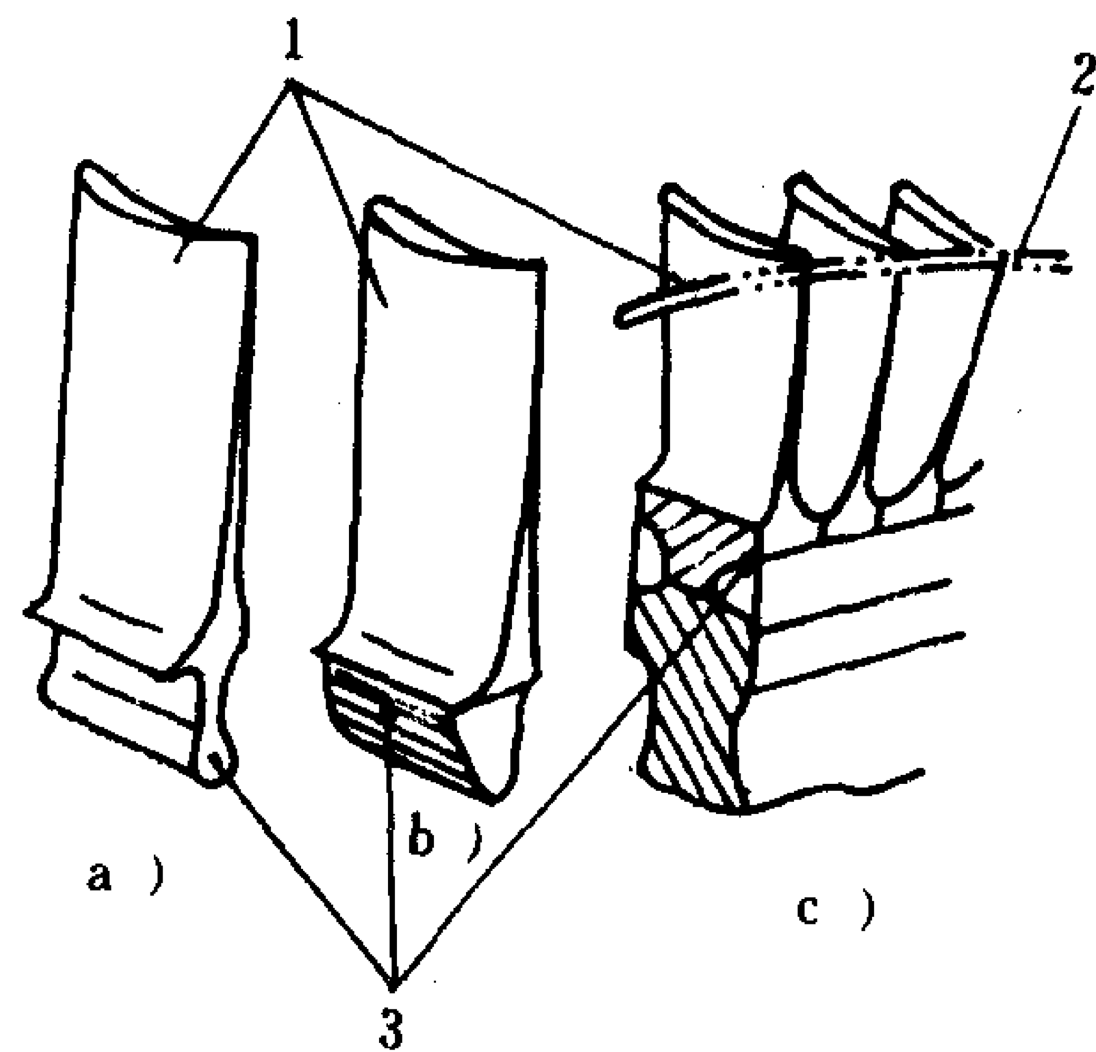


图 4.1.3-22　叶片结构

a）圆柱形叶根；b）枞树形叶根；c）焊接叶根

1-叶身；2-拉筋；3-叶根

圆柱形叶根装入榫槽后应铆死，枞树形叶根装入榫槽后要用锁紧片锁牢以防叶片沿轴向滑出。

当工作叶片较长时，需在叶片上装设拉筋来阻尼振动。

工作轮材料：

（1）轮盘　　≤550℃——35 CrMoA、15 Cr 11 MoV、GH 34;

550～650℃——20 Cr 3 MoVA、GH 36;

650～700℃——GH 132;

（2）工作叶片　　≤500℃——15 Cr 11 MoV、GH 36;

500～600℃——1 Cr 17 Ni 13 W 3 Ti、4 Cr 14 Ni 14 W 2 Mo;

≤605℃——731（铸态）、208 合金（铸态）、GH 130 B（铸态）、GH 88、GH 130;

650～700℃——K 13、GH 33、GH 132。

锁紧片和拉筋分别参照轮盘和工作叶片材料选用。

轮盘由锻造毛坯机械加工而成。轮盘上的榫槽多采用拉削。

工作叶片依现有设备和批量采用不同的加工方法。叶片叶身可采用棒材或轧制型钢坯经仿型铣等机械加工、辊锻后再经电解加工（抛光）、无余量辊锻或精密铸造后再经机械加工等方法。叶片的叶根采用铣削或拉削，枞树形叶根的榫齿还可磨削而成，其精度和质量更好。

根据需要，可对叶片进行喷丸处理，以提高叶片的疲劳强度。

4）排气壳（中间壳）

涡轮排气壳通常作成单出口。可做成径向或轴向两种排气形式。与进气壳一样，排气壳也有水冷式和非水冷式两种。排气壳材料与进气壳相同。

5）涡轮轴

涡轮轴的结构依增压器总体布置方案而定。

涡轮轴与涡轮工作轮的连接方式有整体式和装配式两种。整体式是把轮盘和涡轮轴锻成一体或将两者焊接；装配式是采用法兰、花键以及径向销钉等方法将两者装配在一起。

涡轮轴材料选用 15 Cr 11 MoV、20 Cr 3 MoWVA（以上两种用于盘轴整锻）、35 CrMoA、40 Cr、18 Cr 2 Ni 4 WA。

2.4 径流式涡轮

2.4.1 径流式涡轮的组成及其作用

径流式涡轮的型式及其基本组成如图 4.1.3-23 所示。

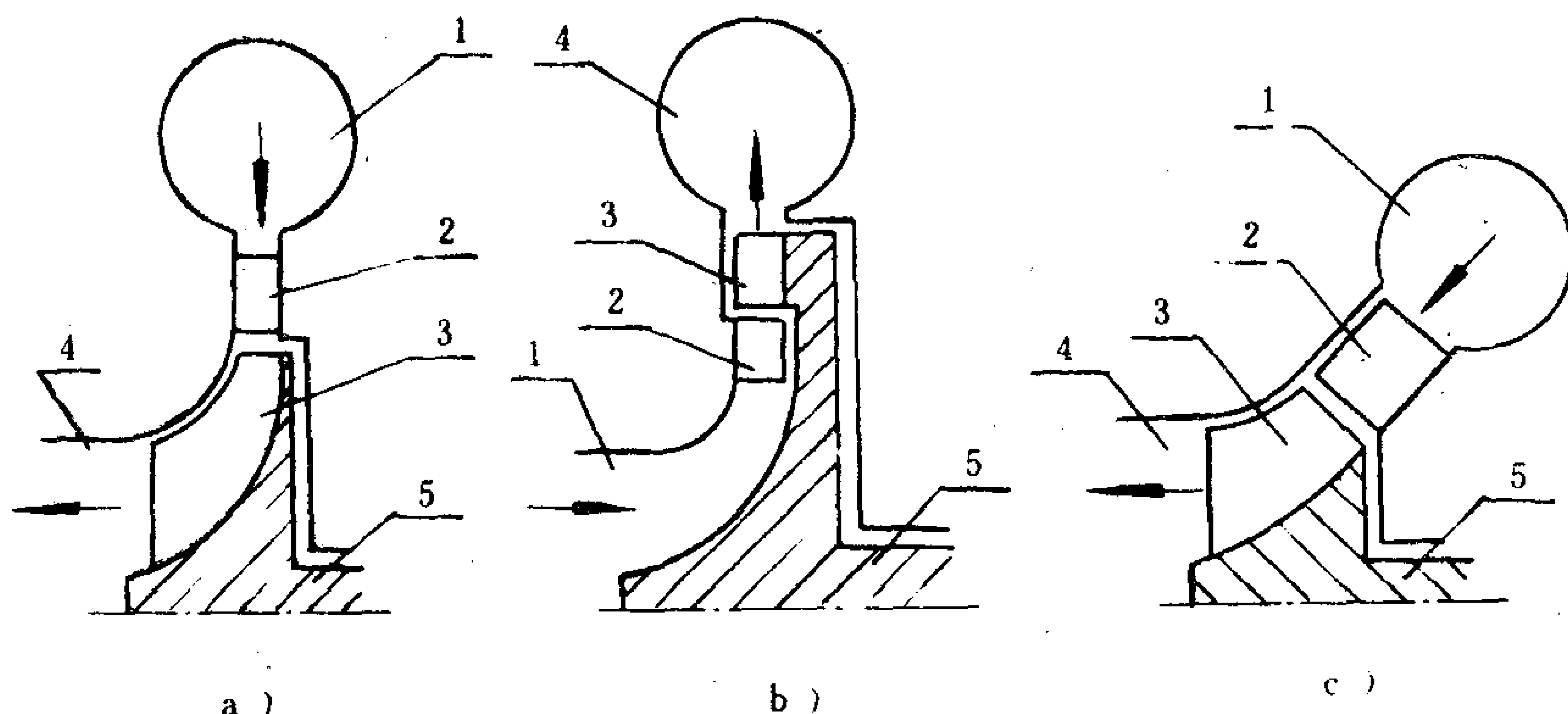


图 4.1.3-23 径流式涡轮示意图

a）向心式（径向进气轴向排气）；b）离心式；c）混流式

1-进气壳；2-喷嘴环；3-工作轮；4-排气壳；5-涡轮轴

涡轮增压器大多采用向心式涡轮(图 4.1.3-23 a))。混流式涡轮适用于大比转速的情况。离心式涡轮没有被采用。

径流式涡轮也由进气壳、喷嘴环、工作轮、排气壳和涡轮轴组成。

除结构型式有差别外，径流式涡轮的工作原理及各部件的作用均与轴流式涡轮类似。

2.4.2 径流式涡轮各部件的结构型式

1)进气壳

径流式涡轮进气壳分为有叶式（具有喷嘴环）和无叶式两种。

有叶进气壳通常做成箱形（对称进气）进气壳（图 4.1.3-24 a)）或蜗壳形（图 4.1.3-24 b))。对于箱形进气壳，其喷嘴环的左、右两半的喷嘴叶片应具有不同的叶型。对于双进口蜗壳，其两个气道可以呈径向重叠，也可呈轴向布置。

无叶进气壳一般做成蜗壳形。根据增压系统的不同，可以做成单流道或双流道。双流道又可分为 180°进气（两个流道各管 180°）和 360°全周进气两种。前者因是部分进气使涡轮效率降低。目前多采用 360°全周进气的无叶蜗壳（图 4.1.3-25)。

径流式涡轮进气壳材料和制造与轴流式涡轮进气壳相同。

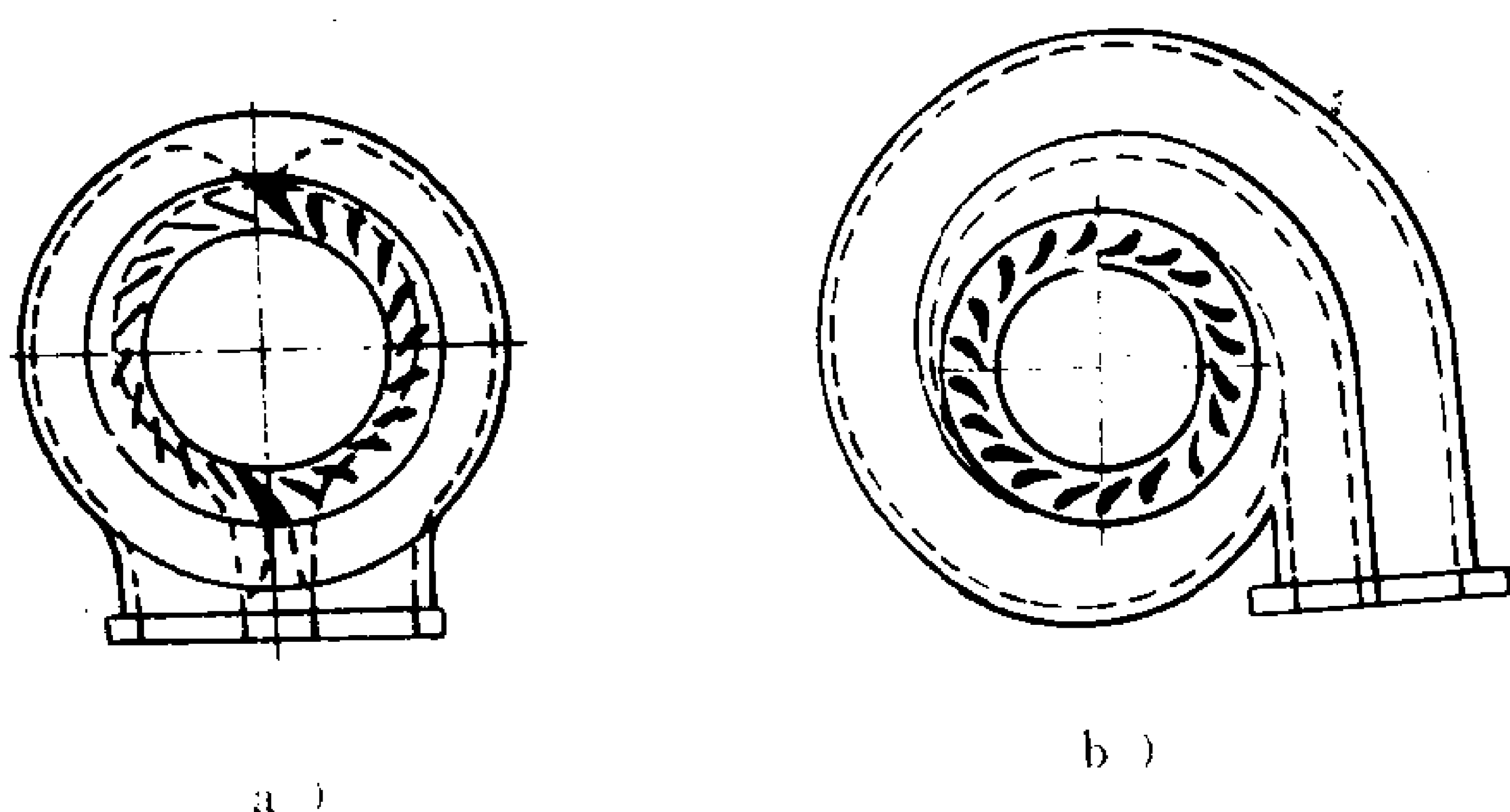


图 4.1.3-24　有叶进气壳

a）对称进气壳；b）双顺进气蜗壳

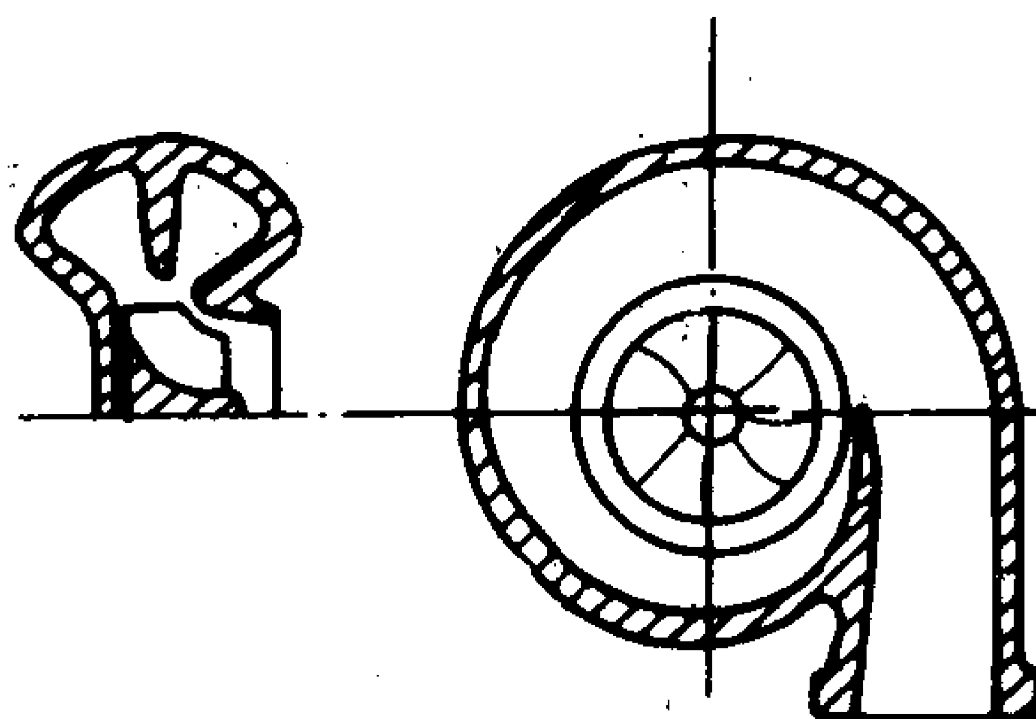


图 4.1.3-25　双气道无叶蜗壳

2）排气壳

径流式涡轮排气壳均做成轴向排气，因此都与进气壳做成一个整体（图 4.1.3-58、图 4.1.3-62、图 4.1.3-63）。

3）中间壳

径流增压器的中间壳只起连接涡轮进气壳和压气机蜗壳以及安装密封、轴承和起滑油油池的作用。

径流式涡轮壳体大多采用非水冷式，少数采用水冷或局部水冷式结构。

4）喷嘴环

径流式涡轮喷嘴环由喷嘴叶片和底板组成。大多数是把叶片和底板做成一个整体，即做成整体式；也有将具有圆柱形榫头的叶片与底板铆接在一起的，此即所谓装配式（图 4.1.3-26）。还有少数径流增压器将喷嘴叶片顶端用盖板封闭，且将底板、盖板和叶片做成一个整体（如BBC RR 153），这可提高气体流动效率，但对工艺要求高。

径流式涡轮喷嘴环材料参照轴流式涡轮喷嘴环材料选用。

整体式喷嘴环由锻造或铸造毛坯经铣削等机械加工而成，或者采用精密铸造成型再对流道进行抛光。对于叶片两端封闭的喷嘴环则只能采用精密铸造。装配式喷嘴环的叶片采用精密铸造成型。

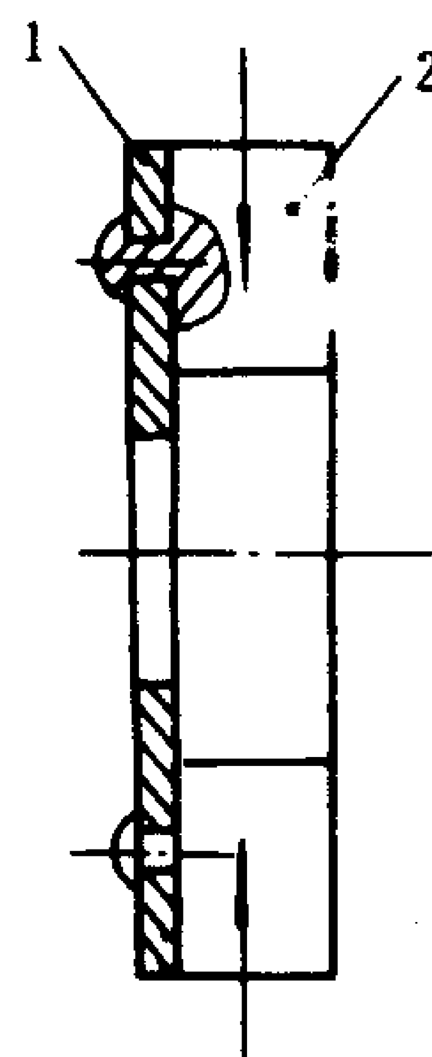


图 4.1.3-26　径流式涡轮喷嘴环（装配式）
1-底板；2-叶片

5）工作轮

径流式涡轮工作轮采用半开式或半开式星形（图 4.1.3-27）。

径流式涡轮工作轮材料参照轴流式涡轮工作轮材料选用。中国产增压器多采用K-13 铁基铸造高温合金（工作温度 700℃）和K-18 镍基铸造高温合金（工作温度 750～850℃）。

因为耐热合金的切削性能较差，铸造性能较好，且由于径流涡轮工作轮形状复杂，所以都是采用高强度耐热合金精密铸造。

6）涡轮轴

涡轮轴的结构形式也依增压器总体结构而定。

涡轮材料参照轴流式涡轮轴材料选用。

涡轮轴与工作轮可采用键等连接形式，但绝大多数涡轮轴与实心工作轮用摩擦焊连接成

一整体。

2.5 涡轮增压器的轴承、润滑和密封

2.5.1 涡轮增压器的轴承

2.5.1.1 轴承的作用及一般要求

轴承在增压器中极为重要，它不仅保证高速旋转的转子可靠地工作，而且还使转子确定在准确的位置上。

涡轮增压器的轴承是在高温、高速和轻载条件下工作的，要保证轴承可靠地工作，必须使轴承本身结构、材料、制造精度、装配及转子的动平衡符合设计要求，同时，在运行过程中要有足够的滑油对轴承进行润滑和冷却。

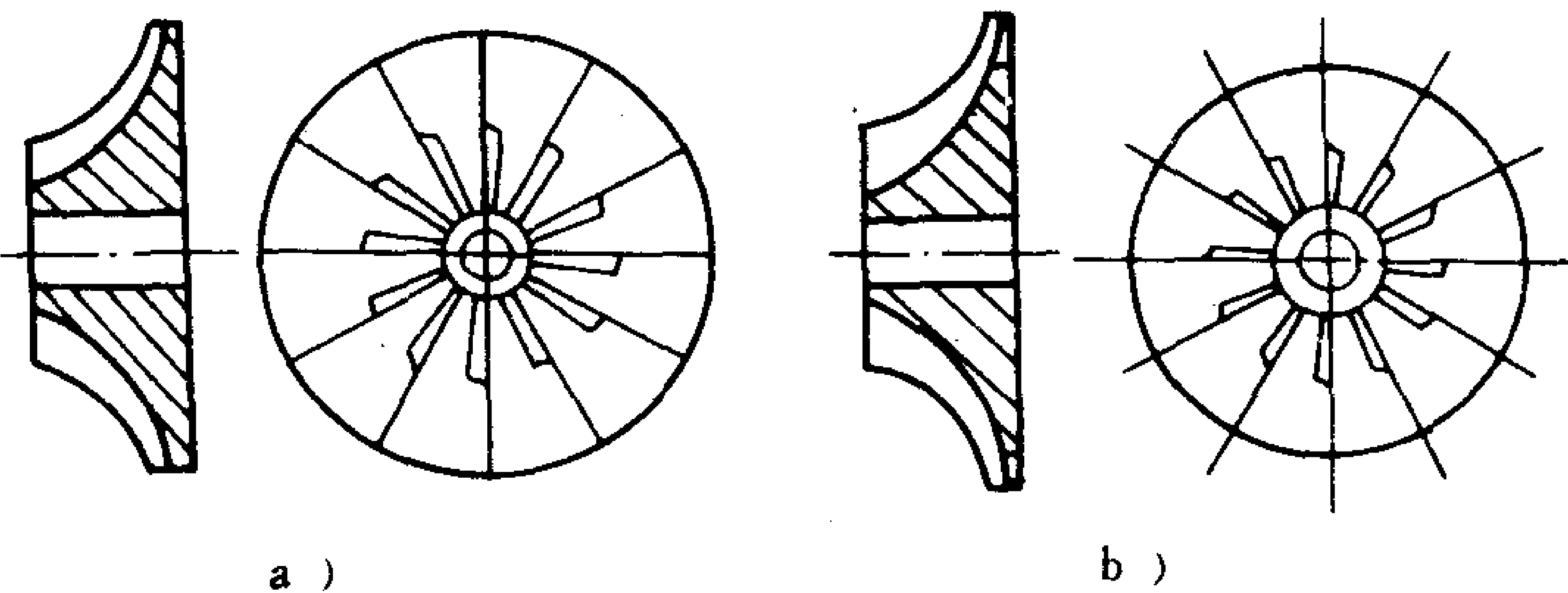


图 4.1.3-27　径流式涡轮工作轮

a）半开式；b）半开式星形

2.5.1.2 轴承的种类

涡轮增压器采用的轴承分为滚动轴承和滑动轴承两种。其优缺点示于表 4.1.3-3。

表 4.1.3-3　滚动轴承和滑动轴承的优缺点

类　别	优　　点	缺　　点
滚动轴承	摩擦损失小，加速性好；滑油消耗少，润滑系统简单；滑油不易污染，不需预供油	工作寿命短；要有复杂的弹性支承结构；需要独立的润滑系统；径向尺寸大；成本高
滑动轴承	磨损小；寿命长；价廉；结构简单；制造方便；可与发动机共用润滑系统；对振动和冲击不敏感；不需专门保养	摩擦损失大，机械效率低；滑油消耗量大，须压力供油；存在自振（油膜振动）倾向

2.5.1.3 轴承的结构

1）滚动轴承

（1）滚动轴承的结构

涡轮增压器常用的滚动轴承类型示于表 4.1.3-4。

表 4.1.3-4　涡轮增压器常用滚动轴承类型

型　式	形　状	特　　点	使 用 处
单列深槽型球轴承	外轮 保持器 内轮	可单一使用，承受轴向和径向载荷，适用于高转速	涡轮端、压气机端

续上表

型　　式	形　　状	特　　点	使 用 处
向心推力球轴承		必须成组使用，比前一种型式布置的滚珠多，轴承承载能力大	压气机端
滚 子 轴 承		不适用于高转速，但承载能力大，便于转子轴伸长	涡 轮 端

中国产涡轮增压器使用的滚动轴承示于表 4.1.3-5。

表 4.1.3-5　　**中国产涡轮增压器用滚动轴承性能参数**

用　　途	轴承牌号	尺　度（mm）					额定动负荷 C	额定静负荷 C_0	最高工作转速	工作环境温度	图示
		D	d	B	r	r_1	N	N	r /min	℃	
压气机端用（径向止推）	D 336306 QT	72	30	19	2.0	1.0	43 800	40 700	19 500～26 000	175	B
	D 336308 QT	90	40	23	2.5	1.2	67 200	66 700	20 000～25 000	175	B
	E 116213 LT	120	65	23	2.5	—	66 600	69 200	16 000	175	D
	D 146215 QT	130	75	25	2.5	—	61 400	54 800	15 600	175	B
涡轮端用（径　向）	3 D 306 QT	72	30	19	2.0	—	22 100	15 100	19 500～26 000	175	A
	3 D 308 QT	90	40	23	2.5	—	32 000	22 700	20 000～25 000	175	A
	E 32112 LT	95	60	18	2.0	1.5	37 700	26 900	16 000	175	C
	D 213 QT	120	65	23	2.5	—	44 800	34 700	15 600	175	A
	D 32118 QT_1	140	90	24	2.5	2.0	72 000	56 900	14 500	200	C

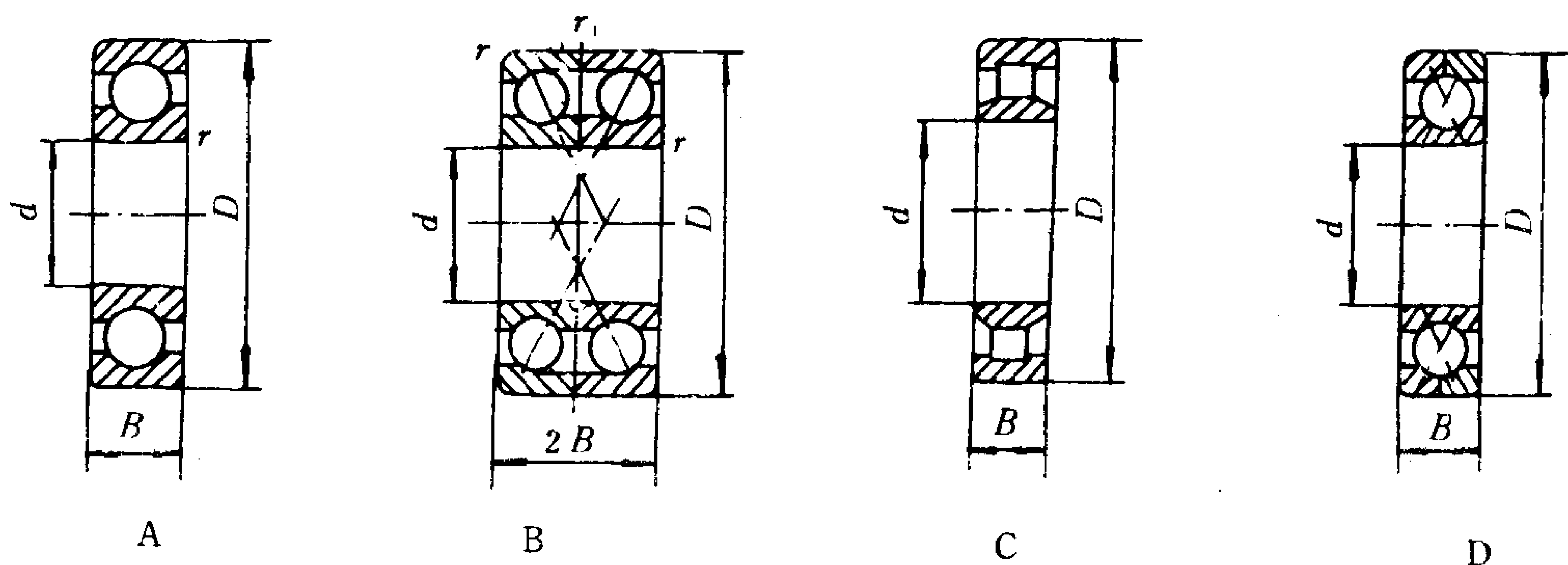


表 4.1.3-5 插图

滚动轴承的内、外圈和滚子材料均采用轴承钢（铬钢），一般允许在 130℃ 以下工作，超过此限，材料硬度会下降。保持架多采用低碳钢板冲压制成，也有采用铜合金或特殊铝等材料经锻造后加工而成。

（2）滚动轴承的固定方法和减振器

轴承内圈与轴过盈配合，其过盈量为（5/1000～10/1000）d_0（d_0——轴径）。轴承的外

圈，对压气机端轴承，在圆周方向和轴向均要进行固定，不允许转动和移动；对涡轮端轴承，圆周方向不允许转动，但允许轴向移动以适应转子轴因热膨胀而伸长的需要。

为了保护轴承和延长其使用寿命，需装设轴承减振装置。

图 4.1.3-28 所示为滚动轴承组合。

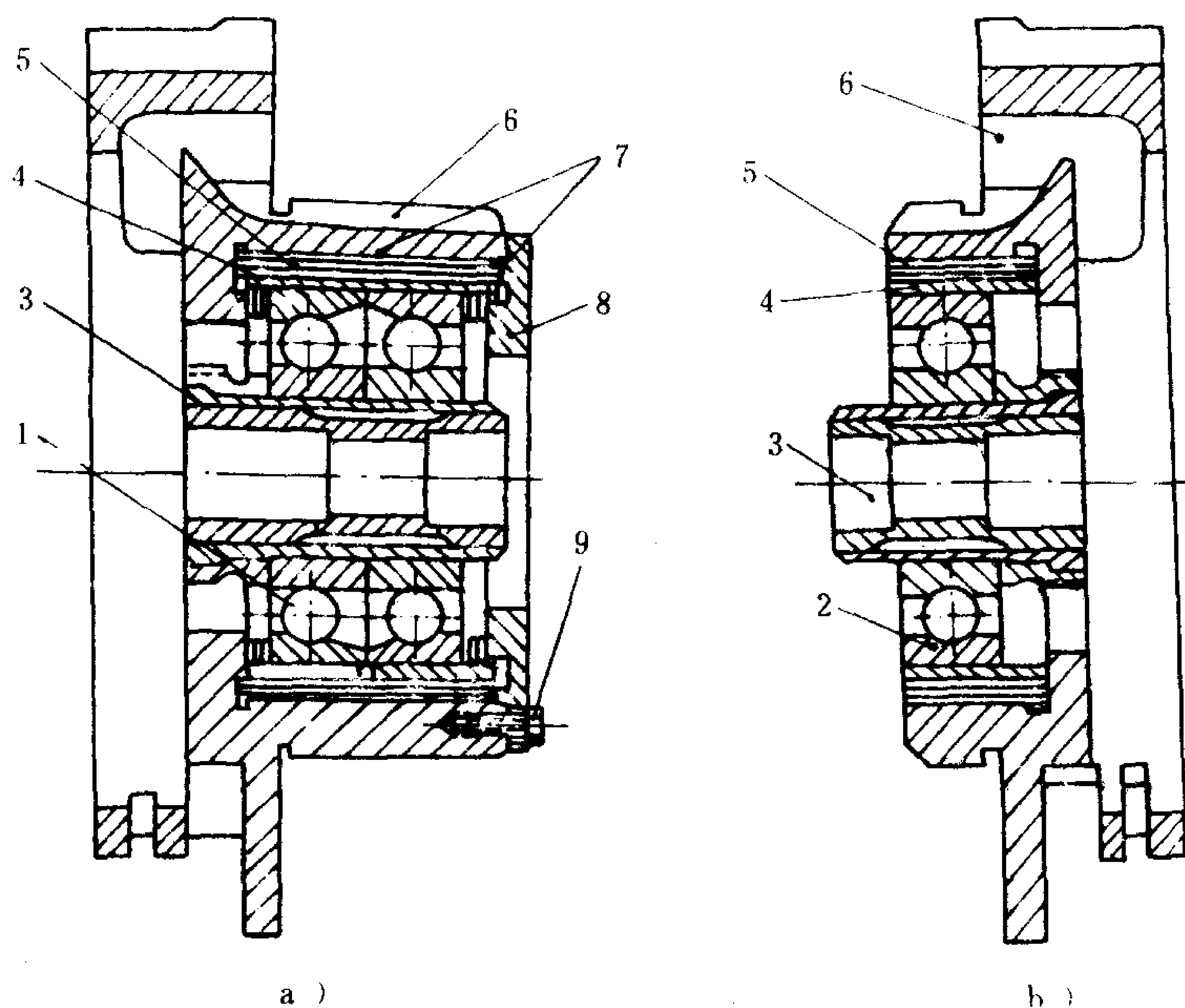


图 4.1.3-28　滚动轴承组合

a）压气机端轴承组合；b）涡轮端轴承组合

1-成对双联向心推力球轴承；2-单列向心球轴承；3-轴承内套；4-轴承外套；5-弹簧片；6-轴承座；7-调整片；8-轴承盖；9-轴承盖螺钉

BBC VTR 增压器（采用滚动轴承的）均采用装弹簧片的减振器（图 4.1.3-46、图 4.1.3-47、图 4.1.3-48）。轴承外套筒的外周安装有多层厚薄不等且按顺序排列的弹簧片，弹簧片上开有很多小孔，从小孔渗进的滑油在片与片之间形成油膜，从而起到减振作用。调整弹簧片的数量、厚度和间隙就可调节支撑部分的弹性。在轴承两端装有轴向调整片用来调整轴向间隙。

弹簧片采用冷轧 65 Mn钢片，经特殊热处理，以保证一定的硬度和足够的弹性，内、外表面须抛光以减少粗糙，减少磨损。

图 4.1.3-29 所示是英国纳皮尔（NAPIER）增压器中的轴承固定结构。轴承的外圈嵌在外周具有齿形结构的中间套筒中，在中间套筒外周与轴承座之间的环形空间形成若干小腔室，室内装有板弹簧，中间套筒就通过板弹簧被支持在轴承座中，一部分滑油通过间隙 δ 进入各腔室。当轴旋转时，轴承和中间套筒产生振动，使腔室内的油通过间隙 δ 被挤向其它腔室。通过滑油流动时的节流作用达到减振的目的。

图 4.1.3-30 所示是 MAN 柴油机增压器中采用的轴承固定结构。轴承外圈压入外表面具有网状油槽的转动套筒。转动套筒外面还有外轴承，滑油经壳体和外轴承的油孔进入转动

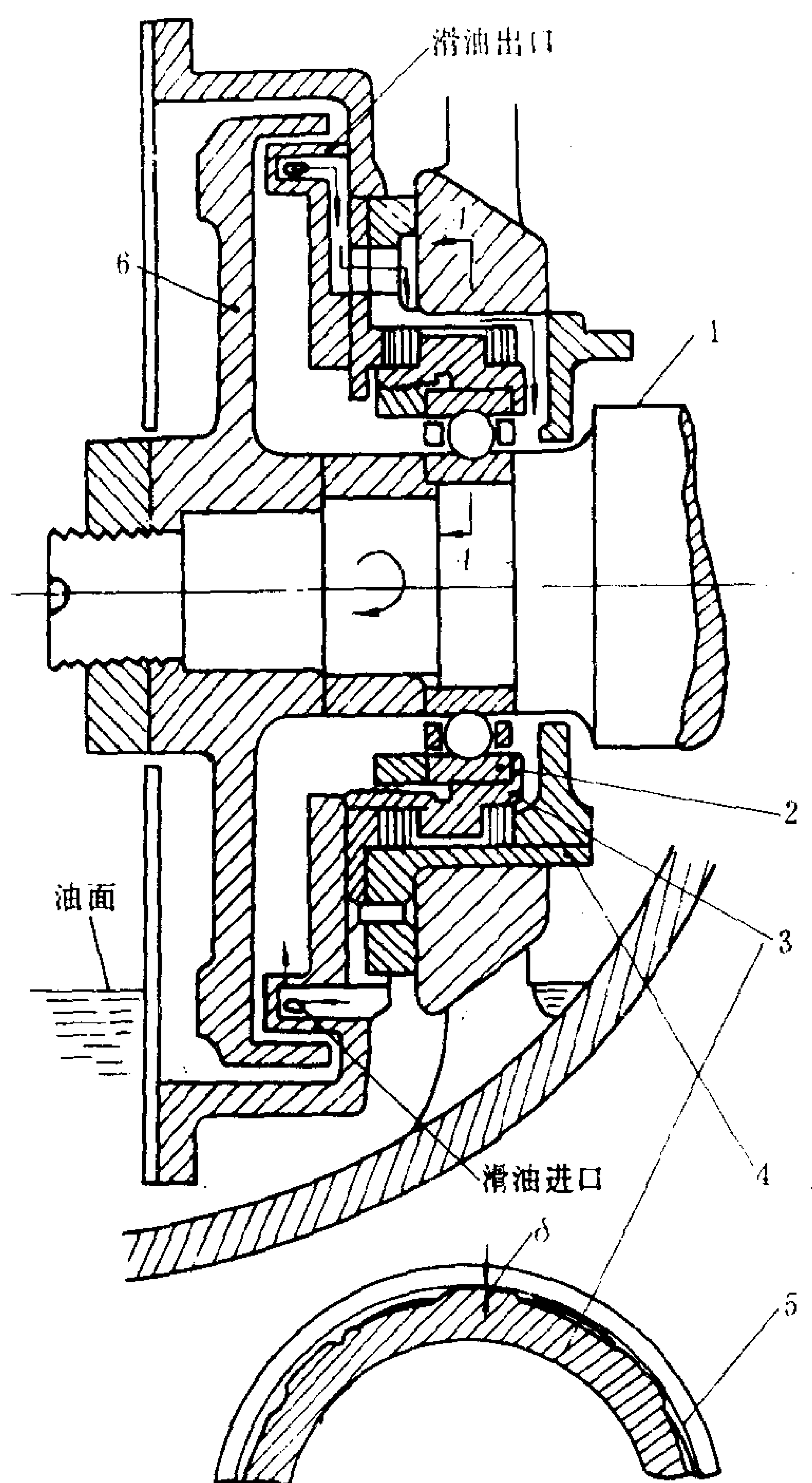


图 4.1.3-29 纳皮尔增压器中轴承的固定

1-转轴；2-轴承；3-中间套筒；4-轴承座；

5-弹簧片；6-甩油盘

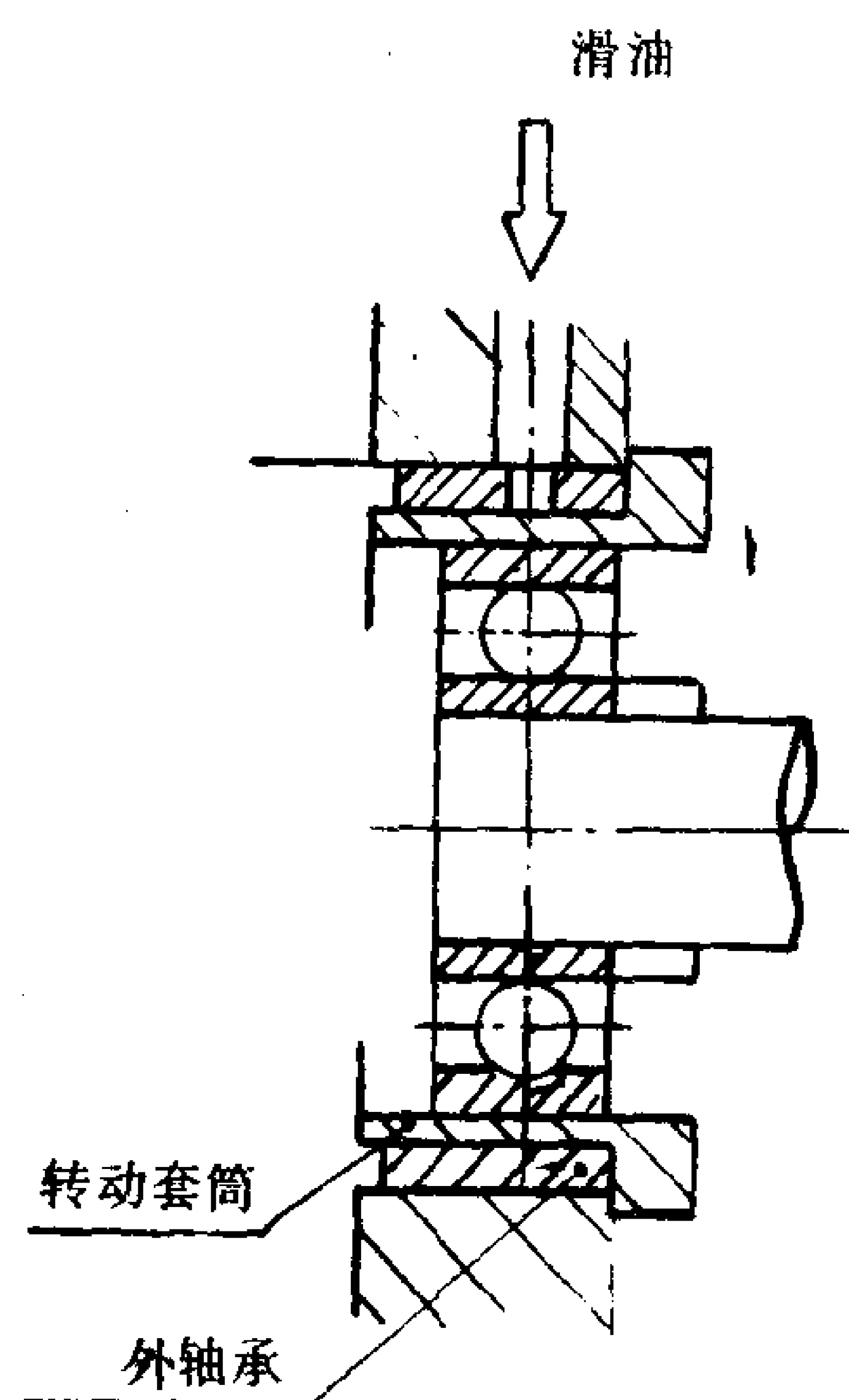


图 4.1.3-30 MAN 柴油机增压器轴承固定结构

套筒的油槽。当轴和轴承内圈旋转时，轴承外圈和套筒也一起缓慢转动，在外套筒和外轴承之间形成油膜，这不仅能起减振作用，而且还减小了轴承内、外圈的相对速度，提高了轴承的使用寿命。

2）滑动轴承

（1）滑动轴承的种类及其结构

滑动轴承有多油楔轴承和浮动轴承两种。

多油楔轴承是在轴承内表面均匀分布有几个楔形油槽，滑油从与楔形数目相同的油孔进入。常见的有三油楔轴承和四油楔轴承（图 4.1.3-31）。

浮动轴承也叫浮环。它是一种浮着运动的轴承。浮动轴承的内、外两面都留有间隙，滑油经过壳体上的油孔先进入外间隙，然后通过浮动轴承的若干径向孔进入内间隙。因此，浮动轴承是浮在内、外两个油层中工作的（图 4.1.3-32）。当轴旋转后，油层中的滑油带着浮动轴承旋转，其转速约为轴转速的四分之一，因此，相对降低了轴颈的切线速度，有效地防止了油膜振动，且使磨损均匀，轴承寿命延长。同时，两个油层的存在还可起到吸振作用。

在高压比的增压器中还发展了一种所谓半浮动轴承（如 BBC RR 型增压器，MAN NR 型增压器），即浮动轴承浮于两个油层中，但不能转动。

浮动轴承在径流增压器中获得了广泛采用。

浮动轴承可分为分开式和整体式两种（图 4.1.3-33）。所谓分开式是将压气机端和涡轮端

的两个轴承分开单独制造，整体式则是将两者做成一体。

在压气机端除了设置径向轴承外，还需设置有承受轴向推力的推力轴承(图 4.1.3-34) 径向轴承和推力轴承既可分开制造，也可做成一体(图 4.1.3-33 b)、图 4.1.3-34 b))。

图 4.1.3-35 所示为推力轴承的油流路线。

轴承和轴颈之间的间隙，在大型增压器中(轴径大于 80 mm)，取轴径的 1/1000；对轴径小于 80 mm的增压器，取轴径的 2/1000～3/1000。对于浮动轴承，其外间隙约为内间隙的

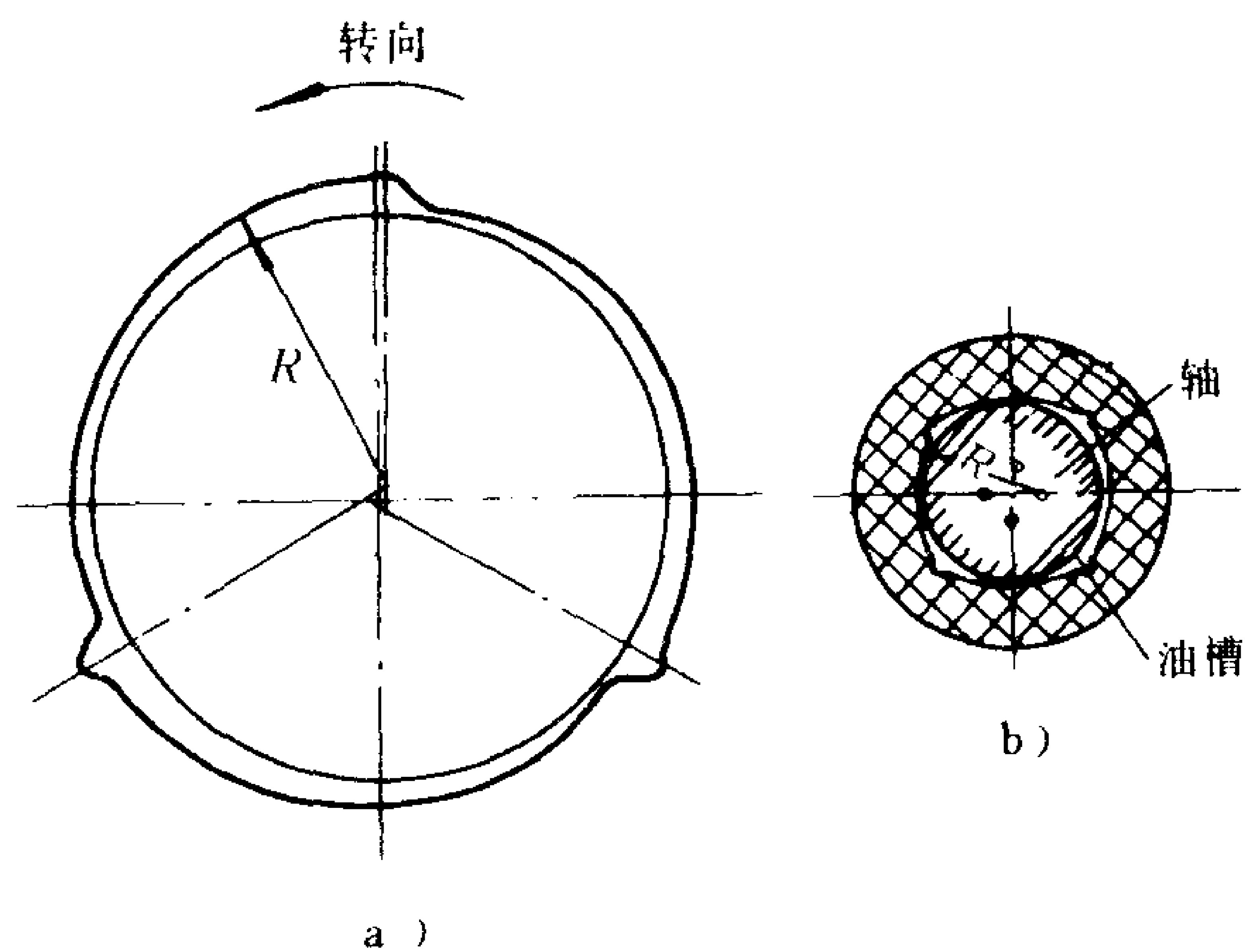


图 4.1.3-31　多油楔轴承

a）三油楔轴承；b）四油楔轴承

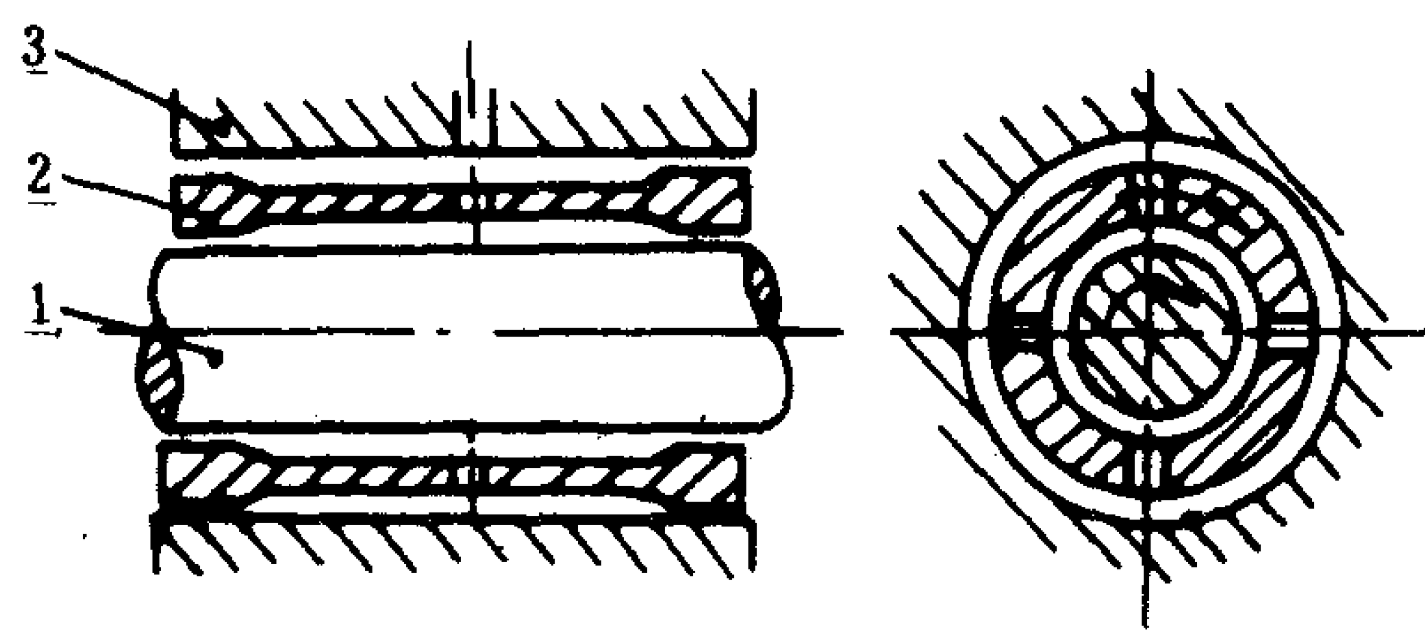


图 4.1.3-32　浮动轴承的工作情况

1-轴；2-浮动轴承；3-壳体

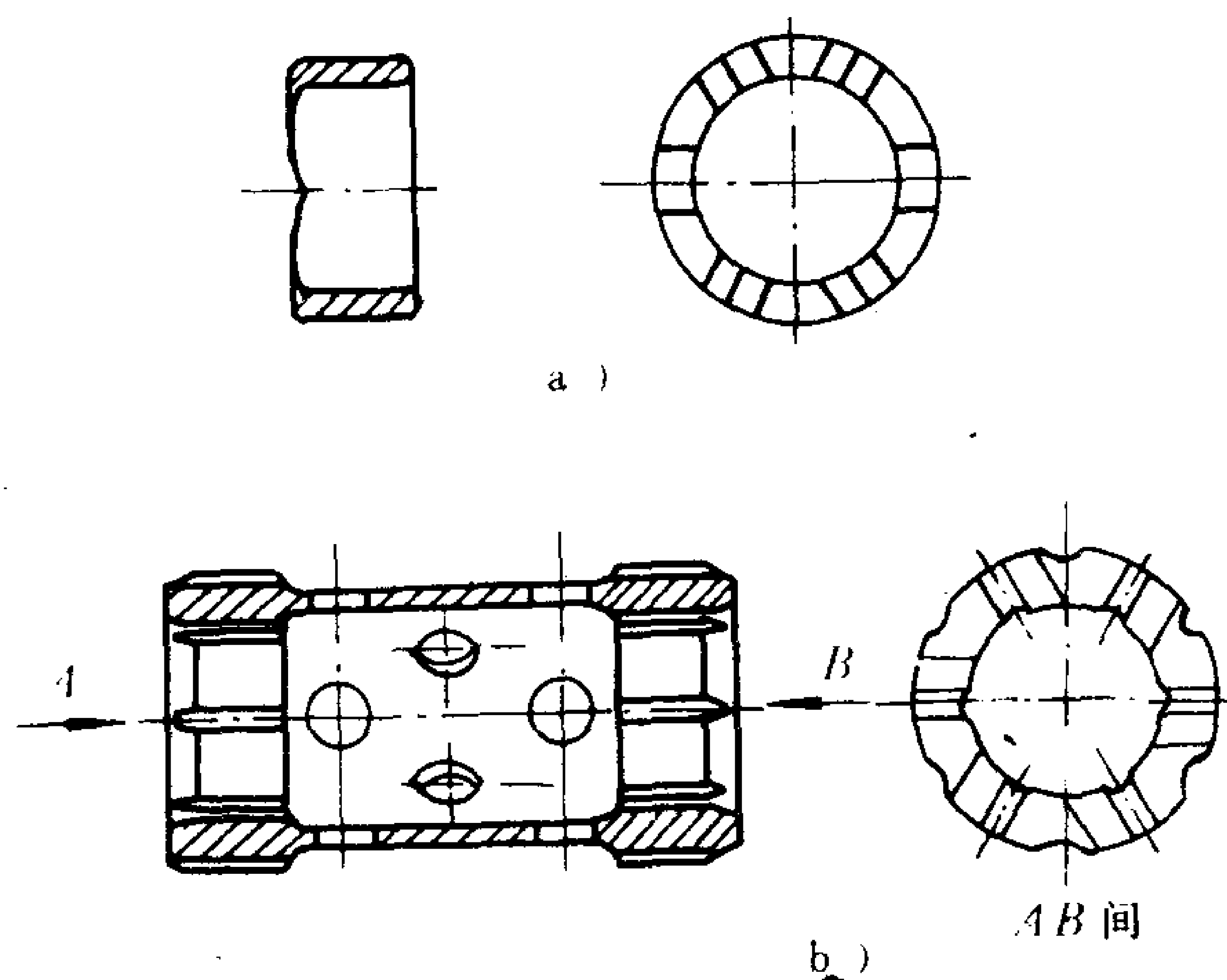


图 4.1.3-33　浮动轴承结构

a）分开式；　b）整体式

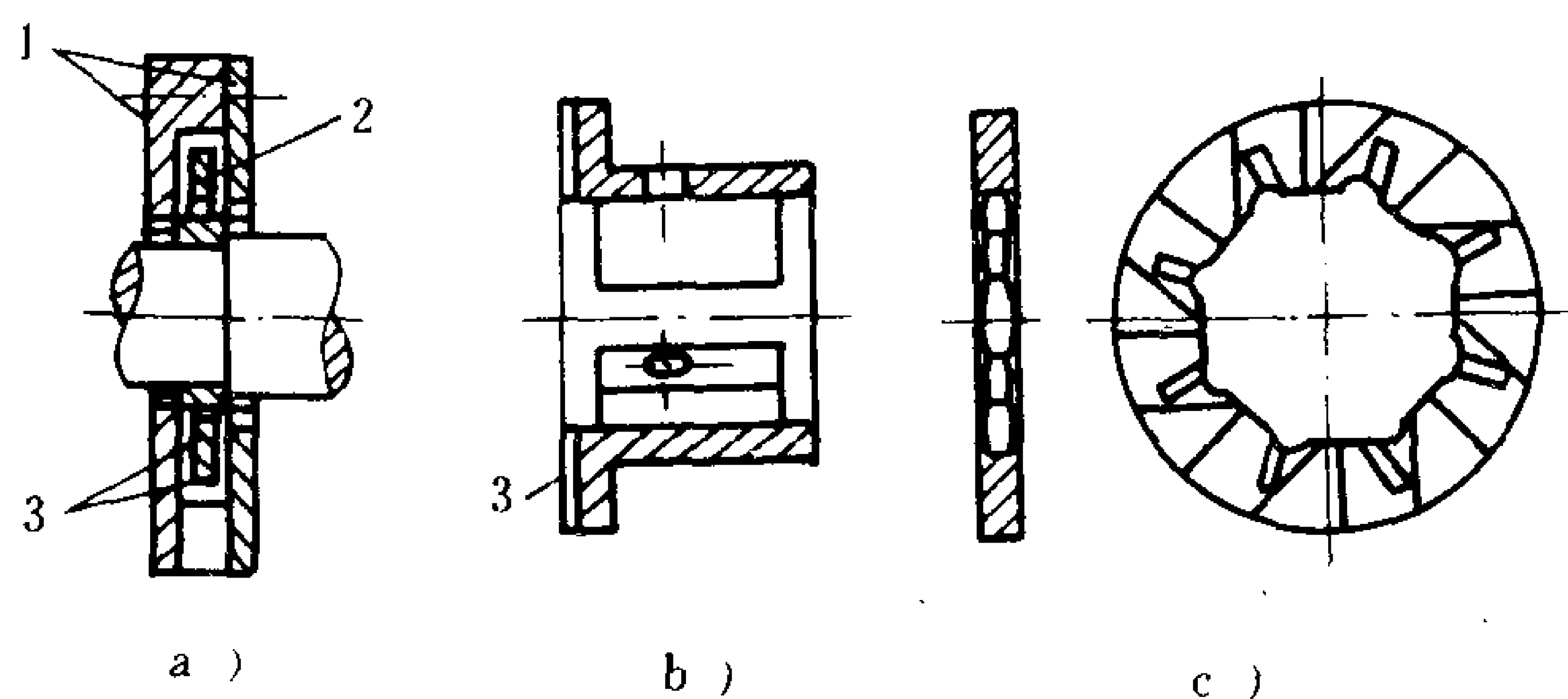


图 4.1.3-34 推力轴承的结构型式

a）推力轴承为平板式；油槽在推力盘两面；b）径向-推力整体式，楔形槽开在轴承端面；c）轴承两面开楔形槽

1-轴承；2-推力盘；3-油槽

两倍。

对于采用滑动轴承的增压器，如果轴承表面是白合金，则轴颈表面不需进行特殊硬化处理；如果采用的是铝青铜等材料，则要求轴颈表面有较高的硬度。因此，轴颈表面必须进行表面渗碳、氮化、镀铬、高频淬火等硬化处理。

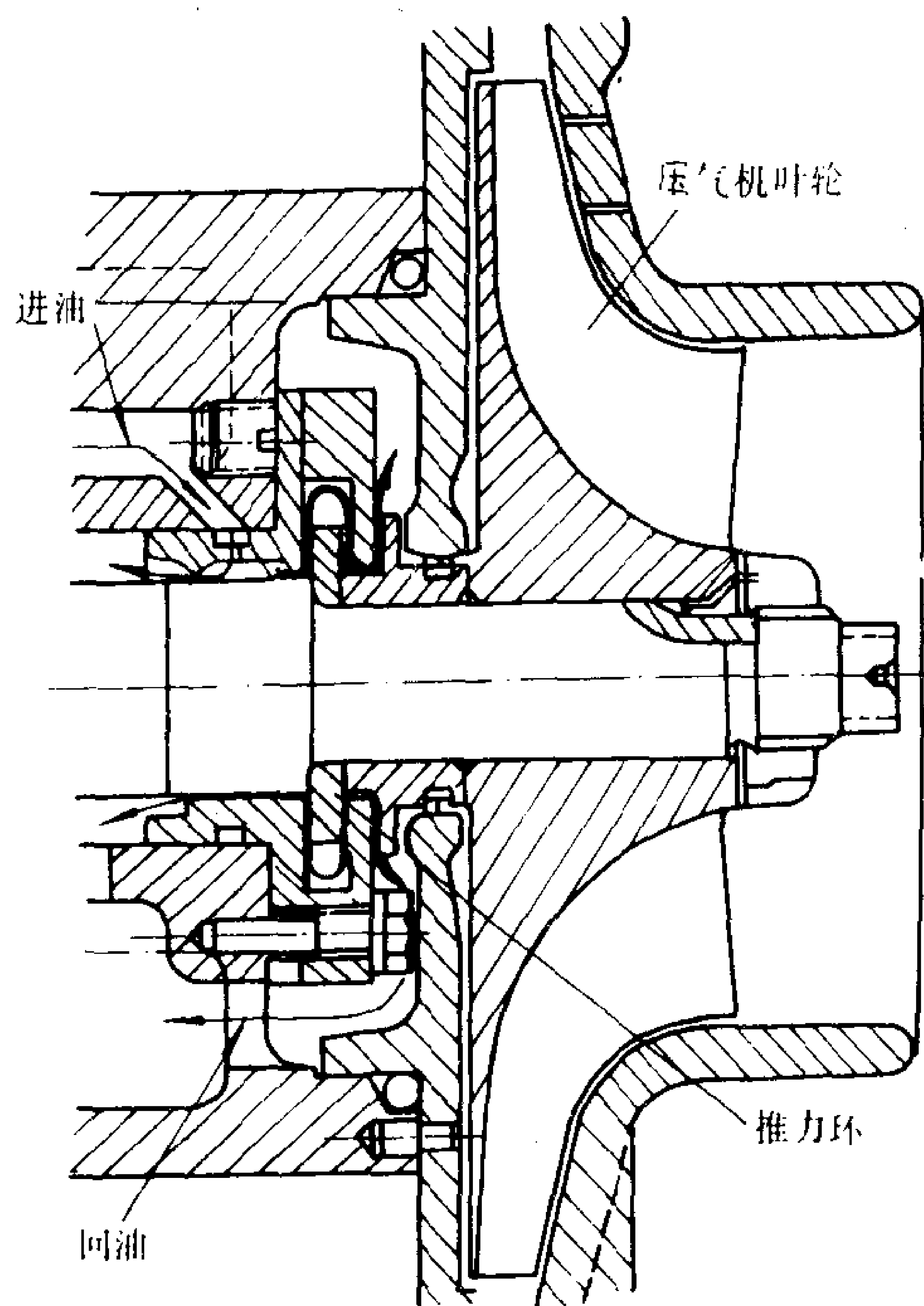


图 4.1.3-35 推力轴承中的油流路线

（2）滑动轴承材料

①径向轴承：三层金属〔钢10背＋铜铝合金(Pb23%～27%，Sn1%～2%)＋铅锡镀层(Sn 8%～10%)〕

ZQSn 10-10（亦可用于带止推面的径向轴承）；

②推力轴承环：20 高锡铝合金钢背板材（在钢 10 上覆有成分为Sn 17.5%～22.5%，Cu 0.8% ～1.2%，余为Al的高锡铝基合金）；

ZQSn 10-10。

2.5.1.4 轴承的布置型式

涡轮增压器轴承有四种布置型式（图 4.1.3-36）。其中外置和内置轴承采用较多，悬臂轴承很少采用。各种布置型式的优缺点示于表 4.1.3-6。

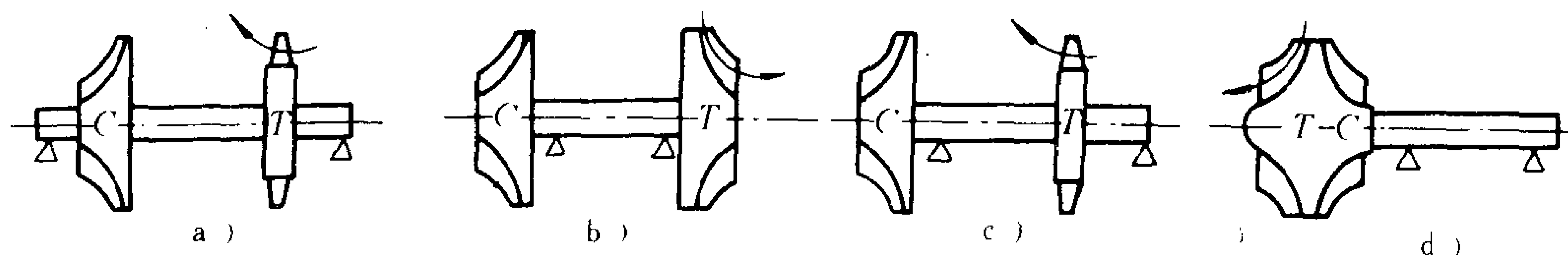


图 4.1.3-36 轴承的布置型式

a）外置轴承；b）内置轴承；c）内外置轴承；d）悬臂轴承

表 4.1.3-6 各种轴承布置型式的优缺点

型式＼优缺点	优　　点	缺　　点
外置轴承	运转稳定性好；易于接触轴承，维护方便，便于拆装；轴承直径小，轴颈线速度低，摩擦损失小，对轴承工作有利；轴承距涡轮较远，传入热量少；有足够的空间布置密封装置	结构复杂，轴向尺寸大；跨度大，为了提高转子刚度，使转子粗重；轴承分装在两个壳体中，对中性差；压气机和涡轮不便轴向进气，不如内置式通畅；不便清洗气体流道
内置轴承	轴向尺寸小；结构简单紧凑，重量轻，加速性好；可采用轴向进气，气流均匀，损失小；便于清洗流道；两个轴承置于同一壳体，对中性好	运转稳定性较外置式差，对转子动平衡精度要求高；轴承直径大，轴颈线速度高，磨损大，易损坏；涡轮端轴承靠近涡轮，受热强烈；轴承跨距小，要求轴承有较好的荷重性能；空间小，布置密封困难；轴承拆装不方便
内外置轴承	结构较简单；压气机可轴向进气，流动损失小；便于清洗压气机流道	压气机端轴承直径大，轴颈线速度高；压气机端轴承靠近工作轮，密封困难；转子稳定性和润滑条件不及外置轴承
悬臂轴承	轴承处于较低温处，且轴承直径特别小，对轴承工作有利；轴承拆装、维护方便；结构紧凑、重量轻；漏气损失小；涡轮可得到较好冷却	轴承受悬臂力矩大；转子自振频率低，稳定性差；涡轮热量易传至压气机，使压气机效率降低；压气机不能轴向进气

2.5.2 轴承的润滑

2.5.2.1 润滑方式

1）滚动轴承的润滑

（1）甩油盘供油

图 4.1.3-37 所示为甩油盘供油结构。油池中油面保持一定位置，甩油盘浸入油面以下 1

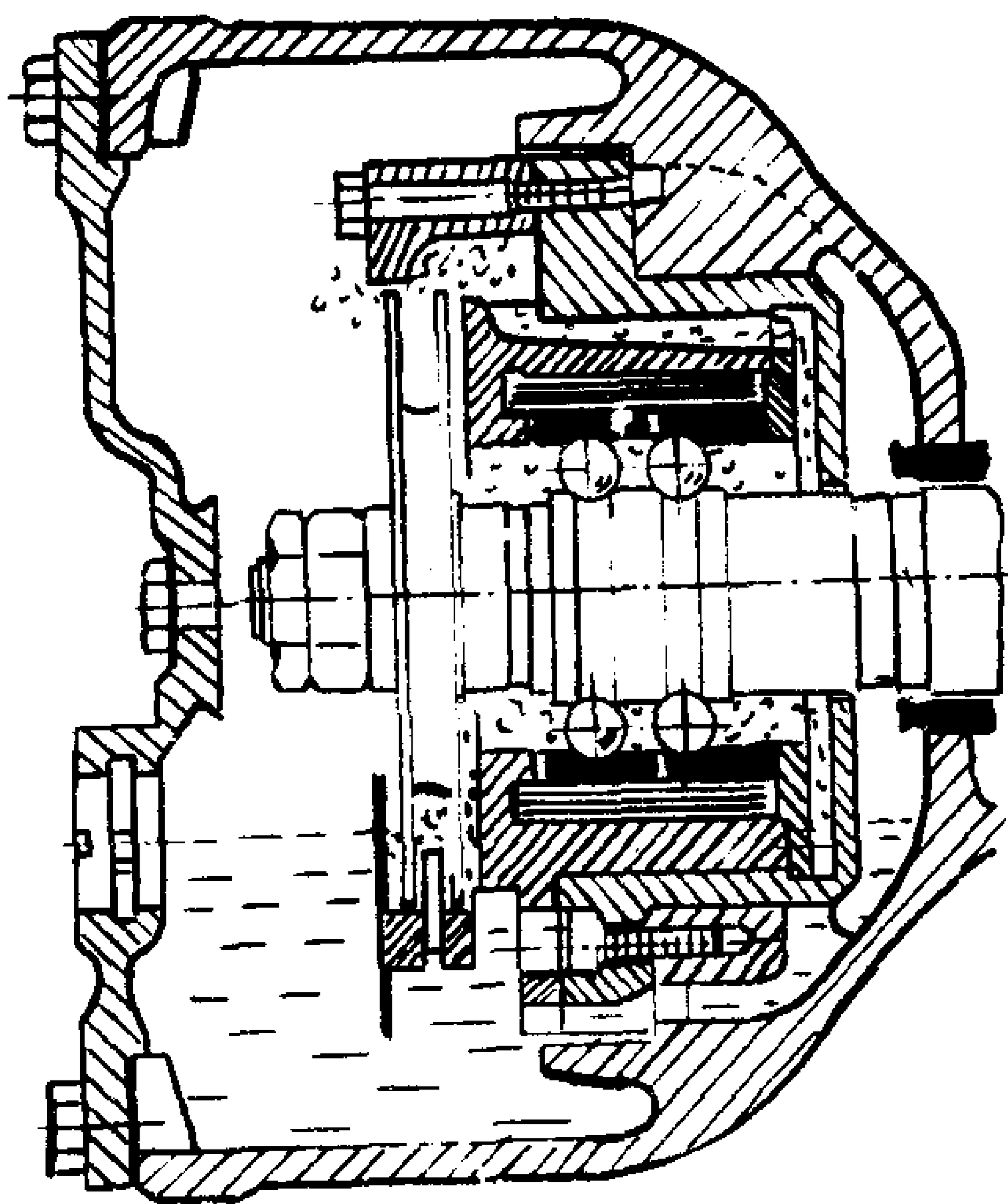


图 4.1.3-37 甩油盘供油

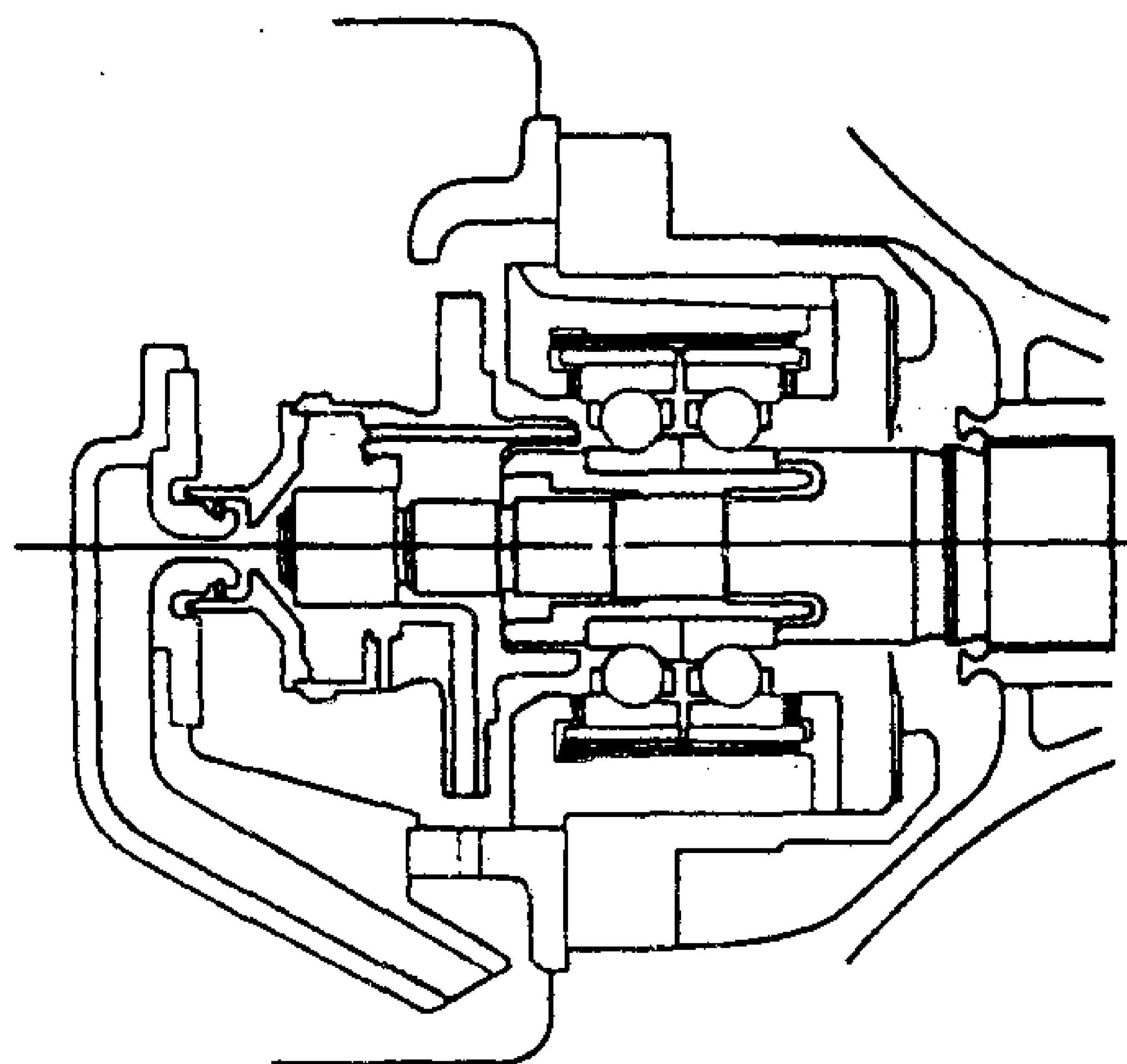


图 4.1.3-38 抽吸泵供油

~ 5 mm。这种供油方式有一定的使用范围，当甩油盘圆周速度大于 150 m/s时，供油量反而会急剧减少。

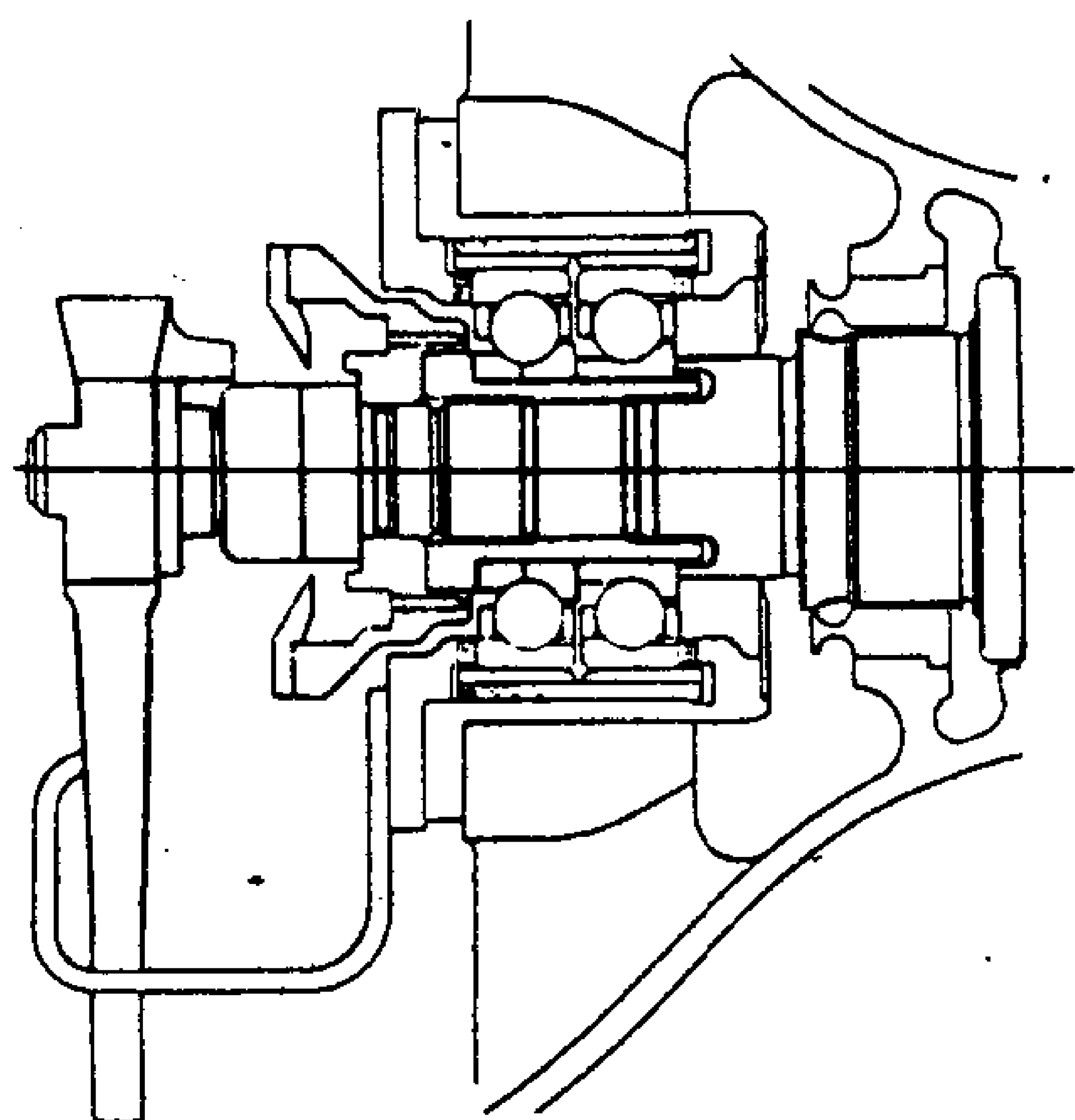


图 4.1.3-39　齿轮泵供油

（2）抽吸泵供油

甩油盘供油有一定的限制。为了适应高压比增压器供油量增加的需要，采用了抽吸泵供油（图 4.1.3-38）。

通常，抽吸泵和甩油盘是同时采用的。低转速时由甩油盘供油，高转速时抽吸泵起作用。

抽吸泵供油还可分离出滑油中的杂质（借离心力的作用将分离出的杂质积存于分离腔中），保证轴承可靠地工作。

（3）齿轮泵供油

齿轮泵供油的滚动轴承如图 4.1.3-39 所示。从油池底部将油吸上来，再经喷嘴将油喷射在轴承保持架下部以确保供油。齿轮泵供油使结构复杂，且受转速限制，一般只适用于转速较低的大型增压器。

在齿轮泵供油的基础上，发展了一种带离心分离滑油杂质装置的供油方式（图 4.1.3-40）。

（4）外部供油的滚动轴承

将齿轮泵供油方式中的油泵拆除，从外部通入滑油。这种供油方式使增压器本身结构简

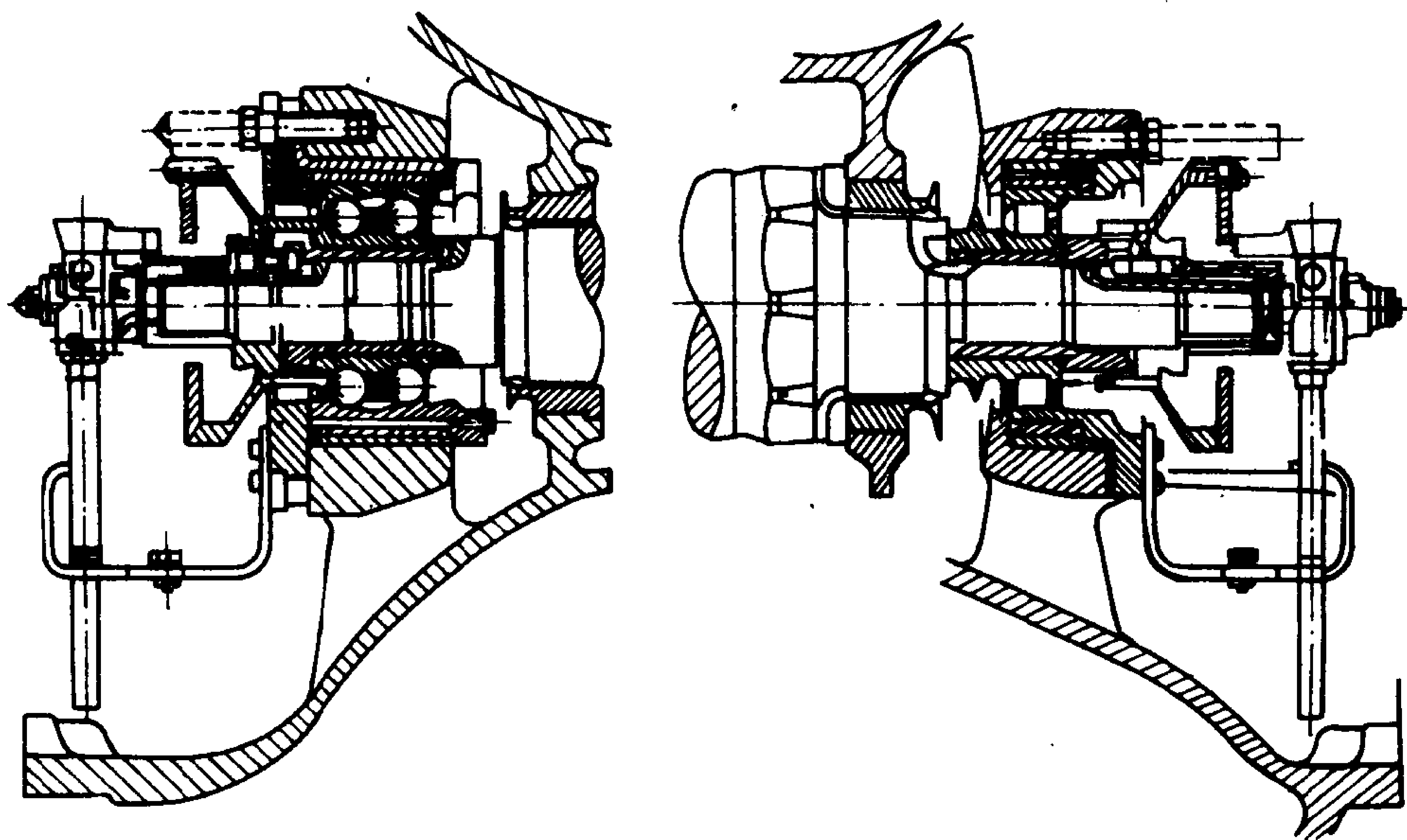


图 4.1.3-40　带分离装置的齿轮泵供油

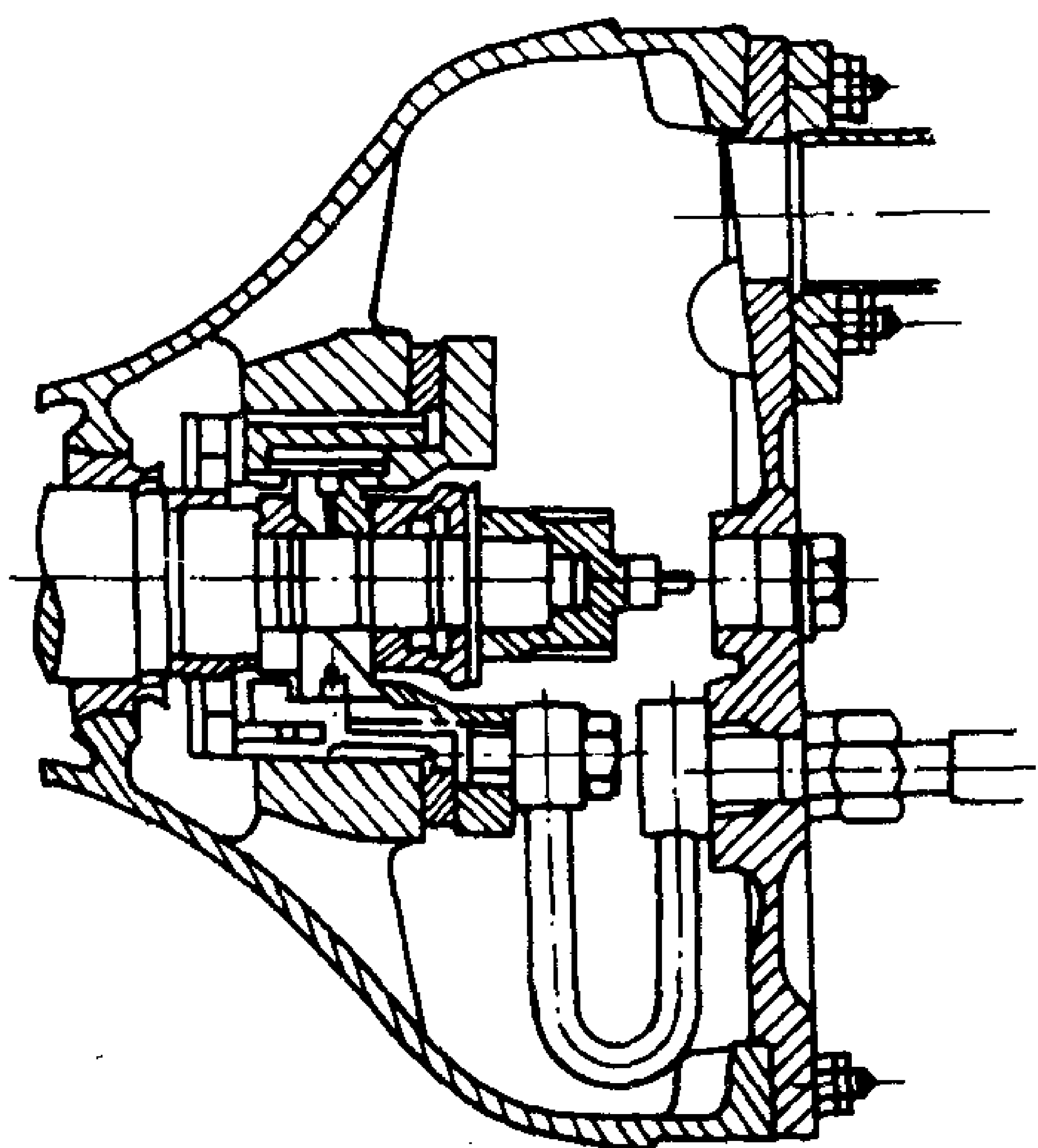


图 4.1.3-41　BBC VTR增压器滑动轴承外部供油装置

化，但必须具备外部供油系统。

2）滑动轴承的润滑

滑动轴承由于摩擦产生的热量大，润滑和冷却对轴承的工作能力影响很大，故必须从外面用压力（0.25～0.4 MPa）供应足够的滑油，保证轴承得到充分的冷却和润滑（图 4.1.3-41）。

2.5.2.2　轴承的润滑系统

轴承的外部供油系统有两种，一种是柴油机曲轴箱的滑油经过滤器过滤后供给增压器的轴承，即柴油机和增压器共用润滑系统；另一种是增压器单独设置一个润滑系统。

图 4.1.3-42 所示为几种常用的润滑系统。

压力表（与柴油机公用）
柴油机供油管
滤器
增压器
到曲轴箱
a ）

溢油管
重力油箱
回油箱
滤器
约8米
压力表
增压器
压力调节阀
滑油冷却器
回油箱
止回阀
油泵
电机
b ）

滤器
由柴油机滑油冷却器来
溢流管
重力油箱
到曲轴箱
约 8 米
滤器
增压器
压力表
到曲轴箱
c ）

溢油管
重力油箱
节流阀
回到曲轴箱或油箱
止回阀
油泵
滤器
压力表
增压器
来自独立油箱或曲轴箱
回到曲轴箱或油箱
d)

图 4.1.3-42　润滑系统

a）适用于小型增压器；b)、c)、d）适用于大型增压器

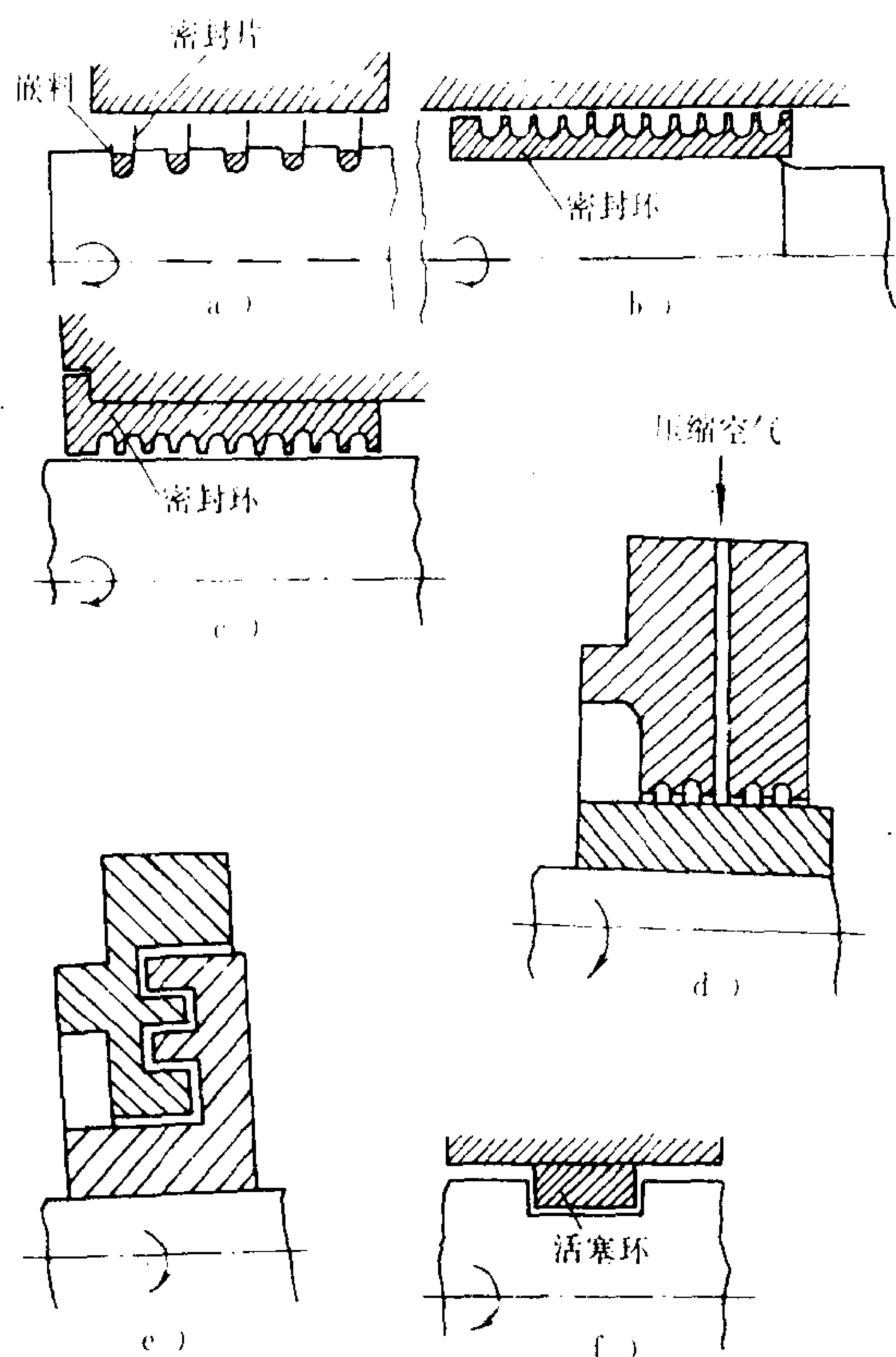


图 4.1.3-43 密封装置的结构型式

a)、b)、c) 迷宫式轴向密封；d) 带引气的轴向密封；

e) 迷宫式径向密封；f) 活塞环密封

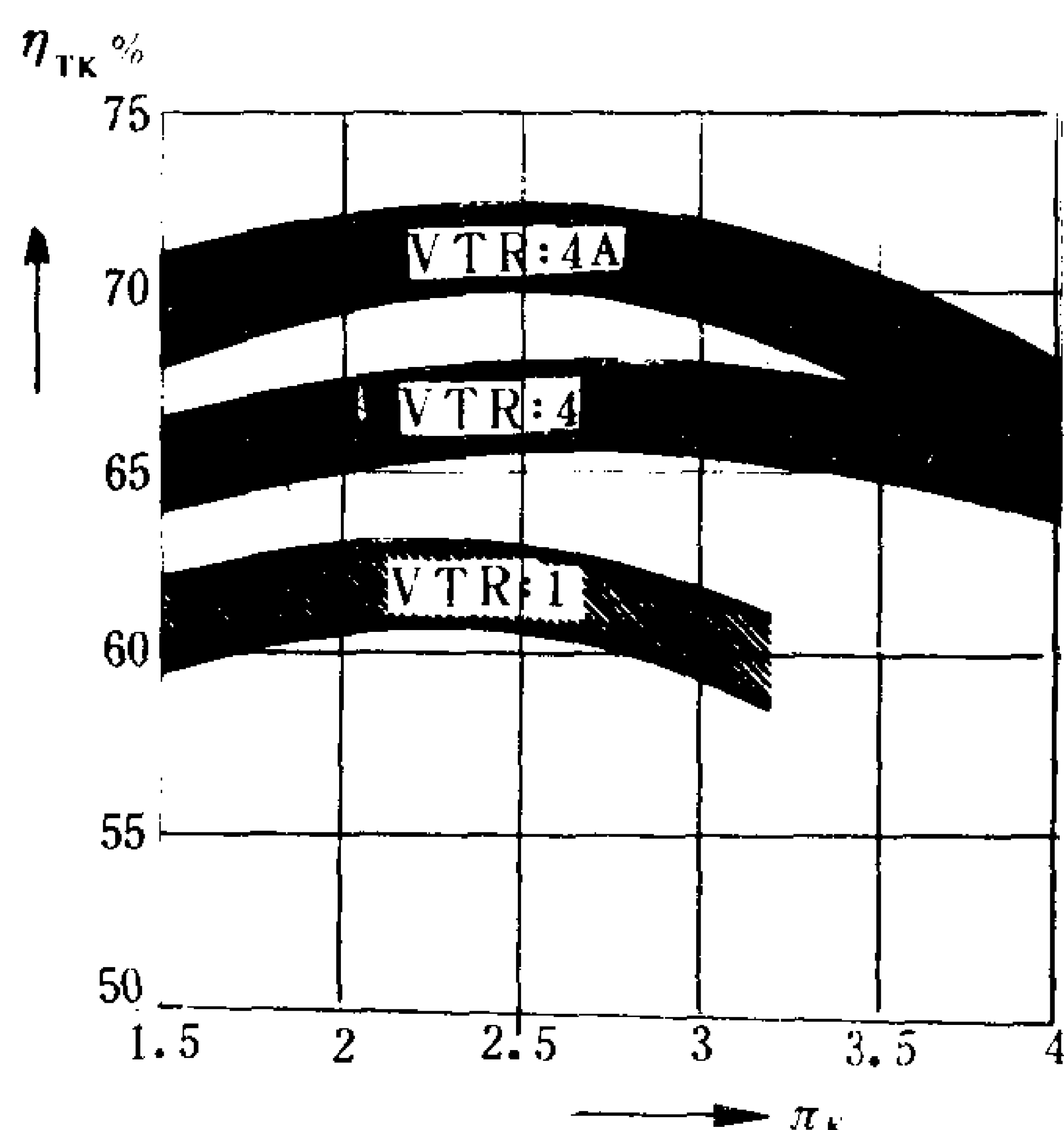


图 4.1.3-44 VTR 系列涡轮增压器效率

为了保护轴承，在供油系统中必须装有滑油滤器，其过滤粒度为：粗滤—50 μm，细滤—20 μm。在供油系统中，希望每台增压器，最好是每个轴承都单独装一只滤器。

2.5.2.3 （润）滑油

内部供油的滚动轴承采用汽轮机油，如HU-46 等。

外部供油系统一般采用柴油机滑油，如HC-14，HC_2-16，HC_2-20 等。或者采用航空滑油，如HH-20 等。

滑油的选用应根据滑油的工作条件及其性能来决定。如果改用代用油，则必须遵守制造厂的有关规定。或者选用性能相近的滑油。

2.5.3 密封装置

1）密封装置的作用。

涡轮增压器的密封装置包括气封和油封（图 4.1.3-46、图 4.1.3-53、图 4.1.3-62）。

在增压器转子与固定件衔接的各个部位都应根据对泄漏量的要求，采用各种型式的密封装置。其目的是为了减少空气、燃气和滑油的泄漏量。

2）密封装置的结构型式

密封装置处于密闭的狭小空间，其运动部分和静止部分之间的间隙很小，且直接与具有压力的空气和高温燃气及滑油相接触，工作条件比较恶劣。图 4.1.3-43 所示为增压器常用密封装置的结构型式。

迷宫式密封装置是利用气体在流动过程中通流截面的突然变化所形成的节流作用而达到密封效果的。活塞环密封是将活塞环利用其胀力固定在外面的静止壳体上，在环的两边与转轴留有很小的间隙，这种结构多数用在小型增压器中。各种密封装置的相对转速都很高；它们的间隙也很小（0.1～0.3 mm），间隙的大小与加工、装配和动平衡精度有关。由于长期工作，可能造成密封片（环）磨损，所以在

结构上可以进行更换。

3）密封装置材料

密封环：要求材质较软，多用铜材。

密封片：不锈钢薄板，如 1 Cr 13。

嵌　料：锰白钢，如 BMn 40-1.5 或纯工业铁丝。

活塞环：合金铸铁或球墨铸铁，弹簧钢如 65 Mn。

2.6 涡轮增压器实例

2.6.1 轴流增压器实例

2.6.1.1 瑞士 BBC-VTR 系列涡轮增压器

1）VTR 系列发展概况

瑞士 BBC 公司是世界上最早制造涡轮增压器的厂家。早在 1945 年就开始了 VTR 系列化的生产和研究。从 1923 年制造涡轮增压器开始，首先形成了 VTR..0 系列，包括 9 个型号；1970 年后在“0”系列的基础上派生出 VTR..1系列，包括 8 个型号；经不断改进，于

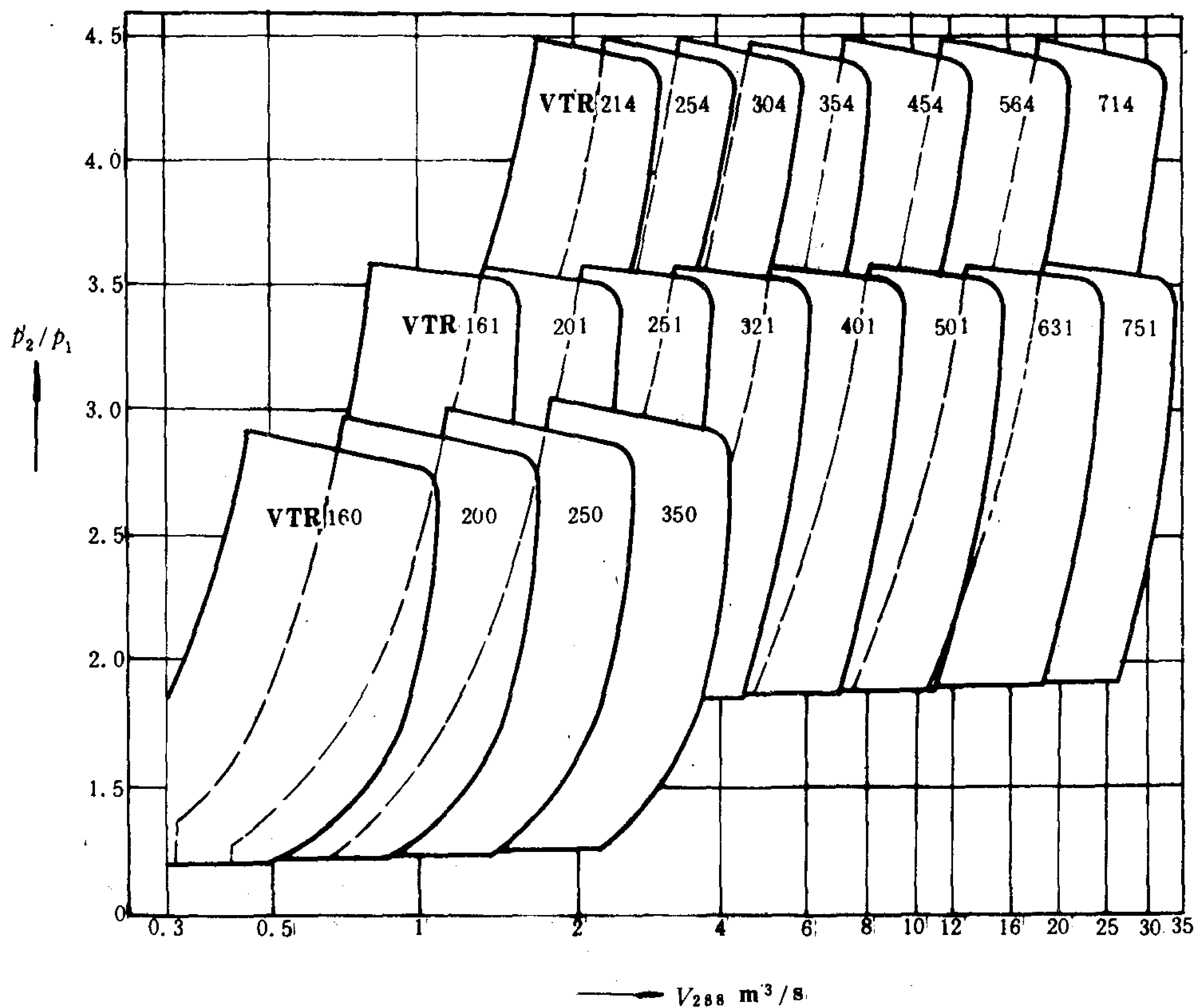


图 4.1.3-45 VTR系列涡轮增压器流量框图

1979 年又发展了 VTR..4系列，包括 7 个型号，其通流元件已作了根本性的改变，许多零件已不能与“0”、“1”系列互换。表 4.1.3-7 说明了 VTR 系列增压器各型号的压气机工作轮直径 D_2的变化情况。1984 年该公司又发展了 VTR..4A系列。“4”系列和“4A”系列的尺寸和功率范围相同。两者的主要区别在于压气机工作轮、涡轮叶片以及喷嘴环的结构有所改变，“4A”系列的性能大为改善。图 4.1.3-44 表示 VTR 系列涡轮增压器效率情况。图 4.1.3-45 是 VTR 系列涡轮增压器的流量框图。

表 4.1.3-7 VTR 系列涡轮增压器型号

VTR..0	VTR160	VTR200	VTR 250	VTR 320	VTR 400	VTR 500	VTR 630	VTR 750	VTR 900
D_2 mm	180	224	280	355	450	560	710	850	900
VTR..1	VTR 161	VTR 201	VTR 251	VTR 321	VTR 401	VTR 501	VTR 631	VTR 751	
D_2 mm	191.7	240.57	302.87	381.29	480.21	604.3	760.76	904.17	
VTR..4		VTR 214	VTR 254	VTR 304	VTR 354	VTR 454	VTR 564	VTR 714	
D_2 mm			294.27	349.74	415.67	523.3	658.79	829.37	

图 4.1.3-46 为 VTR..0和 VTR..1系列涡轮增压器。图 4.1.3-47 和图 4.1.3-48 分别为 VTR..4系列水冷和非水冷涡轮增压器。

2）VTR 系列的特点

（1）分档合理　系列中各型号按几何尺寸分档。各档的线性尺度（主要是指压气机工作轮外径）按从优数系列R 10（$\sqrt[10]{10}=1.25$）逐型递增，使各型增压器保持几何相似。

（2）适应性强，调整方便　每一型号在壳体、转子、叶片等主要零、部件不变的情况下，通过切削通流元件使供气量和压比在宽广的范围内调整，以适应柴油机的配机需要。

（3）留有充分的储备　系列从一开始就留有充分的提高裕度，以适应柴油机对增压器供气量、压比和效率的进一步要求。这是在增压器壳体和其它零件的尺寸、形状不变的情况下，

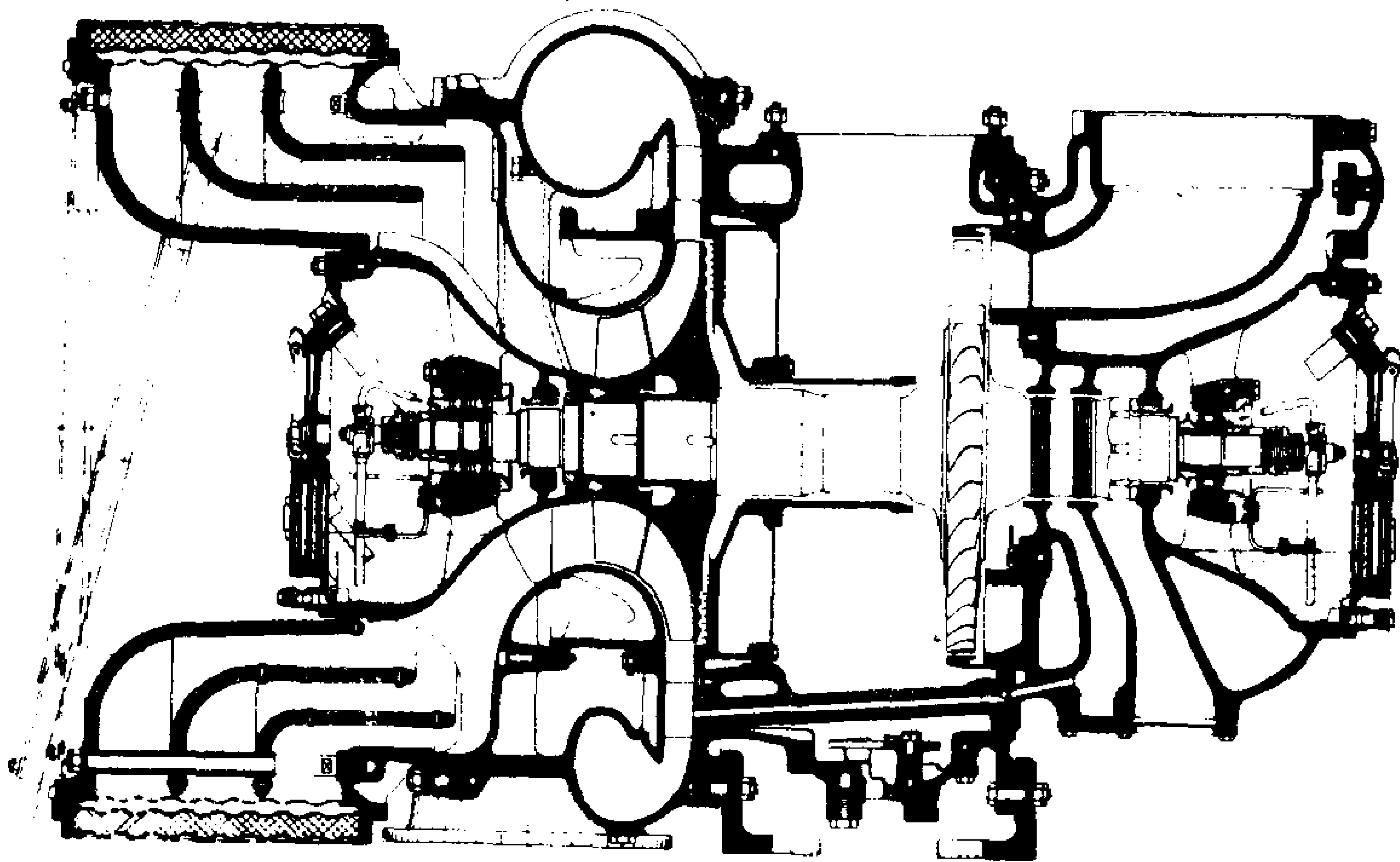


图 4.1.3-46 VTR..0 和VTR··1 系列涡轮增压器

主要通过提高通流元件的气动性能来实现的。

（4）各型号之间有很大的重叠度　由于型号之间重叠度大，所以在同一供气量和压比时可以选用不同型号的增压器，以充分适应高、中、低速柴油机对外形尺寸的不同要求。

（5）运行可靠，零件通用　VTR增压器的使用寿命与大型柴油机相当。大型增压器的使用寿命约20年。系列结构设计保持稳定，零部件的外形和尺寸在尽可能长的时间内不变，使新老产品都能换用相同的备件。

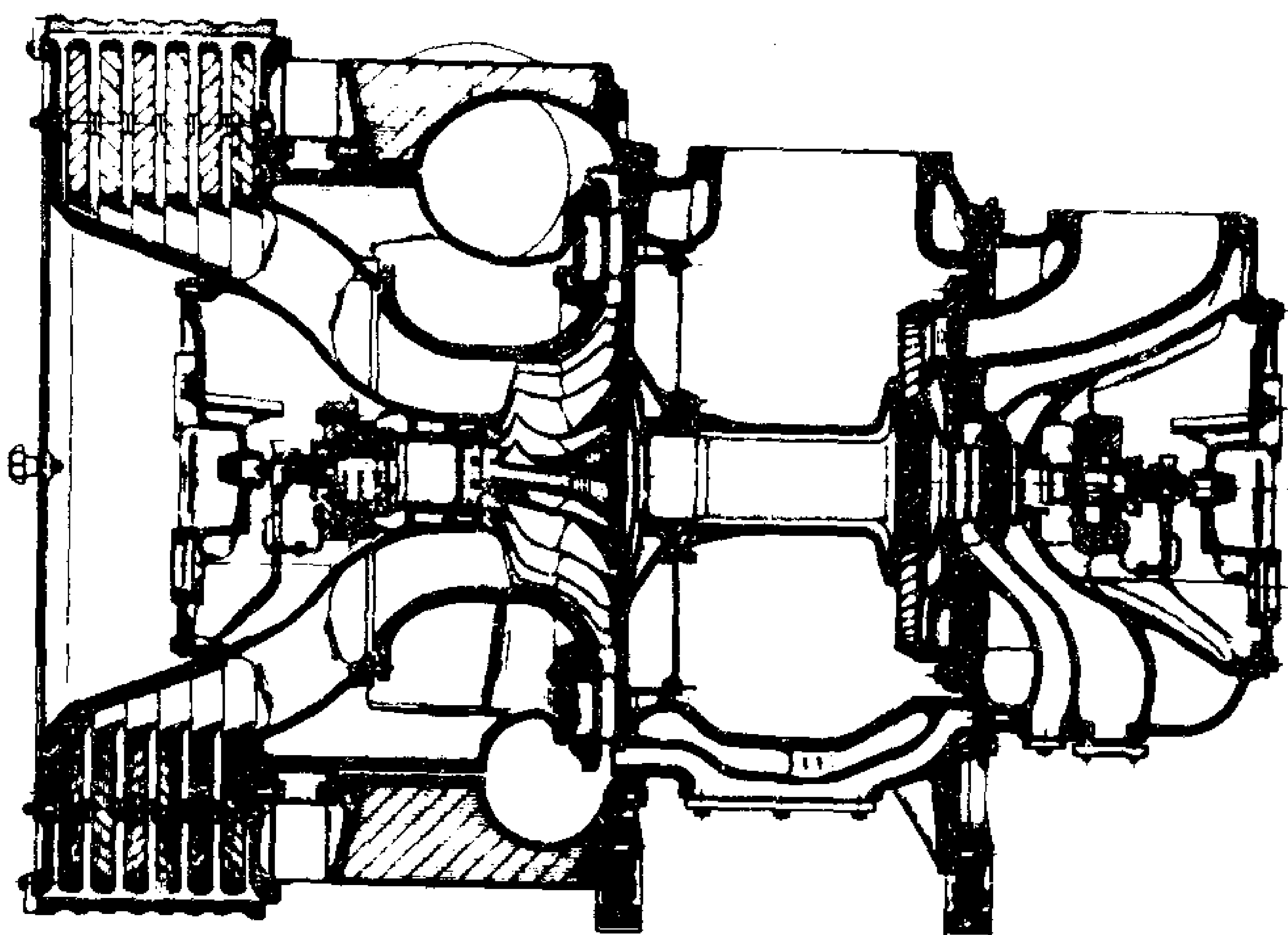


图4.1.3-47　VTR··4系列水冷涡轮增压器

3）结构及性能特点

除新发展的“4”系列的VTC..4增压器采用内置轴承布置形式外（图4.1.3-49），VTR系列均采用外置轴承布置形式。由转子和四大壳体构成。各壳体相对位置可以根据柴油机的安装位置要求不同而相互转动。

轴承备有滚动和滑动两种，供订货者选用（VTR 160和VTR 250只有滚动轴承）。如果用户不提出要求，则优先供应滚动轴承。为了适应压比的提高，推力轴承的承载越来越大，该公司发展了一种串列式滚动轴承新结构（图4.1.3-50），并由此发展为一个径向推力轴承加装一个4点接触轴承的设计图（图4.1.3-51）。

转子为柔性设计。为了能吸收转子可能出现的振动和吸收转子通过临界转速时的能量，轴承座装有弹性减振装置。

滑动轴承均采用外部压力供油。滚动轴承主要采用自供式独立润滑。

“0”和“1”系列的最高压比可达3.5，能满足185～29 400 kW的各种用途的柴油机增压需要。“1”系列比“0”系列的尺度稍大（压气机工作轮外径大7%），流量也相应大25%。

“4”系列的特点是：压气机采用光顺进气道、加大工作轮宽度、长短叶片后弯式工作轮和机翼形叶片扩压器；涡轮工作叶片和喷嘴叶片均为机翼形，取消拉筋或者采用椭圆形拉筋；涡轮壳有水冷和非水冷两种。“4”系列压气机工作轮外径比“1”系列大9%，比“0”系

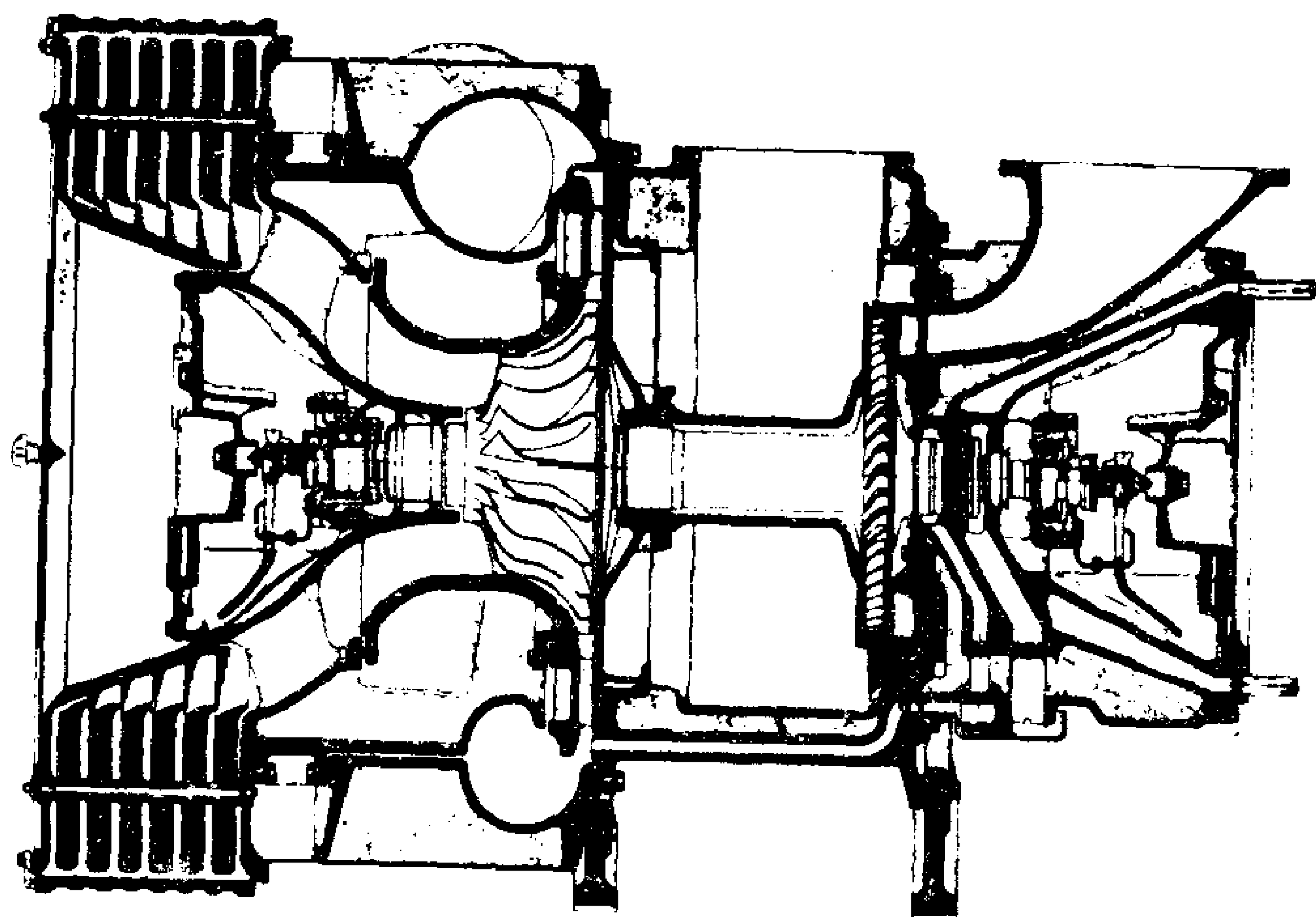
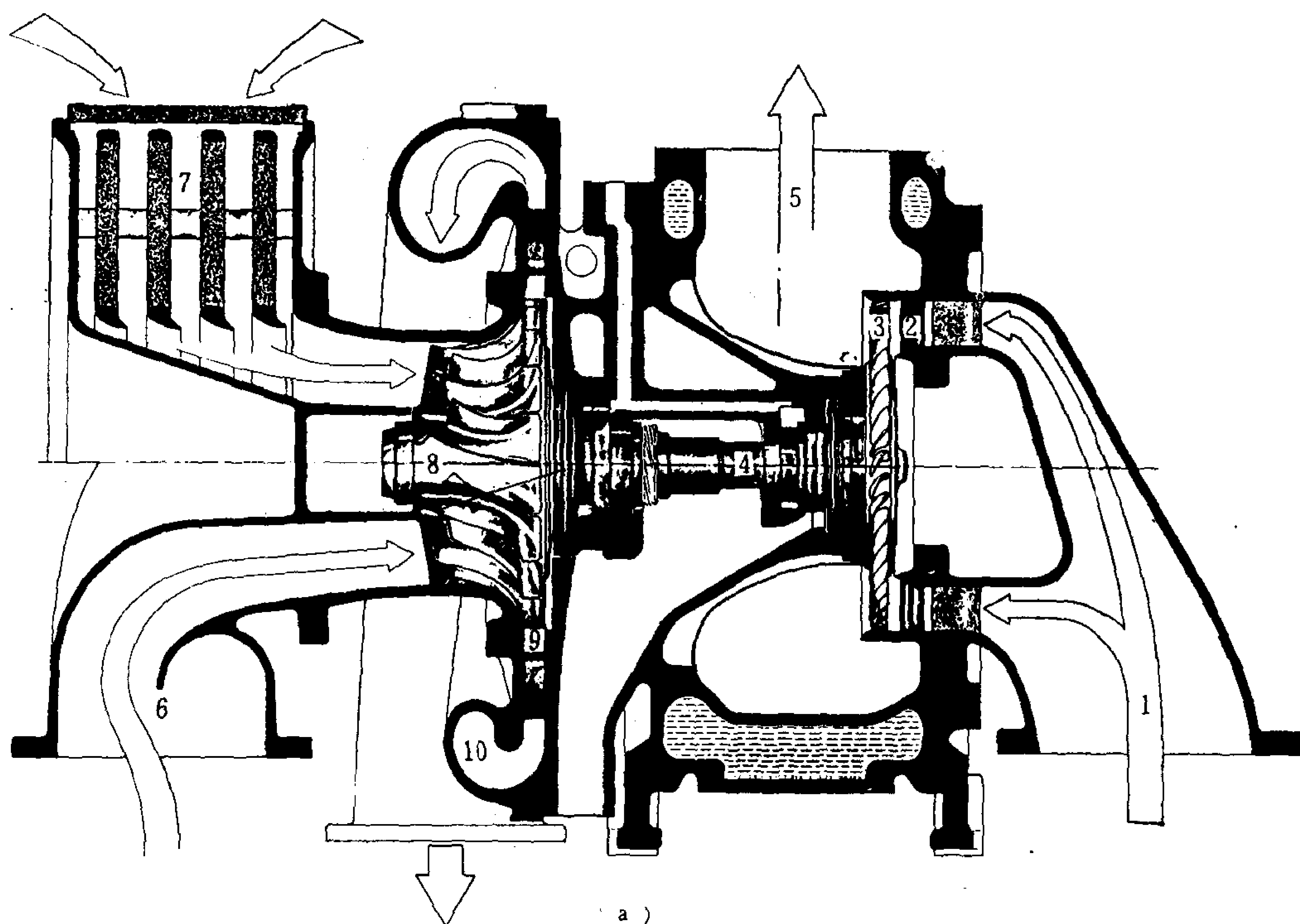


图4.1.3-48　VTR··4系列非水冷涡轮增压器



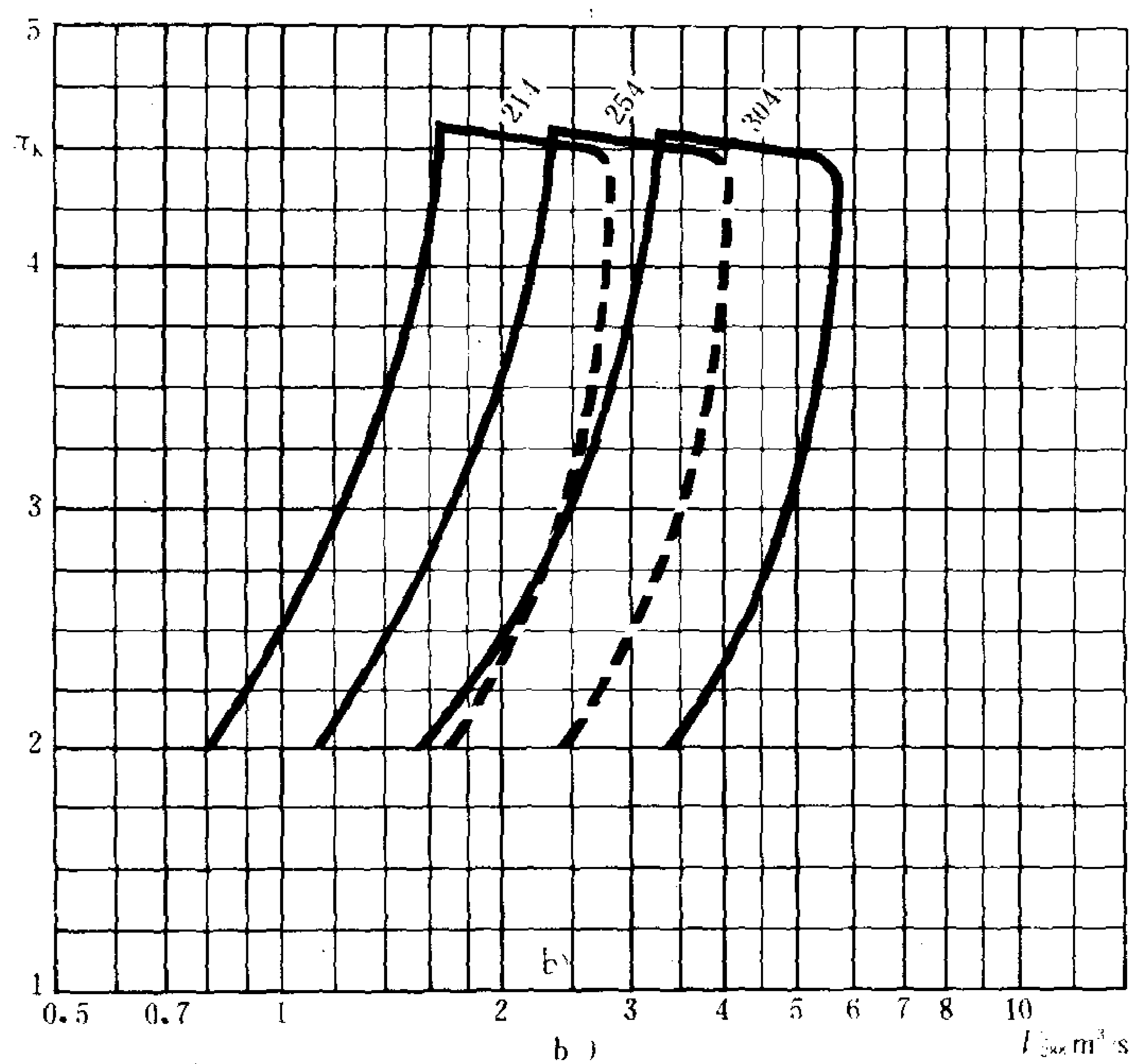


图 4.1.3-49 VTC 254 涡轮增压器

a) VTC 254 增压器；b) VTC · · 4 流量框图

1 -涡轮进气壳；2 -喷嘴环；3 -工作轮；4 -涡轮轴；5 -涡轮排气壳；6 -压气机进气壳；7 -空气滤清器；8 -压气机工作轮；9 -导风轮；10-蜗壳

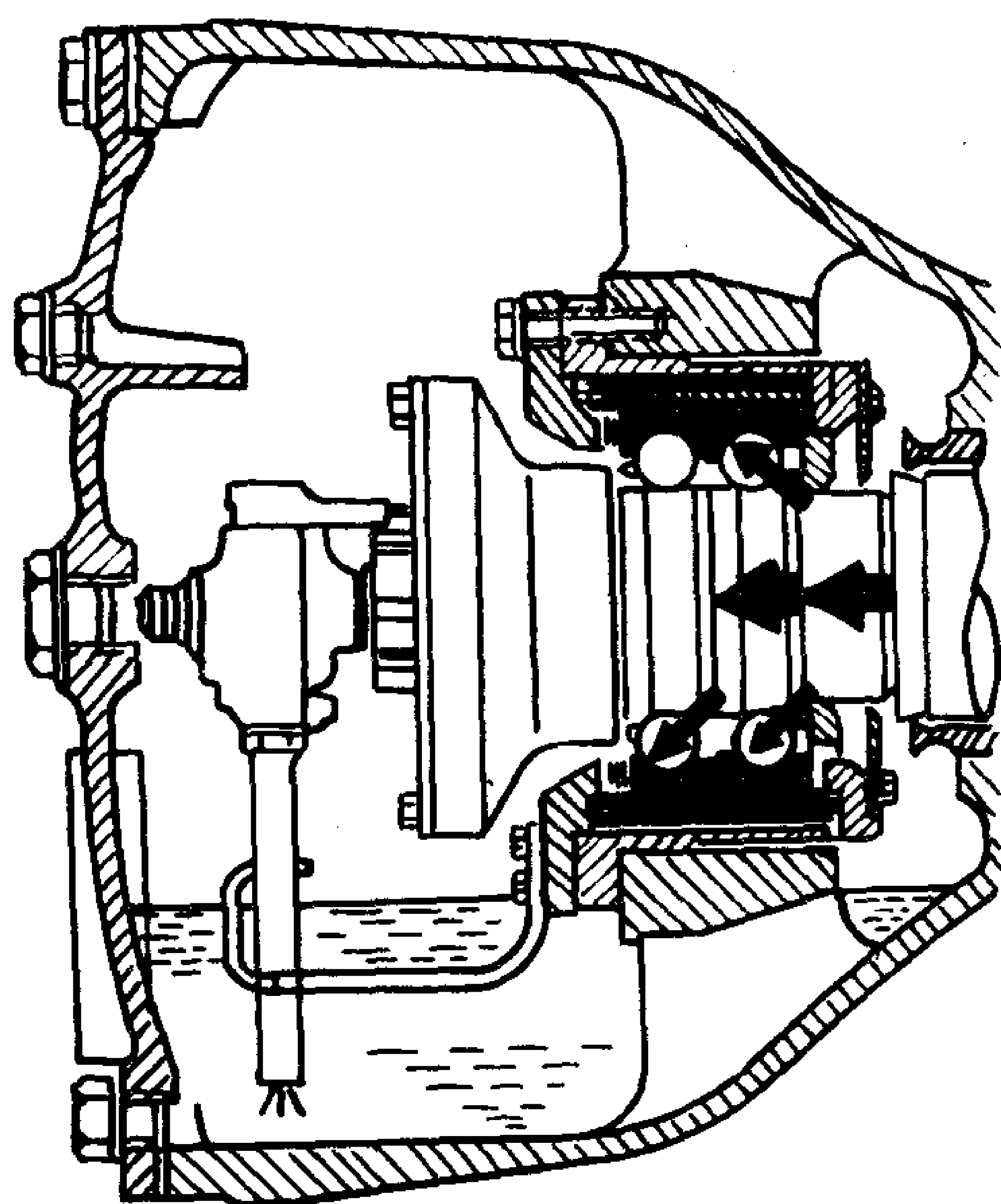


图 4.1.3-50 串列式滚动轴承

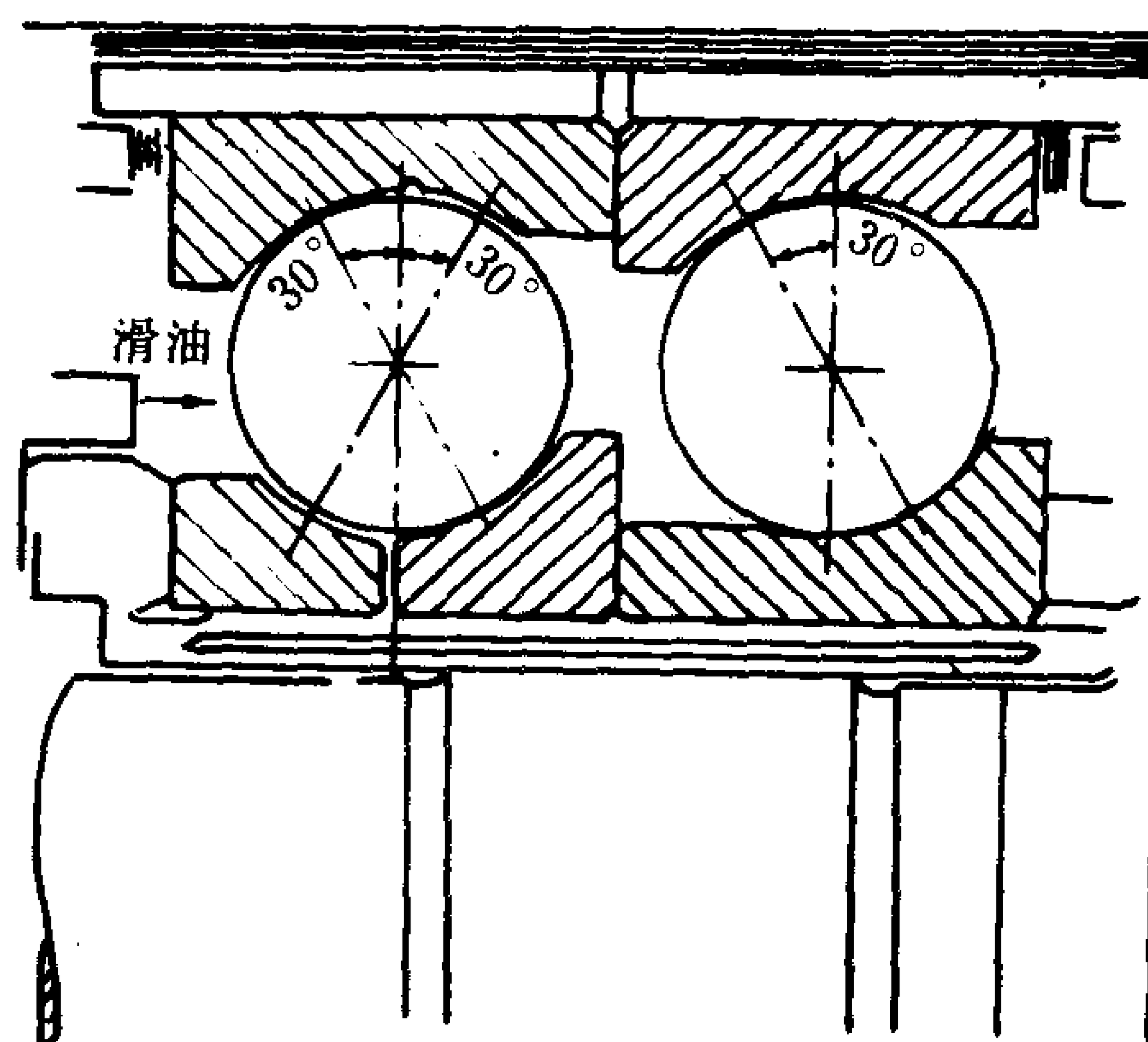


图 4.1.3-51 四点接触轴承设计

列大 16.6%，流量则比“1”系列增大 20%。持续工作压比达 4.0，最高压比为 4.5。

“4 A”系列在“4”系列基础上主要对压气机导风轮和叶轮以及涡轮进行了优化设计，并对喷嘴环作了改进。由于采取一系列措施，使涡轮和压气机效率均达到 86%，增压器效率达 72.5%。

4）压气机和涡轮的变型方法

压气机的变型是通过车削扩压器内径、改变叶片扩压器进口角和车削工作轮外子午面等方法来实现。涡轮的变型是通过改变喷嘴环的面积和改变叶片高度来实现。以“0”和“1”系列为例，其导风轮和叶轮分 G、Z和F 三型。G 型内分 4、5、6、7、8、9 六种轮宽（流量相当）；Z型内分 2、4、6、7、8 五种轮宽；F 型内分 4、5、6、7、8 五种轮宽。扩压器分K、T、U三型，分别具有原始进口角 13°13′、15°33′和 21°45′，但又切成 3～9 种内径，从而构成多种进口角变型。此外，涡轮有I、II、III、IV四种叶高；喷嘴有 18、20、24 等距和 24 不等距四种叶片数，构成 9～15 种不同的出口截面，等等。

5）产品型号的表示

（1）产品型号规格的表示方法

①VTR..0,1系列产品型号规格，如

VTR401-2NA	GB4NT41.0	IIER251DI	W3Z4

它由四段组成：

首段：系列产品型号，总体结构型式，基本尺寸，设计变型，最高转速及特殊装置。

第二段：表示压气机几何形状，导风轮几何形状，叶片扩压器形状和尺寸。

第三段：表示涡轮喷嘴和动叶高度，转轴号，喷嘴环号和面积。

第四段：表示轴承型号，结构，润滑装置，监控装置。

②VTR..4,4A系列产品型号规格，如

型号　VTR 454-11

规格　V 01105，R 011，H 01108，W 02106，E 01109，L 14100，T 01100

其中，规格中的文字和数字表示某一元件型号材料尺寸等，说明如下：

压气机叶轮：V | · | · | · | · | · |

型　式	材　料	叶轮尺寸
VA	VC	VG
01	1	09

压气机导风轮：R | · | · | · |

型　式	材　料
RA	RC
01	1

扩压器：H | · | · | · | · | · |

型　式	材　料	面　积
HA	HC	HF
01	1	12

轴：W | · | · | · | · | · |

型　式	材　料	尺　寸
WA	WC	WG
02	1	08

喷嘴环：E | · | · | · | · | · |

型　式	材　料	面　积
EA	EC	EF
04	3	18

压气机端轴承：L | · | · | · | · | · |

型　式	润滑型式	油量监控	振动监控
LA	LS	LU	LV
14	1	0	0

涡轮端轴承：T | · | · | · | · | · |

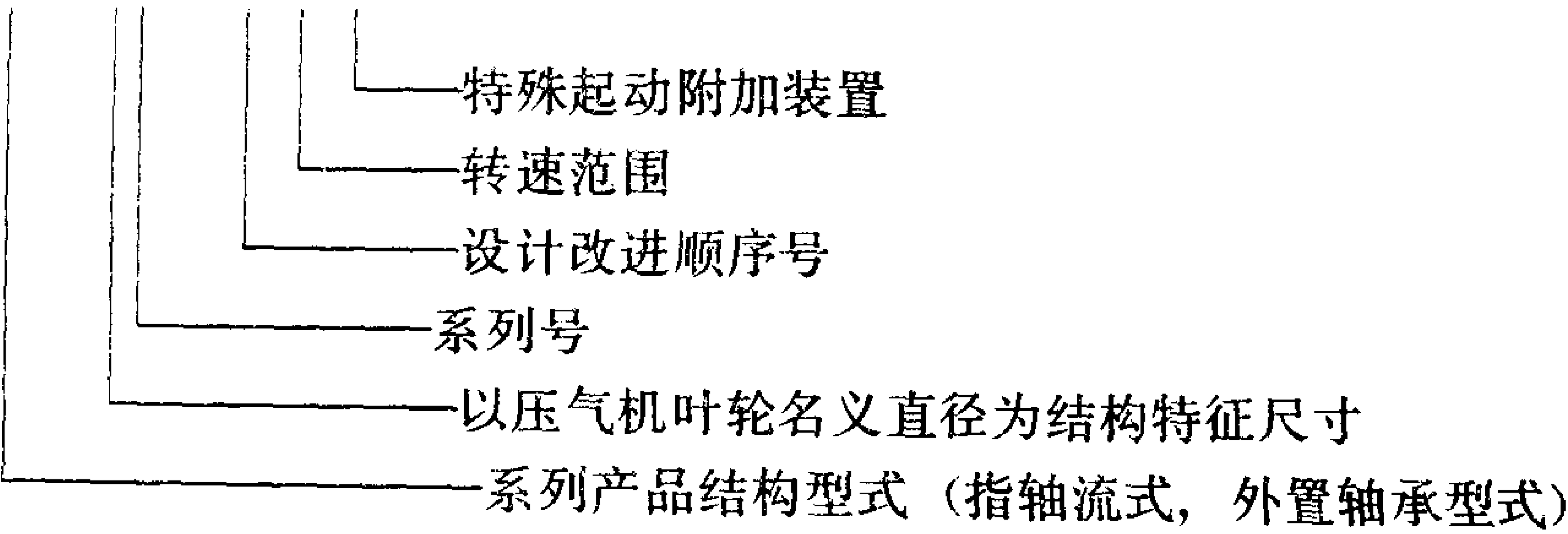
型　式	润滑型式	油量监控	振动监控
TA	TS	TU	TV
01	1	0	0

覆盖环：U | · | · | · |

型　式	材　料
UA	UC
03	3

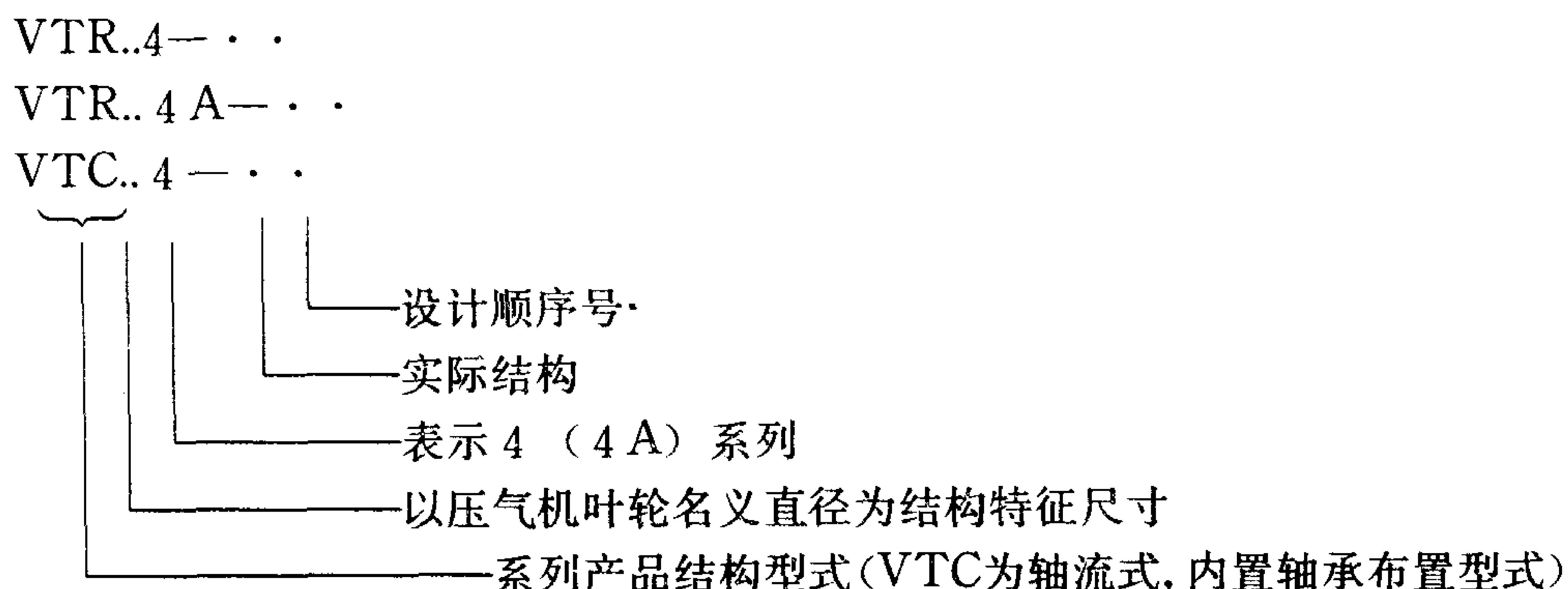
（2）型号命名的构成

①VTR..0,1系列产品型号



如 VTR 251-2 P，表示为 VTR..1系列产品，轴流式，外置轴承布置结构，压气机叶轮名义直径为 250 mm(实际为 302.8 mm)，该系列型号在设计上作了改进，其顺序号为“2”，增压器最高转速限制在 P 范围内。

②VTR.. 4， 4 A和VTC.. 4 系列产品型号



2.6.1.2 德国MAN NA系列涡轮增压器

MAN 公司生产的增压器主要供本公司生产的柴油机增压用。早期增压器有 11 个型号，即N 20、N 24、N 28、N 34、N 40、N 48、N 57(以上用于四冲程柴油机)、Z 567、Z 576、Z 1289（以上用于二冲程柴油机），以上十个型号为轴流式。径流增压器只有 NR 12 一个型号。这些型号可以匹配功率为 90～11 300 kW的柴油机。在早期增压器的基础上，经过改进后，主要发展了 NA、ZA和 NR 系列。NA和ZA为轴流式，NR为径流式。

NA系列是MAN公司在 1977 年发展的高增压轴流增压器。该系列有七个型号，即 NA 34、NA 40、NA 48、NA 57、NA 70、NA 83、NA 100，其中前四个型号用于四冲程柴油机，后三个型号用于二冲程柴油机。

NA 系列的每一种型号都有几种变型以适应不同增压比的需要，它们以扩展符号表示。如扩展符号 K（表示成 NA/K 型）表示增压比 $\pi_k \leq 3.3$，符号 M 表示 $\pi_k \leq 3.5$，符号 N 表示 $\pi_k \leq 4.0$。

NA系列按压气机工作轮外径尺寸分档。其分档方法按级数关系 $D = (4\sqrt{2})^{q_n}$，其中 $q_n = 0 \sim 6$，最小直径为 340 mm（即NA 34)，最大直径为 1000 mm（即 NA 100)。

NA系列最大配机流量达 48 m³/s，最大配机功率为 22 000 kW，最高压比为 4.0，压气机最高效率为 82%，增压器效率达 64%。图 4.1.3-52 为NA系列流量框图。

图 4.1.3-53 为 NA 系列增压器。它的总体布置按内置轴承布置形式。涡轮采用非水冷壳体，两个滑动轴承置于中间壳内，使轴承有良好的同轴度，不易受壳体变形影响。润滑系统与柴油机共用，滑油进入增压器前经网孔为 50 μm的滤器。消声器结构比较新颖，设计成腔室结构。

MAN 公司还研制了利用常规增压器来实现超高增压的两级单体涡轮增压器。它是将两台相邻型号的增压器（如NA 4030、NA 10083）的转子背靠背地串联安装在一个机壳内（图 4.1.3-54)。

2.6.1.3 中国 261 P 涡轮增压器

中国无锡动力机厂于 1958 年开始生产增压器。现在生产的 261 P 即原来的 40 GP 涡轮增压器。该厂生产的轴流式和径流式增压器可匹配功率为 51～2200 kW的柴油机。轴流增压

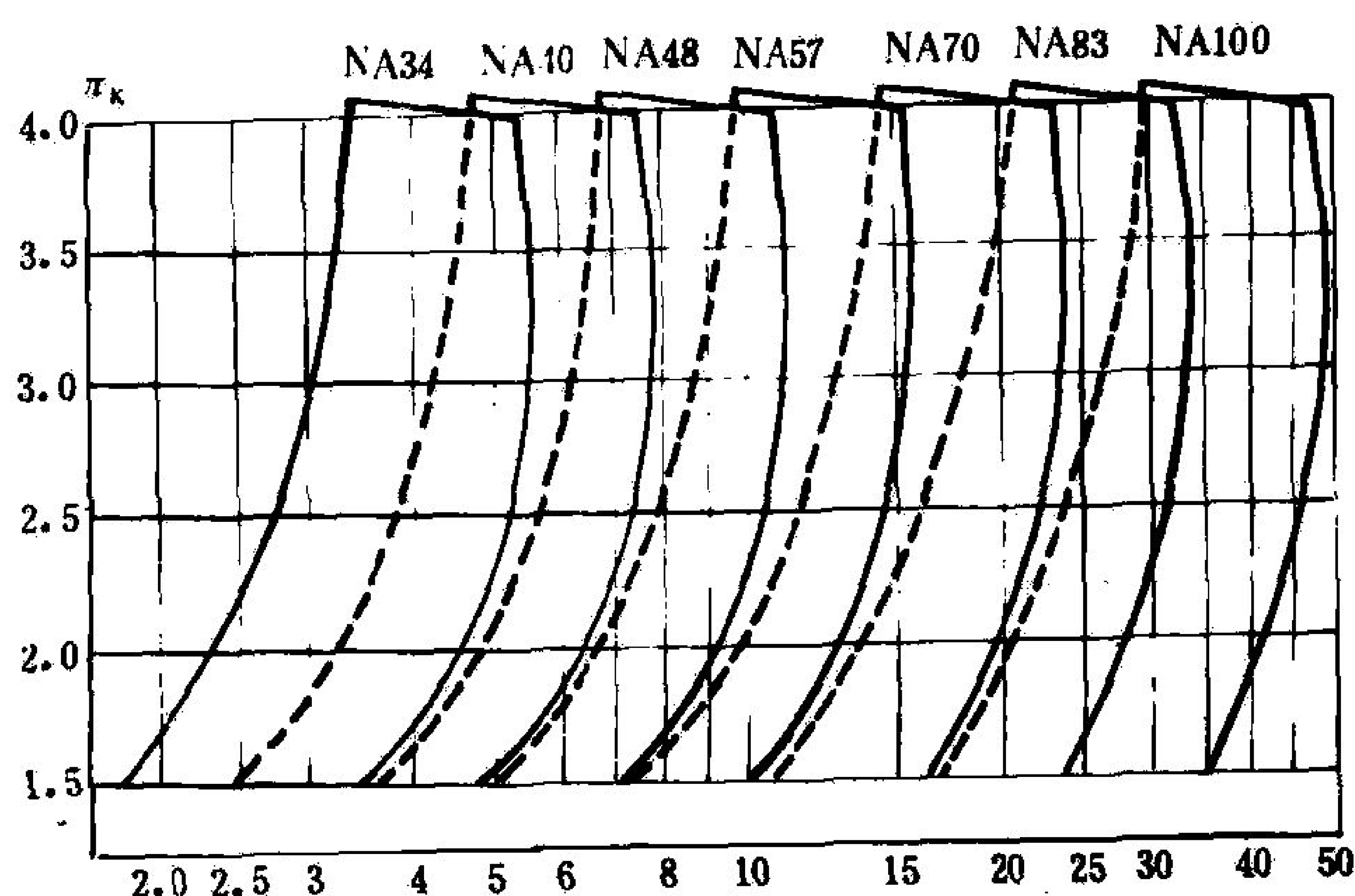


图 4.1.3-52　NA 系列增压器流量框图

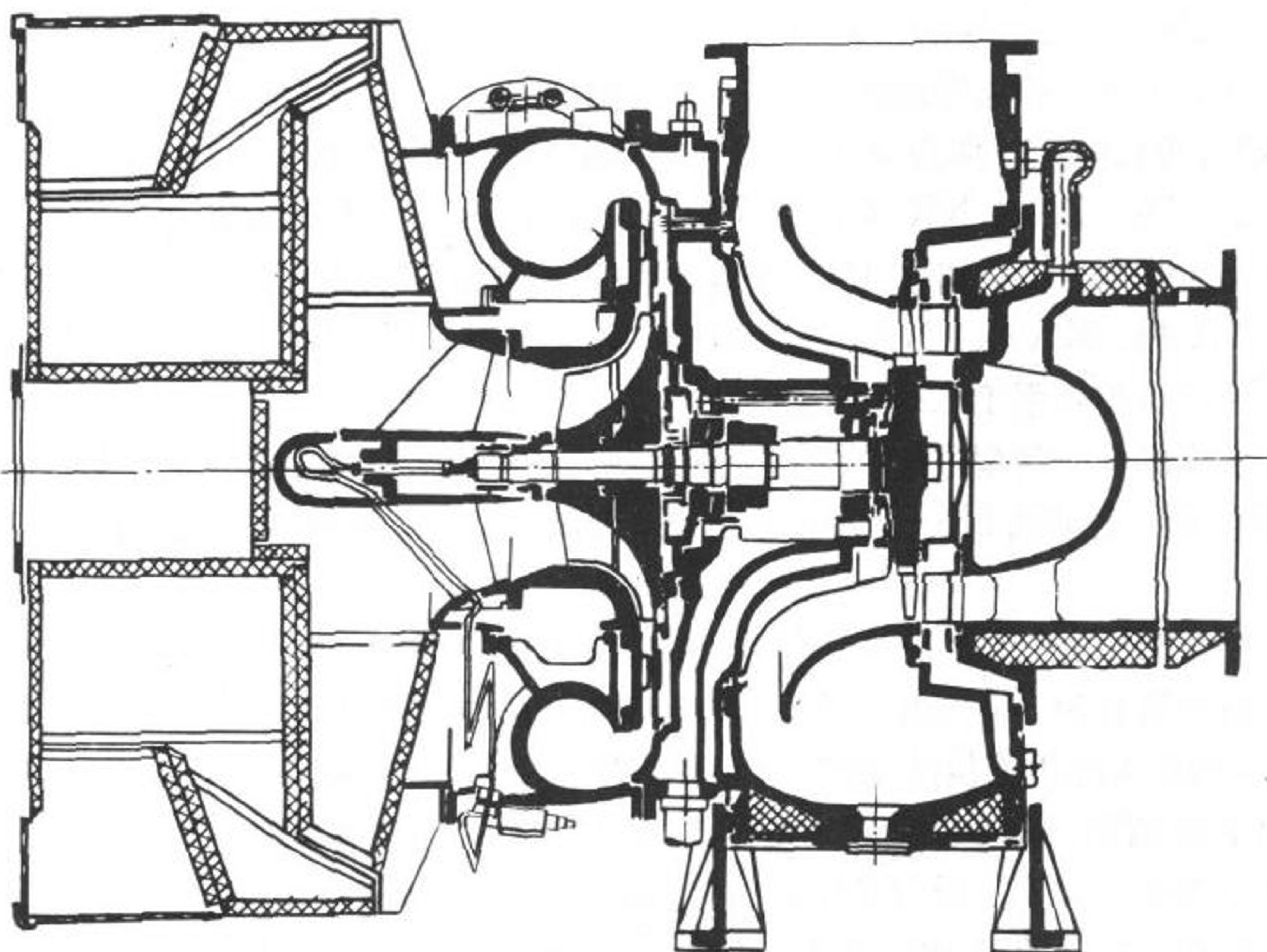


图 4.1.3-53　NA 系列增压器

器型号主要有 261 P、320 P、35 ZP等。其流量范围为 1.4～4.9 kg/s，最高压比为 3。

图 4.1.3-55 为 261 P 增压器。总体结构按内置轴承布置。滑动轴承、与柴油机共用润滑系统。装配式转子，涡轮工作轮和压气机导风轮过盈配合于轴的两端。中间壳为水冷式。压气机壳、涡轮壳对中间壳可以相对转动。

型号 261 P中，261 表示压气机工作轮直径 (mm)，P表示轴流式。该型增压器流量范围为 1.4～3.3 kg/s，压比为 3。

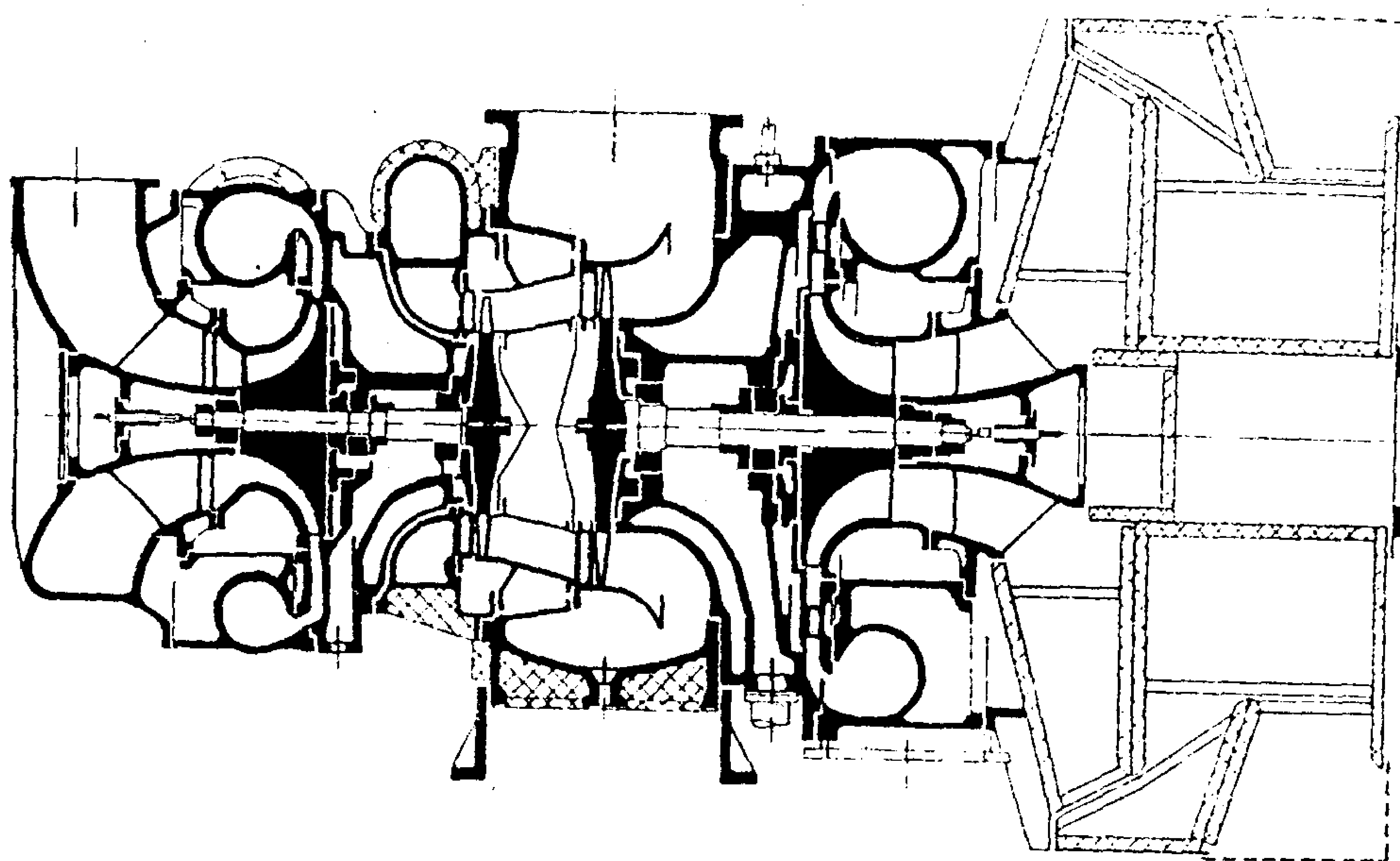


图 4.1.3-54　两级单体涡轮增压器

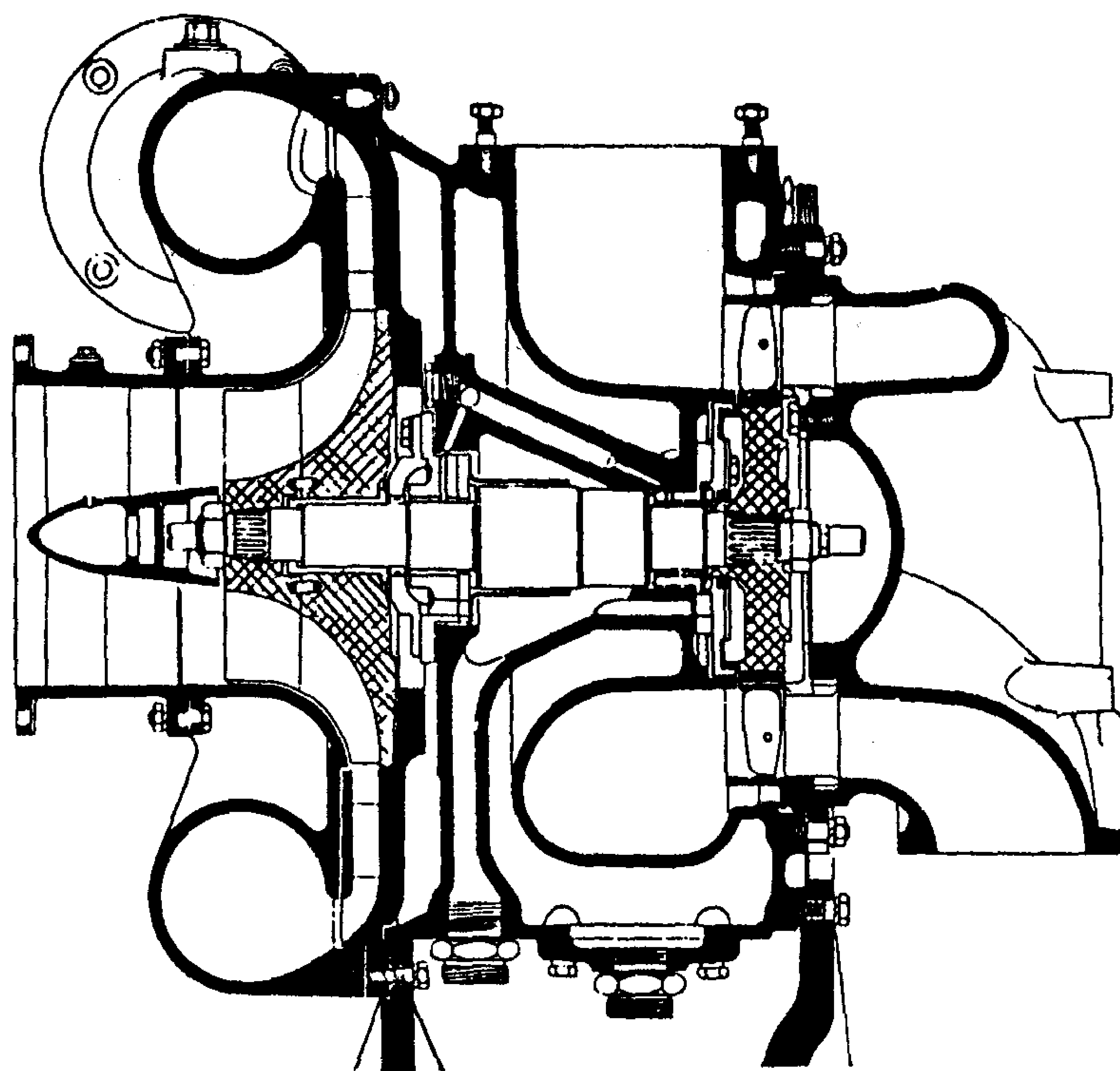
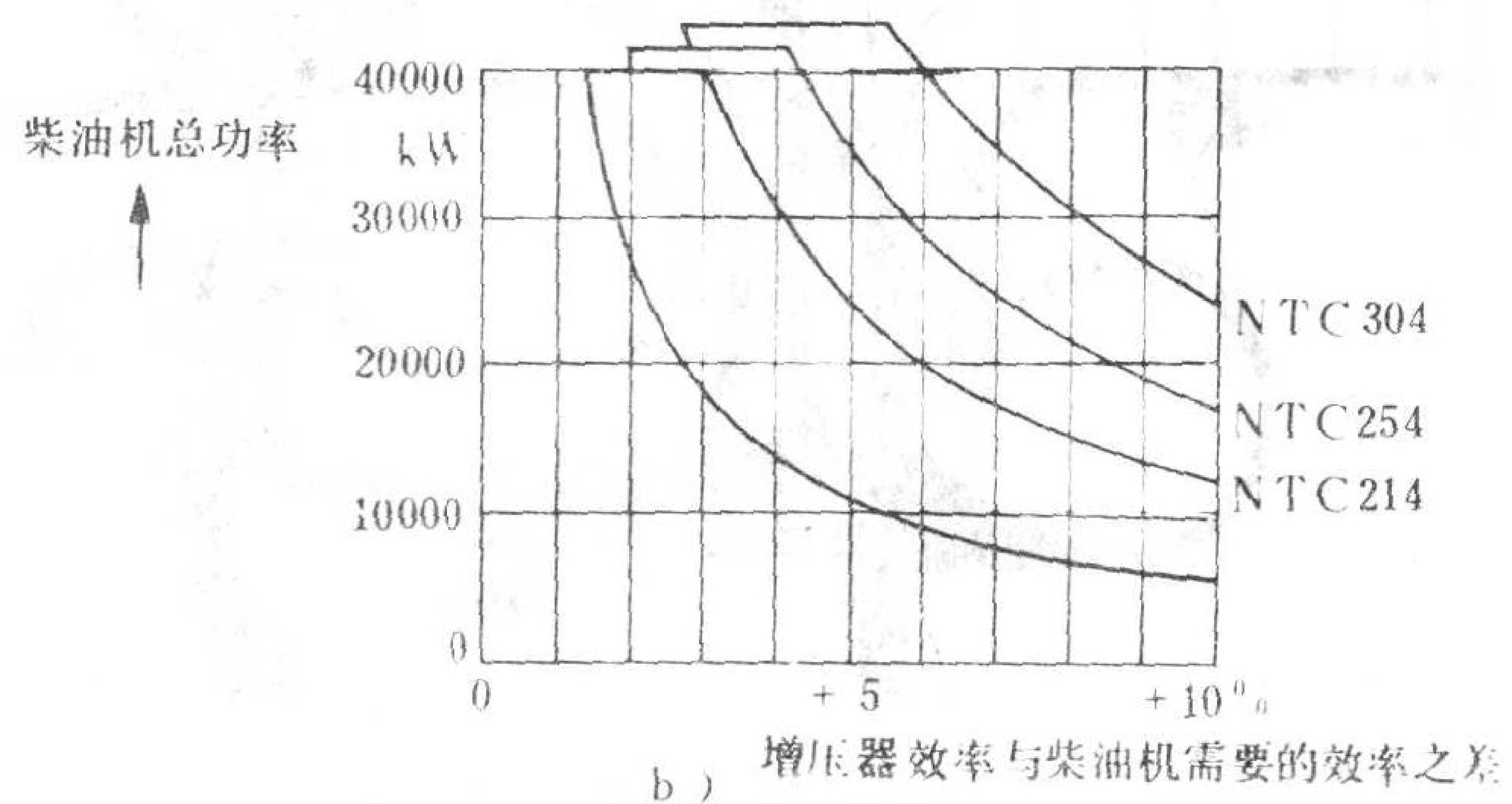


图 4.1.3-55　261 P 增压器

a）



b）

图4.1.3-56　NTC 动力涡轮

a）NTC 动力涡轮；b）柴油机功率与增压器提供的和柴油机需要的效率之差的关系

2.6.1.4　动力涡轮

动力涡轮产生的功率除可转送至柴油机曲轴外，还可单独驱动水泵或发电机。其中间联接方式可用液力联轴器或行星减速齿轮箱。

图 4.1.3-56 所示为 BBC 的 NTC 动力涡轮，其型号有 NTC 214，NTC 254、NTC 304。

2.6.2　径流增压器实例

径流增压器结构简单、体积小、重量轻、成本低，特别是在小流量时，径流涡轮效率高，特性较平缓。广泛用于小型增压柴油机。

为了使结构轻巧，径流增压器绝大多数都采用内置轴承布置，高转速(最高已达 260 000 r/min)。转子设计成柔性的。轴承采用浮动轴承，外部压力供油。多采用 1～2 只活塞环进行密封。对于工况变化频繁的增压器常采用无叶扩压器和无叶燃气蜗壳。

2.6.2.1　瑞士 BBC RR 系列涡轮增压器

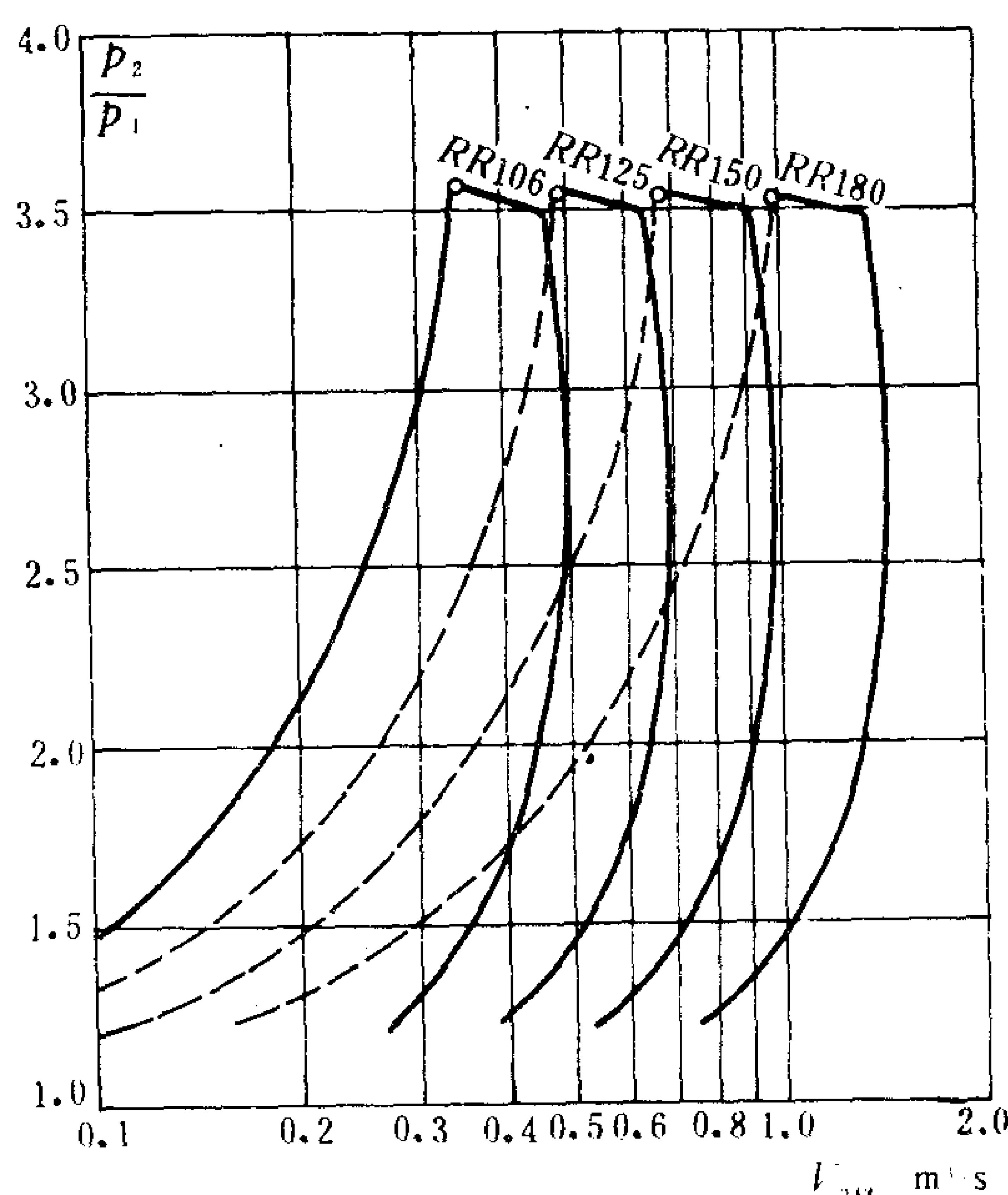


图 4.1.3-57　RR 系列流量框图

为了适应小功率高速柴油机增压的需要，BBC 公司从 1970 年开始研制 RR 系列径流增压器。RR系列以压气机工作轮直径命名，共有五个标准型号，即 RR 106、RR 125、RR 150、RR 180、RR 212。最高压比均为 3.5，系列流量范围为 0.42～2.20 m³/s。图 4.1.3-57 为 RR 系列的流量框图。RR 系列增压器用于发电装置、船舶主机和辅机以及牵引机车的大型高速柴油机。

在对 RR 150 增压器进行系统研究的基础上，该公司于 1980 年发展了 RR 153 增压器（图 4.1.3-58）。其结构更为简化，主要零件减至七个，尺寸与 RR 150 相当，但重量减轻 20%，在压比为 3 时，最大流量增大 20%。压气机工作轮采用长短相间的后弯叶片。喷嘴环为封闭式。整体式浮动轴承，与柴油机共用润滑系统，要求滑油滤器能过滤 20 μm的杂质。涡轮壳有水冷（铝合金）和非水冷两种。

1985 年，BBC 公司又发展了RR..1系列，包括RR 151，RR 181，RR 221 三个型号。最高压比为 3.5，流量为 0.6～3.6 m³/s，最高效率达 65%以上，可作 300～1800 kW柴油机的增压器。RR..1 系列与RR 153 的最大区别在于其涡轮采用了混流式涡轮，使涡轮效率达 85%。图 4.1.3-59 为RR..1 系列的流量框图。图 4.1.3-60 为RR 系列增压器的效率情况。

RR 系列产品型号规格的表示，如

RR 150-2 NK	NC 3 D 23.9	QL 3 F 438

首段：系列产品型号，即

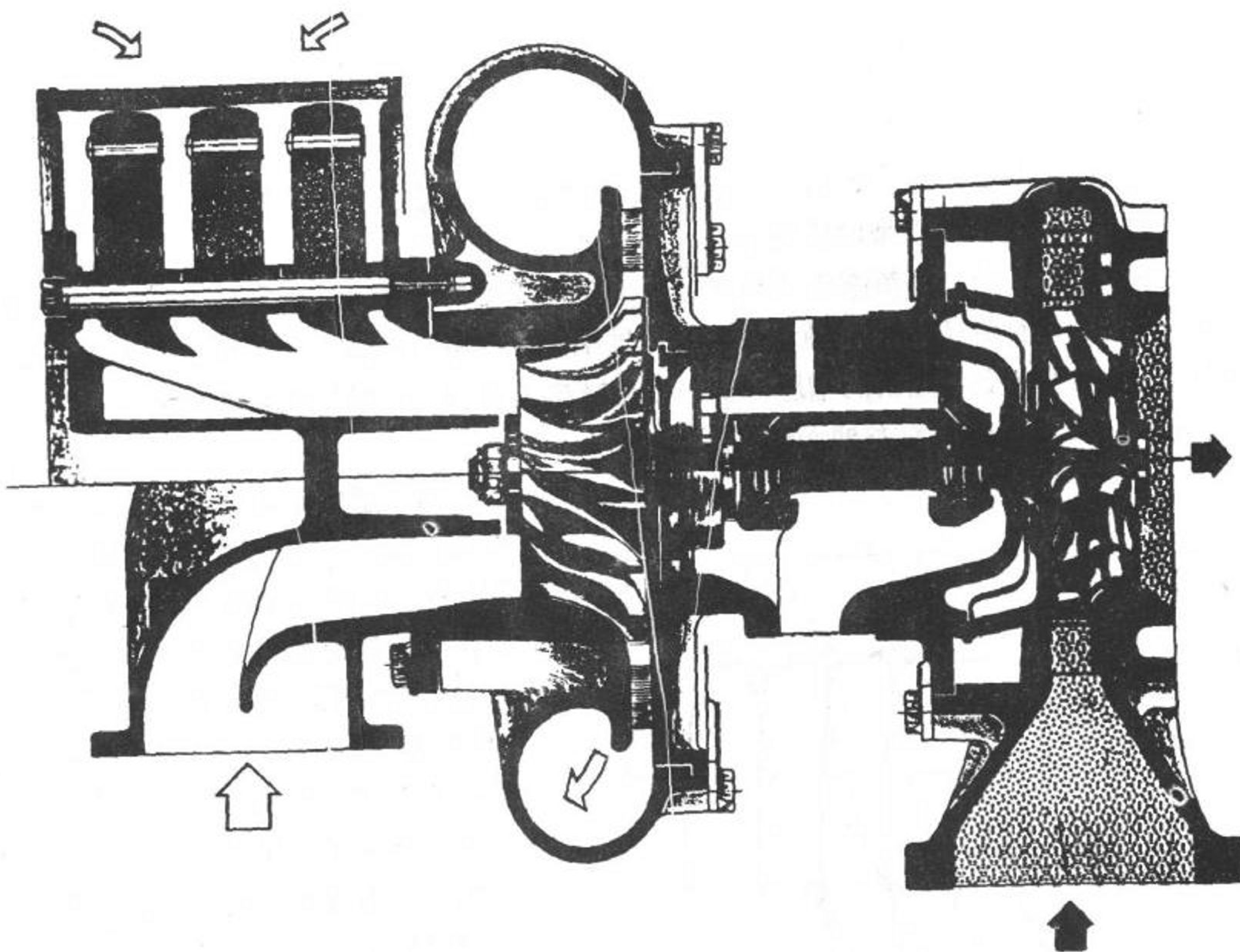


图 4.1.3-58 RR 153 增压器

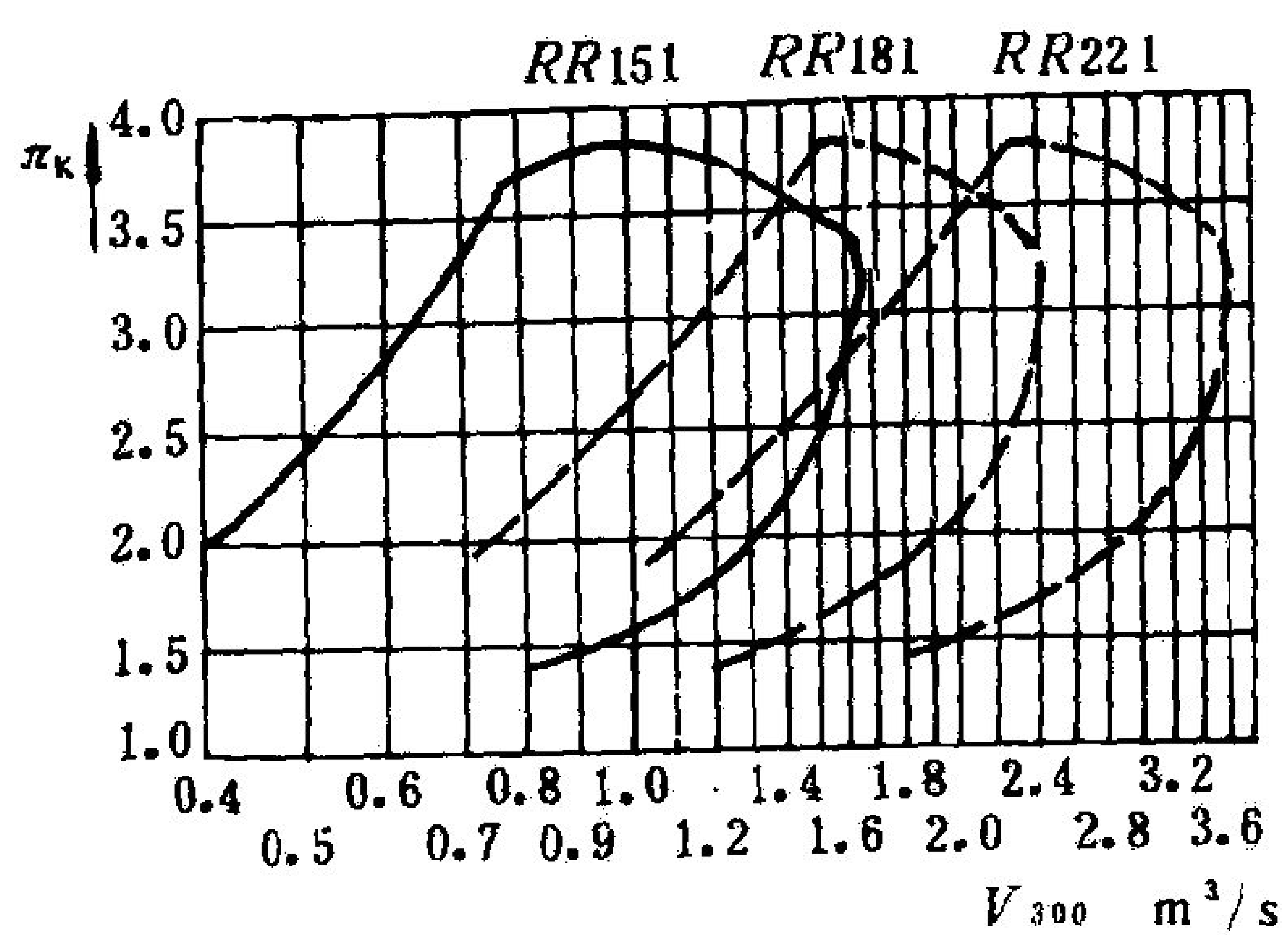


图 4.1.3-59 RR..1系列流量框图

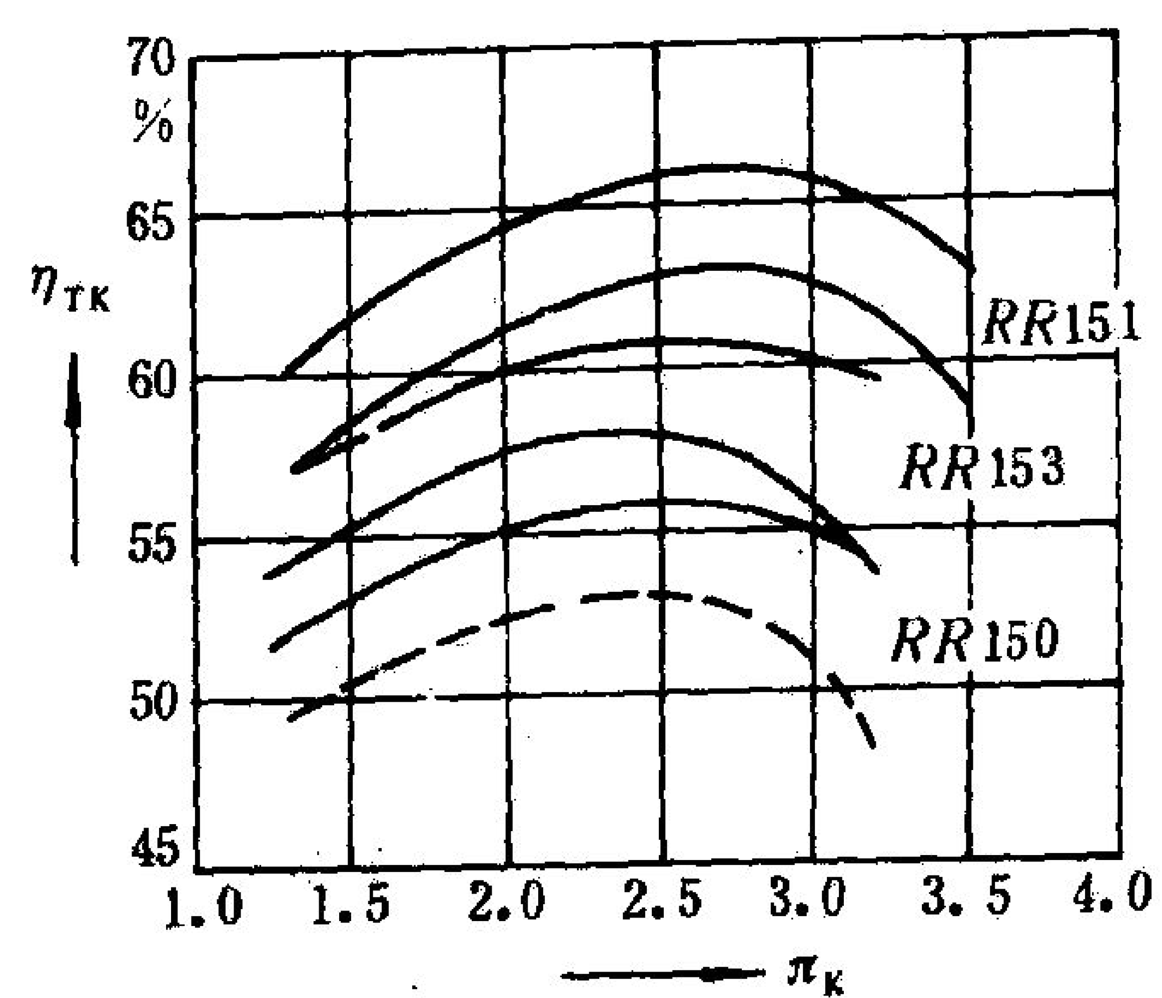
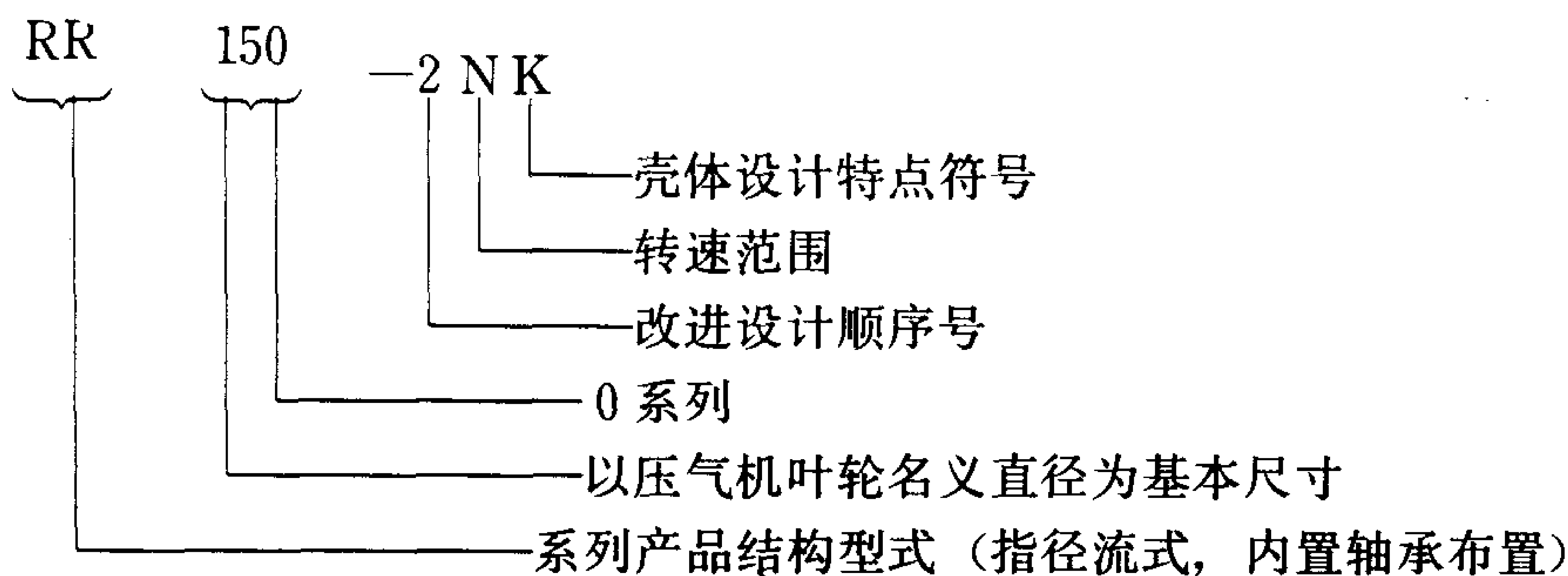


图 4.1.3-60 RR 系列增压器效率



第二段：表示压气机叶轮合金、叶片、流道宽度，扩压器叶片及尺寸。

第三段：表示涡轮合金、叶片、流道宽度，喷嘴叶片及面积。

2.6.2.2 德国 MAN 公司 NR 系列增压器

MAN 公司是生产径流增压器的先驱。1955 年生产了 NR 12 增压器，主要用于特种卡车。NR系列是在NR 12 的基础上发展起来的。1968 年研制了 NR 20，1975 年又生产了 NR 26。现有的 NR 系列主要包括 NR 15、NR 20、NR 26 等三种标准型号。型号中的数字代表压气机工作轮直径。型号按级数关系 $D=(\sqrt[5]{4})^{q_n}\cdot D_0$分档，其中$D_0=340$ mm，$q_n=(-1\sim-3)$。为了满足柴油机对增压器压比和流量的要求，各标准型号又有几种变型，如 NR 15/R的压气机工作轮直径为 178 mm，即加大了 18%。NR系列可匹配 300～2500 kW的柴油机。图 4.1.3-61 为 NR系列的流量框图。

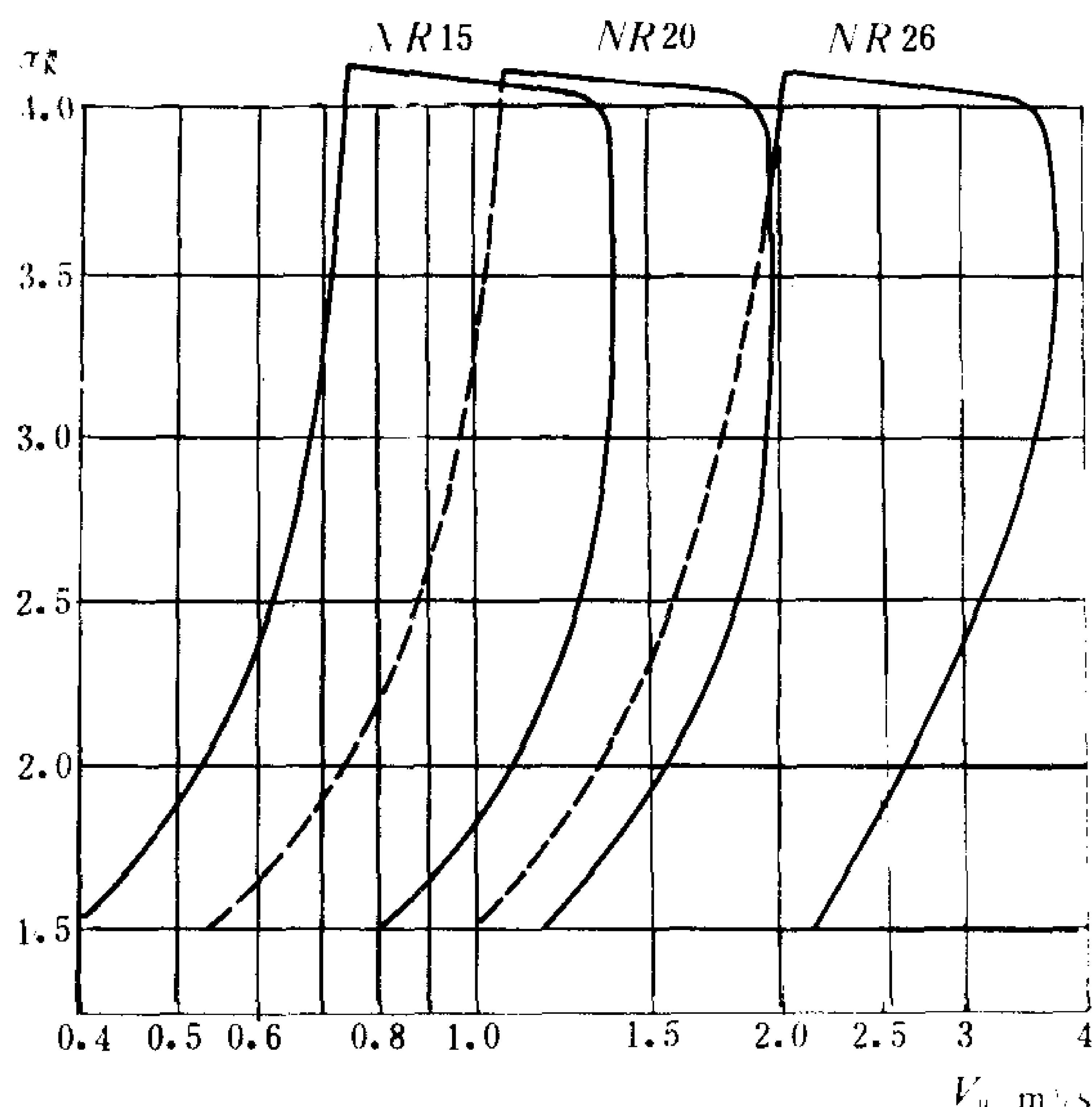


图 4.1.3-61 NR系列流量框图

图 4.1.3-62 为 NR增压器。NR系列全部采用内置轴承总体布置。整体浮动轴承，与柴油机共用润滑系统，滑油进增压器前需经过滤粒度为 50 μm 的滤器。压气机采用后弯叶片精密铸造工作轮，其背面带有径向气封，叶片扩压器为机翼形。涡轮工作轮与转轴用摩擦焊连接。涡轮壳为非水冷式，外面敷设隔热材料。密封采用迷宫式，涡轮端密封从压气机引进空气，借以加强密封和冷却涡轮工作轮。

2.6.2.3 英国霍尔塞特（HOLSET）增压器

1973 年以前霍尔塞特公司生产的涡轮增压器是美国许怀策（SCHWITZER）公司的系列。1973 年归属康明斯（CUMMINS）公司后研制自己的 H 系列。新、旧系列增压器参数示于表 4.1.3-8。

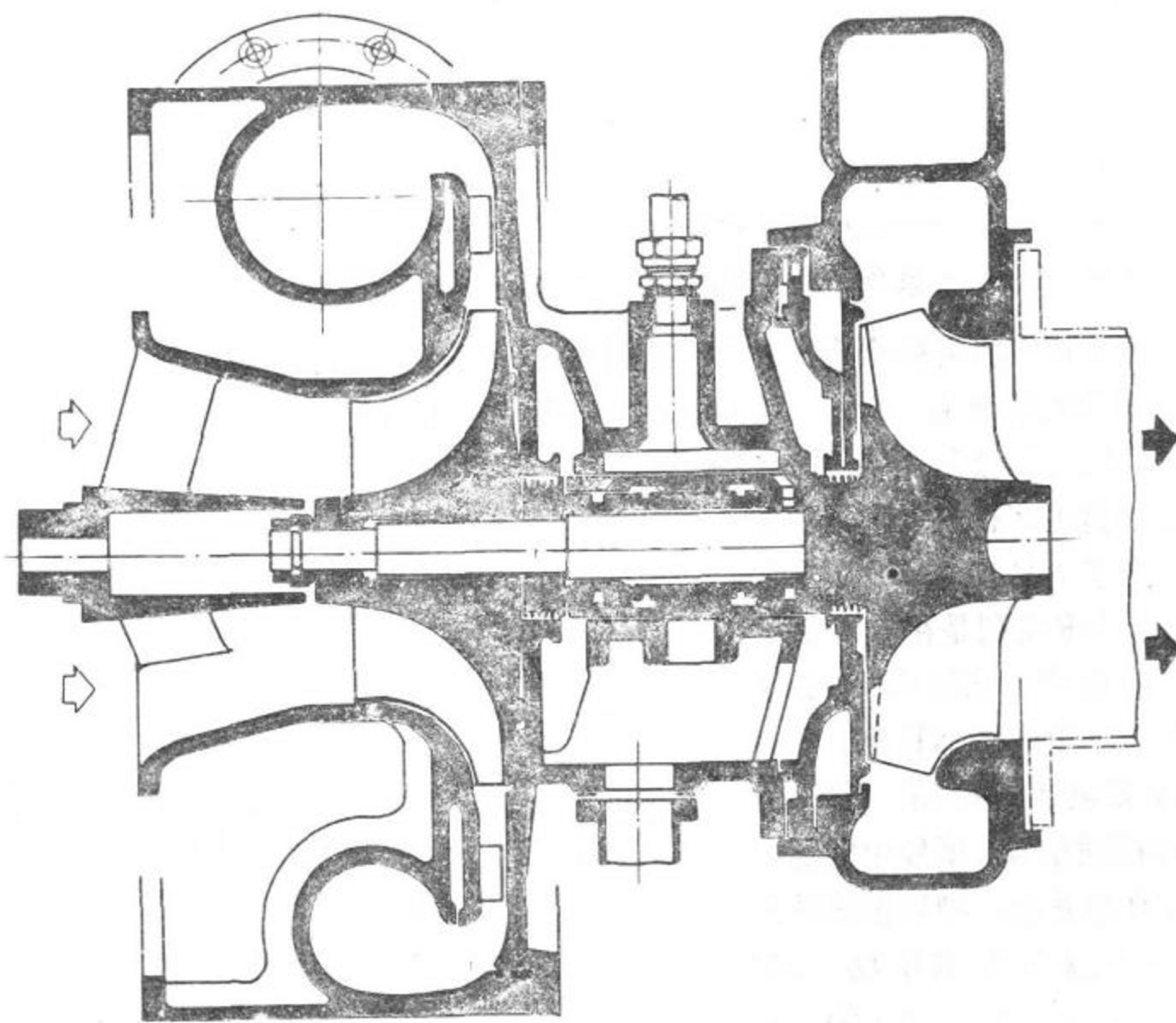


图 4.1.3-62　NR增压器

表 4.1.3-8　**新旧系列增压器主要参数**

型　号		压气机工作轮直径 mm	压比 π_k	最高转速 r/min	$\pi_k=2$ 时的流量 m^3/s	适用功率范围 kW	增压器质量 kg
旧系列	3 LD	76	2.8		0.08～0.26	60～150	10.5
	4 LEK	90～102	3.2		0.14～0.45	140～225	16
	4 LGK	94～102	3.2		0.145～0.5	200～300	17
	4 MF	107～122	3.6		0.24～0.70	260～410	26
	6 LD	152	3.0		0.38～0.95	335～600	59
新系列	H_1A	60	2.9	125 000	0.04～0.19	至 75	5.8
	H_1B	60	2.9	125 000	0.09～0.21	至 130	10
	H_2A	72	3.4	120 000	0.10～0.325	100～170	11
	H_2B	76	3.5	120 000	0.11～0.33	150～230	13
	H_3	94～102	3.6		0.14～0.51	210～340	17.5
	H_4	90～102	4.0		0.24～0.72	330～450	26

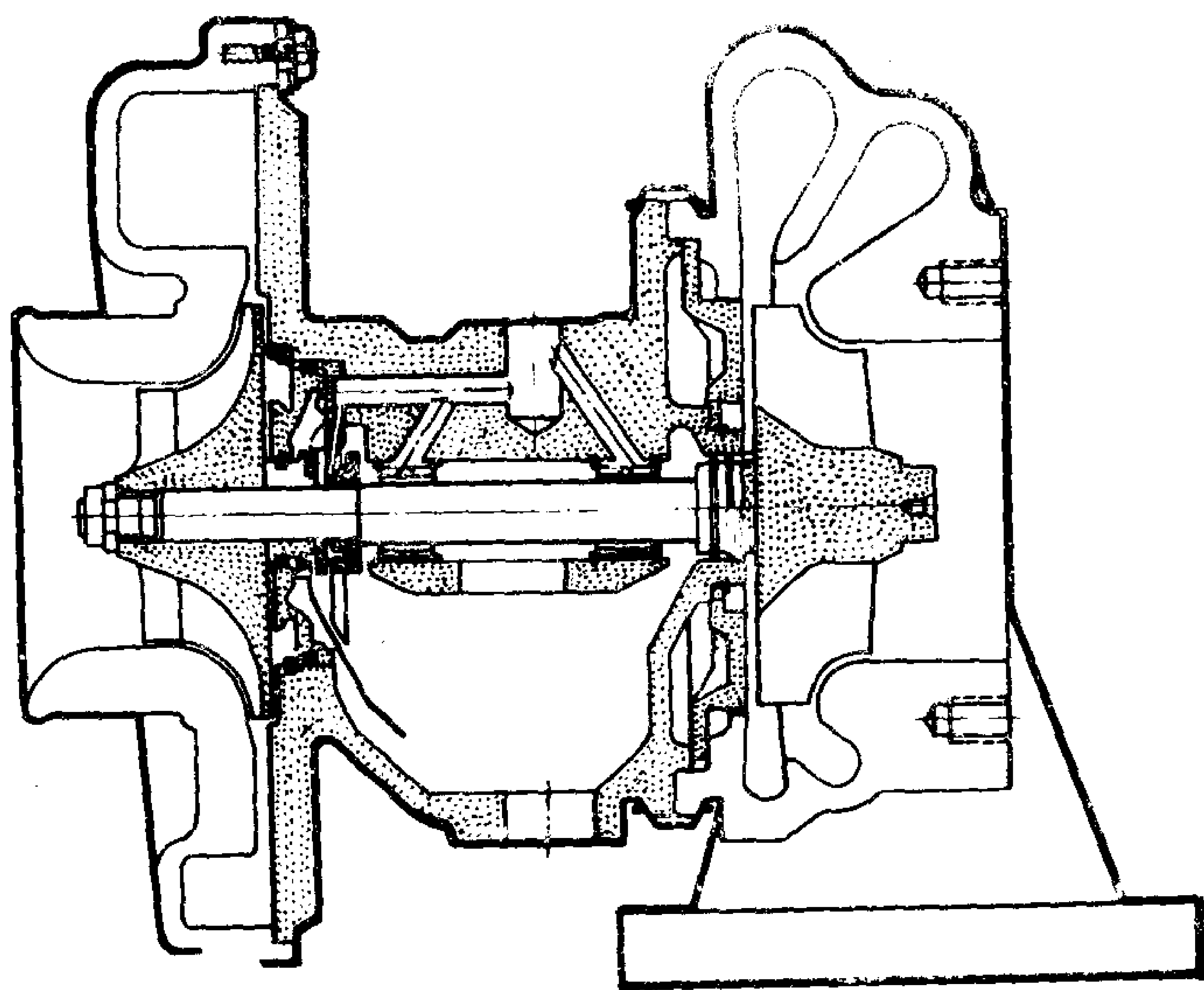


图 4.1.3-63　H 系列增压器

H 系列增压器（图 4.1.3-63）采用内置轴承总体布置。用锡铅青铜浮动轴承，与柴油机共用润滑系统。压气机采用后掠式叶片工作轮，无叶扩压器，变截面蜗壳。涡轮采用全周进气的无叶蜗壳，工作轮为星形，与转轴采用电子束焊连接。活塞环密封。H 系列增压器尺寸小、重量轻，特殊需要者可供应带放气阀的涡轮壳的增压器。

2.7　涡轮增压器特性

2.7.1　涡轮增压器的特性参数

1）压气机的基本参数

（1）压比 π_k或π_k^*　压比是空气经压缩后在压气机出口处的压力 p_k（p_k^*）与试验环境大气压力p_0之比值，即

$$\pi_k=\frac{p_k}{p_0}\text{或 }\pi_k^*=\frac{p_k^*}{p_0}$$

式中：p_k、p_k^*——压气机出口空气的绝对压力和滞止压力，MPa；

p_0——环境绝对压力，MPa。

p_k值根据柴油机所需增压度，即功率提高程度来确定。

（2）空气流量m_k（kg/s）或Vk（m^3/s）　它是单位时间内压气机输送给柴油机气缸的空气量。空气流量根据柴油机气缸数、气缸直径、行程、转速以及充气程度等因素确定。

（3）压气机效率（绝热效率）η_k　其定义为绝热压缩功$H_{ad.k}$与实际压缩功 H_k之比值。它的物理意义就是消耗在驱动压气机的功有多少转变为有用的压缩功，以此表明压气机通流部分设计的完善程度。

$$\eta_k=\frac{H_{ad.k}}{H_K}=\frac{T_{ad.k}-T_0}{T_K-T_0}$$

或

$$\eta_k=\frac{T_0\left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}}-1\right)}{T_K-T_0}$$

式中：T_0——试验环境大气的热力学温度（近似用压气机进口处的热力学温度），K；

$T_{ad.k}$——绝热压缩后压气机出口处空气的热力学温度，K；

T_k——多变压缩后压气机出口处空气的实际热力学温度，K；

k——空气的比热比，取$k=1.4$。

（4）转速 n_k（r/min）　它是压气机工作轮每分钟的转数。由于压气机工作轮与涡轮同轴，所以 n_k即涡轮转速n_T。

2）涡轮的基本参数

（1）膨胀比π_T　它是燃气在涡轮前后的压力之比值，即

$$\pi_T=\frac{p_T}{p_2} \text{或} \ \pi_T^*=\frac{p_T^*}{p_2}$$

式中：p_T、p_k^*——涡轮进口处燃气压力、燃气滞止压力，MPa；

p_2——涡轮出口处燃气压力，MPa。

（2）燃气流量 m_T (kg/s)　它是每秒流过涡轮的燃气量，其值等于通过压气机的空气流量加上燃料的每秒耗量。

$$m_T=\frac{g_e N_e}{3600\times 10^3}\ (1+\alpha L_0 \varphi_s)$$

式中：g_e——燃油消耗率，g/ (kW · h)；

N_e——柴油机功率，kW；

L_0——燃烧 1 kg燃料理论上所需的空气量，kg/kg；

α——过量空气系数；

φ_s——过量扫气空气系数。

可近似取　$m_T=\ (1\sim1.01)\ m_k$

（3）涡轮效率η_T　它表示涡轮将燃气能量转变为机械功的有效程度。其定义为涡轮实际所作的机械功 H_T与燃气所含可用能 H（见 1.2）之比值，即

$$\eta_T=\frac{H_T}{H}$$

（4）转速n_T　涡轮转速等于压气机转速，即$n_T=n_k$。

在涡轮中，往往还引入另一重要的特性参数，即特性比（速比）$\frac{u}{c_0}$，其中 u 为叶轮特征截面上的圆周速度，c_0为级的假想速度。$\frac{u}{c_0}$与反动度ρ_T联系在一起，就确定了涡轮工作轮进口处气流的运动和工作叶片的叶型选择。所谓反动度ρ_T，它是燃气在工作轮中的等熵焓降与级的等熵焓降之比值。

2.7.2 压气机特性曲线

对于一个已有的压气机来说，其压比π_k、流量 m_k、效率η_k和转速n_k四个基本参数之间存在有一定的关系。这个关系用压气机的性能或特性来表示。它表征压气机设计的好坏，同时它也是柴油机选配增压器的重要依据。为方便起见，将这四个参数之间的关系用坐标曲线表示，这就是所谓压气机的特性曲线（图 4.1.3-64）。

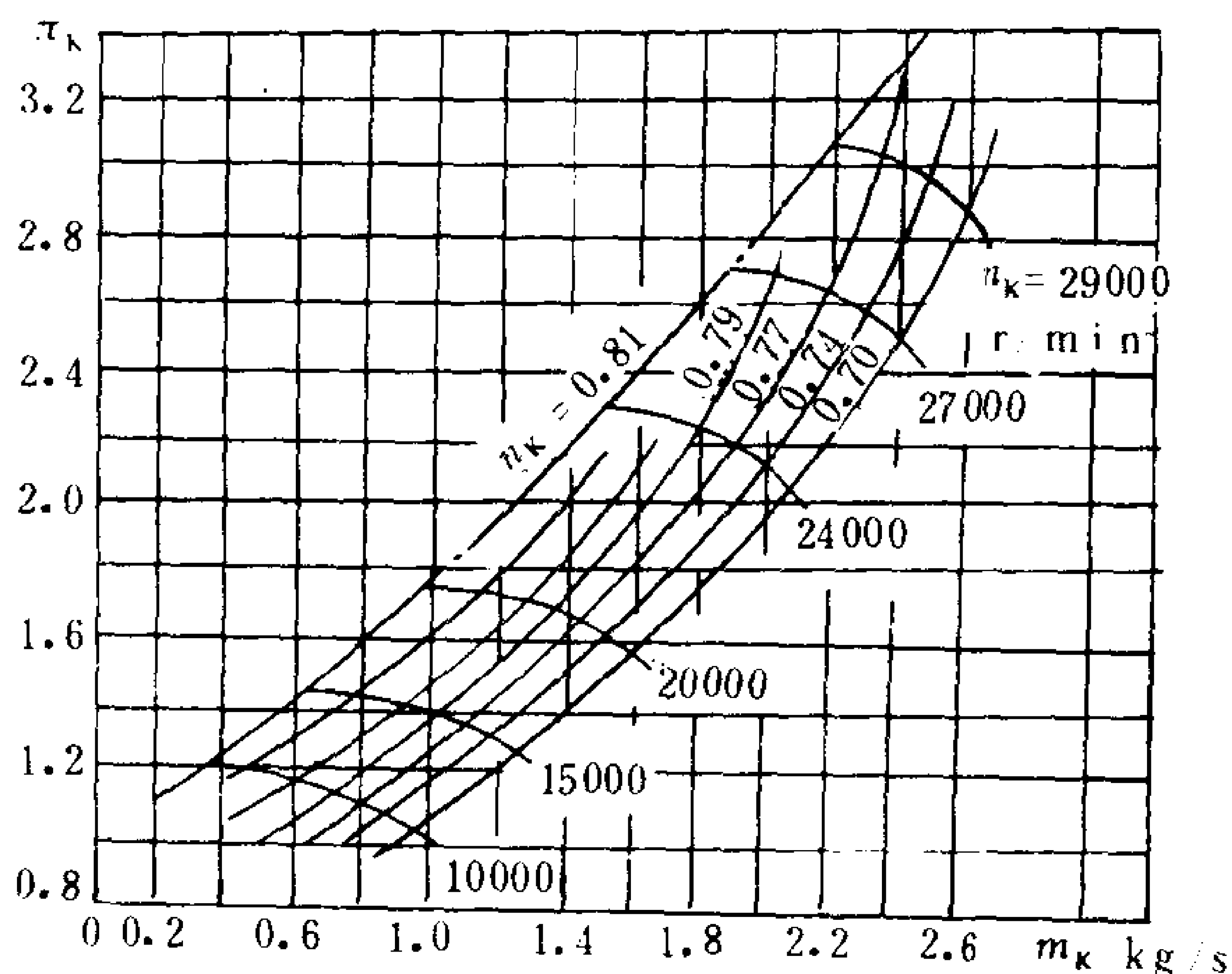


图 4.1.3-64　压气机特性曲线

从图 4.1.3.64 可以看出，压气机特性曲线存在有一条喘振边界线。当压气机在某一转速下流量减小到喘振边界的左边时，压气机的工作就变得不稳定。因此，喘振边界线又称稳定

工作边界。每一条 n_k 为常数的 π_k-m_k 线都有一个最小流量值，当压气机的流量小于此流量时，压气机就会发生喘振。压气机不允许在喘振流量下工作。发生喘振的原因，主要是由于流量小于设计值很多时，气流方向在导风轮进口和叶片扩压器进口产生大的正冲角，因而气体在导风轮和叶片扩压器进口处叶片的非压力面上产生强烈的气体分离，并由于气体在此两处的流动特点使这种分离迅速扩大，这不仅增加了流动损失，严重时会使压气机发生喘振，从而破坏压气机的稳定工作。

压气机特性曲线根据试验时测量的空气流量、压力、温度和转速等数据，经整理计算后绘制而成。应当指出，图 4.1.3-64 所示的压气机特性曲线是在试验时的环境条件下得到的。当环境条件（大气压力和温度等）变化时，压气机特性曲线也将随之改变。因此，这种特性曲线使用不方便，需要根据相似原理绘制出压气机的通用特性曲线。

相似原理指出，要得到相似流动，必须满足几何相似、运动相似和动力相似三个条件。研究表明，对同一台压气机，只要压气机进口的下列两个马赫数相同，则空气在压气机内的流动就是相似的。这两个马赫数是：

$$M_{c_1}=\frac{c_1}{\sqrt{kRT_1}} \text{和} \ M_u=\frac{u_{1m}}{\sqrt{kRT_1}}$$

式中，c_1、T_1、u_{1m} 分别为压气机进口气流绝对速度、热力学温度和平均直径处的圆周速度，k 为空气的比热比，R 为气体常数。

因为当压气机在相似流动下工作时，不论流量、转速和环境条件如何变化，压气机中所有同名参数在任意点的比值都保持为常数。所以用 M_{c_1} 和 M_u 作为参数绘制的压气机特性曲线就成为通用特性曲线。但这种特性曲线不直观。

M_{c_1} 和 M_u 称为相似参数。理论分析表明，任意两个与 M_{c_1} 和 M_u 成比例的独立参数都是相似参数。因此，可以用任何两个比较直观的、使用方便的相似参数来绘制压气机通用特性曲线。如果采用折合流量 $\dot{m}_{con}$ 和折合转速 n_{con} 代替图 4.1.3-64 中的流量 m_k 和转速 n_k 即成为压气机通用曲线（压比 π_k 和效率 η_k 为无量纲参数，仍保持不变）。折合流量和折合转速的换算按下式进行：

$$n_{con}=m_k\frac{p_{10}}{p_1}\sqrt{\frac{T_1}{T_{10}}}$$

$$n_{con}=n_k\frac{k_{10}}{p}\sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}$$

式中：p_{10}、T_{10}——标准条件下的大气压力和热力学温度；

p_1、T_1——试验条件下的大气压力和热力学温度。

2.7.3 涡轮特性曲线

当运行工况改变时，涡轮的膨胀比 π_T、流量 m_T、效率 η_T 和转速 n_T 等参数均发生变化，且这些参数之间有一定的变化关系。这个关系用涡轮的性能或特性表示。为方便起见，将上述四个主要参数之间的关系用坐标曲线表示。这就是涡轮的性能曲线或特性曲线。涡轮特性可以通过理论计算或用试验方法得到。

涡轮特性曲线同压气机一样，根据相似原理，用相似参数绘制。图 4.1.3-65 为涡轮流量特性，图 4.1.3-66 为涡轮效率特性。需要指出的是，涡轮特性曲线有多种表达形式。

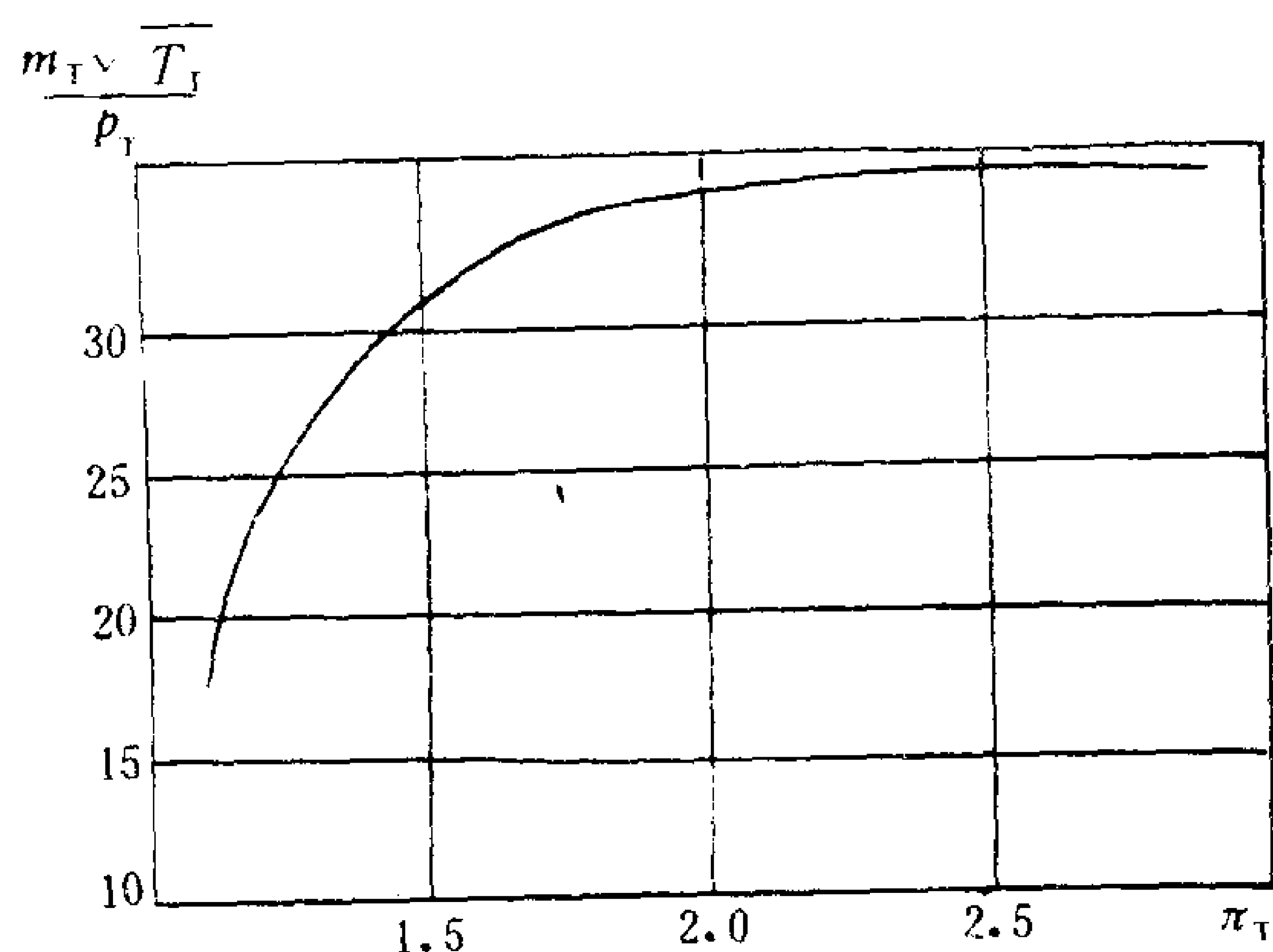


图 4.1.3-65　涡轮流量特性

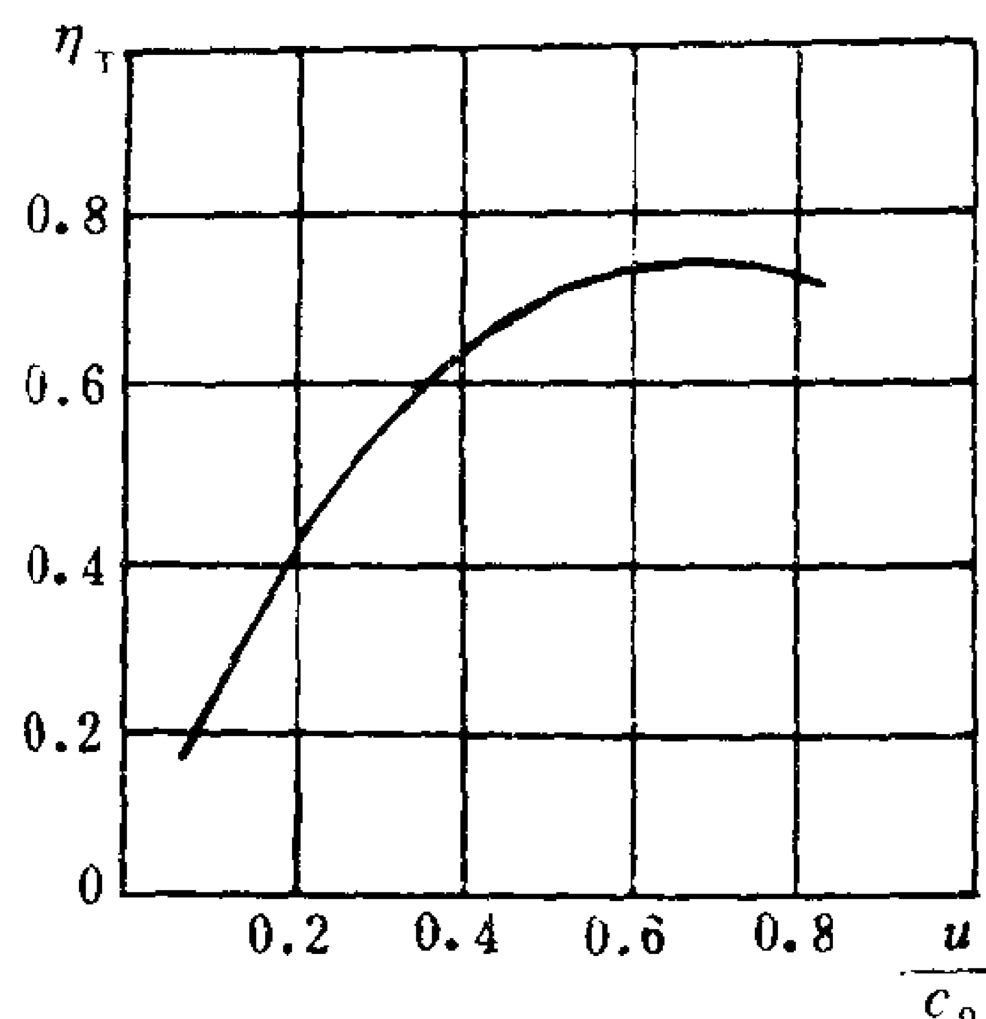


图 4.1.3-66　涡轮效率特性

2.8　涡轮增压器的保养和维修

2.8.1　涡轮增压器的保养

1）涡轮增压器的安装

涡轮增压器在柴油机上的安装视柴油机的结构布置情况而定。安装时应注意:

（1）涡轮增压器通常安装在柴油机本体伸出的支架上（小型增压器直接安装在柴油机排气管上)、支架应具有足够的强度和刚度。增压器周围应有足够的空间，以便拆装增压器和更换轴承、空气滤清器等。

（2）安装前应将增压器的空气、燃气和油、水的进、出口封盖，以免在安装过程中落入异物。

（3）冷却水管的布置要使冷却水从涡轮壳体最下部进入，从最上部流出。如果一台增压器上有两根以上的进水管，则应调整管路阻力，使冷却水在每根进水管中分配均匀。

（4）安装增压器时，必须使管路对增压器不产生外力作用。考虑到工作时的热膨胀，应在燃气进、出口管上装设膨胀接头(波纹管或活塞环式)。进、排气管安装完后，用手轻转增压器转子，以确认没有外力影响增压器。

（5）安装结束后，要仔细检查是否有遗漏和不妥之处，特别要对压气机进气口仔细清扫。

在大型二冲程柴油机中，为了防止活塞环等零件损坏后的碎片进入涡轮，通常在涡轮进口处设置保护格栅。保护格栅用不锈钢板制造，它应具有一定的强度和刚度。

2）日常运行时的使用保养

（1）起动

柴油机起动前，增压器的滑油油位要达到规定位置(自供式)，或者供油压力达到规定值（外供油)；冷却水要接通；各管接头处没有油、水、气漏泄现象。

（2）运转

柴油机起动后不得立即加负荷，应空载运行使滑油和冷却水达到一定的温度。滑油使用一定时间后应予更换，以确保润滑条件良好。与柴油机共用润滑系统的增压器，滑油的更换期依柴油机的保养期决定。但更换滑油时，必须清洗油池和滤器。运行时，须经常测听增压

器有无异声或异常振动，如发现异常应立即停车检查。无特殊情况不要突然停车，以免轴承处于高温无油状态，且压气机还容易发生喘振。

发现柴油机运行不正常时，需测量有关参数，如压气机进、出口压力，涡轮进口压力，增压器转速，滑油温度和压力等，以便查找原因。

（3）停车

柴油机停车时，增压器由于惯性还要惰转一段时间。惰转时间在制造厂的技术文件中有规定。因惰转时间的长短取决于转子的惯性、油温、油池中的油量、排气管加热状态、转子的积炭情况等因素，所以只要转子能平稳地转动一段时间而慢慢地停下来，就认为是正常的。然而，在相同的使用条件下，根据转子的隋转时间可以判断转子的积垢情况，所以要求定期记录惰转时间。

对于外部供油的增压器，当柴油机停车时，要求滑油泵继续对增压器供油 30 min以上。

3）解体清洗和检查

为了使涡轮增压器长期正常工作，达到经济的使用寿命，必须按规定进行技术保养。制造厂对增压器的保养时间和内容都有具体规定。下面作一简要说明。

（1）日常保养

日常保养主要是清除增压器中的漏水、漏油和漏气等现象，检查各连接处有无松脱，清除增压器表面灰尘和油垢。

（2）部分保养

增压器运转一段时间后，需清洗空气滤清器及压气机流道壁面。

（3）全面保养

增压器长时间运转后，需对其进行全面解体清洗检查：

①依次拆卸增压器各零件，仔细观察零件表面质量和配合质量。

②用柴油清洗空气滤清器、滑油滤器、转轴、压气机和涡轮流道各元件、轴承、密封及壳体中的积炭积灰等污物，并检查各零件完好情况。

③检查各气道、油道是否畅通并清洗。

④检查各壳体有无漏泄等现象，查出原因，予以排除。并清除水夹层内的水垢。如，用5%浓度的盐酸溶液浸泡 2 ~ 6 h后，轻敲外壳，然后放掉溶液，再用5%浓度的苛性钠溶液清洗。

4）轴承部分的保养

除使用规定的滑油和在规定时间进行更换外，还应注意自供油系统中的滑油是否污染、变质和起泡沫；随时注意回油不得超温；按规定时间更换滚动轴承和定期检查滑动轴承表面质量及磨损情况。当采用滚动轴承的增压器长时期（3 ~12 个月）不用时，须将轴承取出作防锈处理后妥善保管，或将轴承浸在防锈油中保存。

5）运行中的清洗

（1）清洗的目的和效果

增压器运行时，由于压气机吸入机舱内含油雾和灰尘的空气，所形成的污物就附着在压气机流道壁面上。由于柴油机燃烧不良等原因，在涡轮喷嘴和工作叶片上也会出现积炭和油污。运转时间越长，积垢越严重，对增压器性能影响也就越大。严重时，甚至会引起压气机喘振。为了减少增压器的拆装次数，尽量延长拆检周期，可以在运行时采用喷水清洗法或采用水和特殊清洗液交替清洗压气机和涡轮。

喷水清洗就是在积垢不太严重时，将一定量的水喷进压气机或涡轮，借助水滴的冲击作用除去污垢。清洗的时间间隔应根据使用情况和增压器性能的变化来决定。图 4.1.3-67 所示为清洗前增压压力允许的降低值。通常在增压压力或柴油机排温的变化量为正常状态的 5%～10%时就应清洗。清洗后一般可使增压压力基本恢复到原来的数值。图 4.1.3-68 表示喷水清洗效果。

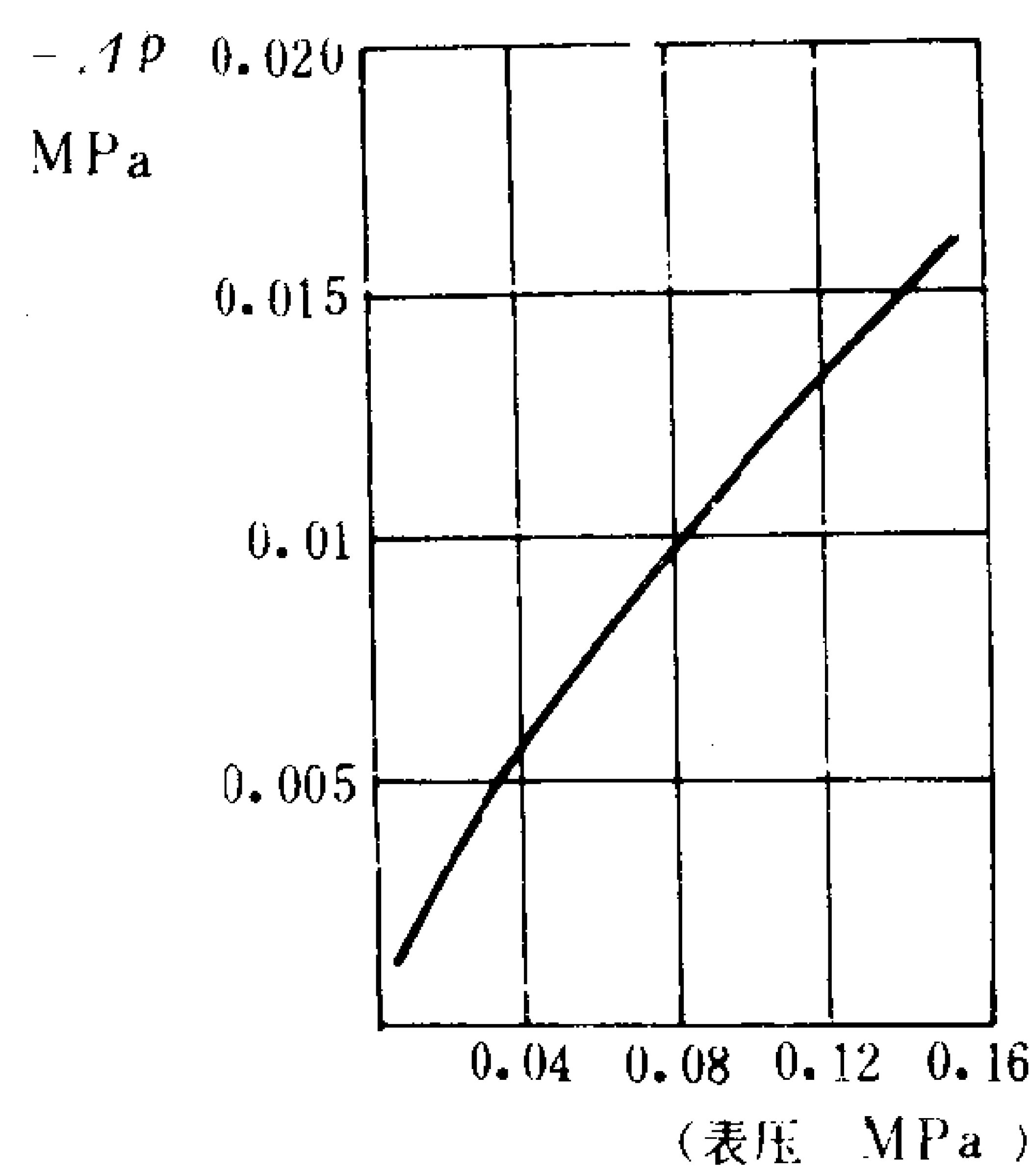


图 4.1.3-67 清洗前的增压压力降低值

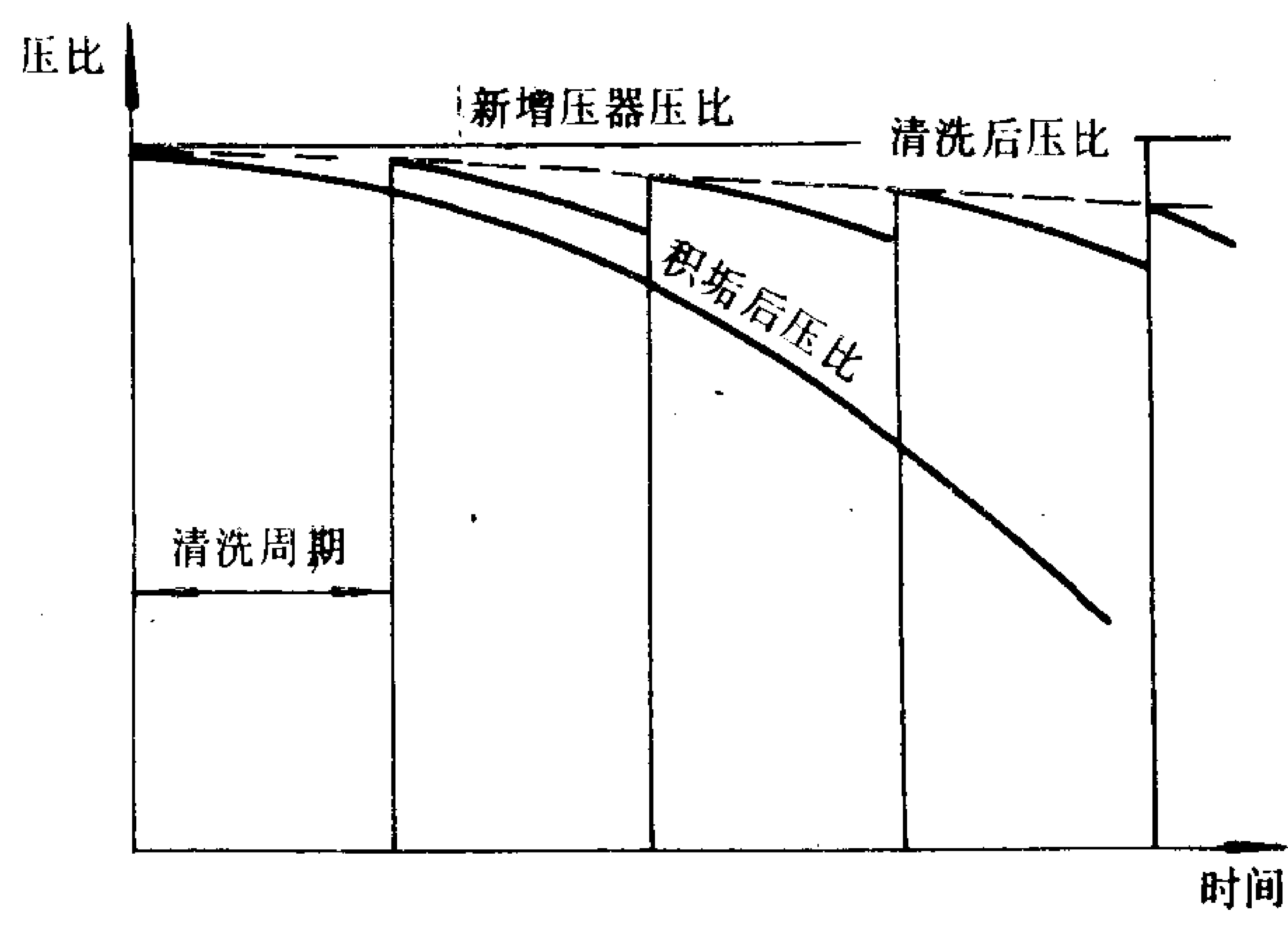


图 4.1.3-68 喷水清洗效果

必需用普通淡水清洗，不能含有任何对柴油机和增压器有害的添加剂。绝对不能用海水、煤油或滑油清洗。清洗时要严格控制用水量。清洗后，增压器要运转一定时间，使水滴充分蒸发，以免腐蚀。

（2）压气机的喷水清洗

对压气机的清洗是在高负荷下进行的。清洗时，要在极短的时间内将一定量的水喷入压气机内。喷射方法有重力喷水和压力喷水两种。喷水量参考表 4.1.3-9、表 4.1.3-10 和表 4.1.3-11。

表 4.1.3-9　BBC 增压器压气机清洗喷水量

VTR	160、200	250、251、320、321	400、500、501	630、631、750、900	RR
水量 L	0.3	0.5	1.0	2.5	0.3

表 4.1.3-10　日本 MET 型增压器压气机清洗喷水量

MET	350	450
增压器转速 r/min	11000～15500	8500～12000
喷水量 L	1.0	1.5
水箱压头 m	水箱高于管接头位置（重力供水）	
空气压力 MPa	最小压力要大于水箱到增压器的压头，最大为 0.5（压力供水）	

表 4.1.3-11　英国 NAPIER 增压器压气机清洗喷水量

型 号	NA 150	NA 250	NA 350	NA 450	NA 550	NA 650
水量 L	0.5	0.5	1.0	1.5	2.0	2.0
时间 s	20	20	40	50	60	60
	水压为 0.204～0.306 MPa 喷嘴直径为 3～6 mm					

图 4.1.3-69 是 VTR 型增压器压气机的清洗系统。该系统采用压力喷水法，它是靠压气

机的空气通过容器的按钮将水吸入压气机进口。

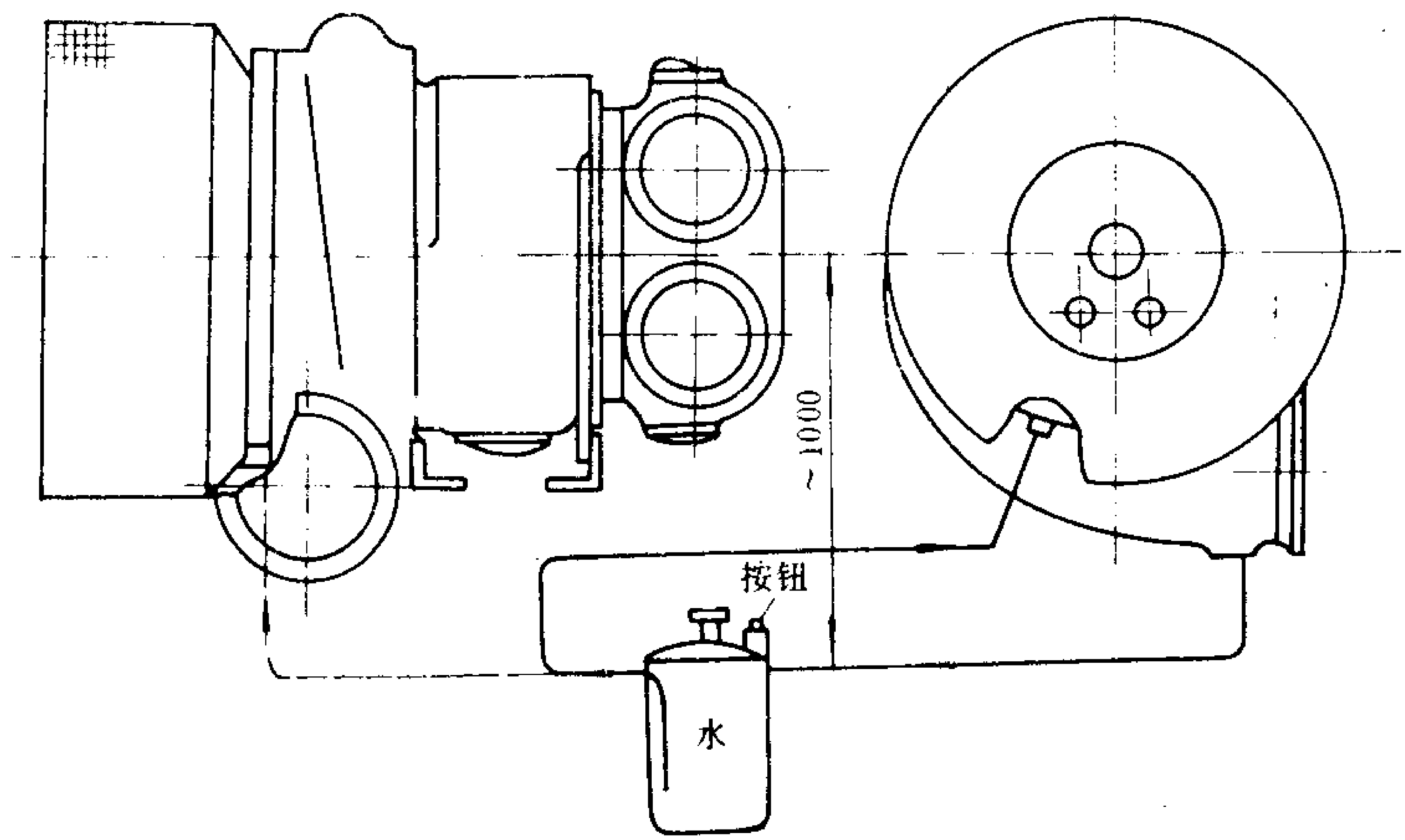


图 4.1.3-69　VTR 型增压器压气机清洗系统

(3)涡轮的喷水清洗

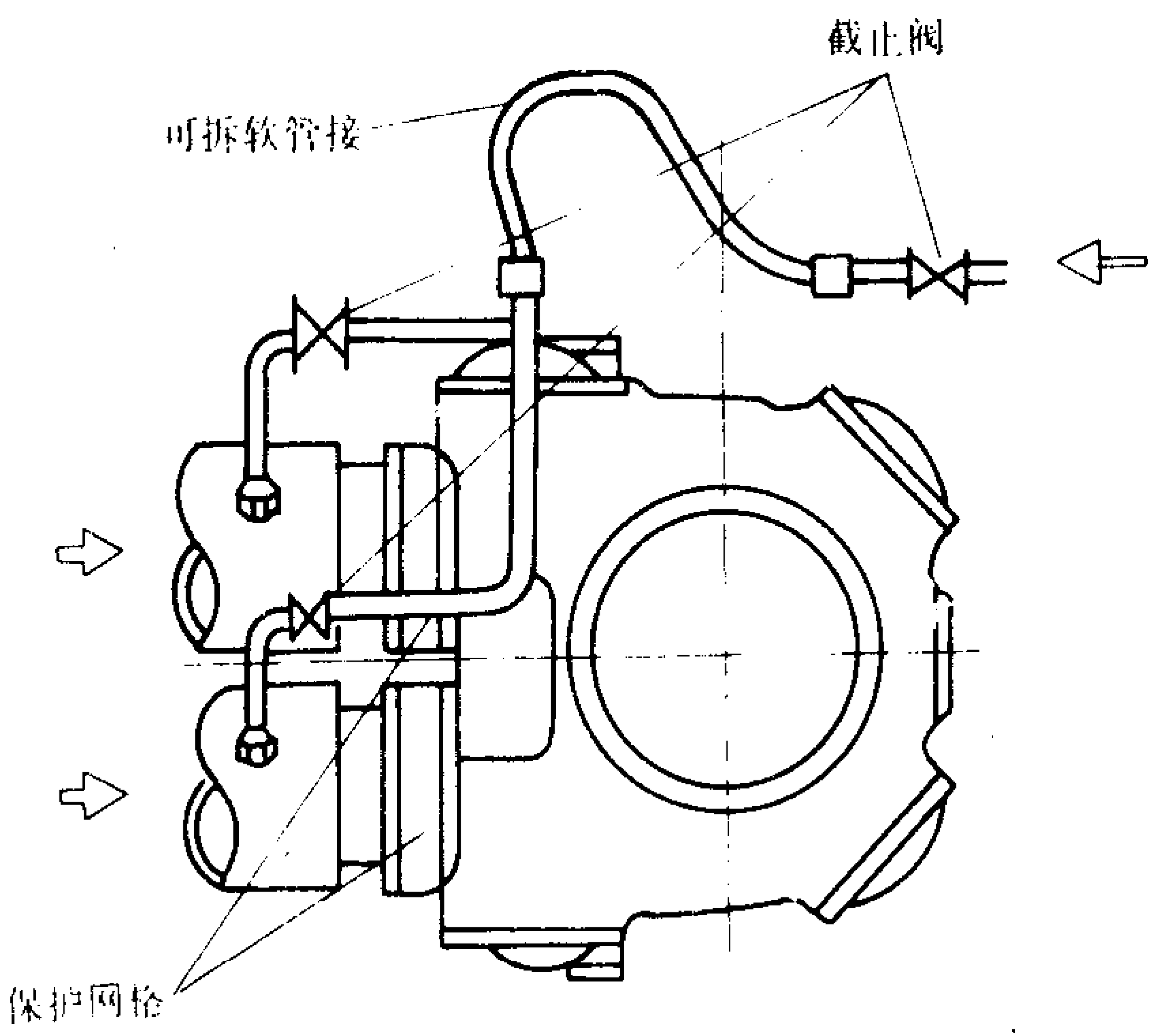


图 4.1.3-70　涡轮喷水清洗系统

对涡轮的清洗必须在低负荷下进行。一般对涡轮的清洗只对烧重油的柴油机才是必需的。清洗对有严重积垢的涡轮并不有效。清洗用进水管必须装在涡轮保护格栅前的柴油机排气管上，水就从此处喷入(图 4.1.3-70)。

单位时间内喷入的水量取决于燃气流量和温度。要保证50%～70%左右的水能被蒸发并随燃气排出，剩余的水则通过涡轮排气壳的泄水阀放掉。特别要注意的是不能使所有的水都蒸发，因为清洗作用主要靠水来溶解污垢和利用水滴的机械冲击作用。不能用海水，也不必加任何添加剂，应用普通淡水即可。

清洗涡轮时的转速和供水量如表 4.1.3-12、表 4.1.3-13 所示。

表 4.1.3-12　VTR型增压器涡轮清洗转速和供水量

VTR	160	200、201	250、251	320、321	400、401	500、501	630、631	750、751-1	900
增压器转速 r/min	9000～18 000	6500～13 000	5000～10 000	4000～8000	3200～6400	2500～～5000	2000～4000	1700～3400	1500～3000
供水量 L/min	2～3	3～4.5	4.5～7	8～12	12～18	18～27	30～45	42～63	60～90

表 4.1.3-13　　MET 型增压器涡轮清洗转速和供水量

MET		350	450
增压器转速　r/min		3000～5000	2500～4000
喷嘴直径 A　mm	1 个燃气进口	3.0	3.5
	2 个燃气进口	2.0	2.5
供水量	水量　L/min	2～4	3～6
	水压　MPa	调节至 0.2～0.4 之间（表压）	
	水温　℃	>50	

水通过管路内的孔板喷入。多进口时，每一进口装一孔板，单进口时需在排气管的相对方向至少安装两个孔板。孔板用耐热不锈钢(如 1 Cr 18 Ni 9 Ti)制造。由于孔板尺寸小，容易堵塞，故必须易于拆装（图 4.1.3-71）。

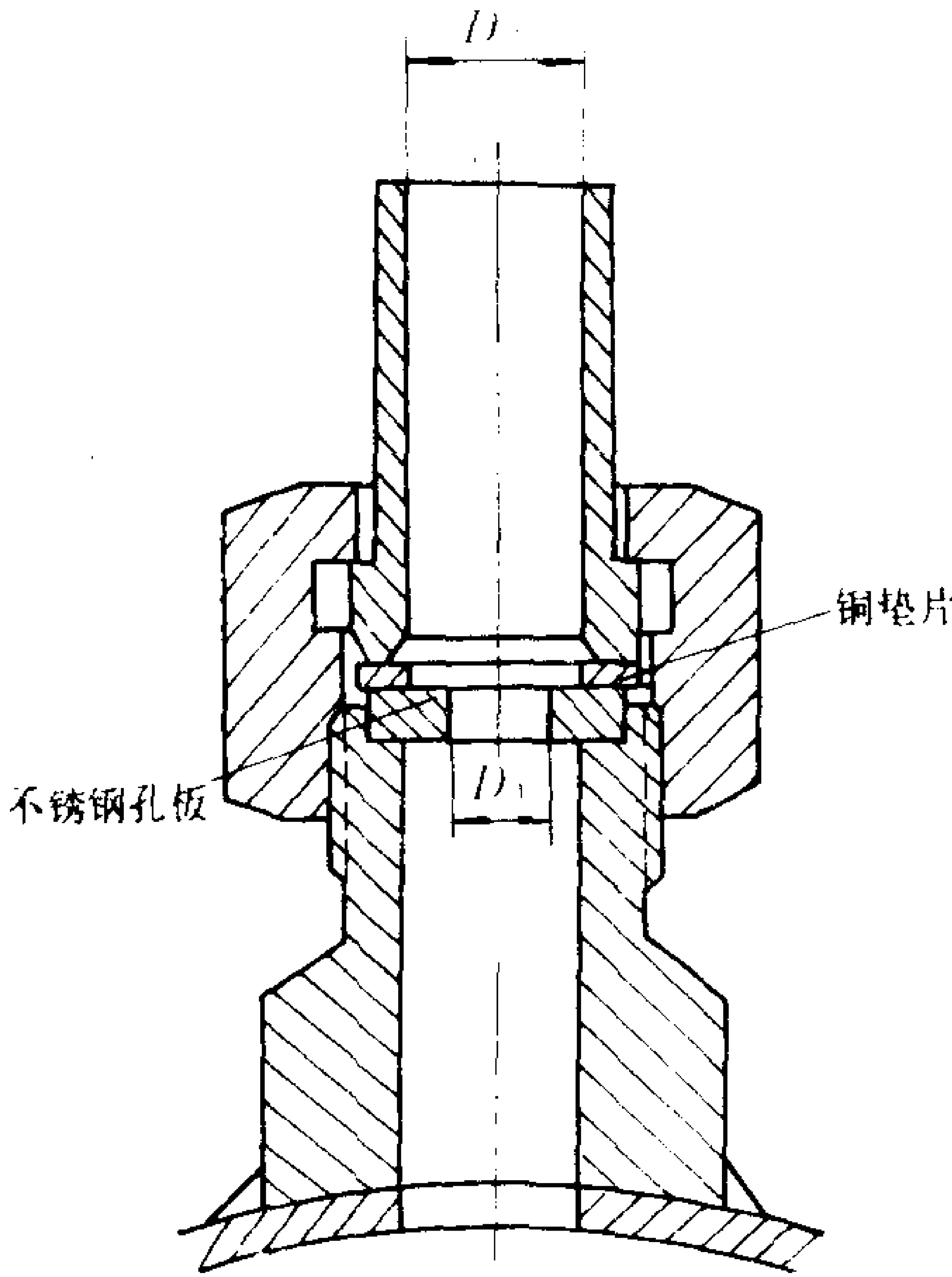


图 4.1.3-71　涡轮清洗用孔板

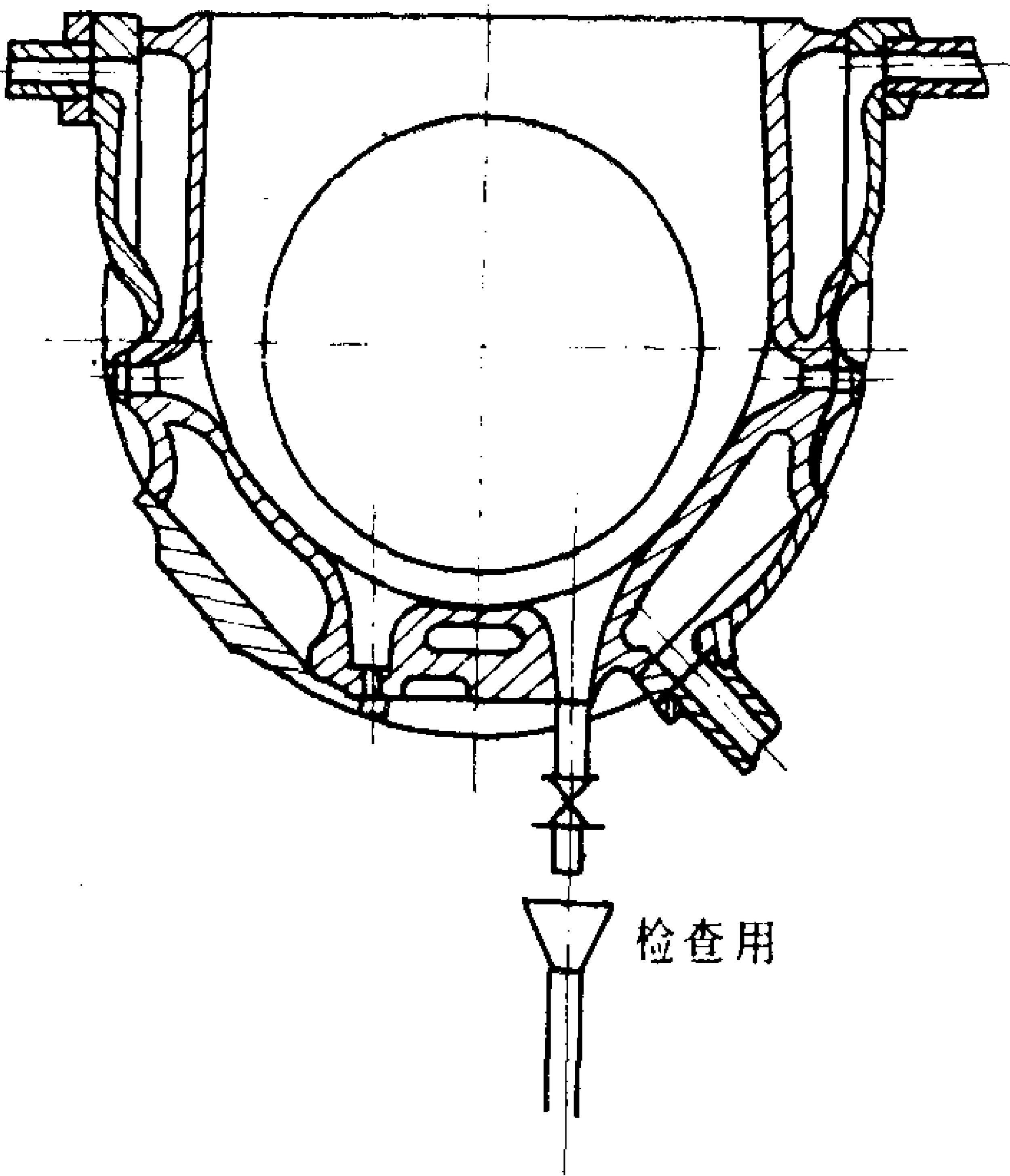


图 4.1.3-72　涡轮排气壳泄水管

用孔板大小和水压来控制供水量。表 4.1.3-14 所示为 VTR 型增压器所用孔板直径。

表 4.1.3-14　　VTR型增压器清洗用孔板直径

水压　MPa	0.5～1.0			
燃气进口数	1	2	3	4
VTR 160				
VTR 200				
VTR 250	2-ϕ3.0	ϕ3.0		
VTR 320	2-ϕ3.5	ϕ3.5	ϕ3.0	

续上表

水压 MPa	0.5~1.0			
燃气进口数	1	2	3	4
VTR 400	2-ϕ4.0	ϕ4.0	ϕ3.5	ϕ3.0
VTR 500	2-ϕ5.0	ϕ5.0	ϕ4.0	ϕ3.5
VTR 630	2-ϕ6.5	ϕ6.5	ϕ5.0	ϕ4.5
VTR 750	2-ϕ7.5	ϕ7.5	ϕ6.0	
VTR 900	2-ϕ9.0	ϕ9.0		

孔板直径小于ϕ 6时，供水管直径最小为ϕ 12；孔板直径大于ϕ 6时，供水管直径不小于ϕ 18。水管上的截止阀必须可靠，以免在不清洗时水漏入涡轮进气管。为了安全，应装一可拆软管，以便清洗结束后立即将其拆除。

在清洗过程中，水经排气壳放水孔泄出。截止阀及泄流管应与泄流塞通径相适应，截止阀应能调节（图4.1.3-72）。

清洗时，涡轮进口燃气温度不大于300℃。清洗时间约10min，可从泄水管中流出的水是否清洁加以判断。清洗后增压器应在清洗时的负荷下运行3min，以使各部表面干燥。

另外，还采用胡桃壳的硬壳粒利用其机械能净化涡轮，使沉积杂质破碎并随气流排出。

2.8.2 涡轮增压器的维修[6]

2.8.2.1 一般维修内容

中国制造、使用的增压器型号繁多，其结构和使用条件差异较大，除交通部制定有《船用柴油机涡轮增压器修理技术标准（JT 4059—83)》外，尚无统一的维修标准。对于制造厂，一般是提供配件，让使用部门以坏换好；对于修理厂则多以清洗为主。瑞士VTR型增压器的维修主要按使用说明书进行，零件损坏或超差则以换新为主；日本石川岛播磨株式会社制定有增压器维修标准。本节仅就主要零件可能要维修的内容作简要说明。至于有关检查、鉴别、修理要点及其工艺等则应根据使用说明书和具体条件酌定。

1）转子轴

（1）检查转子轴轴颈的全跳动量（<0.015 mm)。转子轴弯曲变形允许校正，但必须消除内应力，保证材质，并进行无损探伤，不允许有裂纹存在。

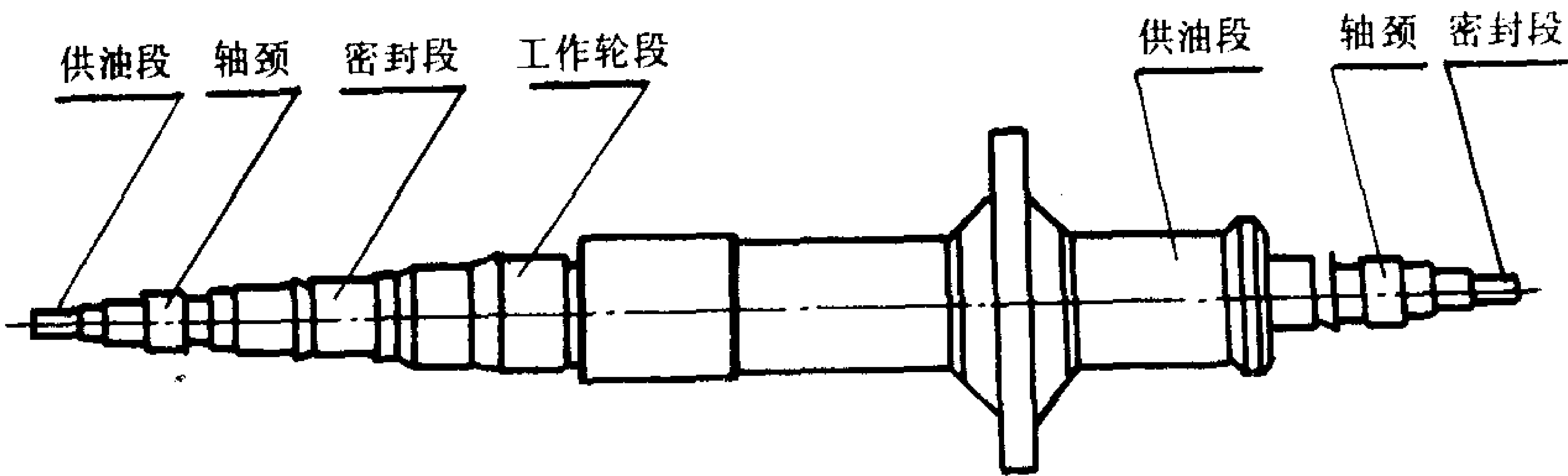


图4.1.3-73 转子轴示意图

（2）转子轴的轴颈段、工作轮段、供油段和密封段（图4.1.3-73）的碰伤深度在0.10mm以内、伤痕数不多于5条，其余轴段碰伤深度在0.30 mm以内时，允许去除毛刺、抛光圆顺后继续使用。如碰伤超过上述值，或除紧配合轴段以外的其余轴段的直径磨损量超过0.10 mm，在轴的强度允许时，可以采用喷镀、电镀等方法修复。采用滑动轴承的转子轴轴颈直径磨损量不超过0.50 mm时，允许将轴颈磨圆后选配缩小内孔的轴承使用，但磨圆后的轴颈不得小于原设计值的97%。

2）轴流式涡轮叶片

（1）叶片内弧面、背弧面的碰伤深度为所在处叶片厚度的10%以内，每平方厘米面积上的碰伤点不超过5个点，每个点的直径不大于1.0 mm；其它部位碰伤深度不超过1.0 mm，伤痕长度小于5.0 mm，且一只叶片不超过两处；或者腐蚀深度不超过0.20 mm，腐蚀点不密集时，允许修光后继续使用。

（2）叶片轻度碰弯，经动平衡合格后可继续使用。

（3）镶嵌叶片如有裂纹、折断、严重碰弯或损坏时，应予更换；焊接叶片则允许在轮盘上将其挖去，重新焊装新叶片。

（4）更换镶嵌叶片的同时，相应的锁紧片和拉筋也应换新。

3）涡轮盘

（1）涡轮盘的任何部位不得有裂纹。

（2）装配式轮盘的螺钉孔或定位销孔变形后，当强度允许时可扩孔使用。

4）径流式涡轮工作轮

（1）叶片型面腐蚀不超过3个点，且腐蚀点分散，深度在0.20 mm以内，每个点的直径不大于1.0 mm；流道底面腐蚀少于6个点，深度在0.50 mm以内，每个点的直径不大于1.0 mm时，可去除毛刺，使腐蚀点边缘与叶片表面圆滑过渡后继续使用。

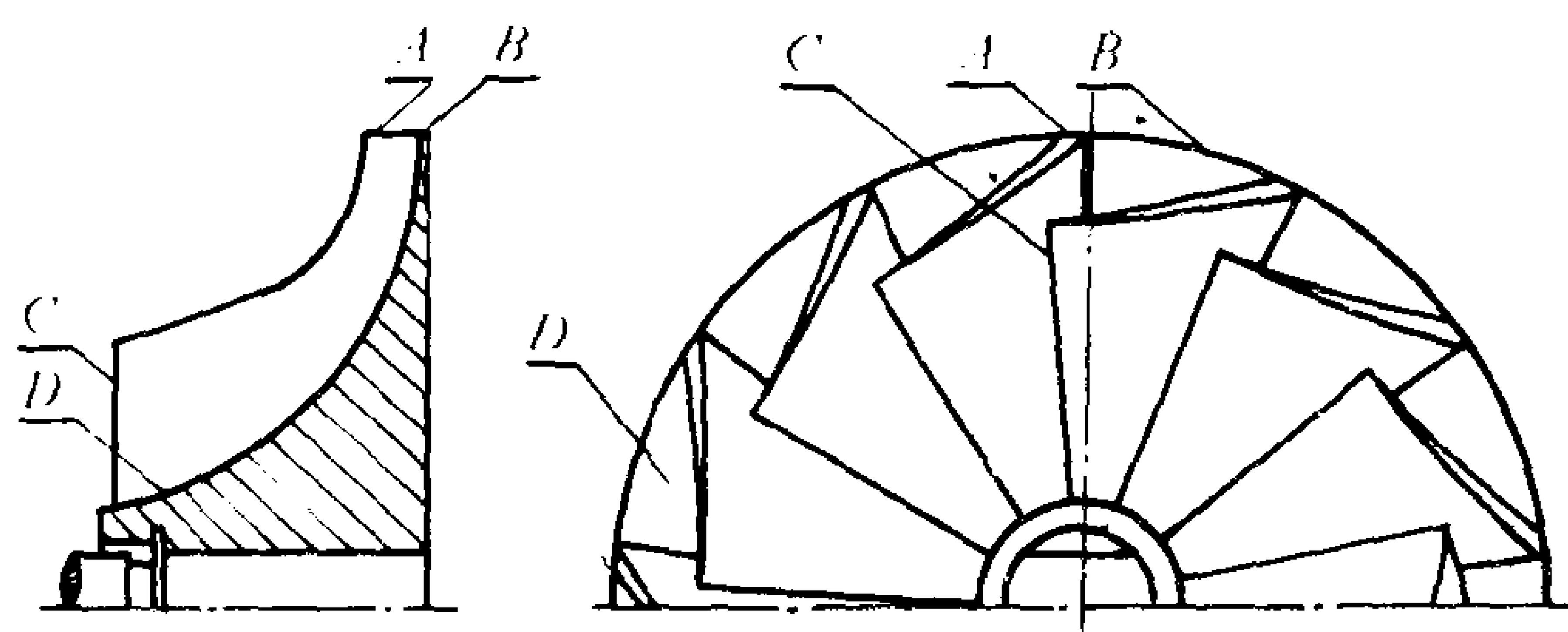


图4.1.3-74　径流式涡轮工作轮示意图

（2）工作轮边缘部分（图4.1.3-74中A、B、C、处）以及流道底部（D处）的碰伤深度不超过0.5 mm，叶片表面的碰伤深度为所在处叶片厚度的15%以内，且1平方厘米面积上不超过5个点时，允许去除毛刺，使伤痕边缘与叶片表面圆滑过渡后继续使用。

（3）轮缘擦伤或卷边时允许修理，修理后工作轮与其罩壳的间隙不得超过原规定值上限0.10～0.15 mm。

5）压气机工作轮

除叶片型面单位面积上碰伤点数没有要求外，其余处理同4）（图4.1.3-75）。

6）喷嘴环

（1）叶片型面碰伤点直径小于1.0 mm，深度为所在处叶片厚度的10%～20%之间，或者腐蚀深度不超过所在处叶片厚度的5%时，允许修光继续使用。

（2）整体式喷嘴环的叶片出气边碰伤变形允许整形，但应保证喷嘴出口面积不超过原规定值的±2.5%；组合式喷嘴环叶片因碰伤变型使其出口面积超过原规定值±2.5%时，损坏

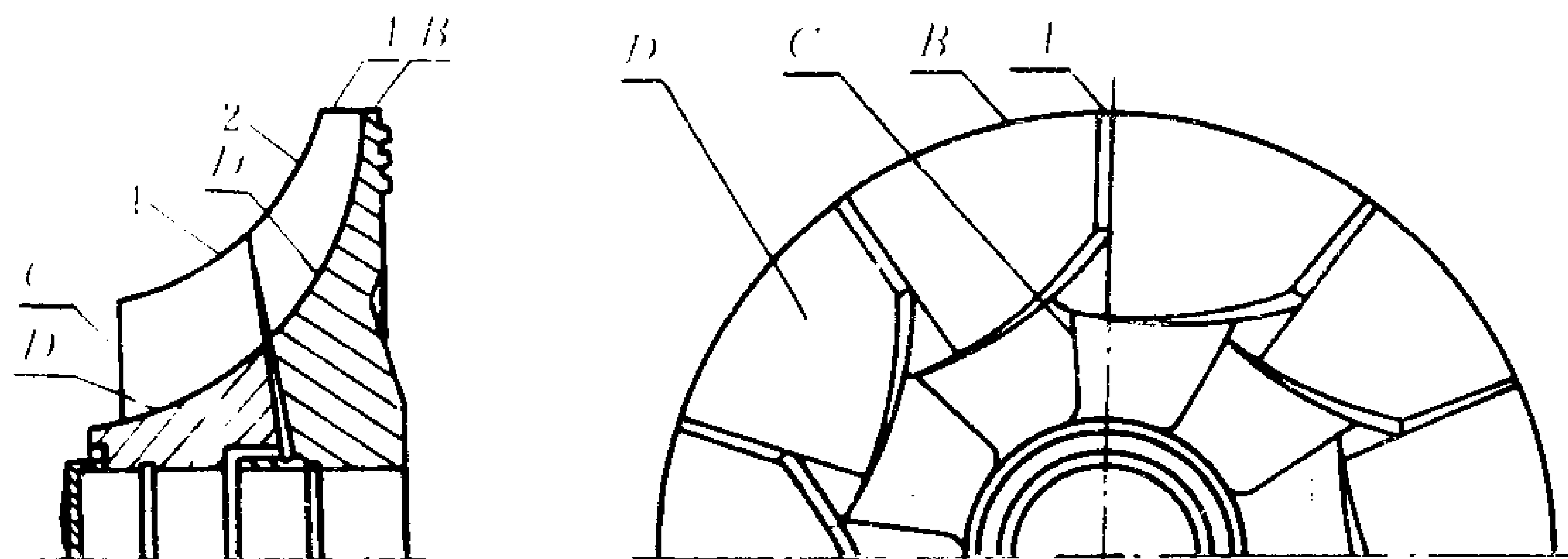


图 4.1.3-75 压气机工作轮示意图

1-导风轮；2-叶轮

叶片应予更换

（3）如图 4.1.3-76 所示，整体式喷嘴环叶片表面有裂纹 C，但在全部叶片中不超过 3 片，且分散，当 $E \leq 5$ mm，$l \leq L/4$ 时，可切去裂纹部分，修光切口后继续使用。组合式喷嘴环叶片表面及榫头部位出现裂纹时，该叶片应换新。

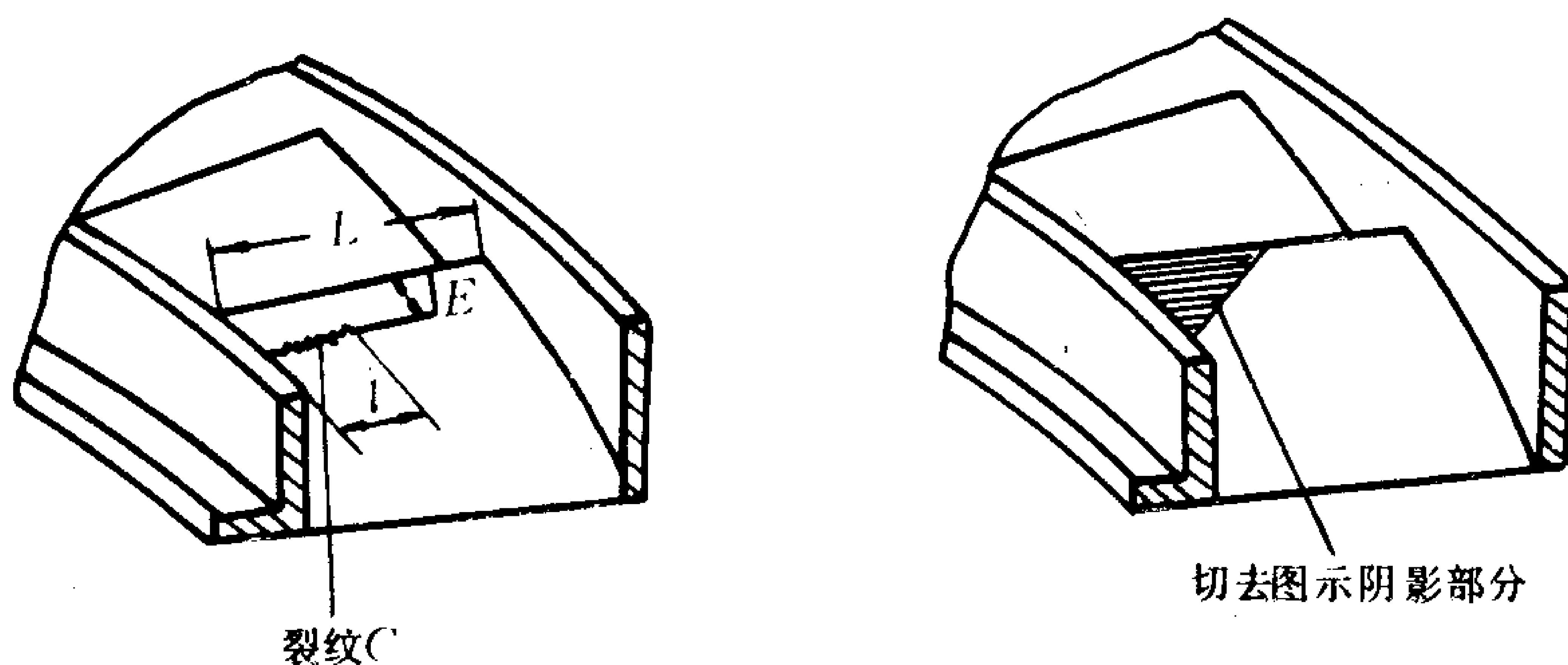


图 4.1.3-76 喷嘴环示意图

（4）整体式喷嘴环叶片与内、外圈的交界处局部轻微裂开或有裂纹，只要不影响该处喉口尺寸，允许修理。

7）叶片扩压器

（1）叶片两侧面碰伤深度不超过所在处叶片厚度的 10%，腐蚀深度不超过 5%时，允许修光 修复后的喉部面积不超过原规定值的 ±2%。

（2）叶片底板表面碰伤深度不超过所在处厚度的 20%时，允许修光继续使用。

8）壳体

（1）壳体腐蚀后的剩余壁厚最薄不得小于原壁厚的 50%，并需径 1.5 倍的工作压力的水压试验，历时 5 min无渗漏现象方可继续使用。

（2）壳体因腐蚀漏水，或在非气道、水腔、油腔及不影响尺寸和装配精度的部位有裂纹、腐蚀、破损等缺陷时，允许用焊补或耐热粘结剂粘结等方法进行修理。修理后需按（1）之规定进行水压试验，合格后方可继续使用。

9）轴承

（1）滚动轴承

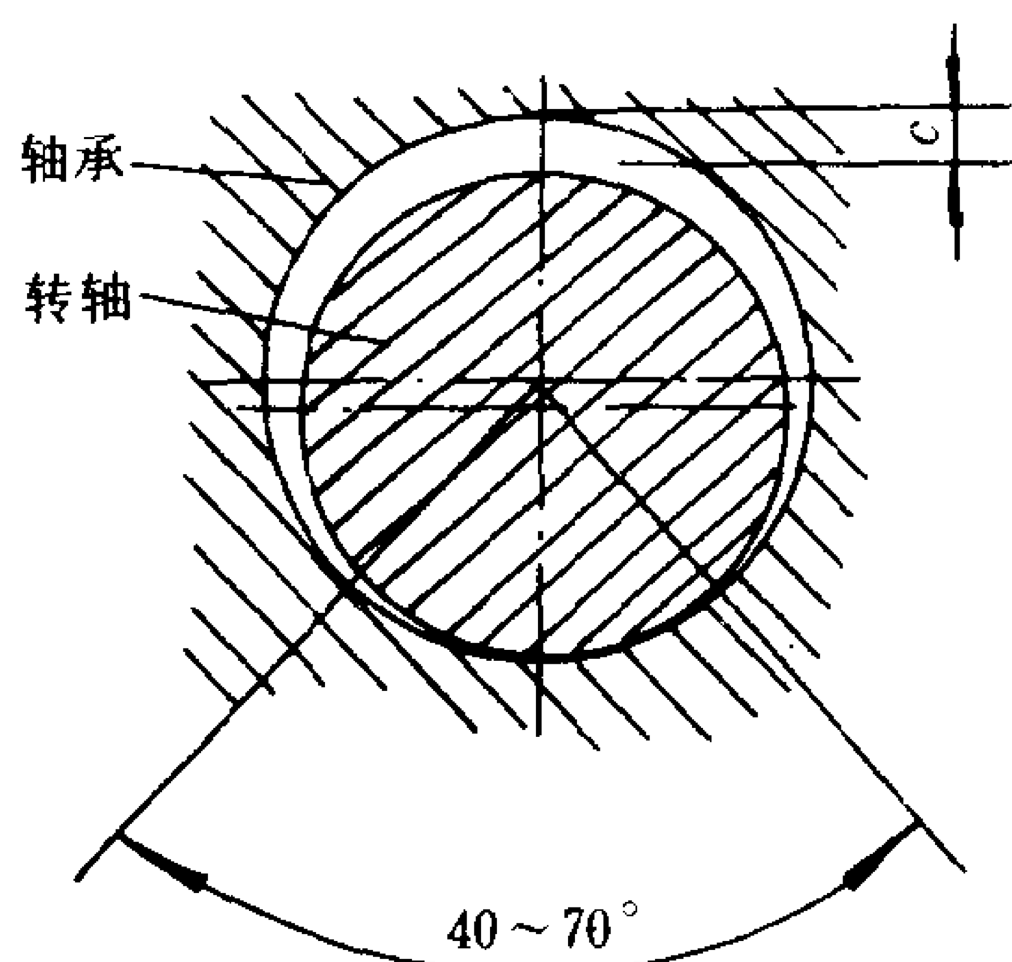


图 4.1.3-77 滑动轴承间隙和接触角

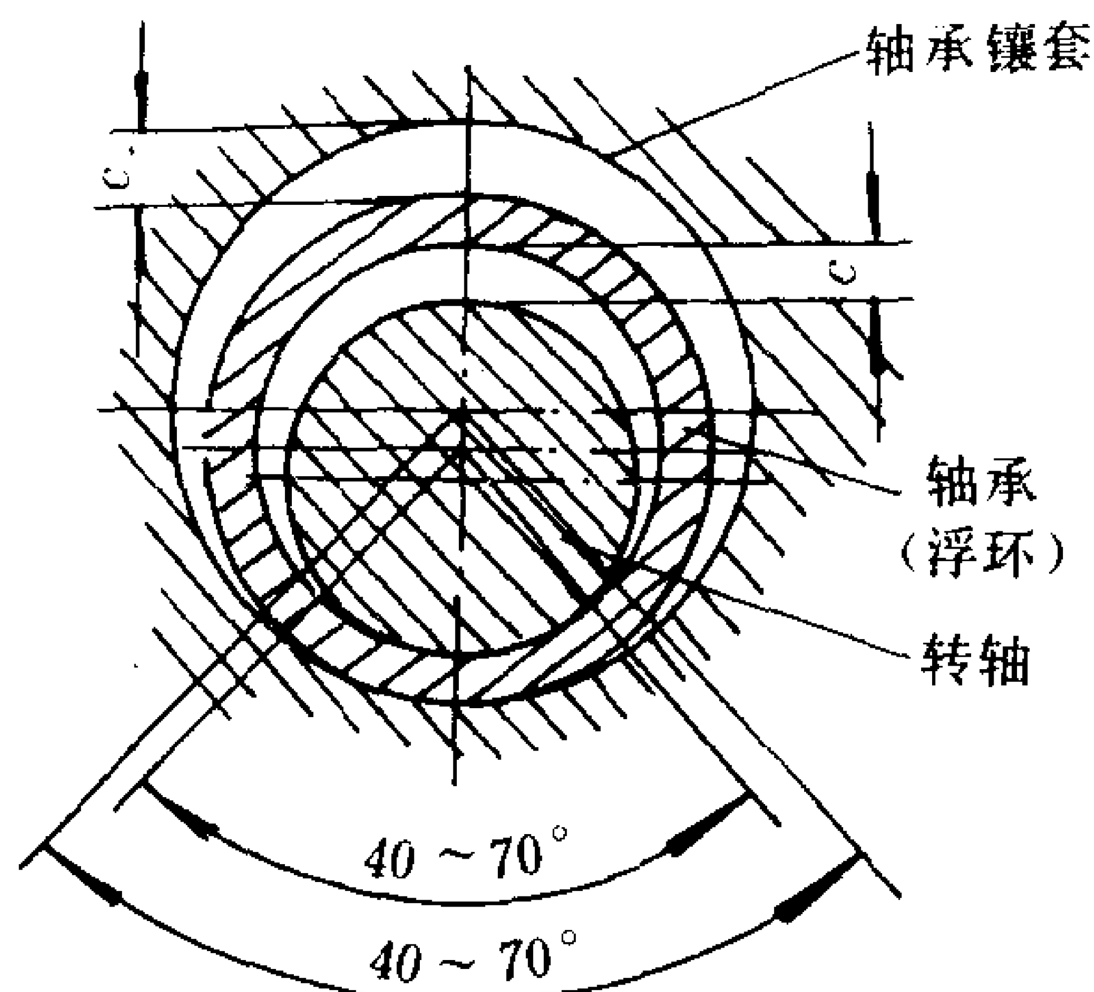


图 4.1.3-78 浮动轴承间隙与接触角

①滚动轴承的使用寿命以制造厂规定的使用期为准。

②轴承转动灵活，无异常声响，各零件无损伤、腐蚀、剥落、裂纹，保持架铆接无松动以及无局部过热等任一缺陷时，可继续使用。

（2）滑动轴承

①轴承的径向装配间隙值C（图 4.1.3-77）不超过原规定值上限的 20%时，可继续使用。

②转轴轴颈与轴承接触不均匀，或接触角超过中心线左右两侧 40～70°范围时，允许修理，但必须保证径向间隔C。

③轴颈直径小于或等于 50 mm时，轴承分散碰伤或出现拉痕，其深度小于 0.10 mm，宽度不大于 0.10 mm，长度在 5 mm以内，数目不超过 5 条时，允许修光继续使用；当轴颈直径大于 50 mm时，轴承碰伤或拉痕长度允许放宽到 10 mm。

④轴承浸蚀或腐蚀，每平方厘米面积上不多于 5 个点，每个点的直径与深度均不超过 0.20 mm且不集中时，允许将浸蚀或腐蚀点修光后继续使用。

（3）浮动轴承

浮动轴承的间隙如图 4.1.3-78 所示。其维修同滑动轴承①、②。

（4）推力轴承

①推力轴承的轴向间隙值一般不超过规定值的 15%时，允许继续使用。但当压气机工作轮、涡轮工作轮、密封等零件与其它零件发生碰擦时，间隙值允差应减小，其数值按具体情况决定。

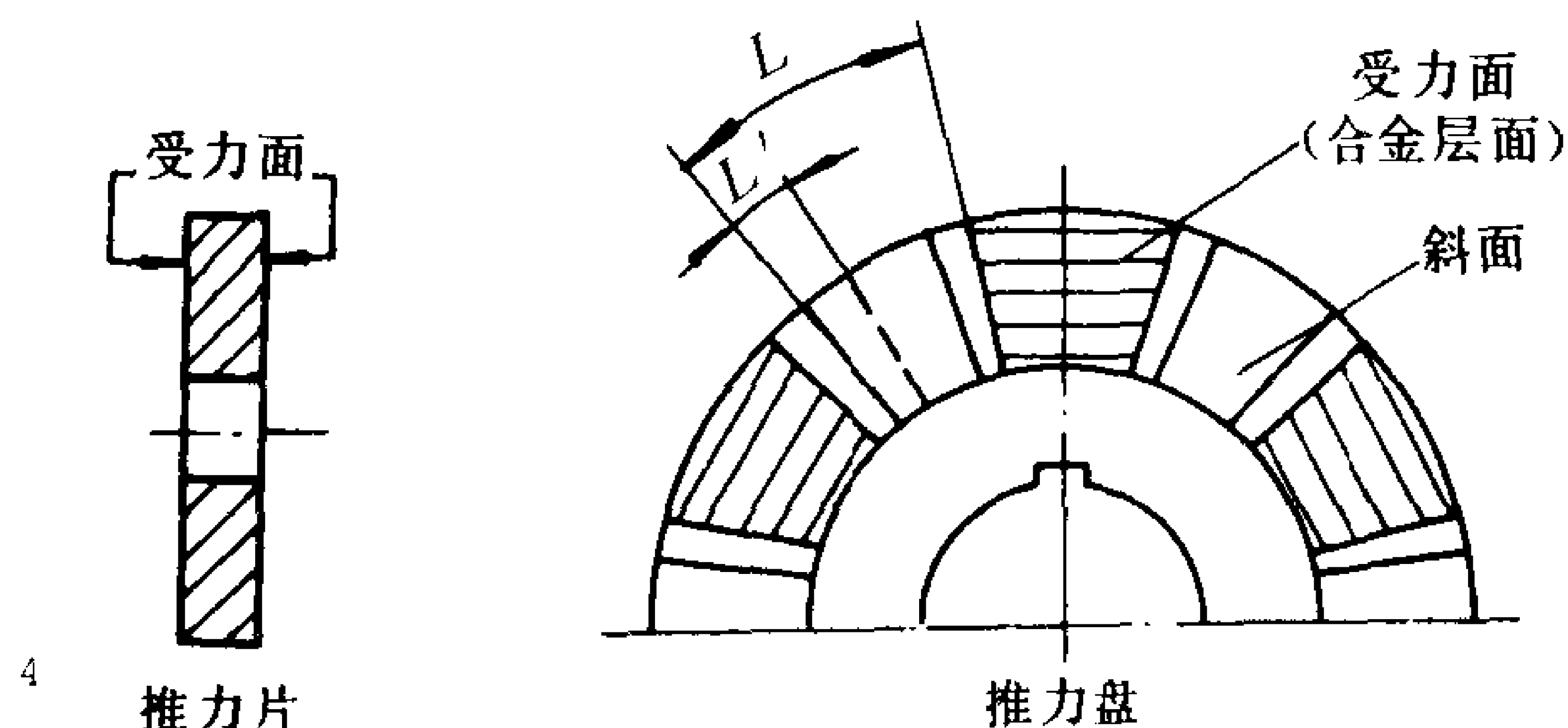


图 4.1.3-79 推力轴承磨损

②推力盘和轴承受力面磨损后的斜面宽度减小值L'小于原斜面宽度L的 25%时，允许继续使用（图 4.1.3-79）。

③推力轴承中推力片的受力面磨损后，接触面积仍达到相应总面积的 75%时，可继续使用，但必须保证轴向装配间隙值。

④轴颈直径小于或等于 50 mm，推力盘、推力片和轴承的非受力

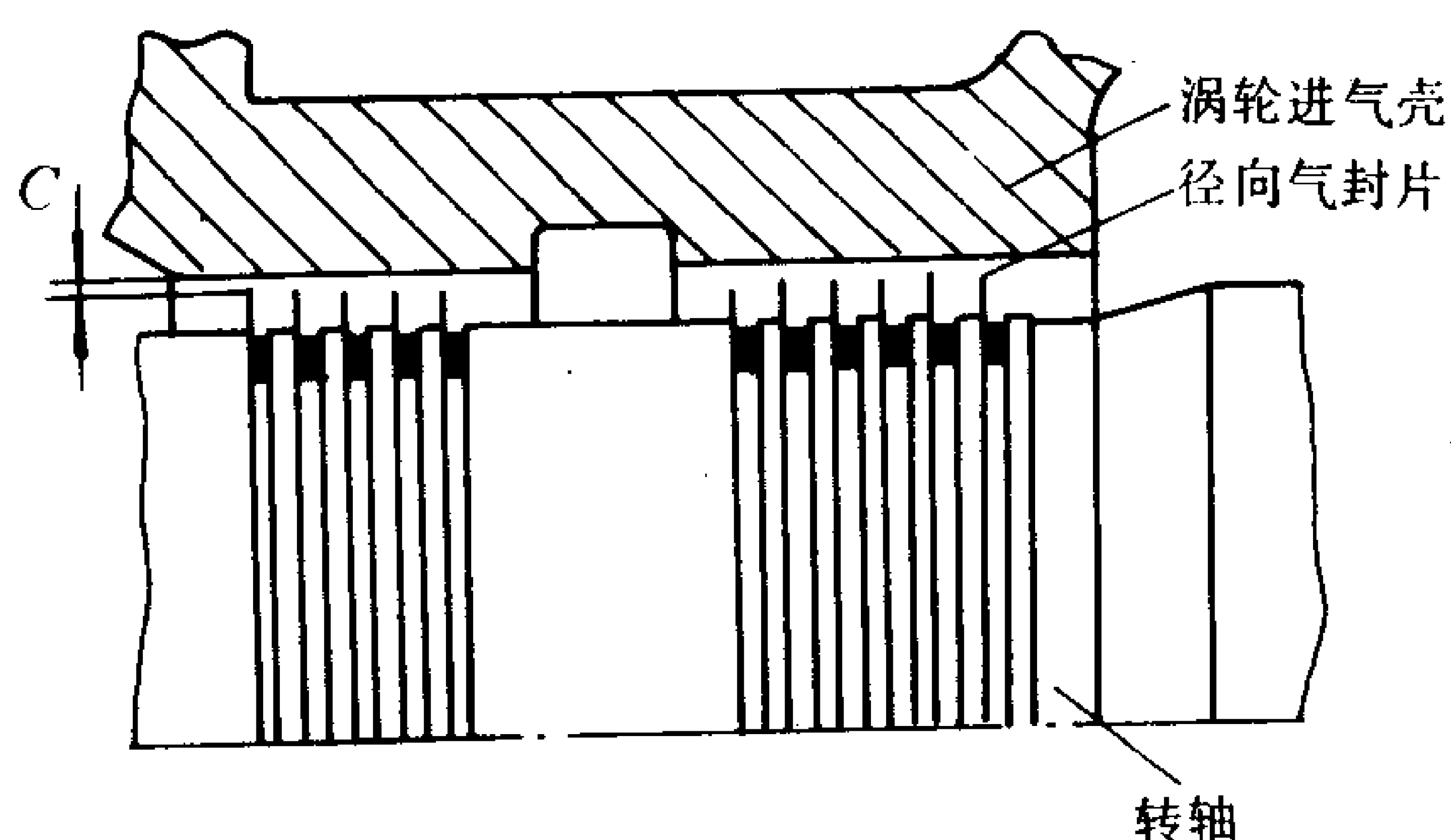


图 4.1.3-80　径向气封片

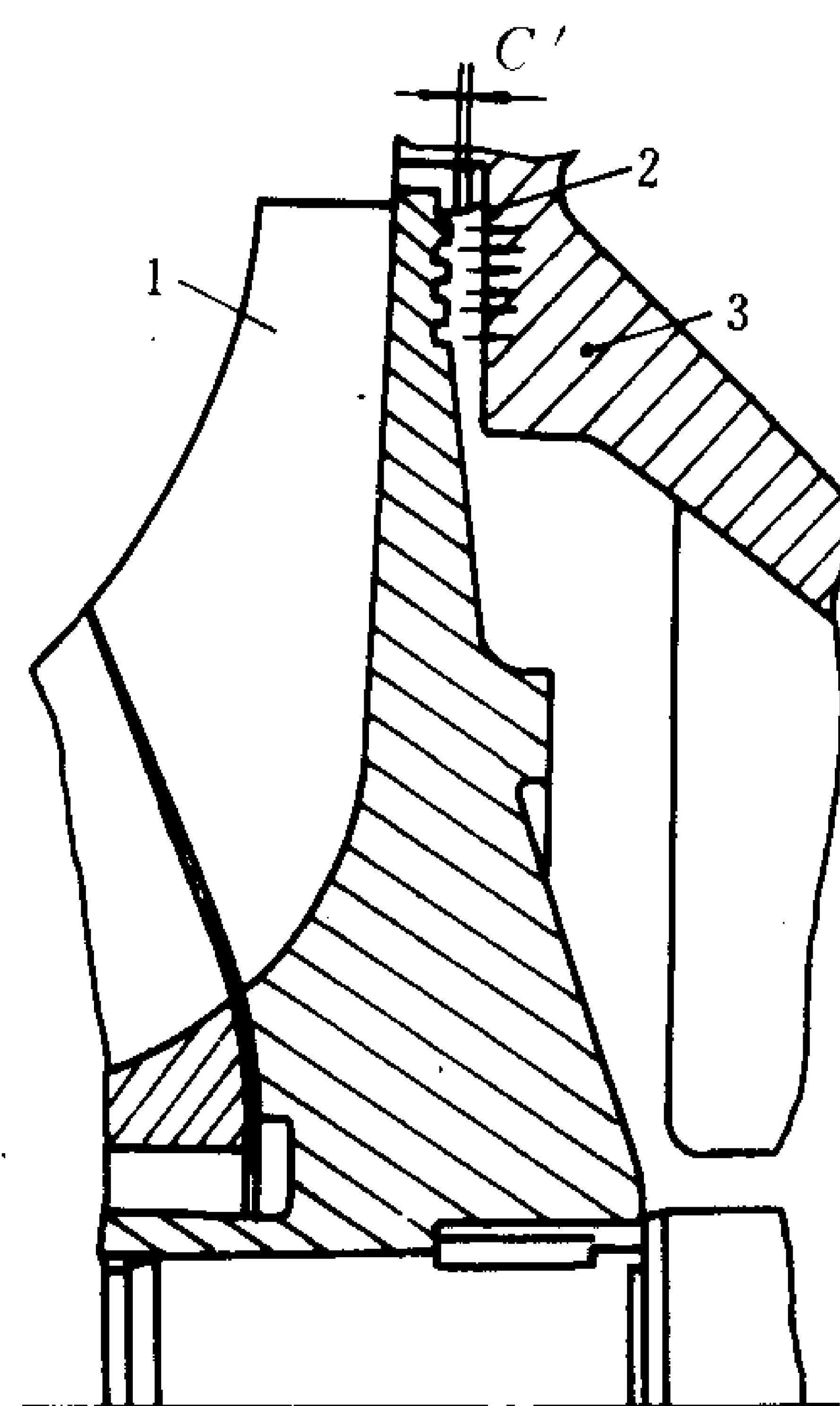


图 4.1.3-81　轴向气封片
1 -压气机叶轮；2 -轴向气封片；
3 -绝热隔墙

部分有分散碰伤或拉痕，深度小于0.10 mm，宽度不大于 0.10 mm，长度在 5 mm以内，数目不超过 5 条时，允许局部修光继续使用；当轴颈直径大于 50 mm，碰伤或拉痕长度允许放宽到 10 mm。

⑤推力盘和轴承表面的合金属于非腐蚀性剥落，其面积小于总面积的 25%时，允许焊补修复。其中对于巴氏合金材料的合金层，则不受剥落程度的限制。

10)气封片和气封环

(1)气封片应平直无扭曲、无毛刺，否则应校正至平直和修除毛刺。气封环表面应光滑无毛刺。

(2)气封片或气封环的径向间隙值C（图 4.1.3-80）和C'（图 4.1.3-81）因磨损增大不超过原规定值上限 20%时，可继续使用；由于轴承的径向间隙和轴向间隙因轴等零件的磨损面增大时，C和C'值可以相应加大，但最大不得超过原规定值上限的 20%。

11)活塞环和油封环

(1)用漏光法对活塞环安装的密封性作检查，在环的开口两侧 30°内应不漏光，其它部位漏光，一处漏光应小于 30°，几处漏光角度之和应不大于 120°，否则，必须修理。

(2)活塞环安装后的开口间隙D（图 4.1.3-82）和环与环槽间的装配平面间隙C

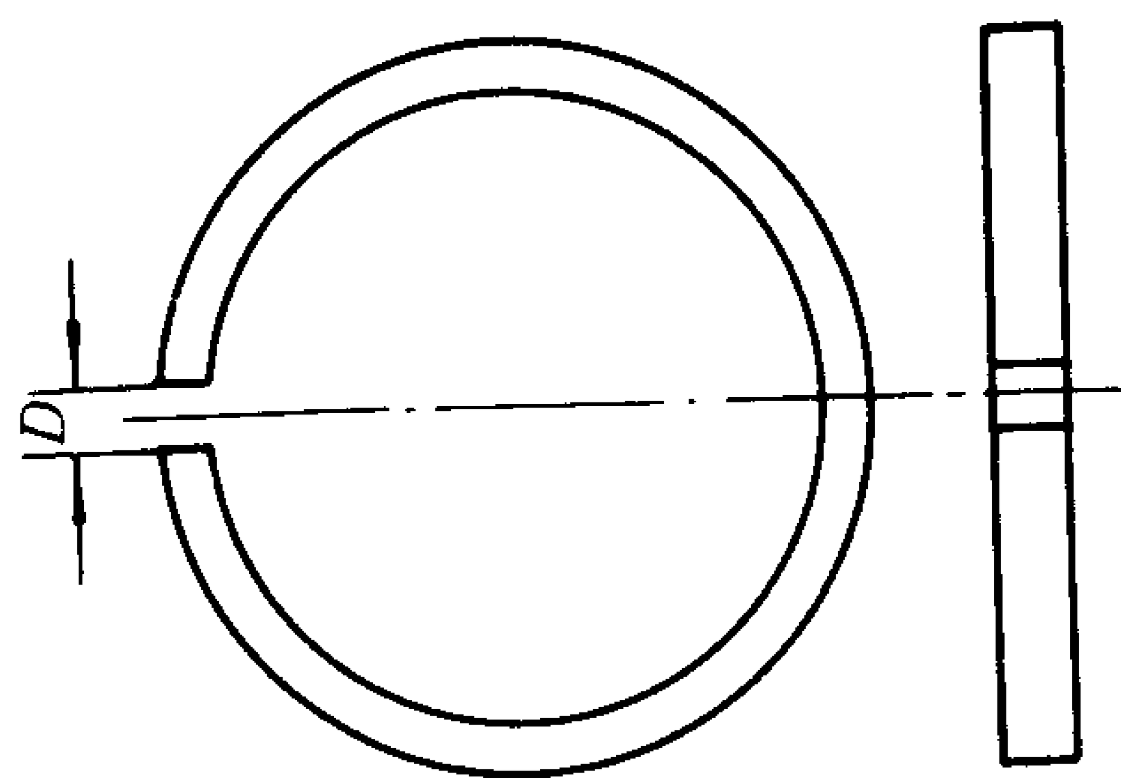


图 4.1.3-82　活塞环间隙

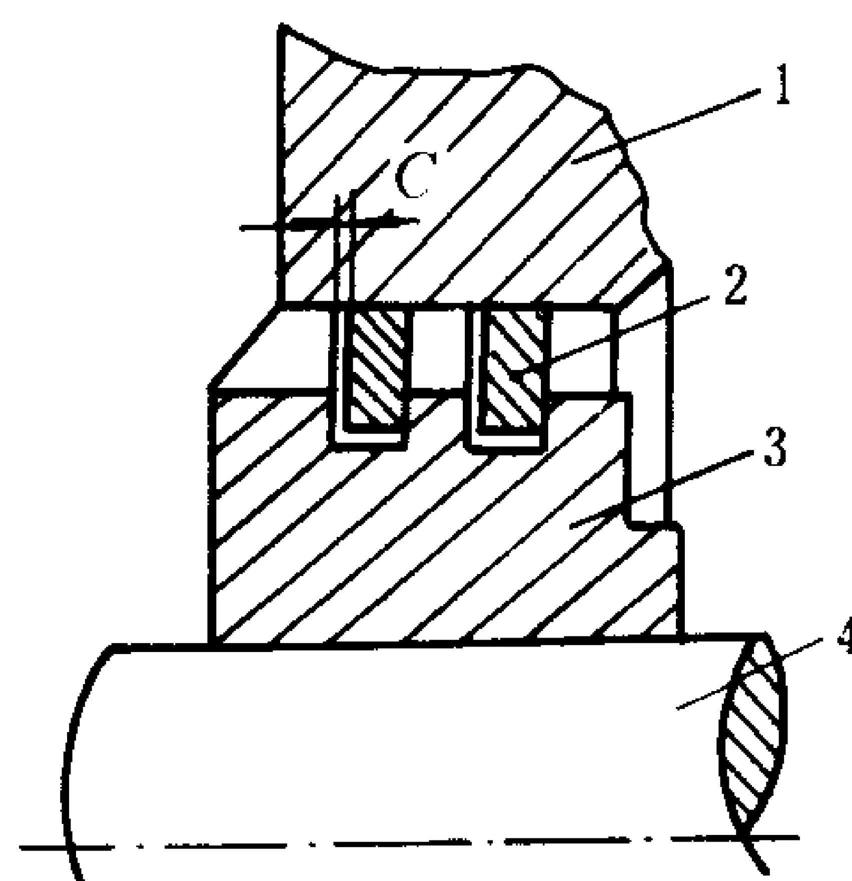


图 4.1.3-83　活塞环装配间隙
1 -密封盖板；2 -密封环；3 -密封套；4 -转轴

（图 4.1.3-83）均应在原规定的极限值内。

（3）油封环与转轴的径向装配间隙 C（图 4.1.3-84）不得超过原规定值上限的 20%。由于轴承径向间隙值因轴等零件的磨损而增大，可允许 C 值相应加大，但最大不得超过原规定值上限的 20%。

（4）活塞环的弹性应均匀、良好，环的平行度误差应小于 0.02 mm。平面接触面积不得小于相应平面总面积的 75%。

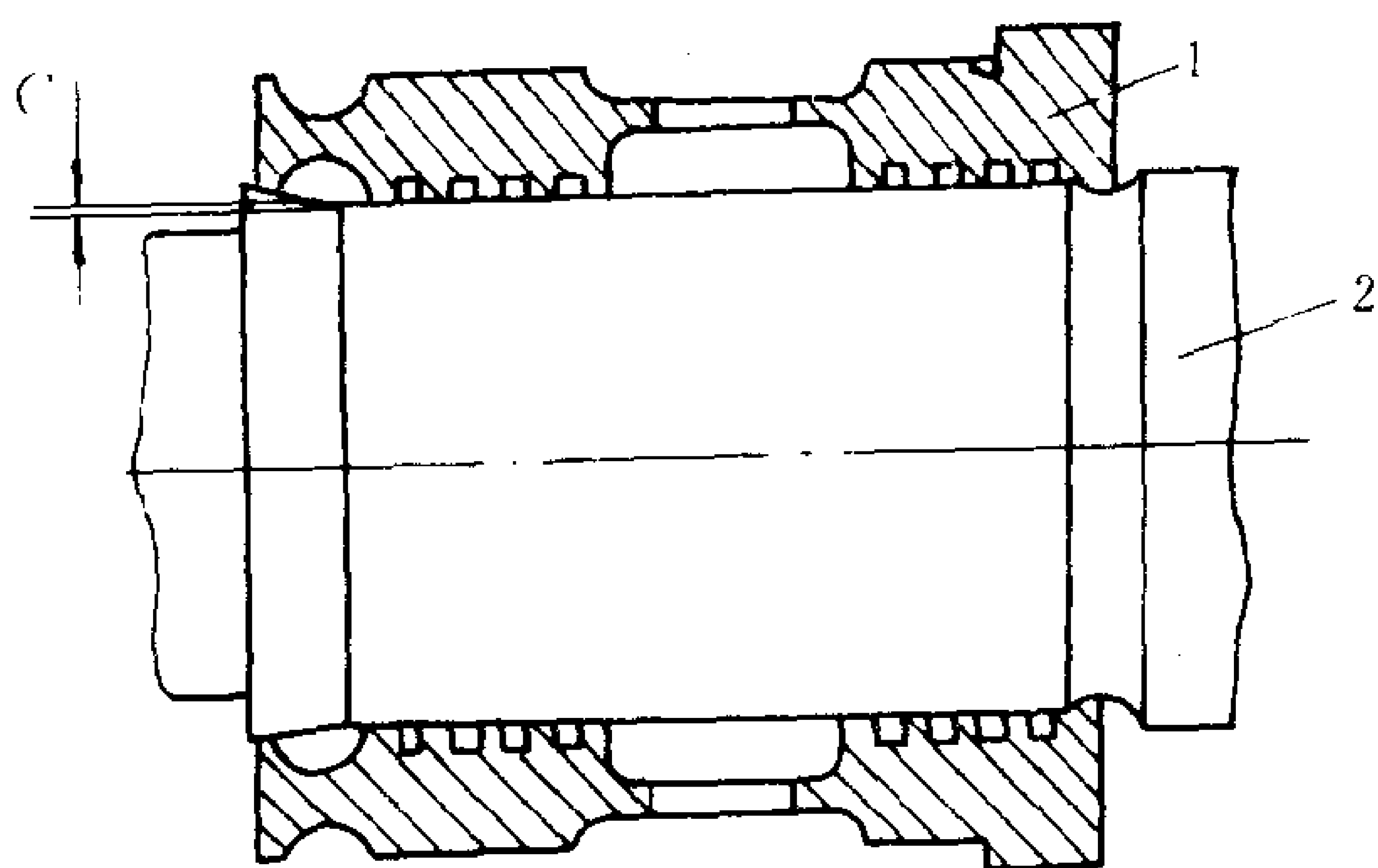


图 4.1.3-84　油封环装配间隙

1-油封环；2-转轴

（5）活塞环或油封环无局部过热、烧损等缺陷。表面有毛刺、轻度腐蚀以及擦伤时允许修光；有裂纹时则必须更换。

12）减振片

（1）检查滚动轴承总成中的减振片有无烧损、局部过热、咬毛、磨损和断裂等缺陷，无上述任一缺陷时方可继续使用。

（2）减振片表面有锈斑，但不密集时允许修光后继续使用。

（3）检查减振片弹性，手感应良好、均匀。

（4）更换减振片时，必须采用机械性能相同材料的减振片，并注意安装位置不变和保持轴承总成的原径向和轴向间隙值。

13）压气机工作轮罩壳和涡轮工作轮罩壳

（1）压气机和径向式涡轮工作轮罩壳型面擦伤深度在 0.20 mm以内，轴流式涡轮工作轮罩壳在 0.30 mm以内，其面积不大于内孔总面积的 25%时，允许修光后继续采用。

（2）压气机工作轮罩壳变形后的型面尺寸比原规定值上限大 0.20 mm以内，对涡轮则在 0.10～0.15 mm以内时可继续使用。小于下限值时允许修理。

14）滤清消声器

当吸声物过度污染或吸声物脱落时，应进行清洗、重装或换新；填充物损耗较多时，应予补充；外壳变形转大时应进行修整。

经过修理的转子必须进行动平衡试验。修复后的增压器应按规定进行试验。

2.8.2.2　拆装注意事项

1）拆卸前应仔细阅读使用说明书，熟悉结构，了解拆卸顺序、方法和所用工具。

2）零件盛器和场所应预先准备和清理。拆卸时要使用专用工具，按规定步骤仔细进行，拉出转子时注意不得碰伤密封装置和叶片。

3）将拆卸下的零件清理齐全，并把压气机端和涡轮端零件分开存放。

4）对拆下的零件应仔细检查。特别要检查涡轮叶片、压气机工作轮、密封、轴承等有无外表损伤。可疑处要进行无损检查，以判断是否有裂纹等缺陷存在。

5）对结垢零件要仔细清洗，不得使用有腐蚀性的清洗液。精密零件不允许用钢丝刷或其它硬器刮洗。

6）装配顺序按拆卸顺序反向进行。装配时要特别注意零件相互间的配合印记，不可弄错。

7）检查、调整各处间隙至规定值。

8）所有紧固件要用弹簧垫圈或用铁丝锁紧。

9）装配结束后，仔细清理有无遗漏零件。用手转动转子，检查有无卡滞，碰擦和松动等现象。封闭各油孔、水孔以及外露的气道进、出口，以免异物落入。

2.8.2.3 安装间隙

轴流式和径流式涡轮增压器的装配间隙分布如图 4.1.3-85 和图 4.1.3-86 所示

不同型号的增压器的装配间隙大小及其调整都各有规定，装配时应按说明书进行。间隙检查方法大致有：

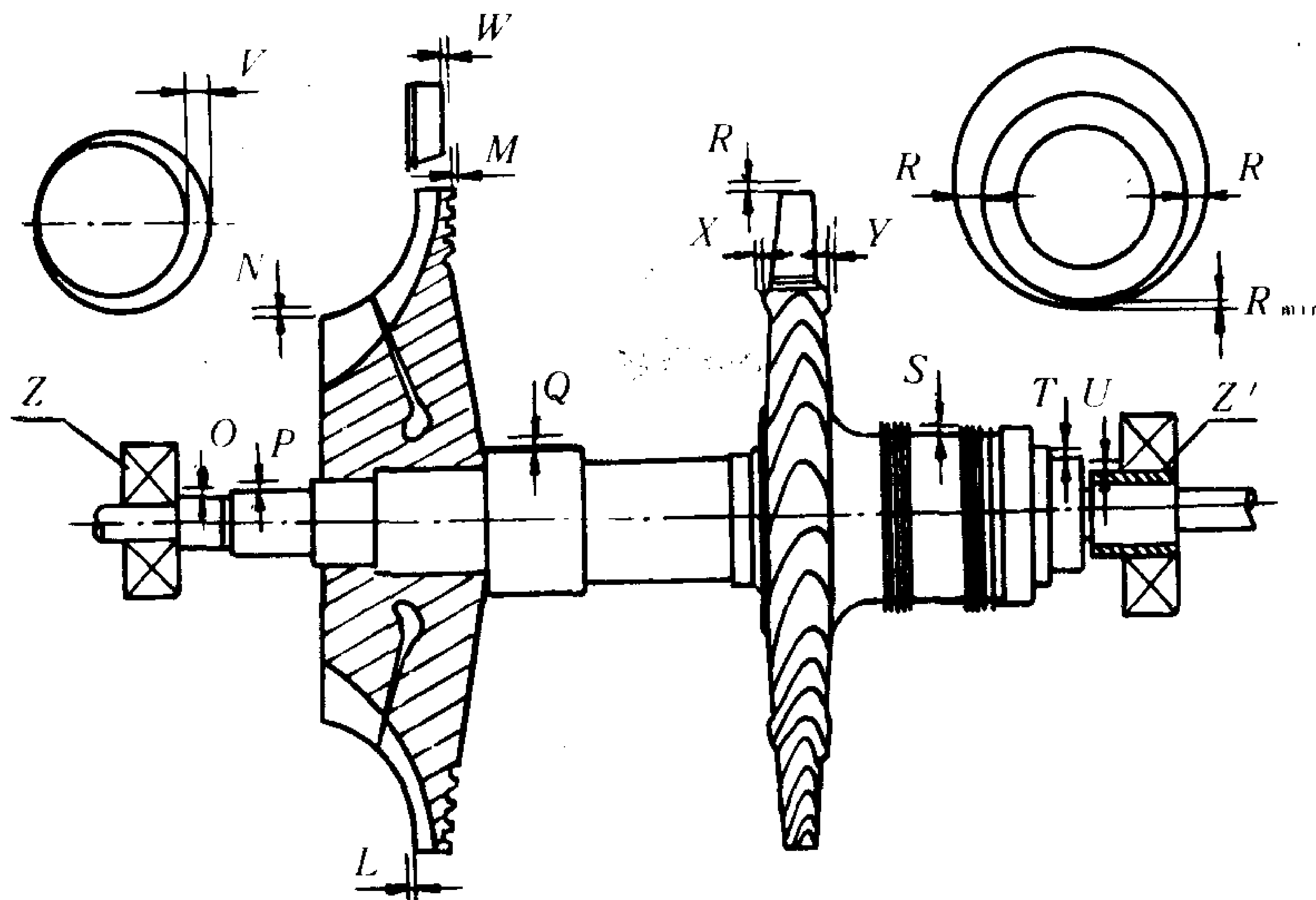


图 4.1.3-85 轴流增压器间隙分布

1）对滑动轴承、密封、轴流式涡轮外缘等的径向间隙以及活塞环密封的轴向间隙等可直接测出包容面和被包容面的尺寸。

2）对径流式工作轮子午面间隙和轴向间隙等可用压痕法或塞尺测量。

3）滚动轴承间隙一般需用随机专用工具（图 4.1.3-87），按使用说明书进行；推力轴承轴向间隙的测量随增压器结构不同而不同，如将磁性表座固定于壳体上，让百分表触夹与转轴端部接触，然后推拉转子，即可从百分表读数得到转子轴向移动量。

2.8.2.4 动平衡

涡轮增压器转子是高速旋转件。在技术文件中对转子不平衡量有具体要求。修理后的转子必须按要求进行动平衡，并做好记录。不平衡量用“克·厘米（g·cm）”或用转子偏心量微米（μm）表示。具体值在使用说明书中有规定，或者按国际标准（ISO）C 2.5 级要求，或者按小于或等于 20 000 r/min的增压器的转子偏心量不大于 2 μm，大于 20 000 r/min的增压器的转子偏心量不大于 1 μm来要求。因为滚动轴承有 3～5 μm的偏心，所以，采用滚动轴承的增压器转子应同滚动轴承一起作动平衡。

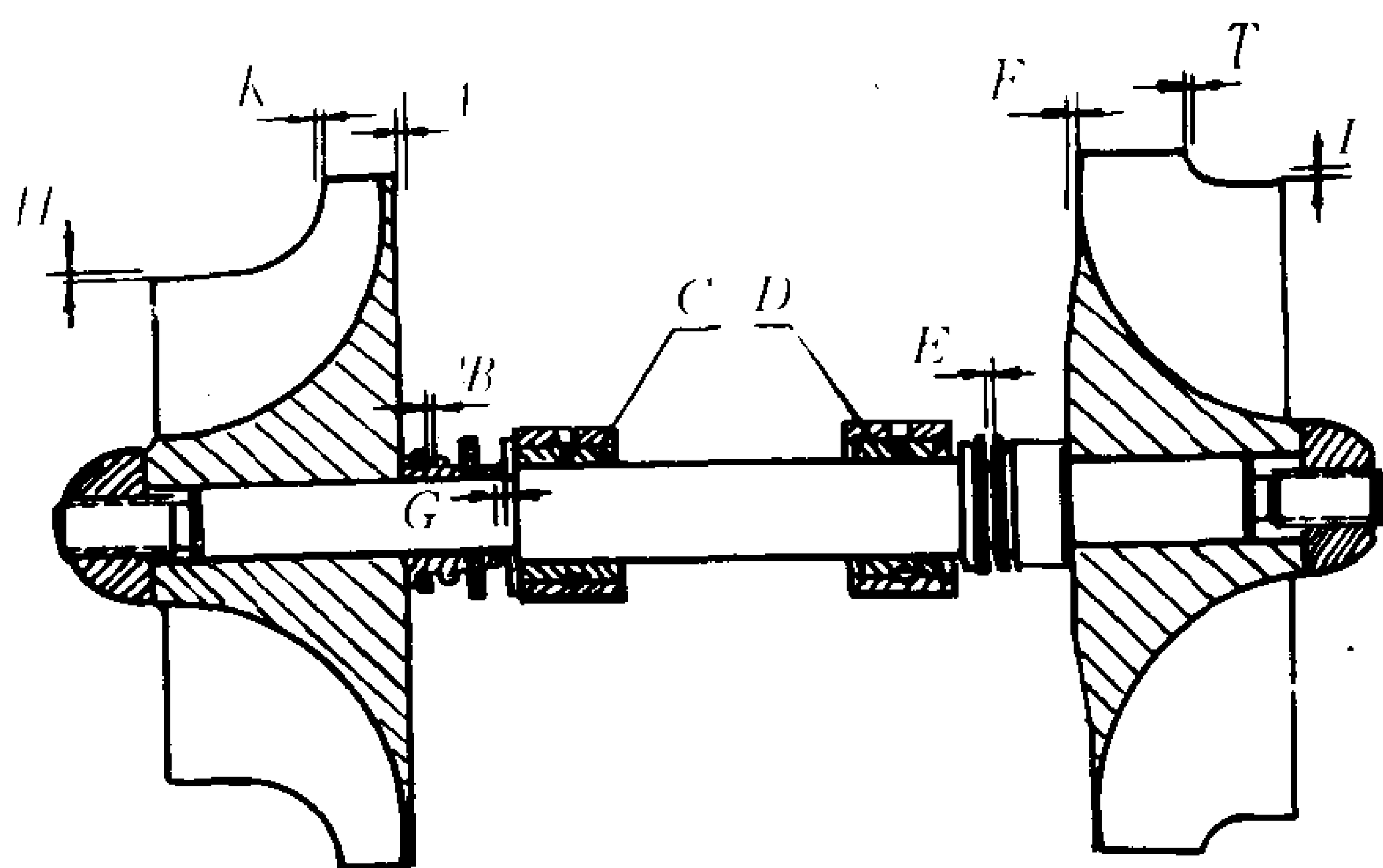


图 4.1.3-86 径流增压器间隙分布

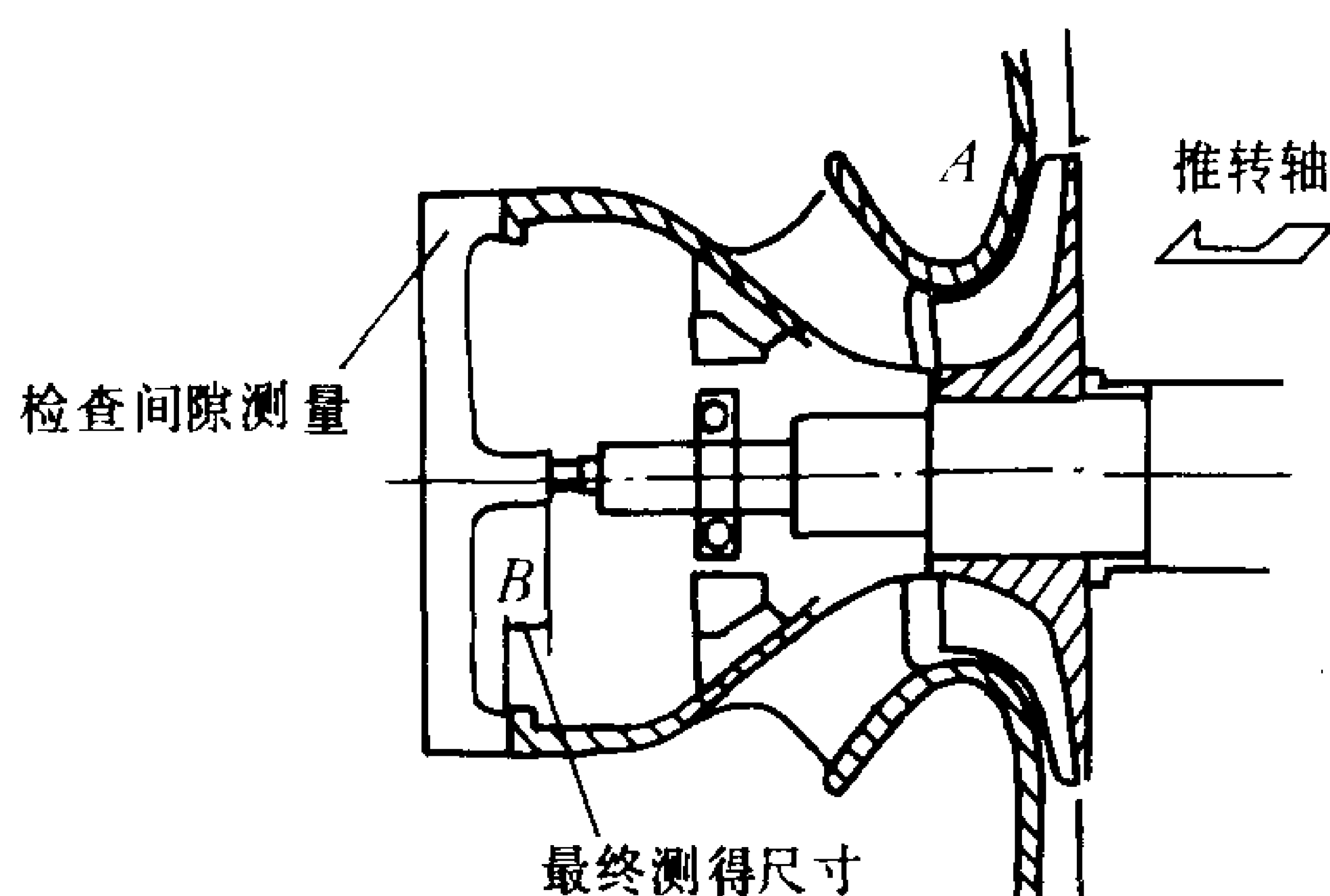


图 4.1.3-87 随机专用工具检查轴向间隙

3 涡轮增压系统

3.1 定压涡轮增压系统

3.1.1 定压涡轮增压原理

定压涡轮增压系统是将所有气缸的排气支管接到一个大容积的排气总管（排气箱）上，而后再将排气引入涡轮，图 4.1.3-88 所示为定压增压系统简图。由于排气总管容积足够大，因此各气缸的排气进入总管时只引起微小的压力波动。在定压涡轮增压系统中，涡轮利用的排气能量仅为图 4.1.3-5 中面积 $5\text{-}e'\text{-}f'\text{-}1\text{-}5$，其中面积 $e\text{-}e'\text{-}f'\text{-}f\text{-}e$ 为损失的能量 $b\text{-}e\text{-}5\text{-}b$ 中能够回收利用的一小部分. 图 4.1.3-89 示出了定压增压柴油机的低压示功图。

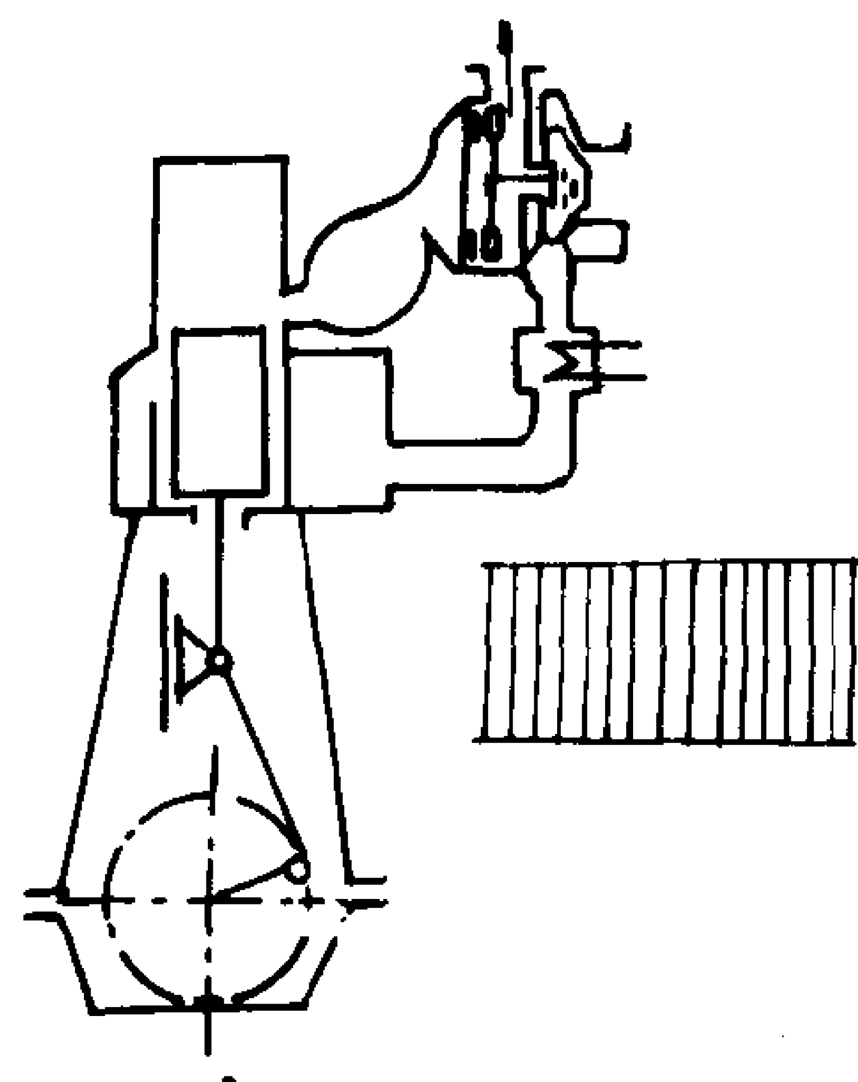


图 4.1.3-88 定压增压系统

3.1.2 定压增压系统的基本特点

1）排气管结构简单

2）由于进入涡轮的气体压力近于恒定，故涡轮效率较高。

3）不能利用排气的脉冲能量。

4）高增压时，由于排气中脉冲能量所占的比例减小，脉冲能量相对损失也小，但由于涡轮效率较高，故其排气能量利用率仍然较高，故定压增压系统适用于高增压柴油机。

5）定压增压系统加速和加载时反应性能较差，即快速加速和加载时，排气能量不能快速传递到涡轮，增压压力因而也难于快速提高，造成短时间空气流量下降，柴油机冒烟。

定压增压系统广泛用于中、低速大、中型四冲程和二冲程柴油机。

3.2 脉冲涡轮增压系统

3.2.1 脉冲涡轮增压原理

在脉冲涡轮增压系统中，各个气缸通过短而细的排气支管与容积很小的排气管连接，而后再接到涡轮进口（图 4.1.3-2）。通常每 2 个或 3 个气缸连到一根排气管，由于排气管容积很小，排气管中的压力波动也较大，涡轮前的压力也是波动的，故称之为脉冲涡轮增压系统。

图 4.1.3-90 为脉冲涡轮增压柴油机的低压示功图。当排气阀（口）开启后，高温高压气体冲向排气管，由于排气管容积很小，造成排气管中气体压力迅速上升，在排气过程形成一个压力波。排气管压力的迅速上升，使排气压差减小，排气节流损失下降，因此在脉冲涡轮增压系统中，除可利用图 4.1.3-5 中面积 5-e-f-1-5 的能量外，还可利用面积b-e-5-b能量中的较大部分，使涡轮可用能量增加。

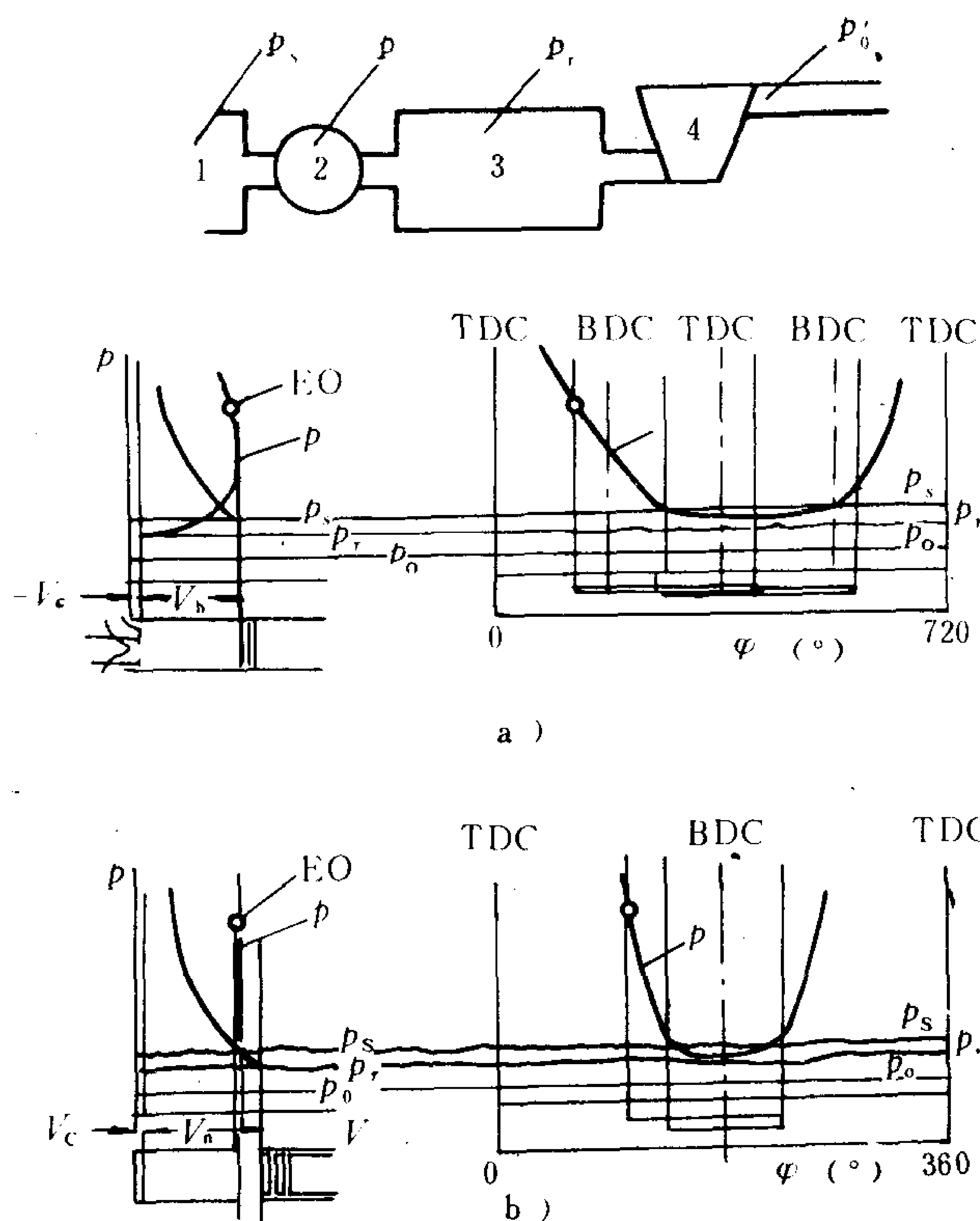


图 4.1.3-89 定压增压柴油机低压示功图

a）四冲程； b）二冲程

1-进气管；2-气缸；3-排气管；4-涡轮

3.2.2 脉冲涡轮增压系统的排气管分支

在脉冲涡轮增压系统中，如果所有气缸的排气都排入一根排气管中，则由于排气压力波的存在，会产生扫排气的互相干扰。例如以一台四冲程 6 缸柴油机为例，其排气压力波图如图 4.1.3-91 所示。如果 6 个气缸排气都排入一根排气管中，则当一个气缸在扫气时(图中为 1 缸)，而另一气缸（5 缸）的排气压力波会传到 1 缸的排气歧管处，它将防碍 1 缸的扫气过程。为了避免这种干扰，脉冲增压系统必须将排气管进行分支。分支的原则是一根排气管所连各气缸的排气相位应互不重叠或重叠很小。一般四冲程发动机排气持续期以 240°CA 计，二冲程以 120°CA计，则每一根排气管所连的气缸数目最多分别为 720/240＝ 3 和 360/120＝3。

四冲程柴油机排气管的分支方法如表 4.1.3-15 和表 4.1.3-16 所示。

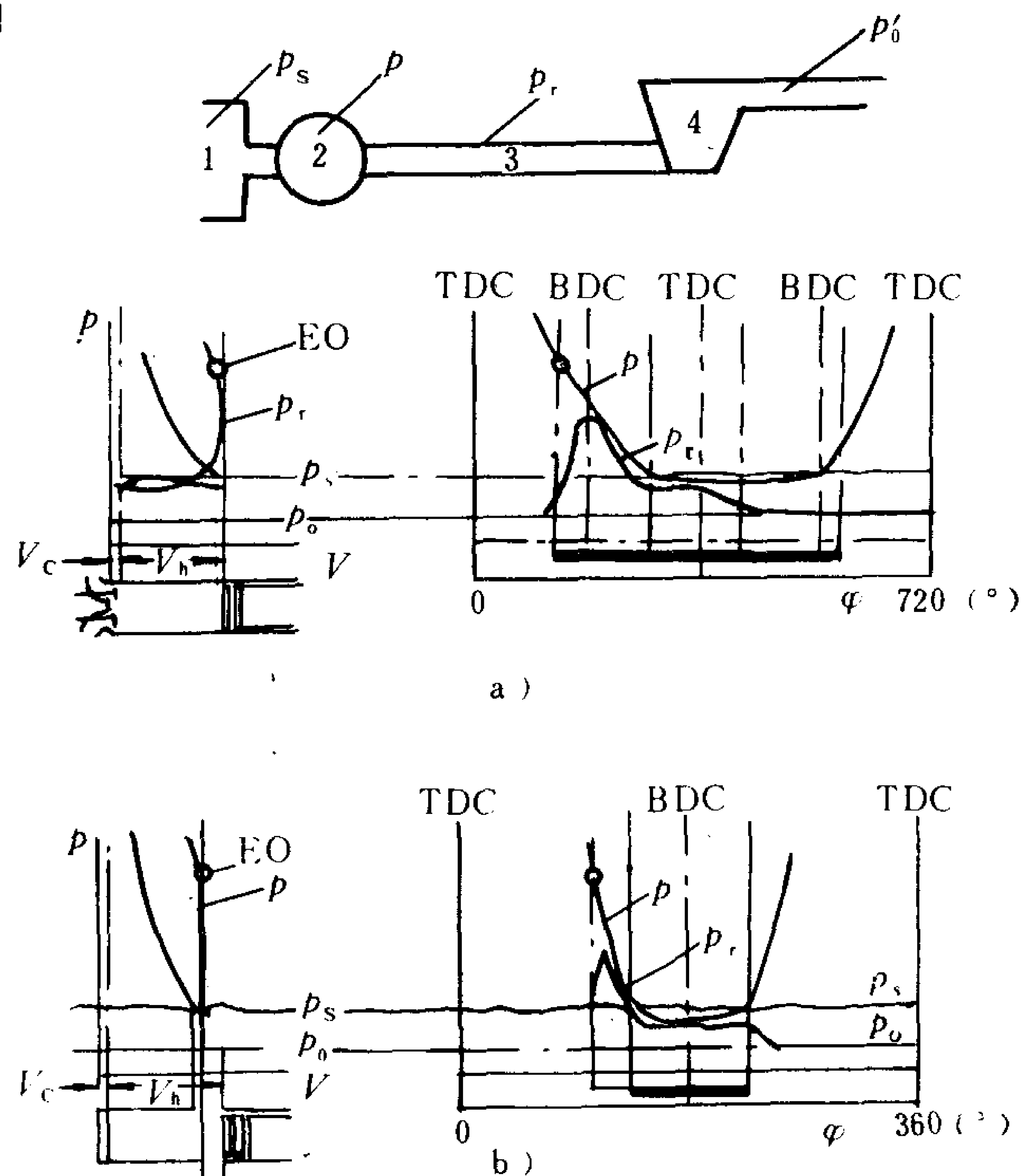


图 4.1.3-90 脉冲涡轮增压柴油机低压示功图

a）四冲程；b）二冲程

1-进气管；2-气缸；3-排气管；4-涡轮

3.2.3 采用脉冲涡轮增压系统时的有利和不利气缸数目

1）有利气缸数 由分支原则可知，对于气缸数为 3 的倍数的柴油机，采用脉冲

表4.1.3-15　　四冲程柴油机排气管分支

曲柄位置	发火次序	排气管排列反脉冲间隔角(度)
1 4 / 2 3	1-3-4-2 1-2-4-3	1 2 3 4：360+360；360+360
1 / 5 4 / 2 3	1-2-4-5-3 1-3-5-4-2	1 2 3 4 5：720；432+288；288+432
1 6 / 3.4 2.5	1-3-5-6-4-2 1-2-4-6-5-3	1 2 3 4 5 6：240+240+240；240+240+240
1 6 / 2.5 3.4	1-5-3-6-2-4 1-4-2-6-3-5	1 2 3 4 5 6：240+240+240；240+240+240
1 / 3 6 / 2 3 / 5 4	1-2-4-6-7-5-3 1-3-5-7-6-4-2	1 2 3 4 5 6 7：720；309+411；411+309；309+411
1.8 / 2.6 4.5 / 2.7	1-6-2-4-8-3-7-5 1-5-7-3-8-4-2-6 1-3-2-5-8-6-7-4 1-4-7-6-8-5-2-3	1 2 3 4 5 6 7 8：360+360；360+360；360+360；360+360
1.8 / 2.7 3.6 / 4.5	1-2-4-6-8-7-5-3 1-3-5-7-8-6-4-2	1 2 3 4 5 6 7 8：360+360；360+360；360+360；360+360

表 4.1.3-16　　四冲程柴油机排气管分支

曲柄位置	发火次序	排气管排列及脉冲间隔角（度）
V8 90° 1，4 3，2	右 1 3 4 2 左 2 1 3 4	360＋360 360＋360 360＋360 360＋360
V10 72° 1　4　5　2　3	右 1 2 4 5 3 左 5 3 1 2 4	432＋288 720 288＋432 720 288＋432 432＋288
V12 60° 1，6 2，5 3，4	右 1 5 3 6 2 4 左 2 4 1 5 3 6	240＋240＋240 240＋240＋240 240＋240＋240 240＋240＋240
V16 45° 1，8 2，7 3，6 4，5	右 1 7 4 6 8 2 5 3 左 7 4 6 8 2 5 3 1 右 1 7 4 6 8 2 5 3 左 2 5 3 1 7 4 6 8	450＋270 270＋450 270＋450 450＋270 270＋450 450＋270 450＋270 270＋450
V16 50° 1，8 3，6 4，5 2，7	右 1 3 4 7 8 6 5 2 40° 50° 左 6 5 2 1 3 4 7 8 （例 *AG0 V16ESHR*240）	310＋410 310＋410 310＋410 310＋410 310＋410 310＋410 310＋410 310＋410
V16 60° 1，8 3，6 5，4 2，7	右 1 6 2 5 8 3 7 4 30° 60° 左 6 2 5 8 3 7 4 1 （例16 *V*180）	450＋270 270＋450 270＋450 450＋270 270＋450 450＋270 450＋270 270＋450
V16 45° 1，8 5，4 3，6 2，7	右 1 5 7 3 8 4 2 6 左 8 4 2 6 1 5 7 3 （例16 *V*200）	405＋315 405＋315 405＋315 405＋315 405＋315 405＋315 405＋315 405＋315

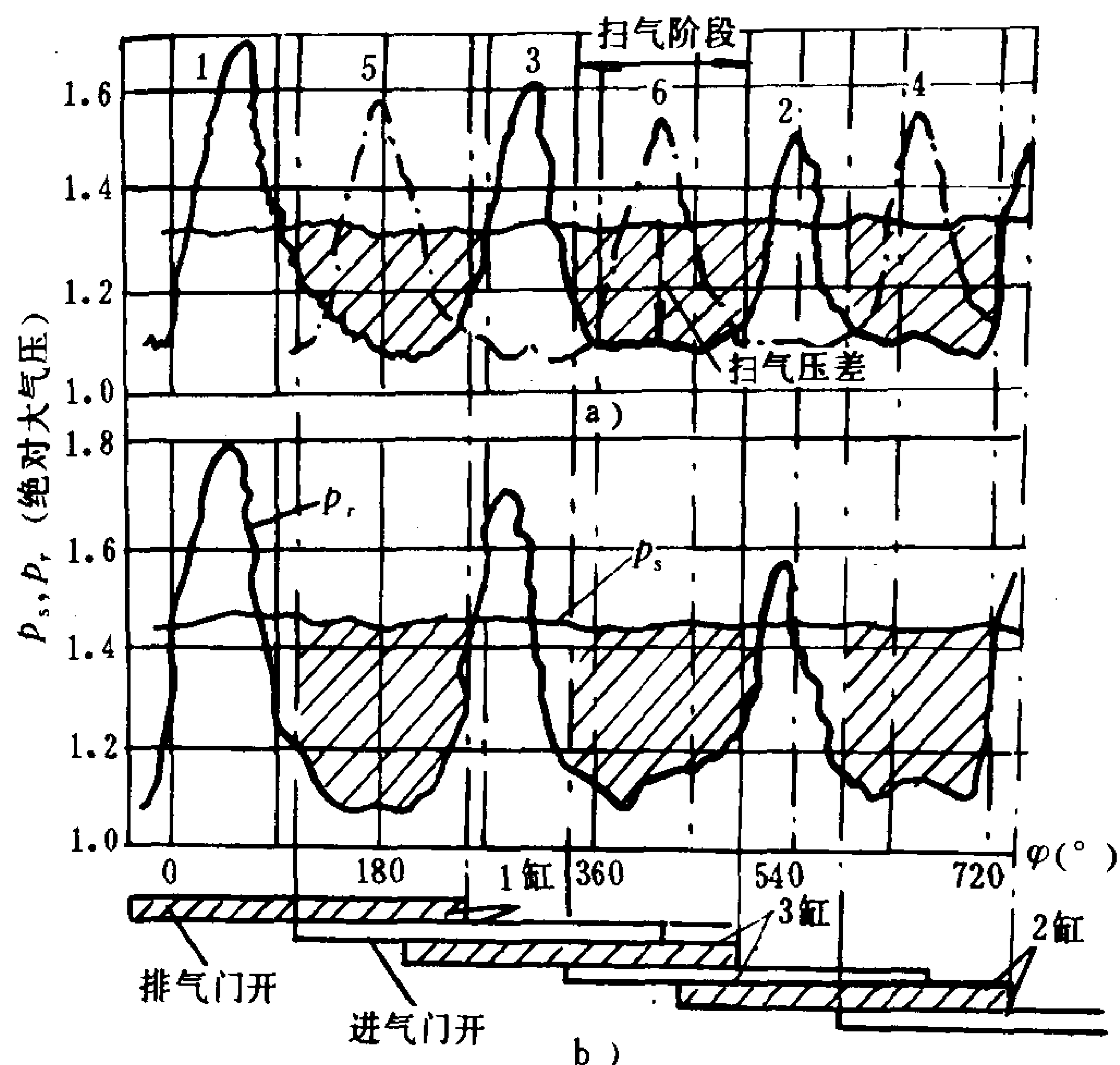


图 4.1.3-91　6 缸柴油机的排气压力波图

a）6 缸共一根排气管；　b）3 缸共一根排气管

增压系统是有利的。此时每 3 个发火间隔角相差 240°CA 的气缸连一排气管，不但可以避免一个气缸的排气压力波对另一个气缸扫气过程的干扰，而且由于排气管中压力波是连续的，可以保持涡轮的连续进气，与定压增压系统相比，涡轮效率也不会降低很多。

2）不利气缸数　对于气缸数非 3 的倍数的柴油机，例如 4、5、7、8、10、16 等缸数，采用脉冲涡轮增压系统时，对排气管分支是不利的，此时解决的方案有：

（1）双脉冲增压系统　在双脉冲系统中，每两个气缸连一排气管（表 4.1.3-15)。例如四冲程 8 缸柴油机，一般将发火间隔角相差 360°CA的两个气缸连到一排气管，图 4.1.3-92 为双脉冲增压系统的排气压力波图。由图中看出，此时当然不会发生排气压力波对扫气的干扰，但是由于两个排气压力波中间有较长的低压期，因此，涡轮将间歇进气，引起较大的鼓风损失和驱气损失，从而涡轮效率降低较大，另外对排气管而言，由于有低压期，使排气管有较大的抽空和充满能量损失，排气能量损失较大。

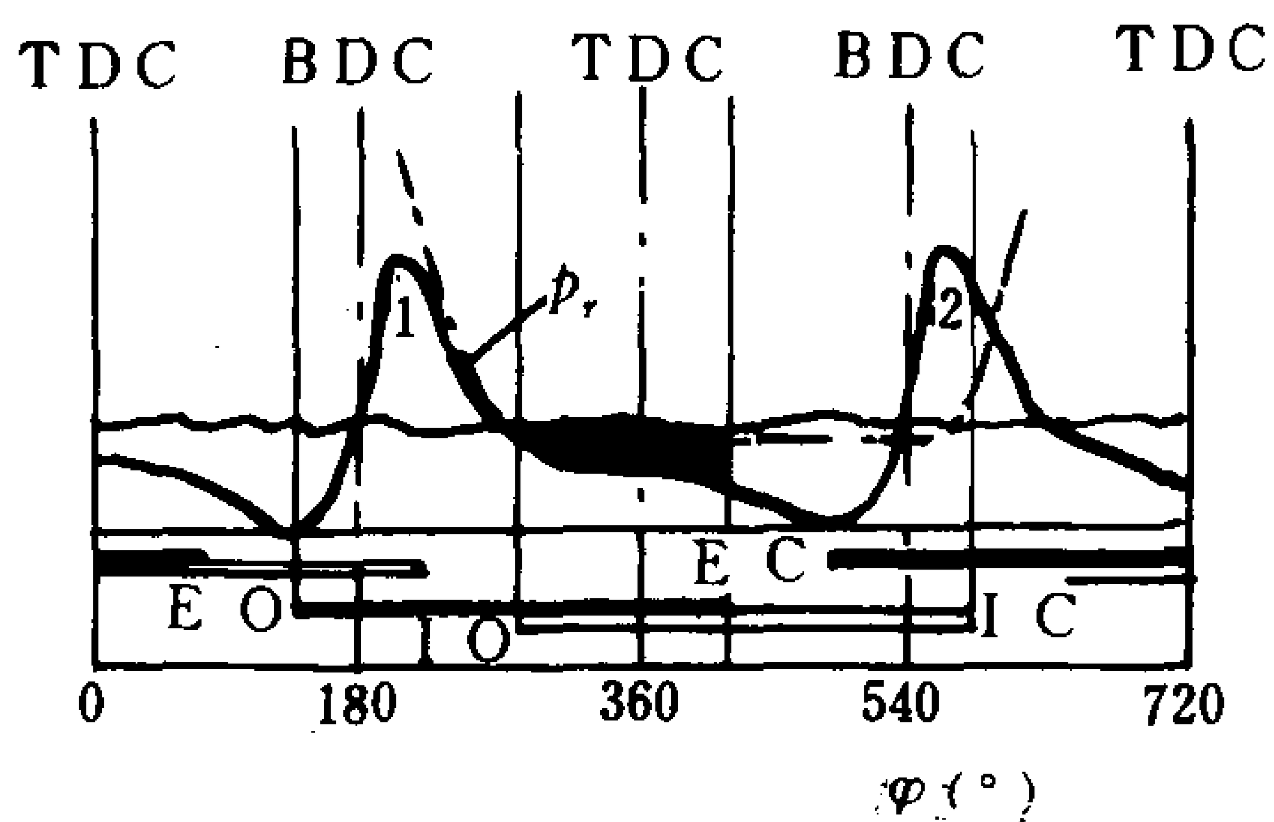


图 4.1.3-92　双脉冲增压系统排气压力波图

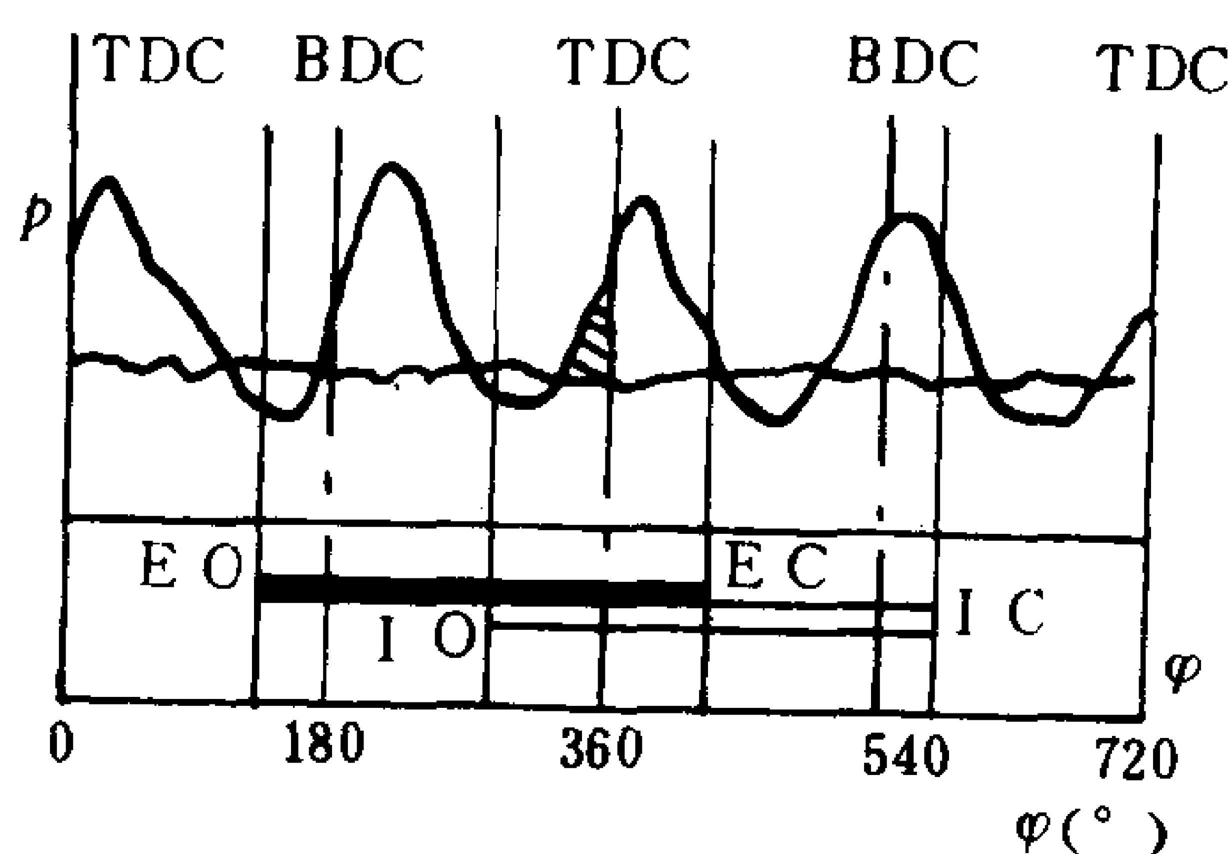


图 4.1.3-93　四脉冲增压系统排气压力波图

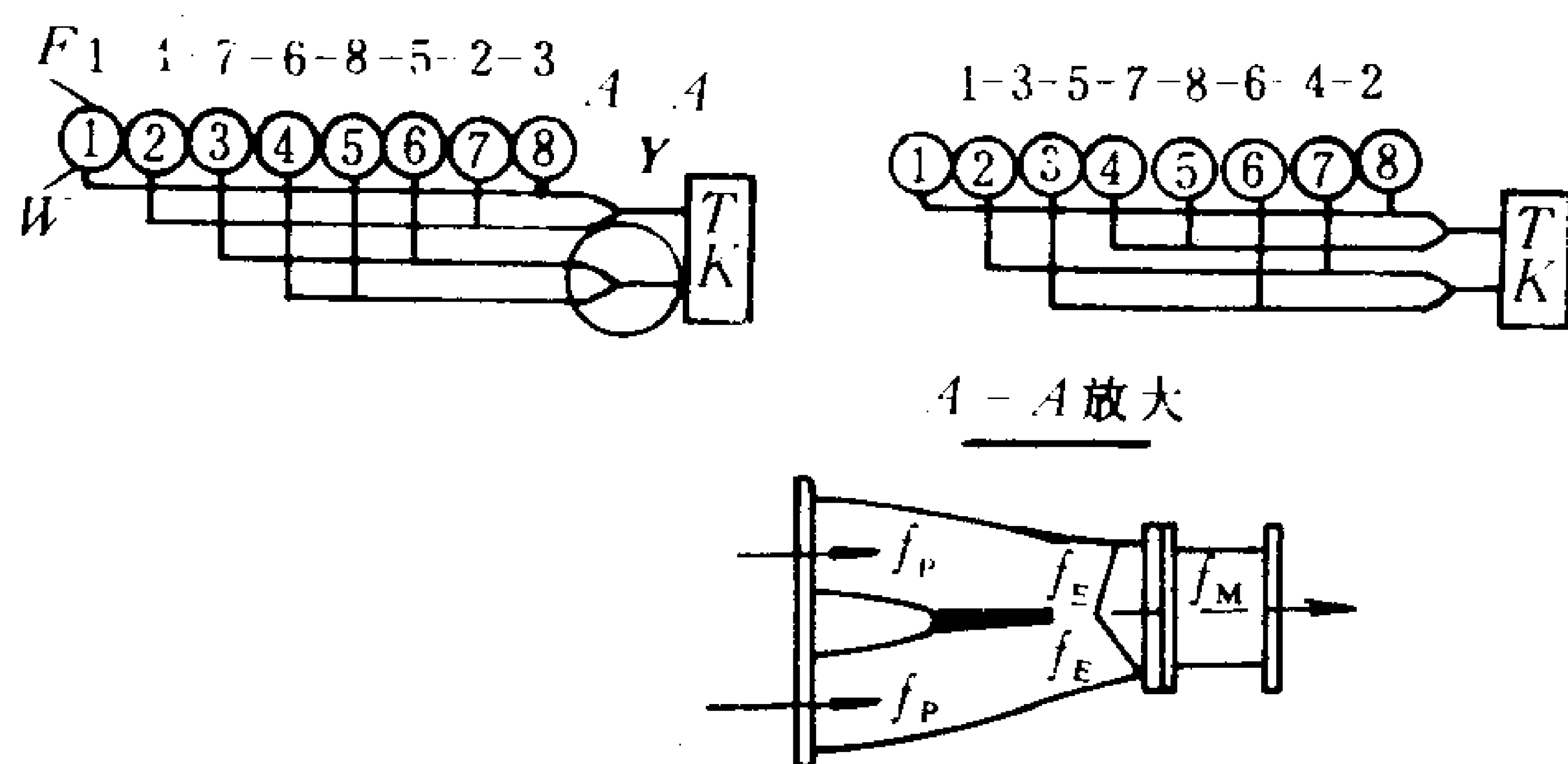


图 4.1.3-94 脉冲转换器示意图

F、W、Y-压力测量位置；f_P-排气支管截面；f_E-引射喷嘴截面；f_M-混合管截面

（2）四脉冲增压系统 在四脉冲增压系统中，将4个气缸连一排气管，例如四冲程8缸发动机一般将发火间隔相差180°CA的4个气缸连一排气管，这种系统可以保证向涡轮连续供气，涡轮效率也较高，但是由于一根排气管上所连的气缸发火间隔角为180°CA，小于排气持续角，故排气压力波会对扫气过程后期产生某些干扰，此系统多用在中、低速柴油机上，图4.1.3-93为四脉冲增压系统的排气压力波图，由图中可看出排气压力波对扫气的干扰情况。

（3）脉冲转换增压系统 它是解决不利气缸数脉冲增压的有效方法，详见本章3.3

3.2.4 脉冲增压的基本特点

1）排气能量利用较好，特别是对于有利气缸数采用低增压时，此优点尤为突出，对于不利气缸数的柴油机，由于涡轮效率降低较大，部分抵消了排气能量利用较好的优点，而高增压柴油机，由于脉冲能量所占比例减小，此优点更不突出。

2）排气管容积小，柴油机加速和加载时的反应性能较好。

3）涡轮为脉动进气，涡轮鼓风损失、窜气损失较大，涡轮效率较低，对不利气缸数的柴油机此缺点尤为突出。

4）排气管要进行分支，使排气系统结构复杂，布置困难。

3.3 脉冲转换增压系统

3.3.1 简单脉冲转换器

简单脉冲转换器适用于不利气缸数目的发动机，特别是4、8、16缸发动机使用的较多。它把发火间隔360°CA的两个气缸连到一根排气支管，并与另一根排气支管通过脉冲转换器连到涡轮的一个进口，因此有4个发火间隔180°CA的排气脉冲依次进入涡轮，其结构示于图4.1.3-94。由图中看出，两根排气支管通过引射喷嘴连到一个混合管，混合管与涡轮进口相连。

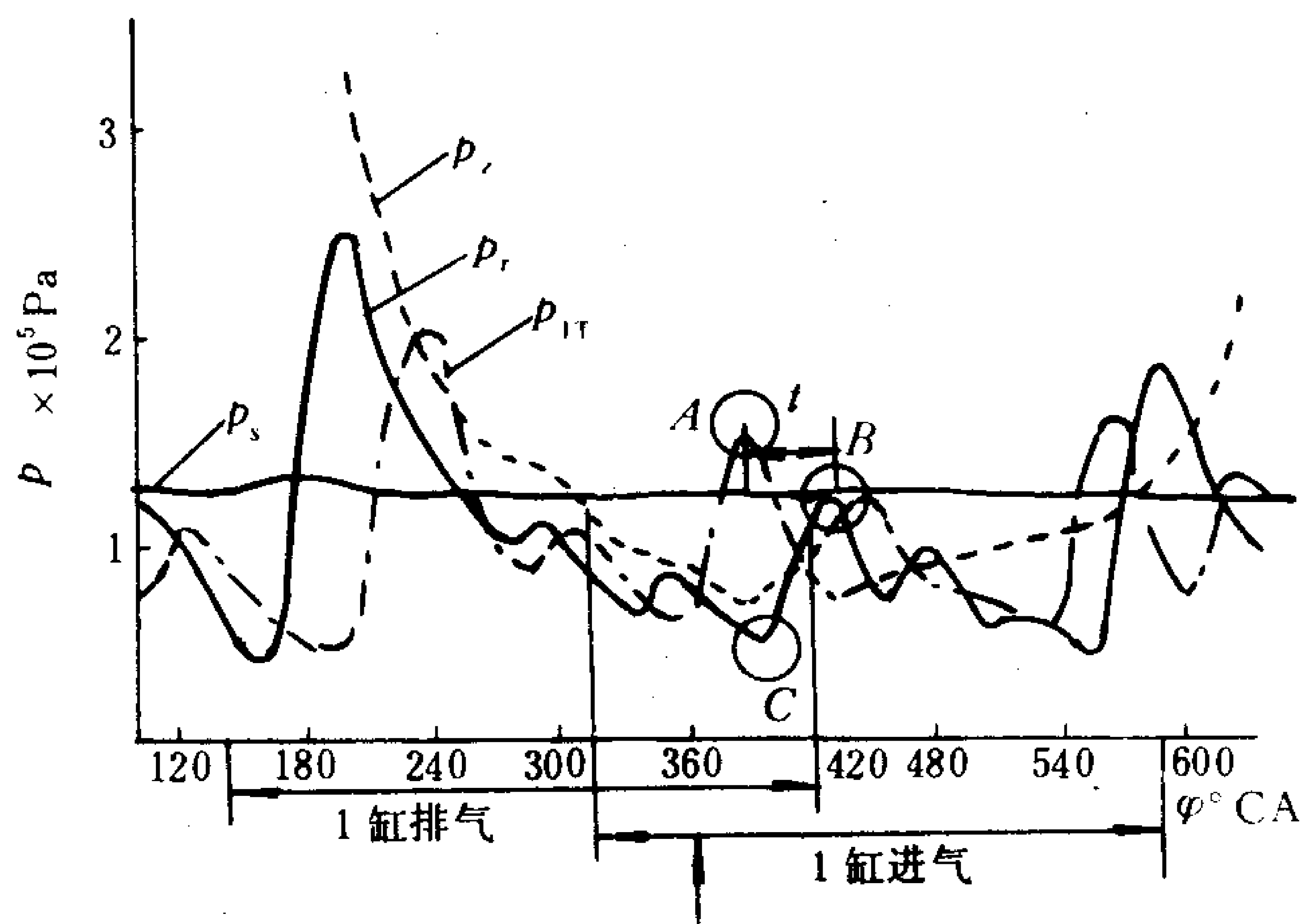


图 4.1.3-95 简单脉冲转换器增压系统压力波图

p_Z-气缸压力；p_r-气缸出口压力；p_{IT}-涡轮前压力

以8缸柴油机为例对简单脉冲转换器工作原理加以说明（图4.1.3-94），该机发火次序为1-4-7-6-8-5-2-3，当7缸开始排气时，它的高压压力波能量的一部分在引射喷嘴处变为动能，对提前180°CA排

气的第 1 缸有可能产生引射作用，对正处在扫气的第 1 缸不会产生干扰。且第 1 缸和第 7 缸混合气的压力波很快达到涡轮，在涡轮处的反射压力波要经过 1-8 缸的引射喷嘴进入排气支管，虽然有可能干扰第 1 缸的扫气，但采用一定的措施后可以避免此压力波对第 1 缸扫气的严重干扰。图 4.1.3-95 为简单脉冲转换器增压系统压力波图，图中A表示第 7 缸排气在混合管内形成的高压，C为第 7 缸排气的引射作用在第 1 缸出口处形成的低压，B为压力波经涡轮反射后在第 1 缸排气阀处产生的高压，要使压力波B不干扰第 1 缸扫气，可采用以下措施：

1）控制压力波反射时间，使其满足：

$$\varphi_L=\frac{6Ln}{a}\geqslant\frac{1}{2}\theta$$

式中：θ——气阀重叠角；

L——第 7 缸排气阀至涡轮喷嘴再从涡轮喷嘴至第 1 缸排气阀之间的距离，m；

n——柴油机转速，r/min；

a——气体声速，m/s。

由上式看出，高速柴油机，长的排气管道，小的气阀重叠角容易满足要求。

2）采用较小的引射喷嘴截面，可使反射波波幅降低，避免对第 1 缸扫气的干扰。图 4.1.3-96 示出了 3 种不同引射喷嘴截面对排气阀处排气压力波的影响，由图看出，$f_E/f_P=1$，对扫气存在干扰；$f_E/f_P=0.7$，可避免对扫气的干扰；$f_E/f_P=0.5$，虽然也可避免对扫气的干扰，但由于引射喷嘴过小，使气缸排气背压增加，会增加排气的推出功。

3）使连接在同一脉冲转换器上的相继发火两缸的发火间隔角不小于 180°CA，这样，反射压力波对扫气的干扰也只发生在扫气接近终了时，对扫气影响较小。因此简单脉冲转换器对发火间隔有一定要求，它特别适用于 4、8、16 缸发动机。

3.3.2 多脉冲转换增压系统

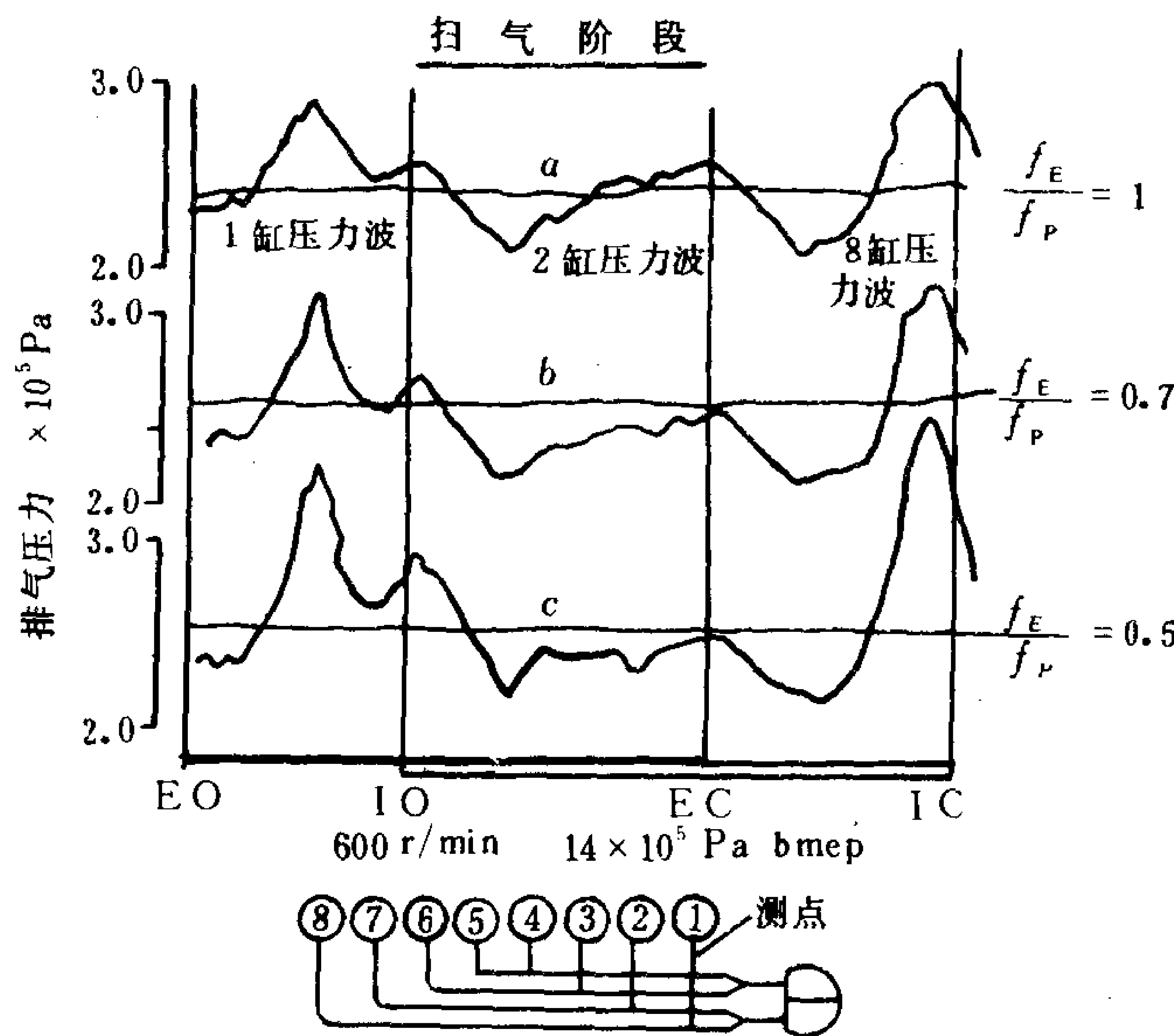


图 4.1.3-96 引射喷嘴截面对排气压力波的影响

多脉冲转换增压系统是将发火间隔 270°CA、450°CA、360°CA等的两个气缸连到同一排气支管，而后再将数个排气支管通过一个多脉冲转换器连接到涡轮进口。多脉冲转换系统的设计思想与简单脉冲转换器不同，为避免涡轮处的反射压力波对扫气的干扰，在多脉冲转换系统中依靠应用较大的涡轮通流截面使排气压力波在涡轮处几乎不反射，或者尽量减少反射回气缸的压力波波幅。图 4.1.3-97 示出了在 7 缸发动机上应用多脉冲增压系统时所测录的压力波图。第 6 缸排气阀开启后，由于多脉冲系统的涡轮通流截面较大，气缸内的排空很快（F标记），在涡轮前形成的压力波峰不高（Y标记），根据发火次序，曲轴转过 103°CA后，第 7 缸开始排气，此压力

波经涡轮反射进入排气支管，并不影响第6缸的扫气，同样第5缸的排气压力波也未影响第6缸的扫气。

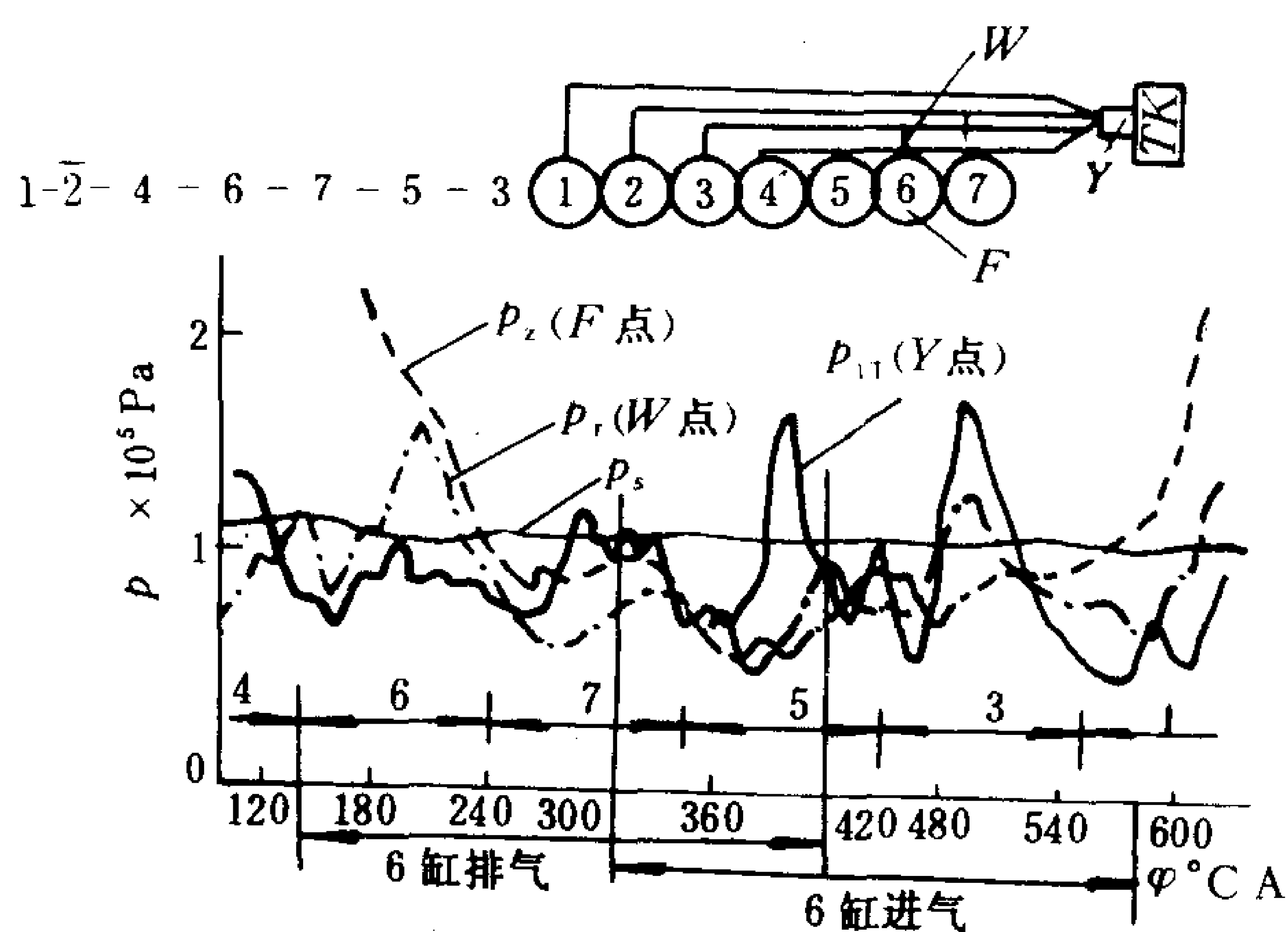


图 4.1.3-97 多脉冲增压系统压力波图

F、W、Y-压力测量位置；TK-涡轮增压器

但是，涡轮所需通流截面的大小决定于涡轮进口所连的气缸数。如果一个涡轮进口连接多个气缸，则相对于一个气缸的排气而言，其通流截面也相对较大，这样可以不产生反射压力波或尽量减小反射压力波的波幅。因此，多脉冲转换增压系统一般认为适用于气缸数多于7缸，并且至少有3-4根排气支管连接到一个涡轮进口的柴油机上。

多脉冲转换系统消除了简单脉冲转换器对排气管长度、发火间隔角、气阀重叠角和柴油机转速的限制。

图 4.1.3-98 是一台 V 18 柴油机所采用的多脉冲转换器实例，它把3根排气支管连接到一个多脉冲转换器上，在结构上，它把3根排气管合成一束，铸成一个花瓣形多孔渐缩锥形管，与带喉口的混合管相连，使制造和安装都比较方便。

3.3.3 模件脉冲转换增压系统（MPC 增压系统）

在模件脉冲转换增压系统中，所有气缸采用一根直径较小的共用排气管，以便使排气的动能损失较小。在气缸出口处用一引射喷嘴使各缸排气的压力能转变为动能，并迅速把它传给已在排气管中作高速流动的气体，使气体的加速度沿排气管不断增加，以阻止产生压力波动，否则压力波动就会干扰其它气缸的扫气。由于所有气缸都接到一根排气管上，可以应用全周进气的涡轮，涡轮效率较高，此外涡轮处的反射压力波受到引射喷嘴

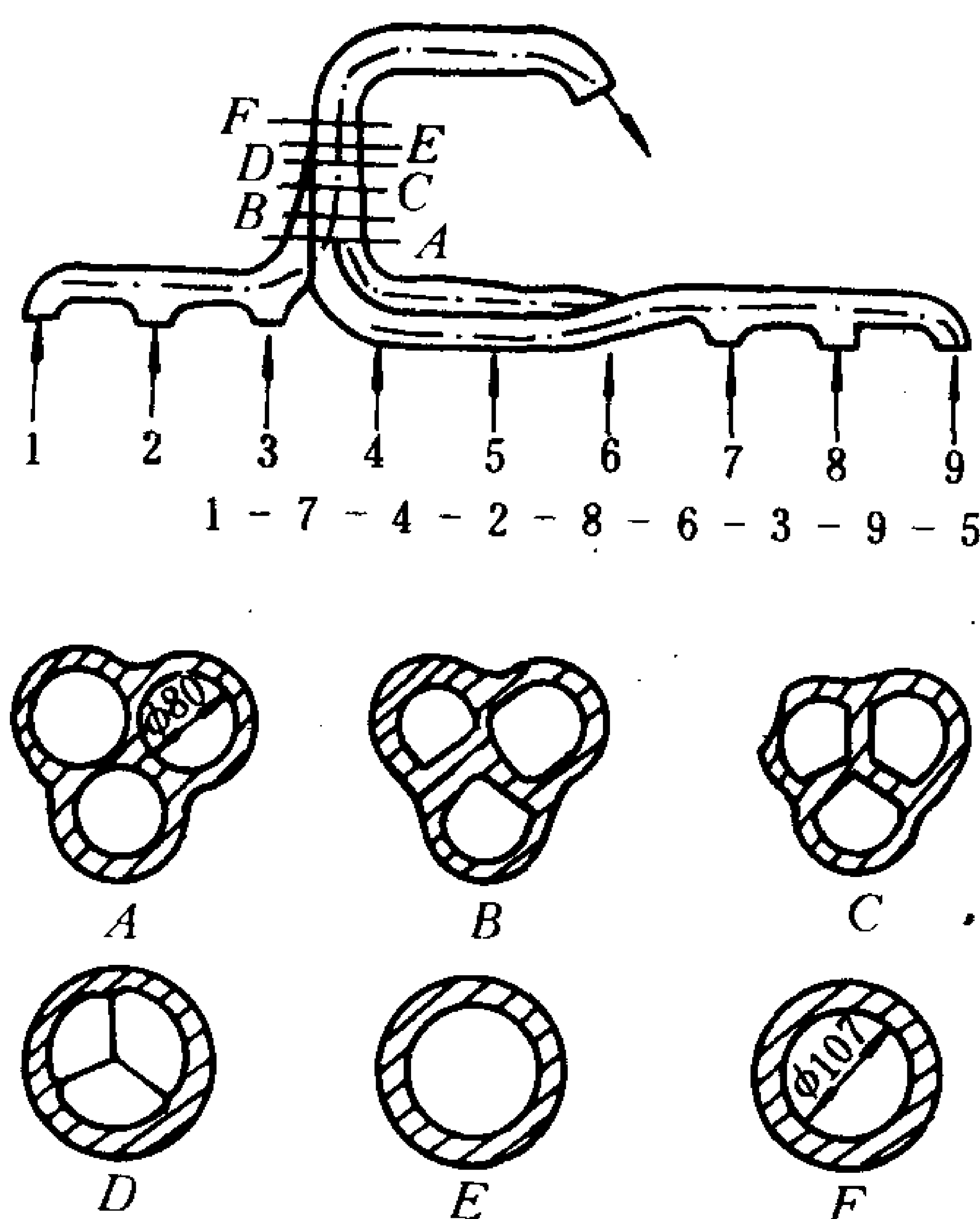


图 4.1.3-98 多脉冲转换器设计实例

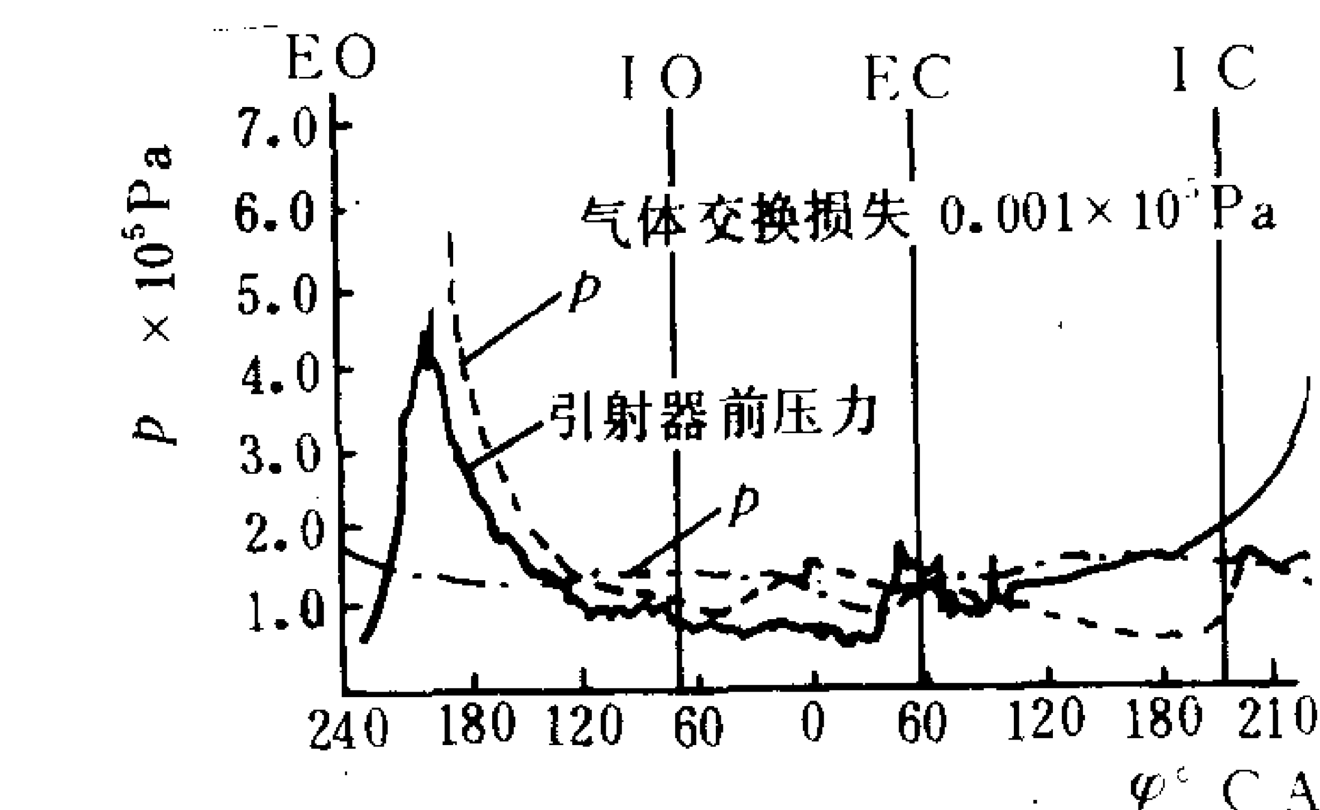


图 4.1.3-99 模件脉冲转换增压系统压力波图

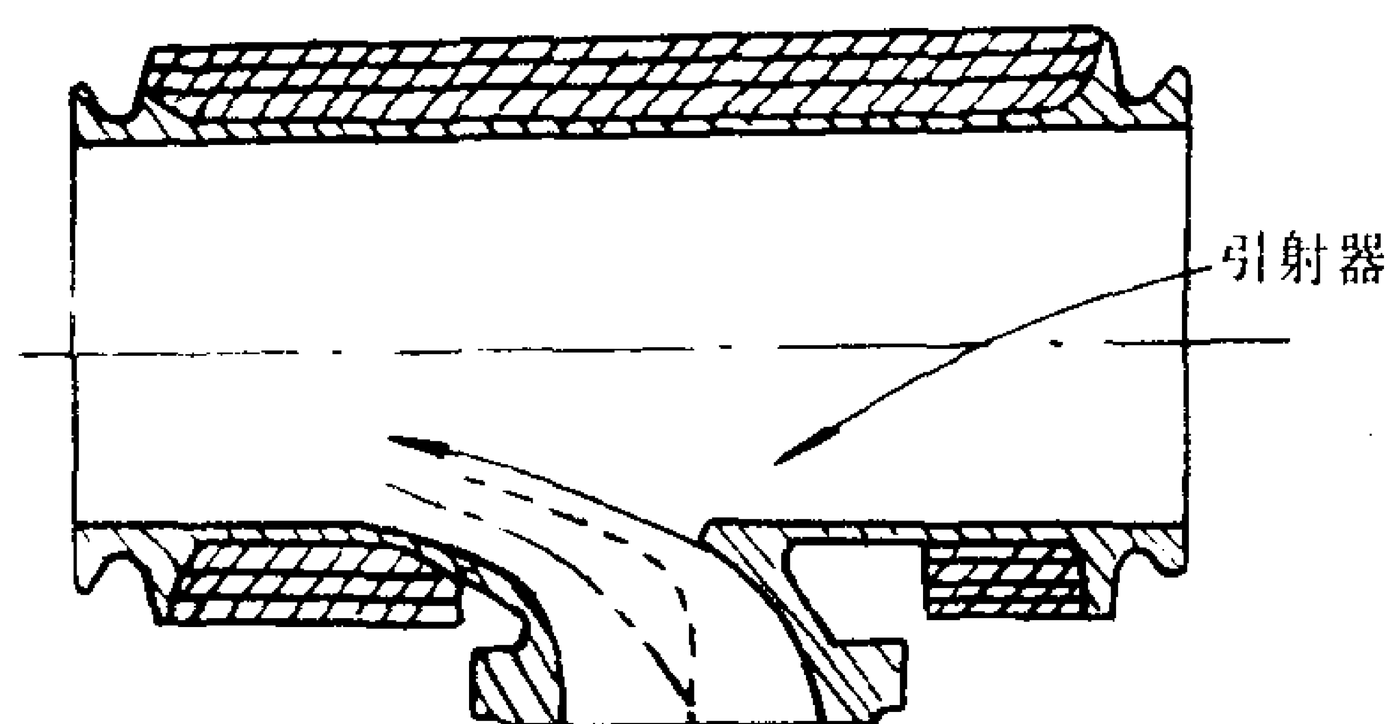


图 4.1.3-100 模件脉冲转换增压系统的引射喷嘴模件

的抑制，也不致影响相邻发火气缸的扫气。图 4.1.3-99 为测录的模件脉冲转换增压系统的压力波图，由图中看出，虽然所有气缸均连一根排气管，但基本没有发生扫气的干扰。图 4.1.3-100 为模件脉冲转换增压系统中的引射喷嘴模件简图。每一气缸均安装一个相同的模件，使加工制造均比较方便。

3.4 各种增压系统的比较

表 4.1.3-17 示出了各种增压系统的比较

表 4.1.3-17 各种增压系统比较

	双脉冲	三脉冲	脉冲转换器	多脉冲	定 压	组合脉冲转换器
全负荷扫气	+++①	+++	++②	+③	+	+
部分负荷扫气	+++	+++	+	−④	−−	−
部分负荷进气压力和排气阀温度	+++	+++	+	−−⑤	−−−⑥	−
加载能力	+++	+++	++	+	−	+
部分负荷油耗率	+	+	+	+	−	++
全负荷油耗率	−−	−	+	++	+	+++
叶片振动	−−−	−	+	++	+++	++
对气缸数的适应性	−	−	−	+	++	++
结构简单和可靠性	−	−	−	−	+	+++

① 表示最好，② 次之，③ 再次之，④ 表示差，⑤ 更差，⑥ 最差。

3.5 二冲程柴油机增压方案

3.5.1 二冲程柴油机增压的特点

二冲程柴油机采用单级涡轮增压较四冲程柴油机困难大，其主要原因是：

1）二冲程柴油机依靠扫气箱和排气管之间的压力差进行换气。由于换气时间短，需要的扫气空气量又大，所以需要的扫气压差也大。这将使压气机消耗的功率较大，或涡轮得到的功率较小。

2）二冲程柴油机排气温度低，排气能量小，涡轮能获得的功率也小。

由于上述原因，涡轮增压器很难在所要求的参数下实现压气机和涡轮的功率平衡，特别是在低负荷和怠速运转时更为严重。为此，早期的二冲程柴油机多采用复合增压方案，但是近年来，由于增压系统和换气系统的不断改进，增压器效率的不断提高，目前绝大多数中、低速二冲程柴油机已实现了单级涡轮增压。

3.5.2 串联增压方案

串联增压方案采用涡轮增压器和由柴油机带动的扫气泵串联工作。图 4.1.3-101 是大型低速柴油机采用的串联增压方案，它的扫气泵为往复式活塞泵。在这种方案中，增压空气经两级压缩，涡轮增压器为第一级，经过第一级压缩的空气压力约为增压压力的 70%～95%。空气经第一级压缩后进入空气冷却器进行冷却，然后进入与增压器串联的活塞泵中进行第二次压缩，以达到所需的增压压力。空气在第二次压缩后再进行冷却，然后进入扫气箱供柴油机扫气用。在串联增压方案中，涡轮增压系统多采用定压增压系统。

串联增压系统的特点是：柴油机工作可靠，起动和低负荷性能良好，当涡轮增压器损坏

时，依靠第二级的扫气泵仍可使柴油机达到70%～80%标定转速。但这种系统由于有第二级扫气泵，致使其结构复杂，装置重量增加。

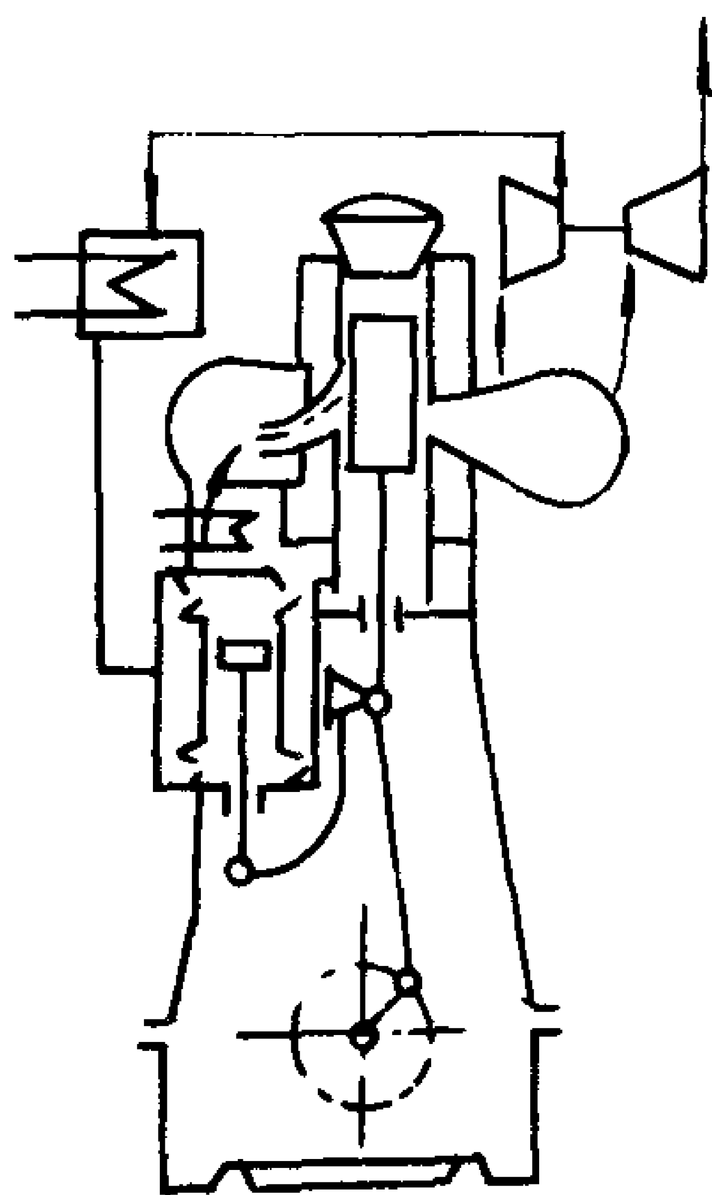
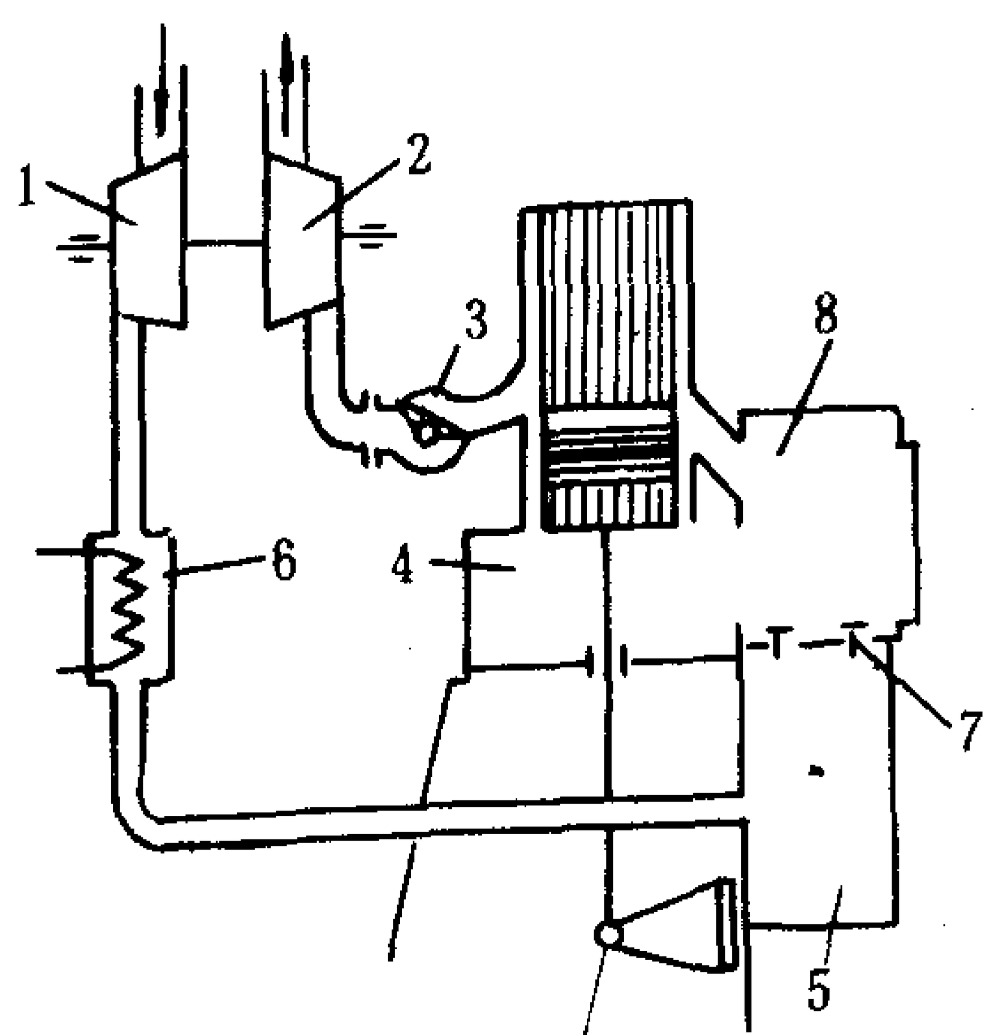


图4.1.3-101　串联增压方案

意大利菲亚特（FIAT）大型低速机曾采用过这种方案。

3.5.3　串联旁通增压方案

串联旁通增压方案是串联增压方案的一种特殊型式，在这种增压方案中(图4.1.3-102)，活塞下部空间通常起辅助扫气泵作用，当活塞上行时，由于活塞下部空间容积增大，扫气压力下降，由压气机输出的空气就经空冷器，总容气箱，单向阀进入扫气箱。当活塞下行时，扫气箱压力高于总容气箱压力，单向阀关闭，这时空气压力不断升高，当活塞将扫气口打开时，在压差作用下，空气迅速流入气缸，进行强制扫气，这时与活塞底泵连通的扫气箱压力逐渐下降，对照图中的压力曲线可以看出，当活塞经下止点开始上行时，扫气箱压力p_S低于总容气箱压力p_{K1}，由压气机1输送来的空气经单向阀进入扫气箱，直接流入气缸进行扫气，直



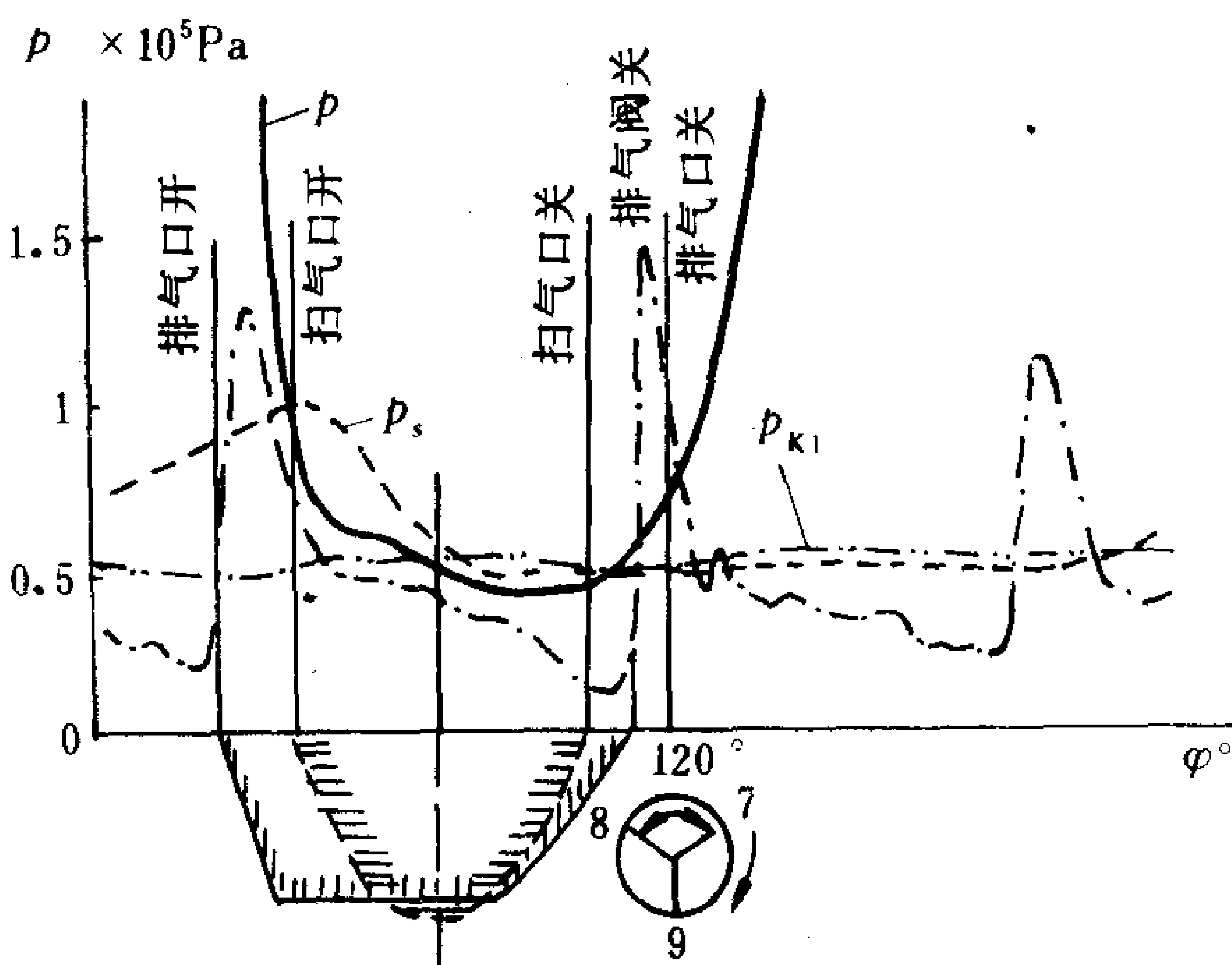


图4.1.3-102　串联旁通增压方案

1-压气机；2-废气涡轮；3-排气回转阀；4-活塞下部空间
5-总容器箱；6-空冷器；7-单向阀；8-扫气箱

至扫气口完全关闭为止，故称之为串联旁通增压方案。

串联旁通增压方案的特点是：当扫气口打开时，各缸扫气箱压力波p_S因正被活塞底泵压缩到波峰附近，所以加强了扫气过程的开始阶段，使废气倒流入扫气箱的可能性减少。另外从保证扫气来看，排气口可以晚开一点，因为气缸压力p不一定降低到p_S的平均值；而只要降低到低于p_S的波峰值即可开始扫气，从而可以减少排气口高度，加大膨胀冲程。这种增压方案在增压器全部损坏时，借助活塞底泵的泵气作用仍可保证柴油机在标定转速的70%继续运转。

这种增压方案，在低增压时均采用脉冲增压系统，它能保证在各种负荷下均能很好运转，但高增压时，由于多采用定压增压方案，此时在起动和低负荷时难于保证良好的扫气，必须

装置电动鼓风机，供起动和低负荷使用。

SULZER RD系列柴油机采用脉冲系统串联旁通增压方案，而RND系列则采用定压系统串联旁通增压方案。

3.5.4 并联增压方案

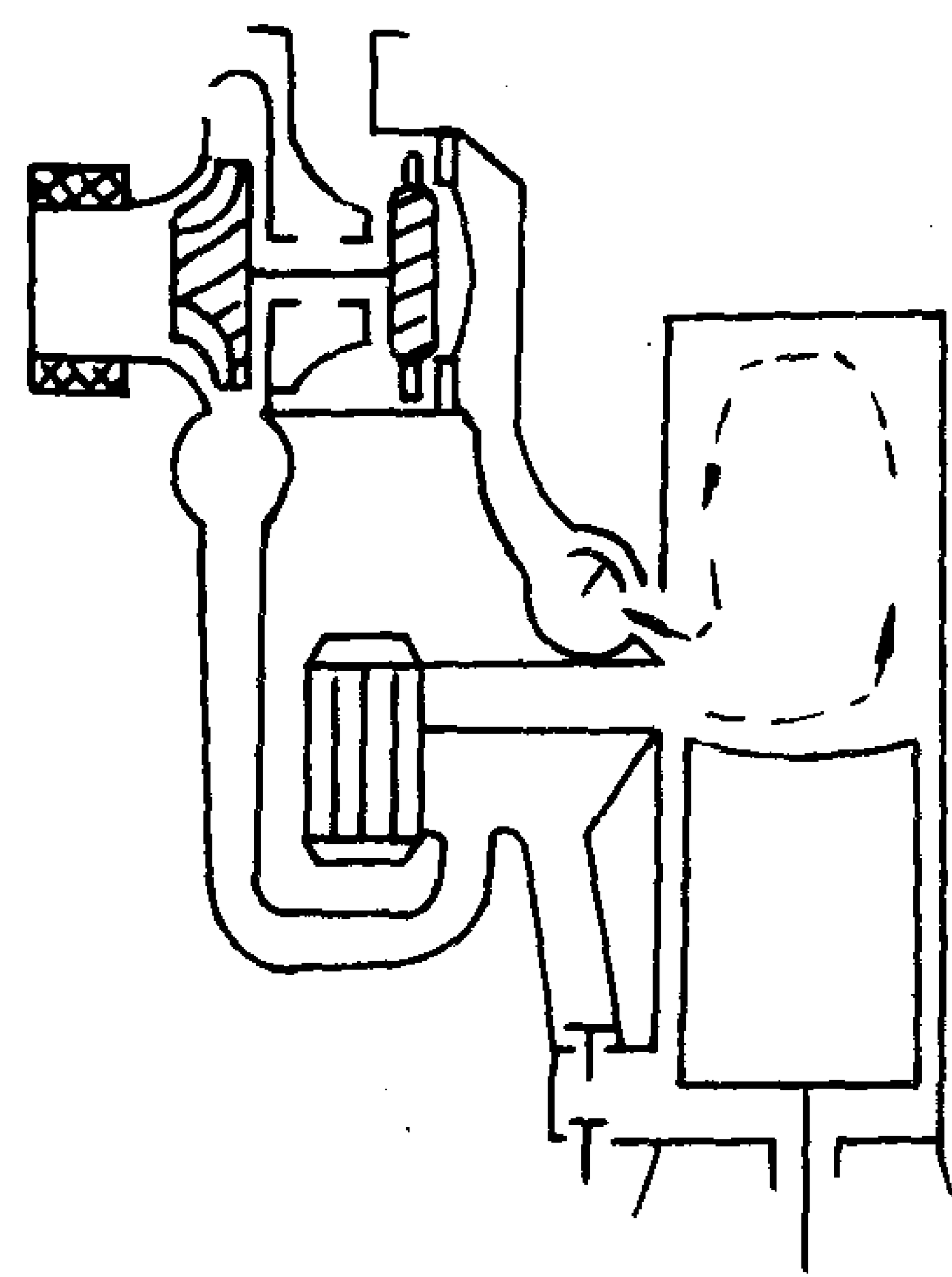


图 4.1.3-103 并联增压系统

并联增压方案是将涡轮增压器与活塞下部空间的扫气泵并联工作。其原理如图 4.1.3-103 所示。柴油机的增压空气分别由涡轮增压器和活塞下部空间的扫气泵并联供给，一般涡轮增压器供应的空气量为总空气量的75%～80%，其余空气由活塞下部空间扫气泵供给。由于只有小部分空气由活塞底部空间扫气泵供给，可以减少下部空间的使用数目，只利用少数几个活塞下部空间作为并联扫气泵即可。

并联增压方案的特点是：柴油机低负荷时的性能较差，因为这时涡轮增压器的供气量显著下降，而活塞下部空间的供气量也远远不足，因此有时还需增设电动鼓风机以备低负荷使用。

MAN 系列大型低速柴油机曾采用过并联及其变型方案。

3.5.5 纯涡轮增压方案

近年来，由于增压系统和换气系统的不断改进，特别是涡轮增压器效率的逐年提高，多数大中型、中低速柴油机均已采用纯涡轮增压方案，取消了串联或并联的扫气泵，而且它们

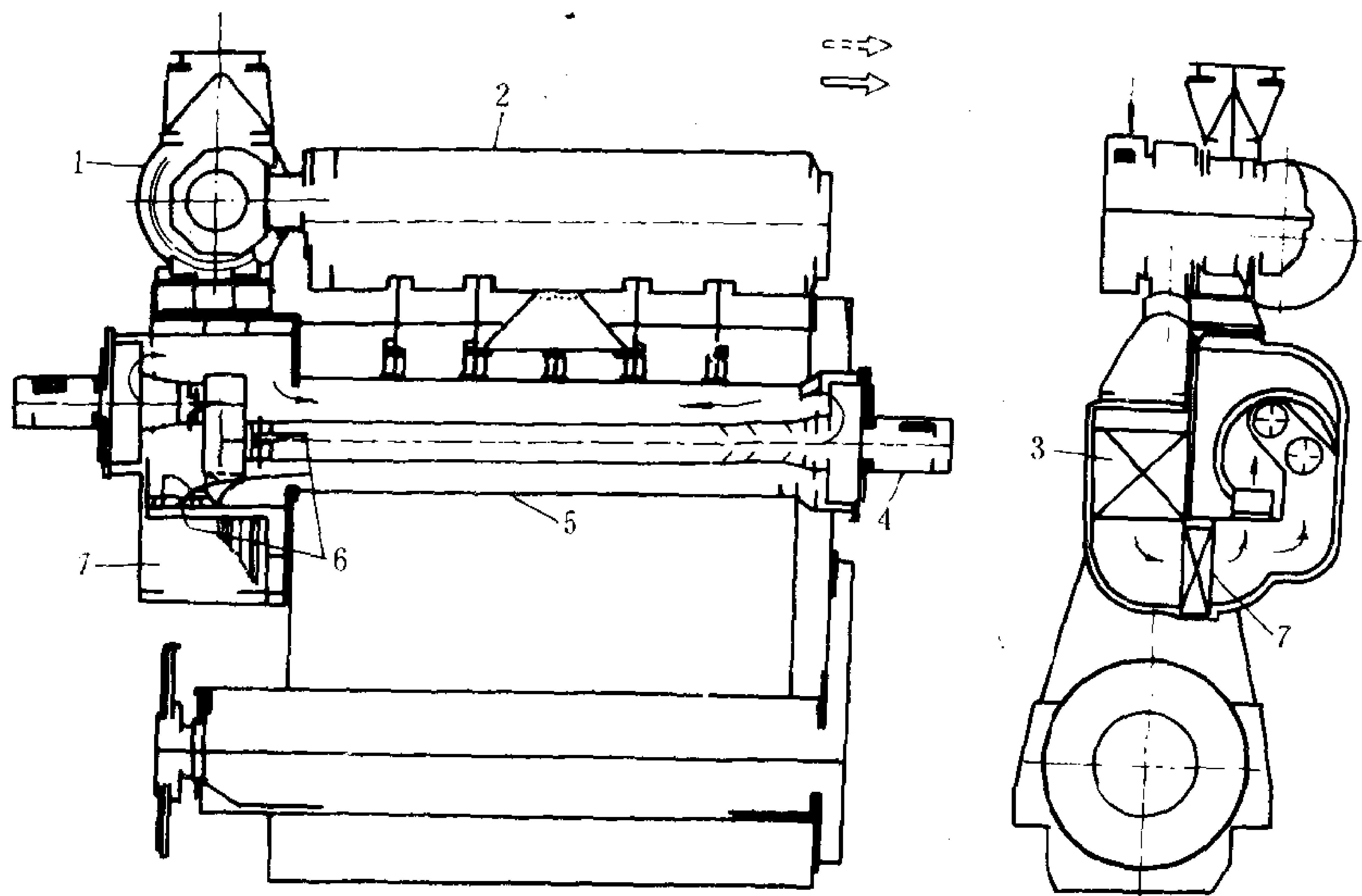


图 4.1.3-104 纯涡轮增压方案装置简图

1-废气涡轮增压器；2-废气集气箱；3-空气冷却器；4-辅助压气机；5-扫气箱；6-单向阀；7-雾气收集器

也多采用定压增压系统。但是为保证柴油机的起动和低负荷性能，均配备有电动鼓风机。

图 4.1.3-104 为MAN-B&W L-MC/MCE系列柴油机纯涡轮增压方案。在柴油机扫气箱的自由端和功率输出端上分别装置了两台电动机驱动的辅助压气机。平时只使用一台，另一台为备用。辅助压气机工作时气体的流向如图中所示。柴油机起动前，先起动辅助压气机，补充柴油机低工况燃烧时所需的空气量。这样，在保证良好燃烧状态的同时，控制了排气温度。

4 柴油机的高增压

4.1 实现高增压的主要技术问题

1）机械负荷　一般用最高爆发压力p_z表征机械复荷的大小。最高爆发压力随增压压力的提高而增加，故高增压将使p_z增加，柴油机机械负荷加大。图 4.1.3-105 示出了增压压比π_k、平均有效压力p_e和最高爆发压力p_z的相互关系。限于目前材料强度和工艺水平，通常高增压柴油机的p_z限制在 16 MPa之内。

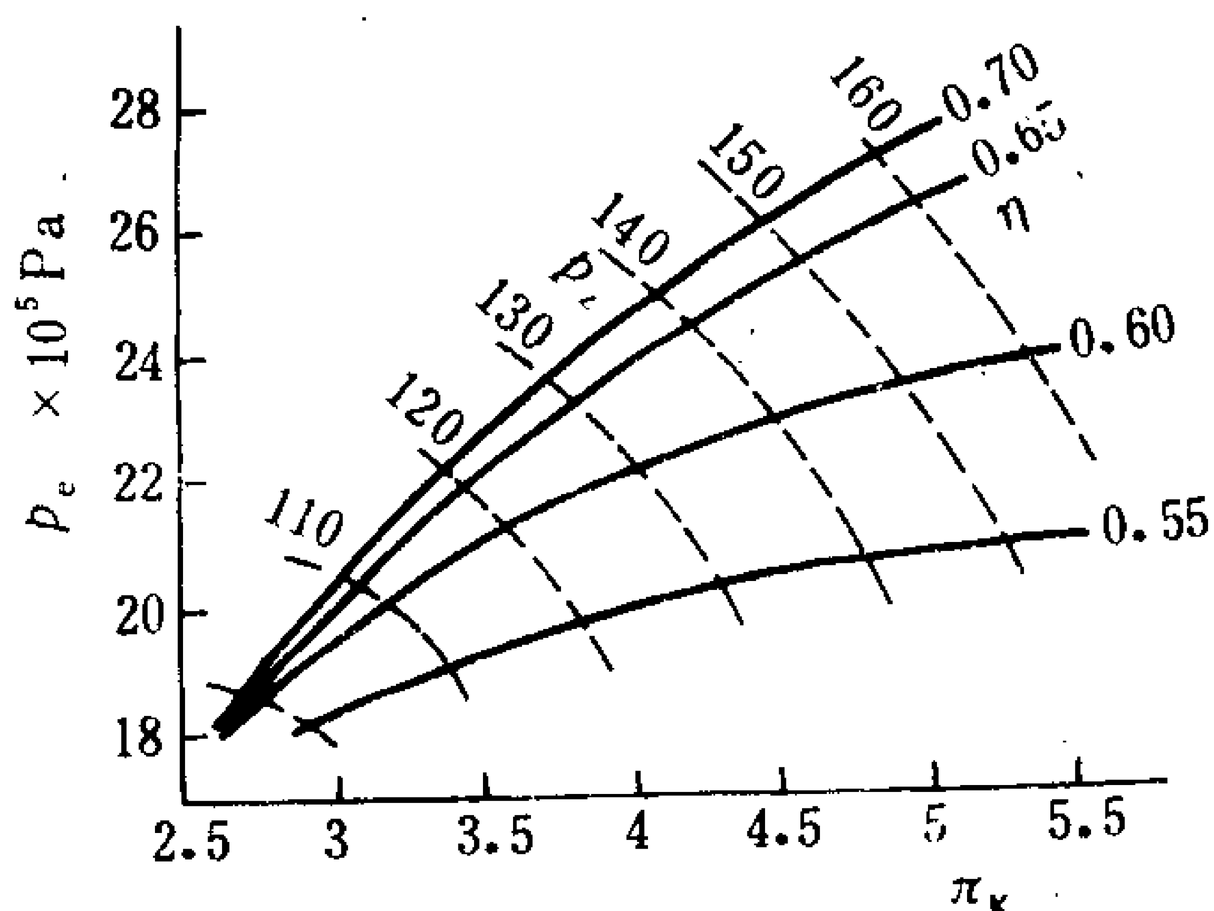


图 4.1.3-105　增压压比与最高燃烧压力的关系

2）热负荷　热负荷包含有两方面的涵义，一是指柴油机受热部件温度的高低。温度过高，会使这些部件失去工作能力，包括零件的烧伤和烧熔，材料强度的急剧降低，磨损剧增，滑油变质等。例如经常发生的活塞环结焦使活塞环失去在环槽内活动的能力，从而使密封破坏，排气阀座因高温而烧损，喷油器因高温而使针阀咬死，涡轮叶片因高温而烧损等。热负荷另一涵义是柴油机零件的某些部位；如气缸盖底面、活塞顶部因温差过大引起热应力过大。随着增压压力的增加，热负荷将明显增加。图 4.1.3-106 示出了主要受热部件（活塞、缸盖、缸套、排气阀）各点温度随平均有效压力p_e的变化。

3）涡轮增压器　高增压要求涡轮增压器提供高的压比，同时为了降低柴油机的燃油消耗率和减少热负荷，要求涡轮增压器具有更高的效率，这是一般增压器难于达到的。图 4.1.3-107 示出了不同的平均有效压力p_e对增压器压比π_k和增压器效率η_{Tk}的要求。

4）柴油机的低负荷性能。在高增压时，柴油机按螺旋桨特性运转时，在低负荷时，即20％～50％标定功率范围之内，由于增压压力和空气流量大幅度降低，使燃烧过量空气系数下降，造成柴油机燃烧恶化，烟色不佳，以及受热部件的热负荷增加。因此必须采取措施，改善其低负荷性能。

4.2 两级涡轮增压

两级涡轮增压系统如图 4.1.3-108 所示。两台涡轮增压器串联布置，空气经两级串联的压气机进行压缩，而两级压气机分别由各自的涡轮驱动，每级压气机之后均装有空气冷却器。一般高压级涡轮采用脉冲增压系统，而低压级涡轮则为定压增压系统。

两级涡轮增压的优点是：可使柴油机获得高的增压压力，并可使每一级涡轮增压器的压

比仍比较低，提高了涡轮增压器的可靠性，噪声也较低。由于压气机每一级压比较低，使得高效率的范围宽广。涡轮部分由于高压级涡轮损失的一部分能量可在低压级得到回收，以及它兼有脉冲增压和定压增压系统的优点，故增压系统总效率较单级增压高。另外由于在两级之间布置了空气冷却器，使达到同一增压压力所需的压缩功比单级压缩时要小，从而也改善了增压器组的效率。

两级涡轮增压的缺点是：它多了一套增压器和空冷器，所增加的费用可达柴油机价格的20%～30%，柴油机体积重量也有所增加。另外两级涡轮增压在起动和低负荷时的性能较差。

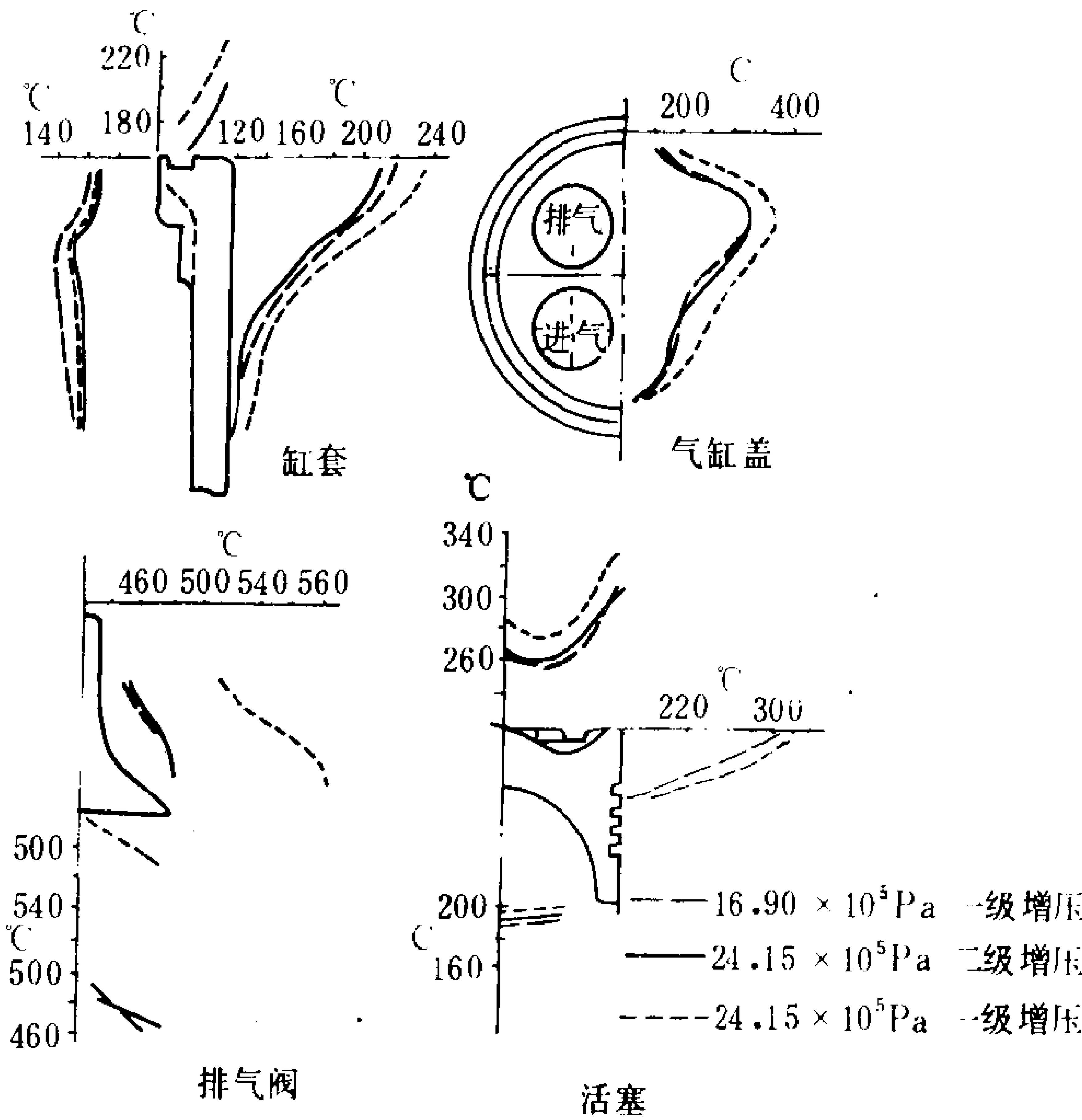


图 4.1.3-106 燃烧室部件温度随p_e的变化

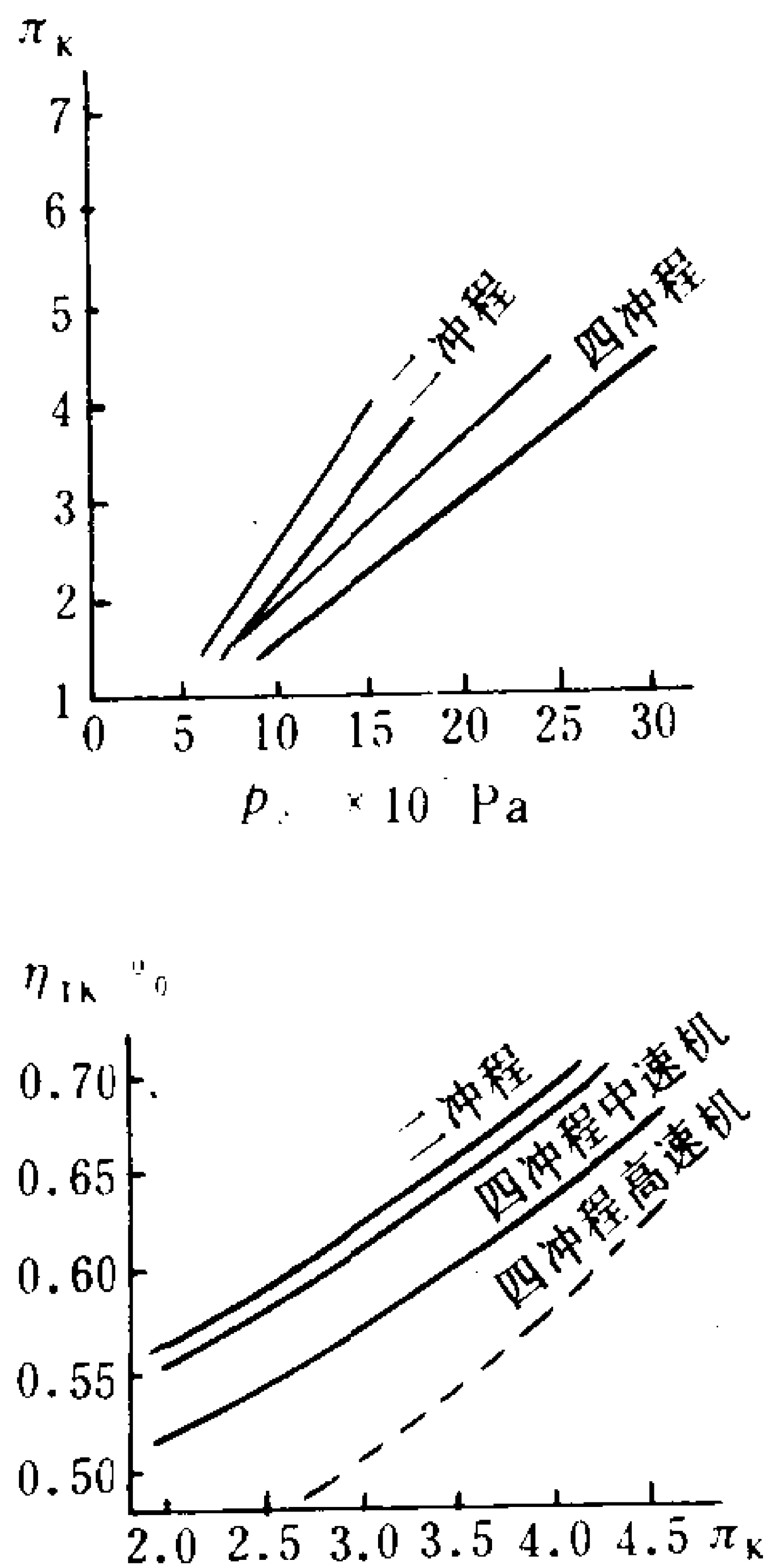


图 4.1.3-107 不同的p_e对π_k和η_{Tk}的要求

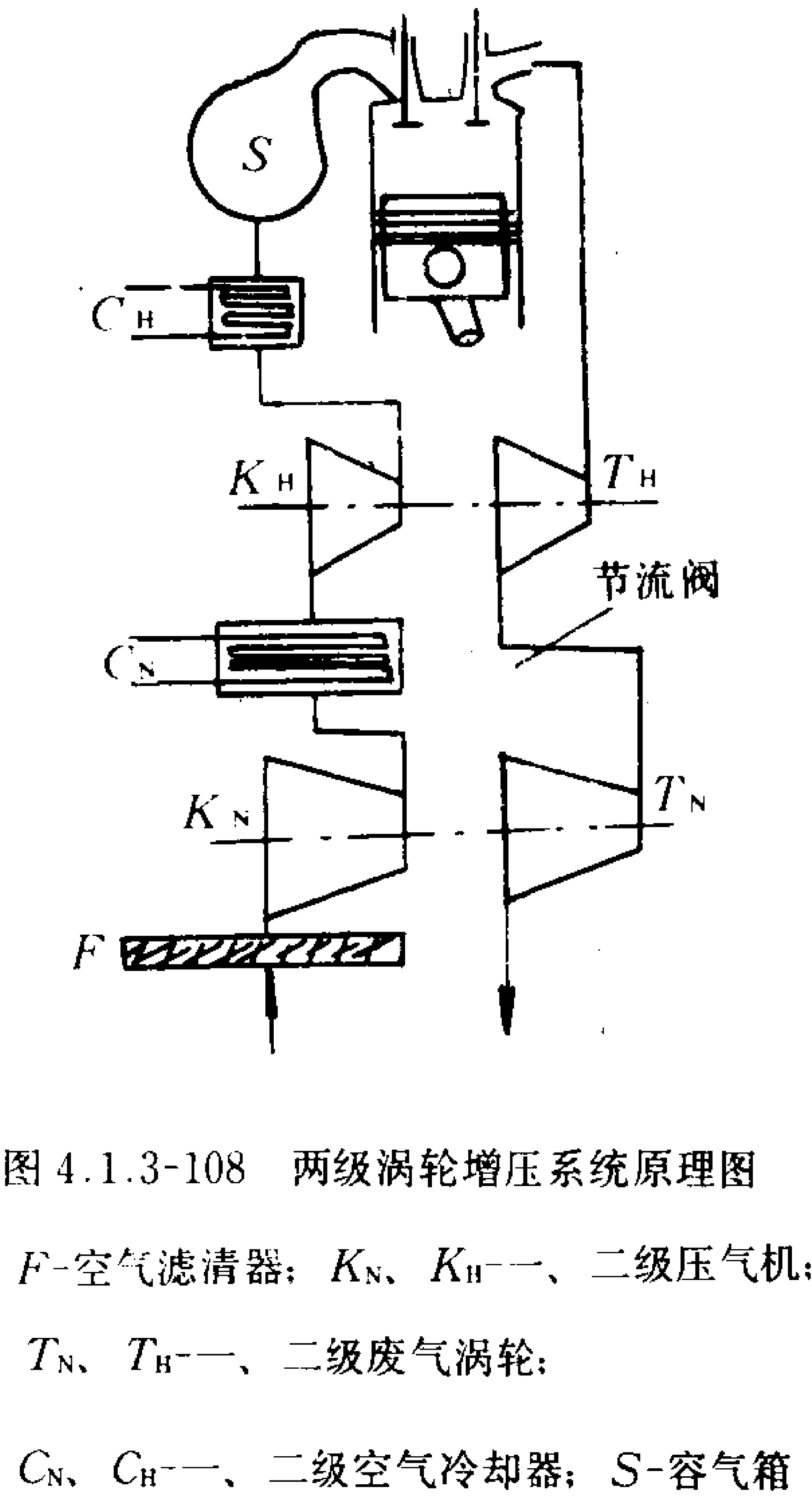


图 4.1.3-108 两级涡轮增压系统原理图

F-空气滤清器；K_N、K_H-一、二级压气机；T_N、T_H-一、二级废气涡轮；C_N、C_H-一、二级空气冷却器；S-容气箱

4.3 补燃增压系统（HYPERBAR 增压系统）

补燃增压系统采用高增压压力和低压缩比，其工作原理如图 4.1.3-109 所示。涡轮增压器靠装在它前端的电动机起动，此时，由压气机压缩的空气经阀 1 进入旁通箱及补燃室，实现涡轮增压器的自循环。当压缩空气的压力及温度达到足以使燃油在气缸中着火时，阀 4 开启，增压空气经空冷器及进气管进入气缸，使柴油机运转。管路 2 是为了起动时让部分燃气经阀 3 预热进气管和进气阀等，以便加快暖机过程。柴油机起动后，起动电动机即转为直流发电机，阀 3 等的开关及向补燃室的供油是由增压压力自动控制的。

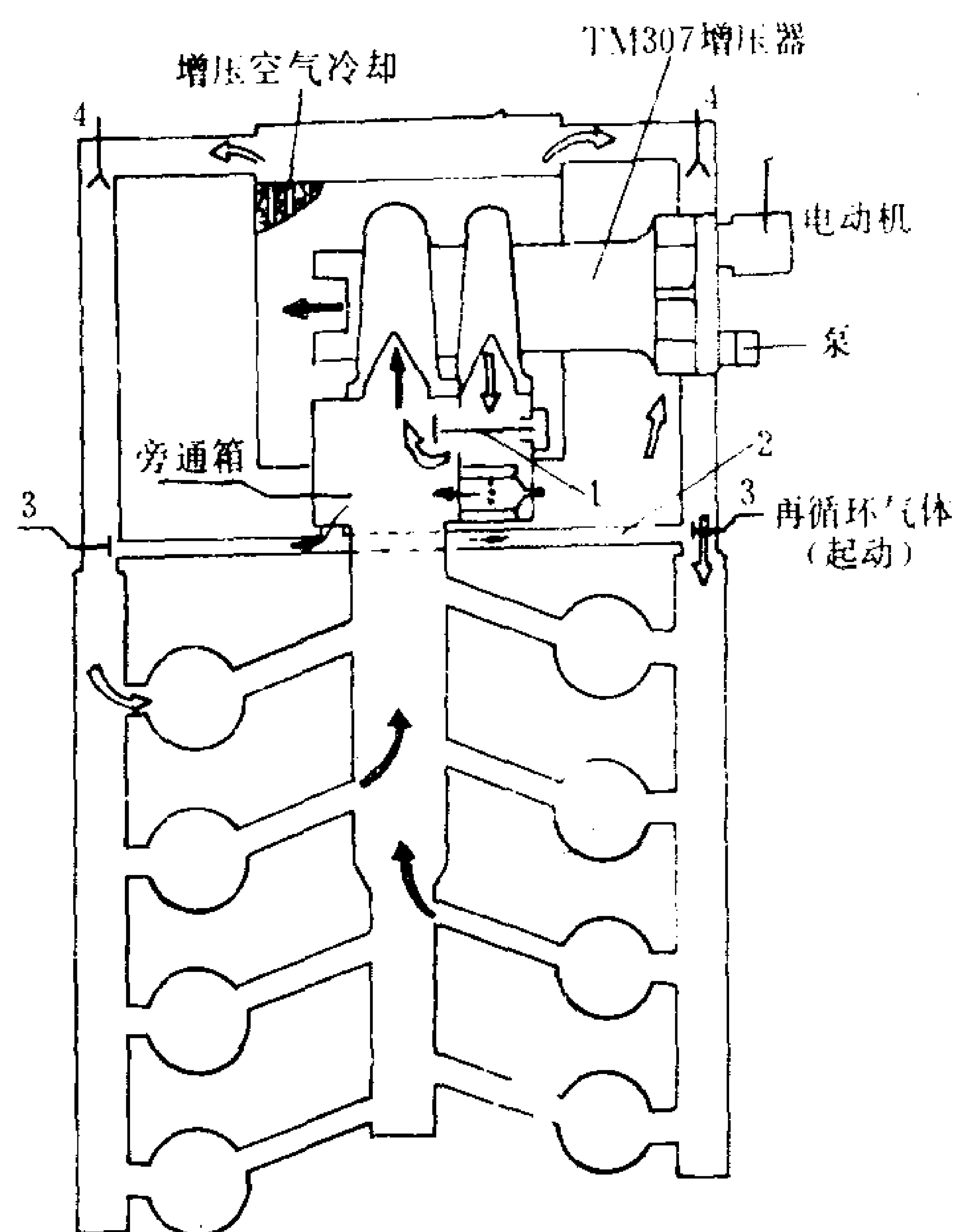


图 4.1.3-109　补燃增压系统工作原理图

1、3、4-阀；2-管路

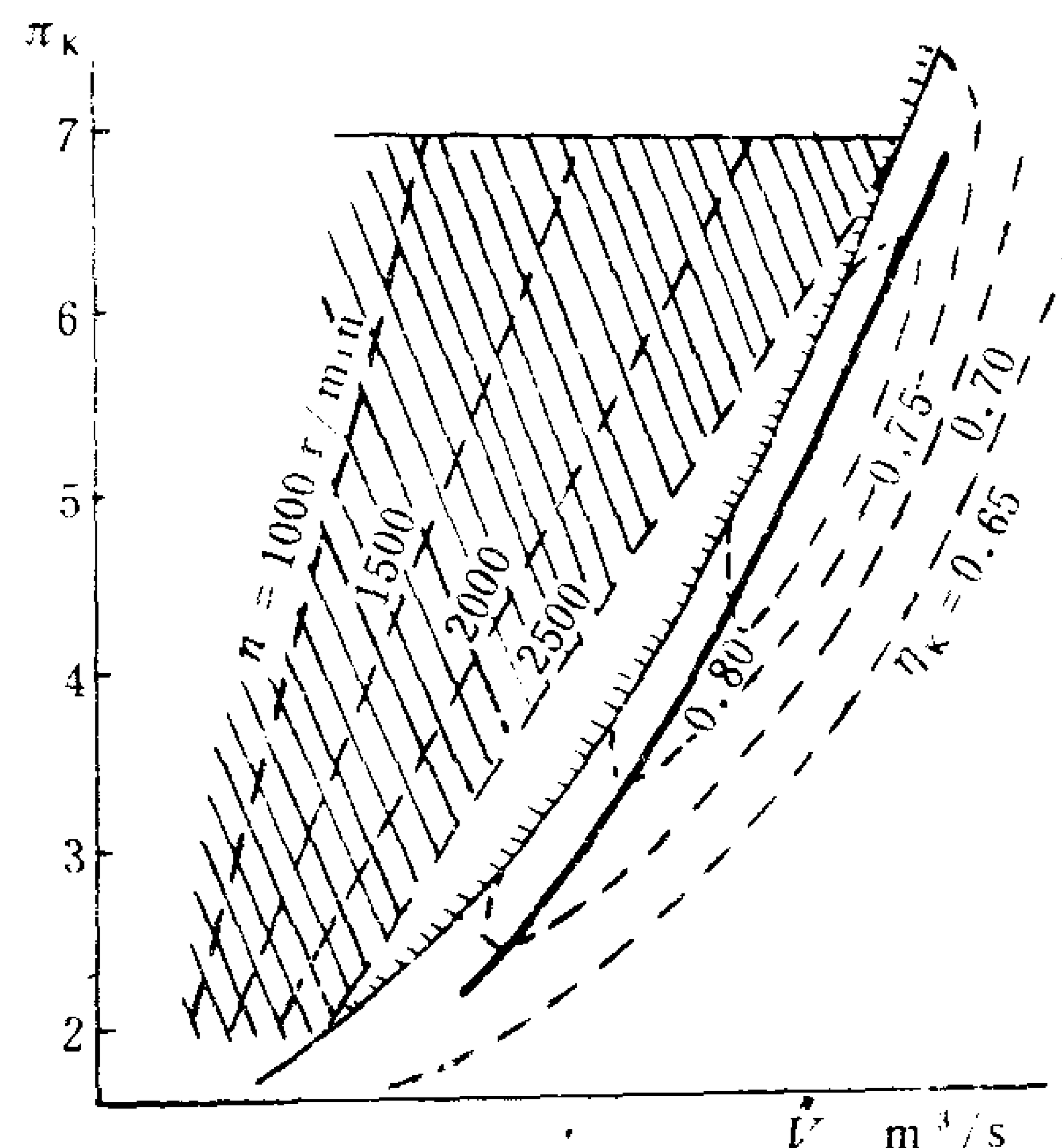


图 4.1.3-110　补燃增压系统压气机的匹配

在一般涡轮增压柴油机上，涡轮增压器和柴油机串联布置。当柴油机转速变化时，压气机和柴油机流量相应变化，在低速时容易引起压气机喘振。为避免喘振，压气机只能匹配在其低效率区，从而降低了柴油机性能。此外，柴油机负荷及转速的降低会使涡轮膨胀比及其功率迅速下降，压气机压比降低，柴油机吸入的空气量减少，导至扭矩下降，热负荷增加。补燃增压系统采用柴油机和涡轮增压器并联布置，压气机输出的空气并不全部进入柴油机，而是一部分旁通到涡轮，这样可使增压器不受柴油机转速的影响，其流量只与压比有关，从而在任何转速和负荷下均不会发生喘振，压气机的匹配运行线将落在最高效率区中，(图 4.1.3-110)。此外，由于增压压力与柴油机转速无关，因此柴油机的扭矩在任何转速下都可以随意增大。补燃室主要是为了解决低压缩比下起动和低负荷运转所存在的困难。补燃室利用旁通空气进行喷油燃烧，产生的燃气增加了涡轮能量，使增压压力增加，保证柴油机的起动和低负荷运转。

这种增压系统的缺点是经济性差，对某些部件例如高压比增压器，补燃器等的要求较高，柴油机的结构复杂。

4.4　带动力涡轮的复合式柴油机

在带动力涡轮的复合式柴油机中，排气能量除了驱动涡轮增压器外，一部分能量用来驱动一个涡轮，称之为动力涡轮，动力涡轮产生的机械能通过减速机构直接传给柴油机的输出轴。动力涡轮有两种布置方案：图 4.1.3-111 a)为并联方案，动力涡轮和涡轮增压器并联布置，二者膨胀比相等，但排气流量是分离的，动力涡轮具有小流量高膨胀比，且转速很高，需要一个大减速比的减速箱，它适用于高功率柴油机。图b)为串联方案，动力涡轮和涡轮增压器串联布置，流过二者的流量相等，但膨胀比不同，此时，动力涡轮是大流量低压比，它适用于小功率柴油机。

带动力涡轮的复合式柴油机的主要优点是：

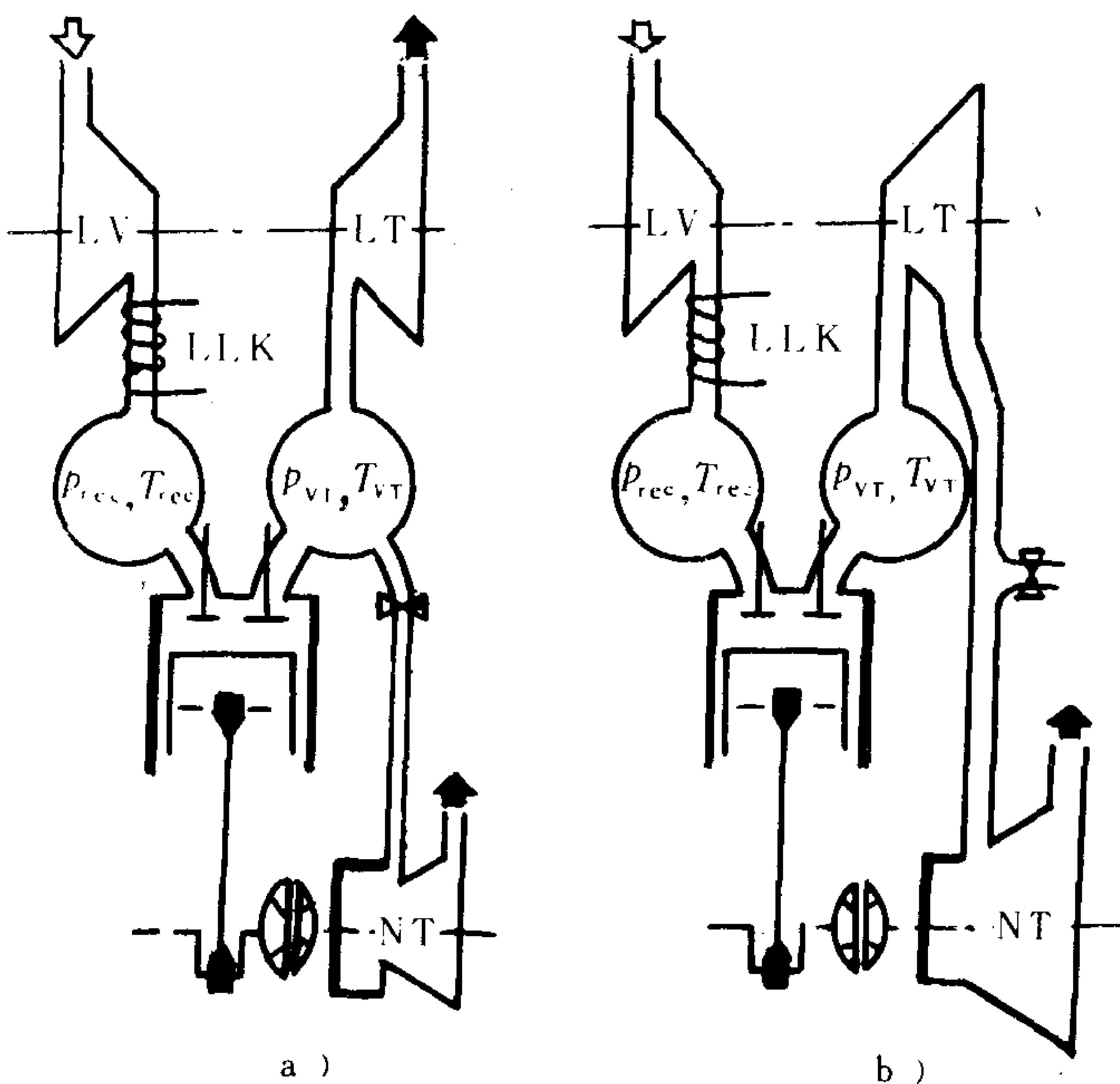


图 4.1.3-111　动力涡轮的两种布置方案

a）并联方案；　b）串联方案

1）可使燃油消耗率降低1%～3%（二冲程）或2%～5%（四冲程）。

2）可取得满意的部分负荷性能，柴油机在部分负荷运转时可将动力涡轮脱开，从而在并联方案中，相当于减小了涡轮增压器的通流截面，在串联方案中，相当于增加了涡轮增压器涡轮的膨胀比，二者均可使增压压力提高，从而避免了低负荷时柴油机热负荷的增加，同时可以降低其燃油消耗率。

该柴油机的主要缺点是增加了一套动力涡轮和减速装置，使制造成本增加，同时也使柴油机尺寸重量相应增加。

动力涡轮和减速齿轮箱可做成一套紧凑的装置，使其维护管理非常方便，图 4.1.3-112 所示为其整套装置图。

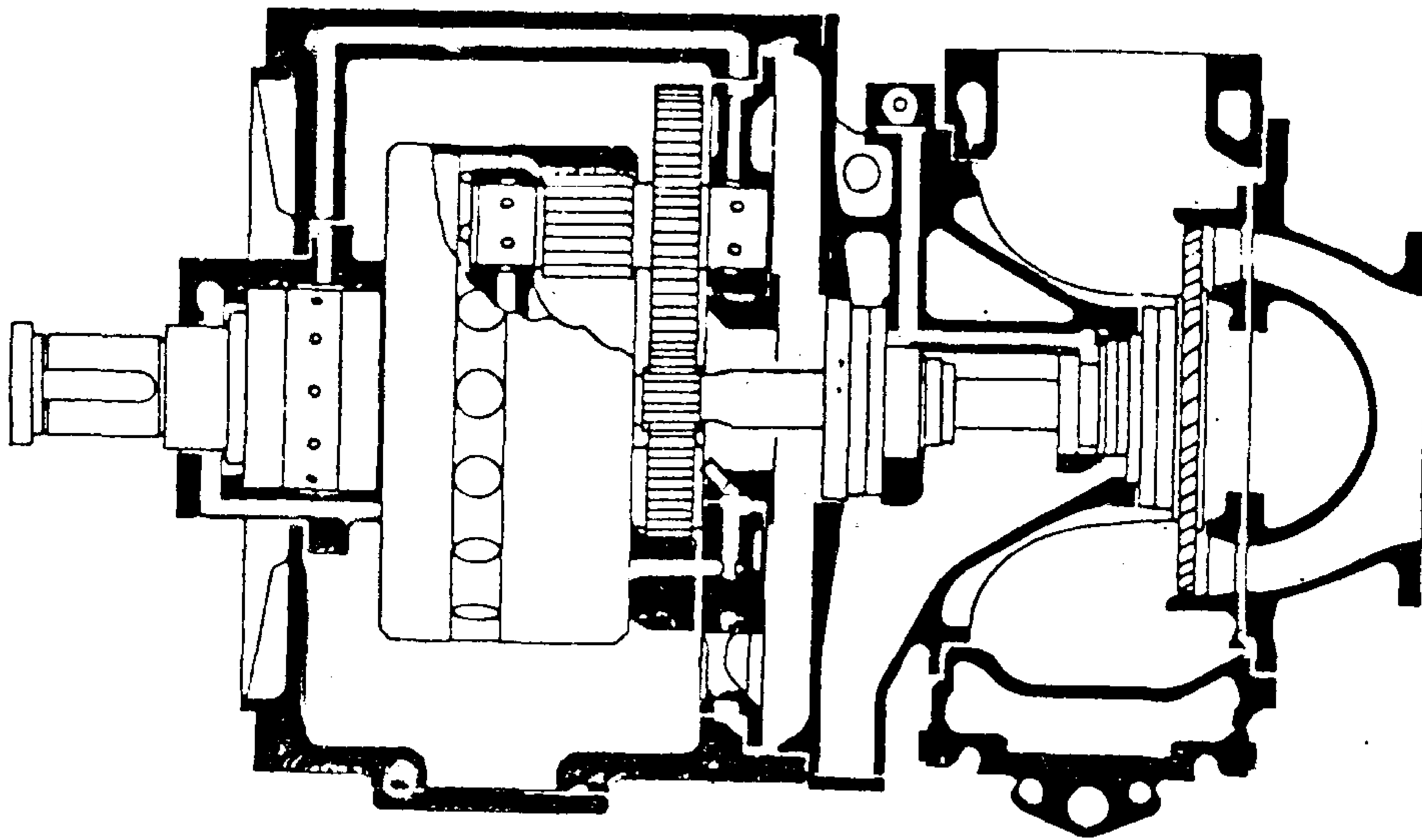


图 4.1.3-112　动力涡轮剖面图

5 涡轮增压器与柴油机的匹配

5.1 对匹配的要求

增压器和柴油机的正确匹配是得到好的柴油机性能的关键。如果二者匹配不当，即使性能良好的增压器和柴油机，也会使其增压后性能恶化。对匹配的具体要求如下：

1）在标定工况下，必须达到柴油机预期的增压压力和空气流量，使柴油机有足够的空气量进行扫气和燃烧，保证柴油机具有预期的燃油消耗率、最高爆发压力、排气温度和烟度等。同时也要使受热零部件的热负荷在允许范围之内。对涡轮增压器而言，在标定工况下，不应超过其设计转速，以保证转子等部件的强度。另外它应在其最高效率点运行。

2）在低工况运行时，例如在低速大扭矩运行时和带螺旋桨在低速运行时，燃烧过量空气系数不能大幅度降低，以避免燃烧恶化、烟度加大、受热部件热负荷增加。

3）在柴油机变工况运行的全部范围之内，增压器压气机不发生喘振与阻塞，同时运行线处于高效率区。

为考察压气机的匹配情况，常把柴油机在不同特性运转时压气机的配合运行线叠画在压气机特性线上，以判断匹配的优劣（图 4.1.3-113）。由图中可见，配合运行线 1 在高负荷时发生喘振，配合运行线 2 在低速低负荷时发生喘振，而配合运行线 4 表明，在柴油机全部运转范围内，压气机均在低效率区运行，配合运行线 3 比较理想，它位于压气机的高效率区，同时也不会发生喘振与阻塞。

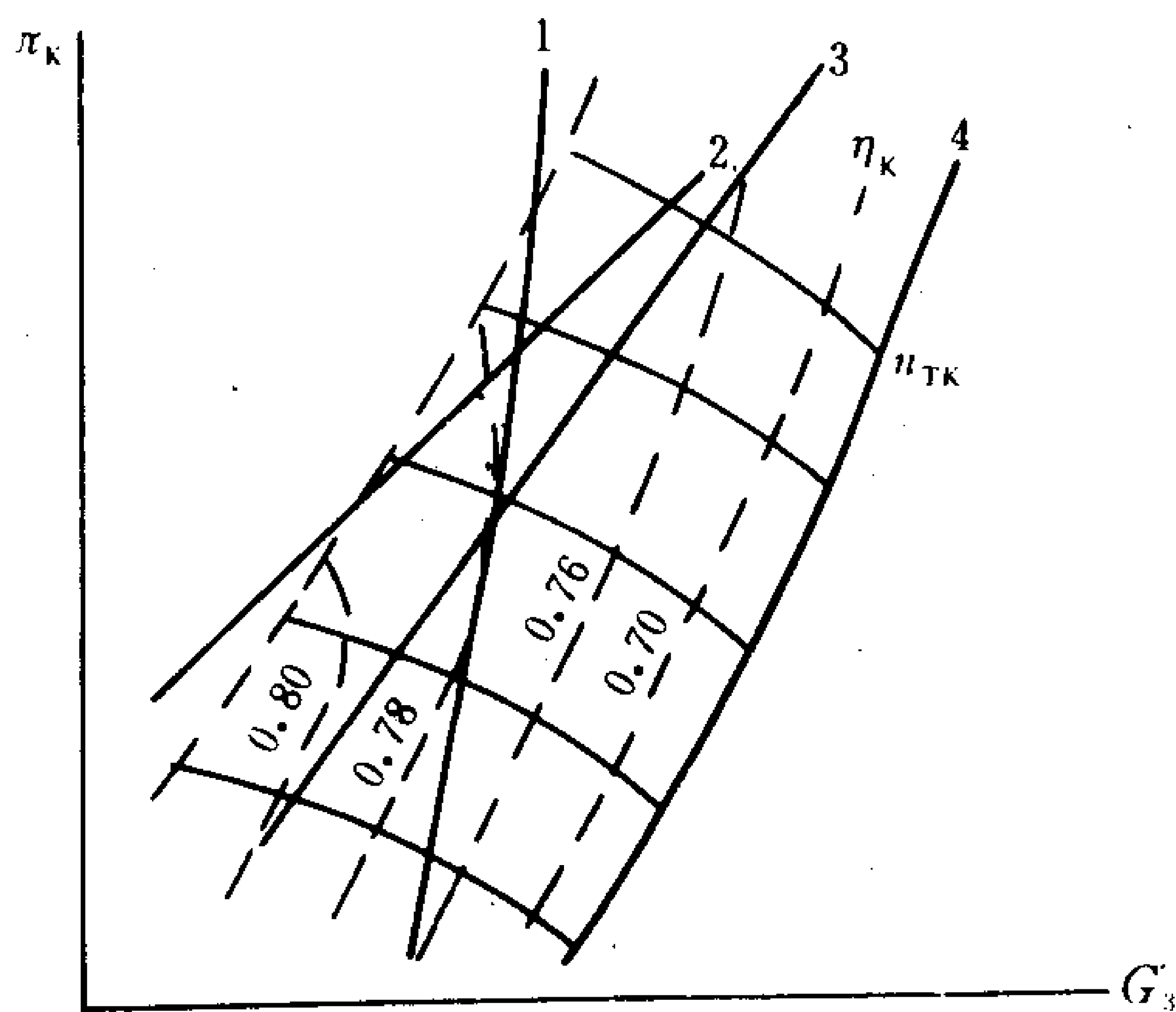


图 4.1.3-113 压气机的配合运行线

涡轮匹配时，由于它不存在喘振和阻塞现象，没有运转范围的限制。但匹配时应注意选择合适的涡轮通流截面，以便得到预期的增压压力和空气流量，同时要使涡轮的效率较高。

考虑到以下因素，匹配时必须保证有足够的喘振余量①值：

1）进气系统的压力脉动，会使运行点向喘振线方向移动。

2）空气滤清器和空冷器等严重阻塞时，使运行点向喘振线方向移动。

3）环境温度变化时，使运行点移动，例如，四冲程带中冷的增压柴油机，在环境温度降低时，运行点向喘振线方向移动。

对不同类型的柴油机，视其用途的不同，喘振余量在 10%～20%之间。

5.2 柴油机的通流特性

流过涡轮增压柴油机的空气流量、增压压力和柴油机转速的关系定义为柴油机的通流特性，在无空冷的纯涡轮增压系统中，柴油机是涡轮增压器压气机的“负载”，因此柴油机的通流特性就决定了压气机的运行线。

① 喘振余量是指压气机喘振线至最靠近喘振线的运行点的流量余量。

5.2.1 四冲程柴油机的通流特性

四冲程柴油机的空气流量可用下式表示：

$$m_s = \frac{iV_h n \eta_V \rho_s \varphi}{12} \times 10^{-4} \quad \text{kg/s} \tag{4.1.3-12}$$

$$\text{或} \quad V_s = \frac{iV_h n \eta_V \varphi}{12} \times 10^{-4} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

式中：i——气缸数；

V_h——气缸工作容积m^3；

n——柴油机转速，r/min；

η_V——充气效率；

ρ_s——增压空气密度，kg/m^3；

φ——扫气系数。

由上式可知，空气流量m_s是柴油机转速、进气管空气密度以及扫气系数等的函数。其中扫气系数取决于扫气时进排气管的压差和气阀重叠角。图 4.1.3-114 示出了四冲程柴油机不同转速下的通流特性线，实线为无气阀重叠角的通流特性线，虚线为有气阀重叠角时的通流特性线。

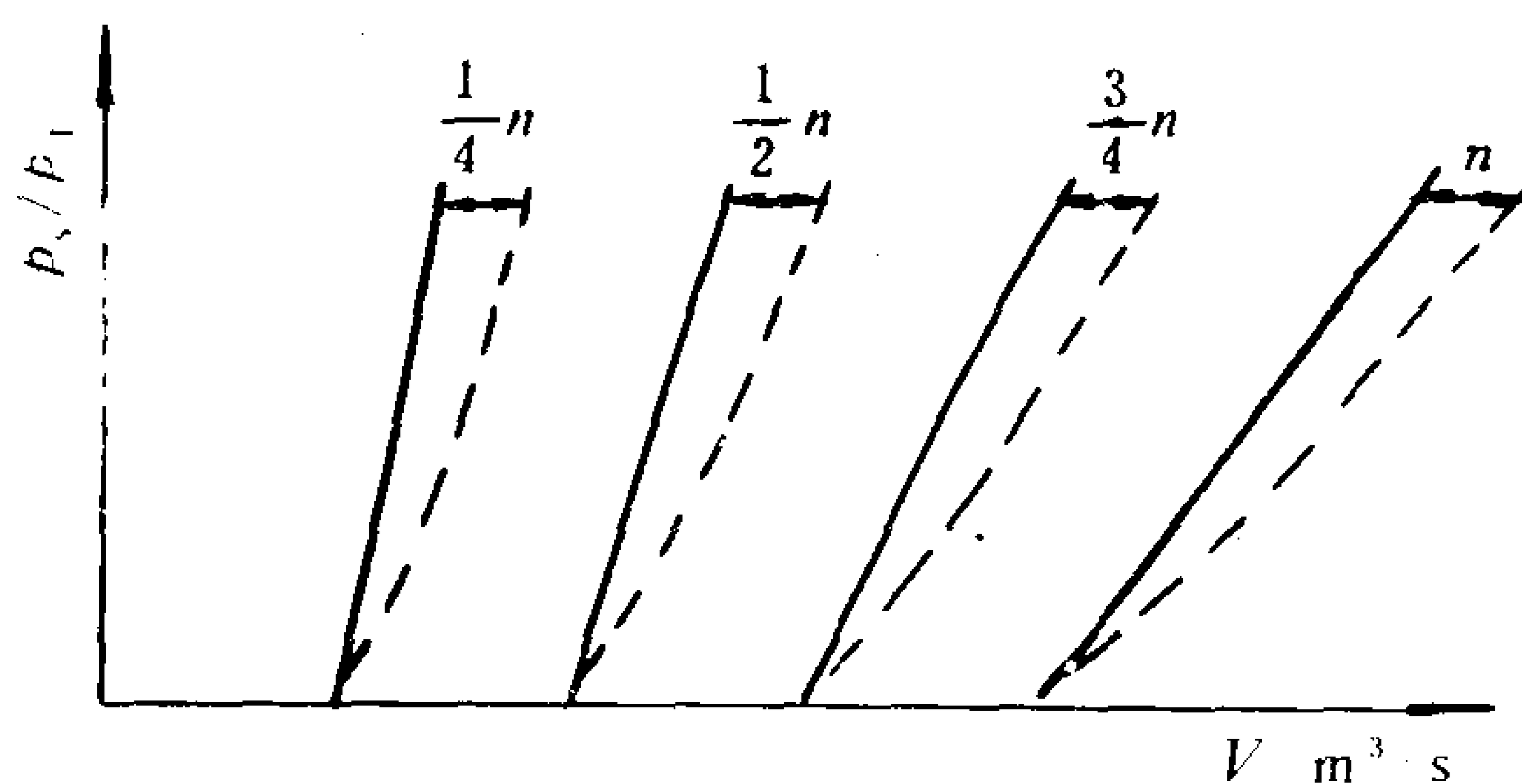


图 4.1.3-114 四冲程柴油机通流特性线

——无气阀重叠；……有气阀重叠

5.2.2 二冲程柴油机的通流特性

在二冲程柴油机中，进气口开启时，排气口（阀）也将开启，其流动可近似地视为气体流过两个串联布置的孔口，此时空气流量可用下式计算：

$$m_s = \frac{\mu_r F_r \sqrt{2RT_s}}{360} \rho_s \Psi_D \quad \text{kg/s} \tag{4.1.3-13}$$

$$\text{或} \ V_s = \frac{\mu_r F_r \sqrt{2RT_s}}{360} \Psi_D \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$\text{其中} \quad \Psi_D = \sqrt{\frac{k}{k-1}\left[(p_T/p_s)^{\frac{2}{k}} - (p_r/p_s)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

式中：F_r——两个串联孔口的平均当量面积，m^2；

μ_r——孔口的流量系数；

p_s、T_s——增压空气的压力和热力学温度，MPa、K；

p_T——排气压力，MPa；

ρ_s——增压空气密度，kg/m^3；

R——气体常数，N·m/(kg.K)；

k——比热比。

当p_T和T_S一定时，其容积流量和压比p_s/p_T的关系是一条单一的曲线，而与柴油机转速无关，二冲程柴油机具有相似的通流特性，但由于其背压随流量变化，所以其通流特性线为各

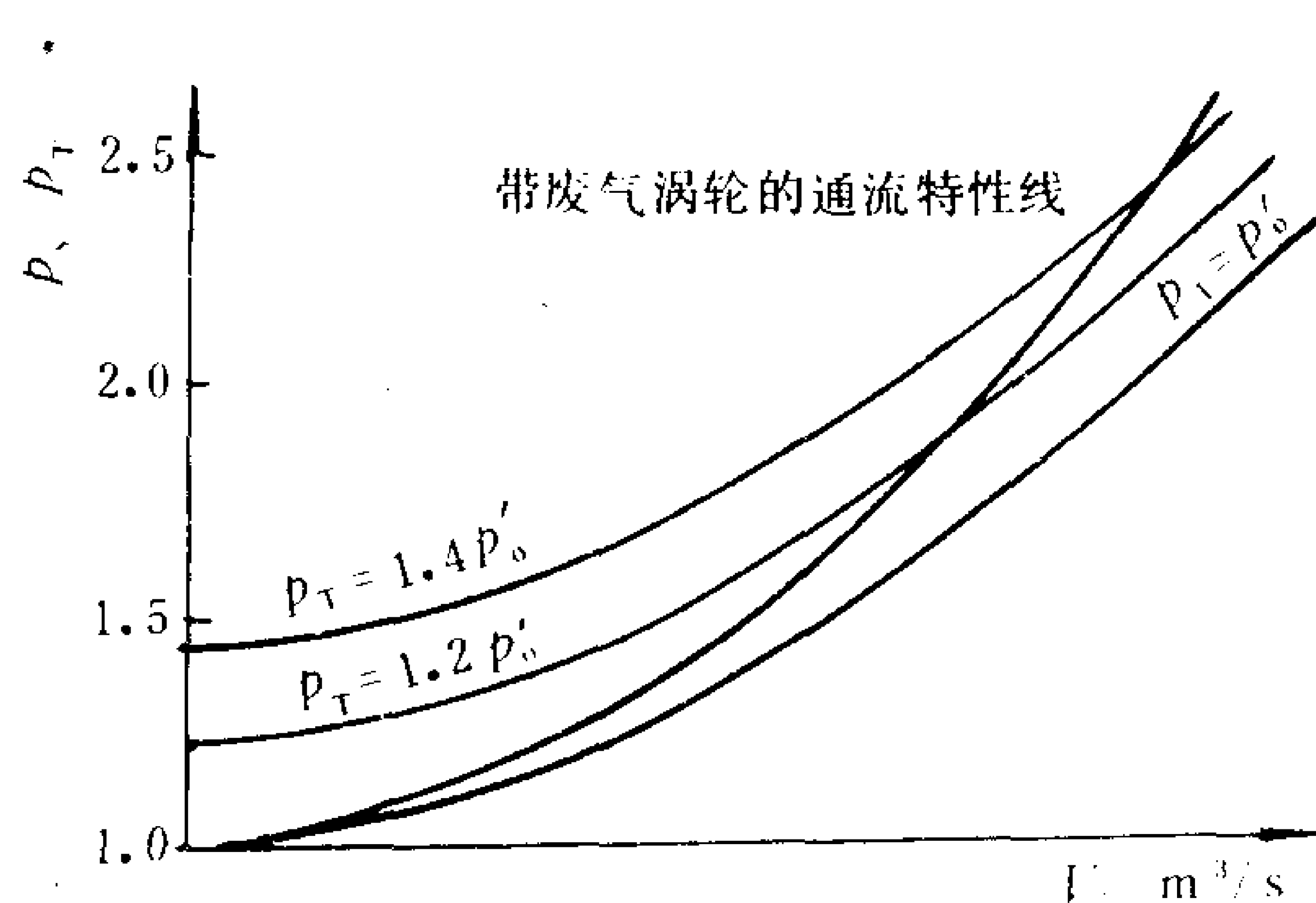


图 4.1.3-115　二冲程柴油机通流特性线

个背压下通流特性线的相应点的连线，它也与转速无关，图 4.1.3-115 示出了二冲程柴油机的通流特性线。

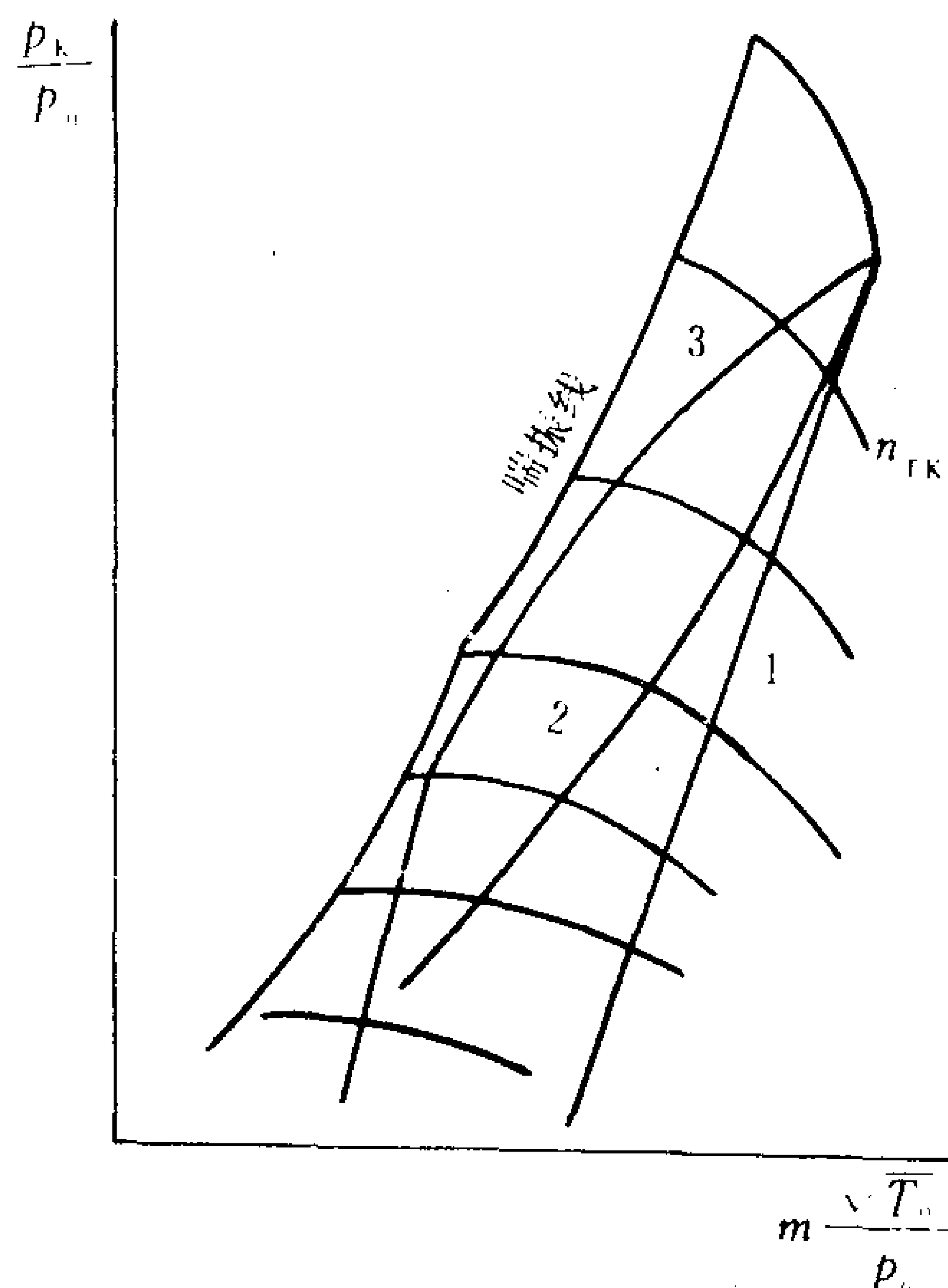


图 4.1.3-116　柴油机按不同特性运转时压气机的配合运行线

5.3　压气机的配合运行线及其调整

5.3.1　四冲程柴油机按不同特性运转时压气机的配合运行线

在纯涡轮增压系统中，柴油机相应的通流特性线决定了压气机的配合运行线。

1）柴油机按负荷特性运转时压气机的配合运行线　当柴油机转速不变而减小负荷时，由于喷油量减少，柴油机排气湿度降低，排气能量减少，涡轮功率下降，增压器转速降低，使空气流量减少。此时，压气机配合运行线如图 4.1.3-116 中曲线 1 。

2）柴油机按速度特性运转时压气机的配合运行线　当柴油机油门齿杆位置不变，即喷油量近于不变，而转速变化时，例如当转速下降时，四冲程柴油机容积流量减小，涡轮前气体压力下降，排气能量减小，涡轮功率降低，增压器转速和增压压力下降，此时压气机配合运行线如图 4.1.3-116 的曲线 3 。由于空气流量随转速的下降成正比的减小，故其配合运行线较负荷特性运行线平坦　.

3）柴油机按螺旋桨特性运转时压气机的配合运行线　此时柴油机功率按转速的立方关系变化，即$Ne=Kn^3$。即转速变化小而功率（负荷）变化大，故其配合运行线应位于速度特性运行线和负荷特性运行线之间，且更靠近负荷特性运行线，如图 4.1.3-116 中的曲线 2 。

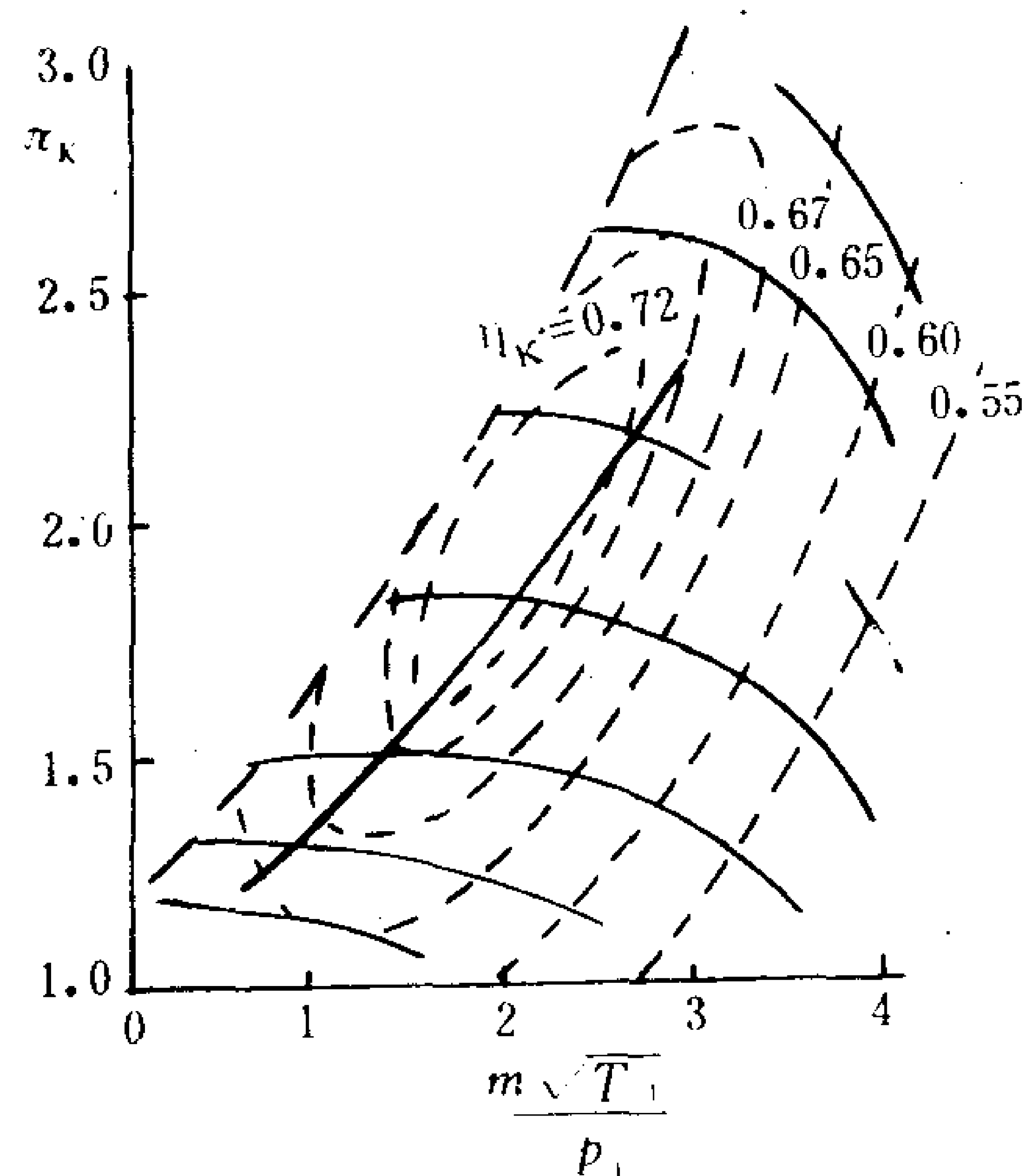


图 4.1.3-117　二冲程柴油机的压气机配合运行线

5.3.2　二冲程纯涡轮增压柴油机按不同特性运转时压气机的配合运行线

由于二冲程柴油机的通流特性与转速无关，故在纯涡轮增压系统中，无论柴油机按何种特性运转（负荷特性、速度特性和螺旋桨特性），其压气机配

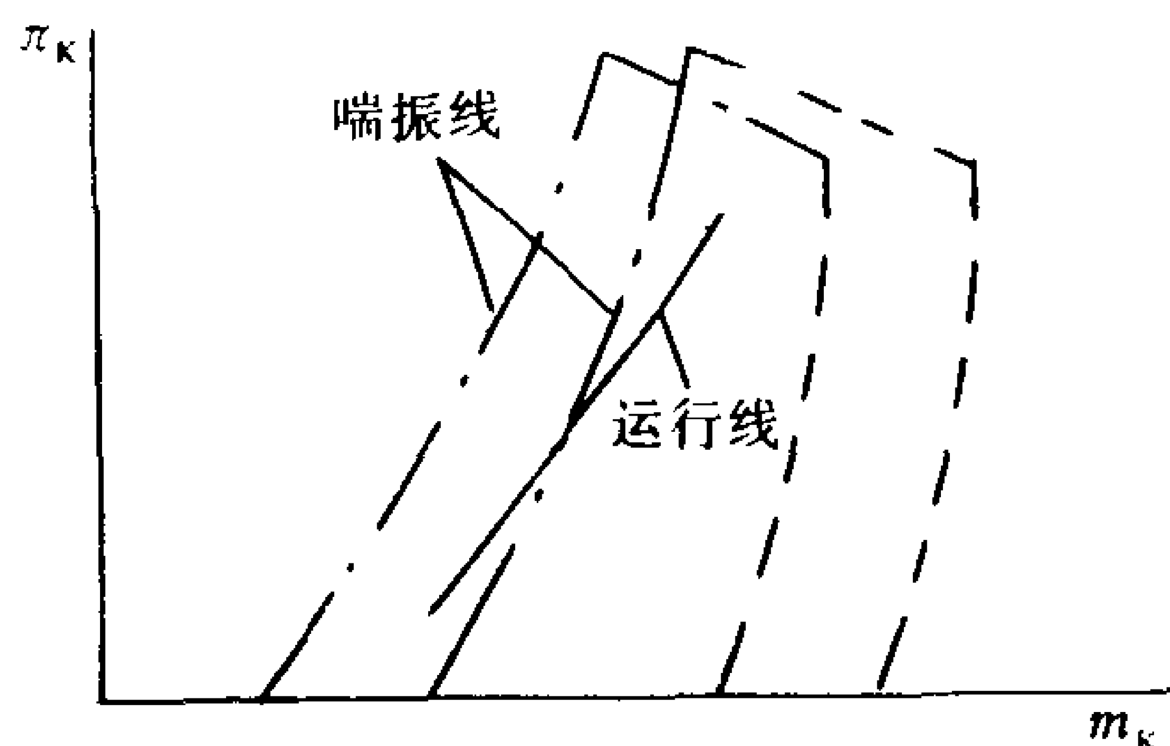


图 4.1.3-118　改变压气机通流截面对配合运行线的影响

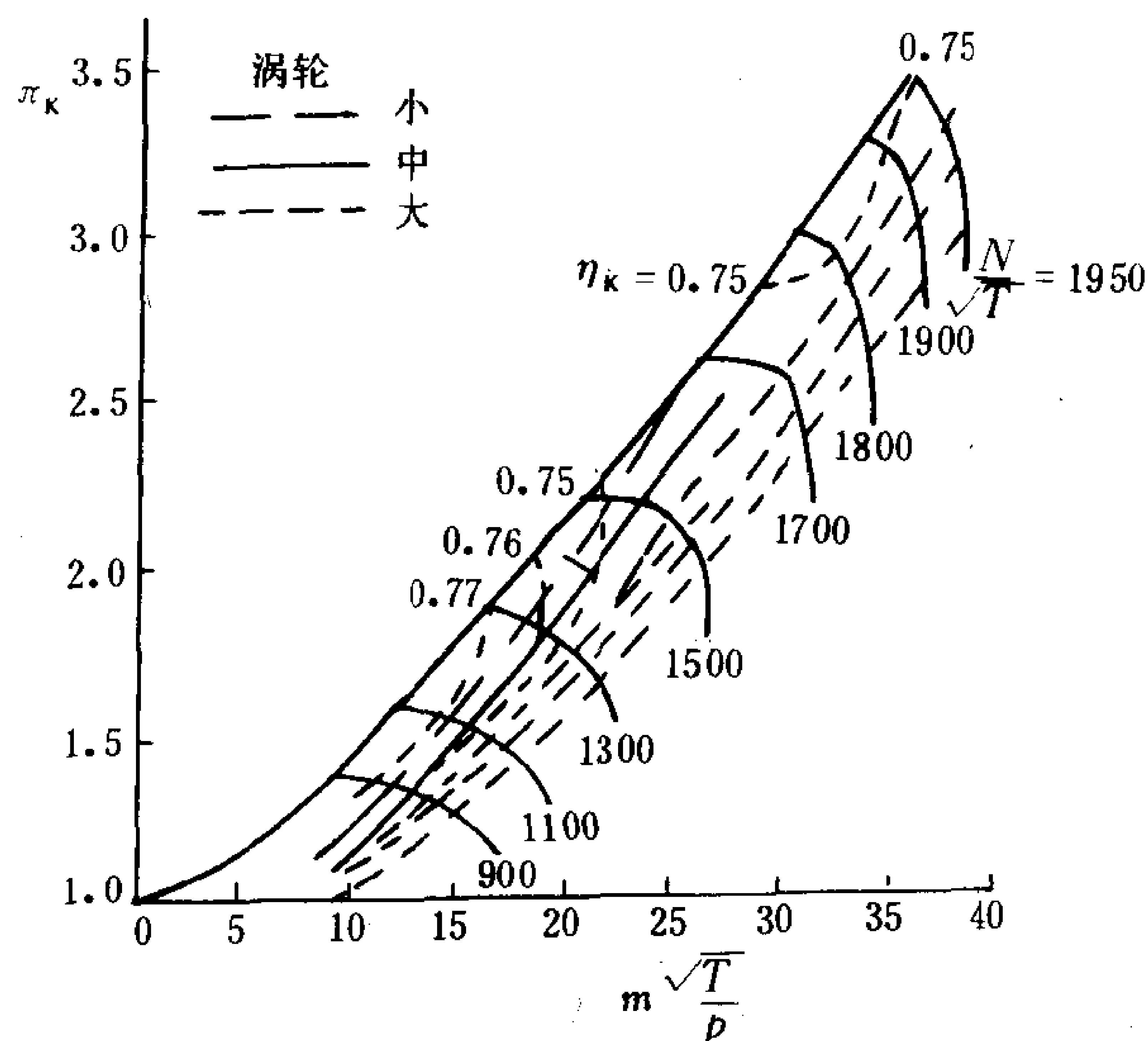


图 4.1.3-119　改变涡轮通流截面对配合运行线的影响

合运行线是一条单一的曲线（图 4.1.3-117），故二冲程柴油机增压器的匹配比较容易。

5.3.3　压气机配合运行线的调整

1）改变压气机的特性线　通过采用不同增压器型号和变型，改变叶片扩压器进口角度，改变叶轮和扩压器叶片宽度可以改变压气机通流截面，从而使压气机特性线改变，也即改变了压气机喘振线与其配合运行线的相对位置，图 4.1.3-118 改变压气机通流截面时压气机特性线的改变，当通流截面减小时，喘振线左移，可使喘振余量加大。

2）改变涡轮通流截面　改变涡轮通流截面时可以改变压气机配合运行线的位置。图 4.1.3-119示出了加大或减小涡轮通流截面时压气机配合运行线的变化。通流截面减小，配合运行线左移，减少了喘振余量，但更接近位于最高效率区。

3）改变柴油机的通流截面　四冲程柴油机通过改变气阀重叠角，二冲程柴油机通过改变

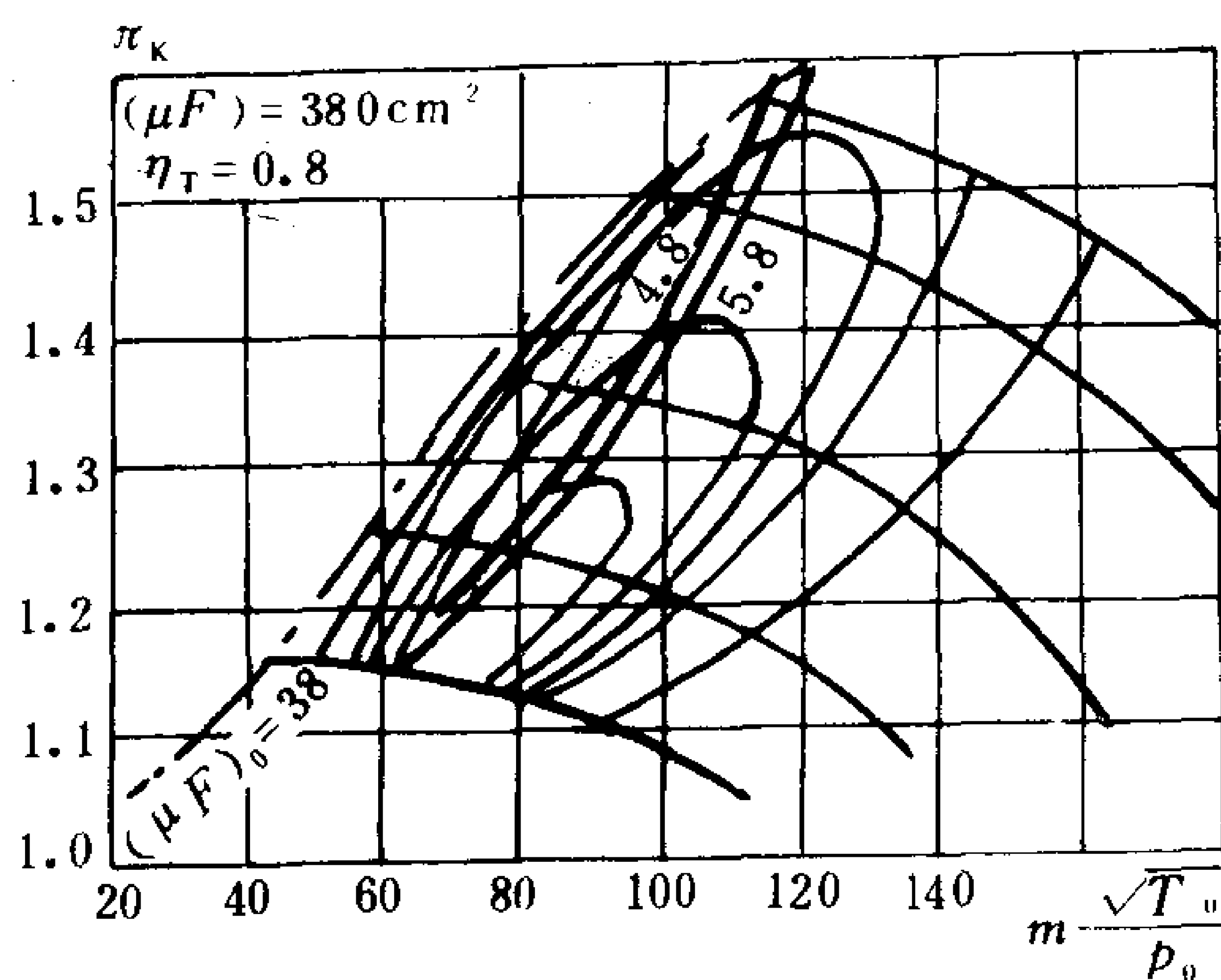


图 4.1.3-120　改变柴油机通流截面对配合运行线的影响

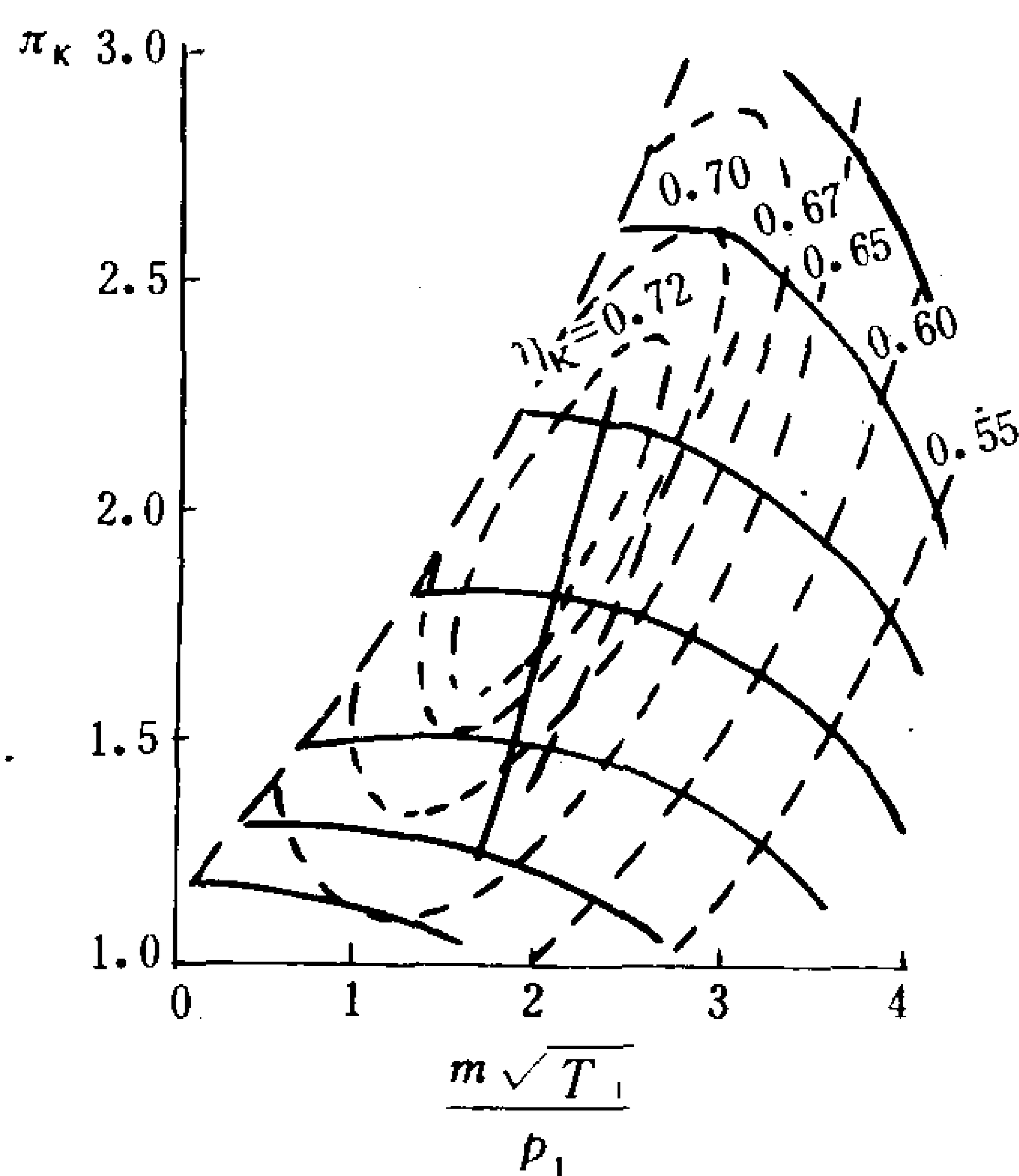


图 4.1.3-121　增压空气中冷对配合运行线的影响

——中冷；……非中冷

进排气口（阀）的尺寸来改变柴油机通流截面，可以使压气机配合运行线移动（图 4.1.3-120）。当柴油机通流截面减小时，配合运行线左移，喘振余量减小，运行线更接近最高效率区。

4）增压空气冷却　采用增压空气中间冷却，可使压气机配合运行线左移（图 4.1.3-121）。

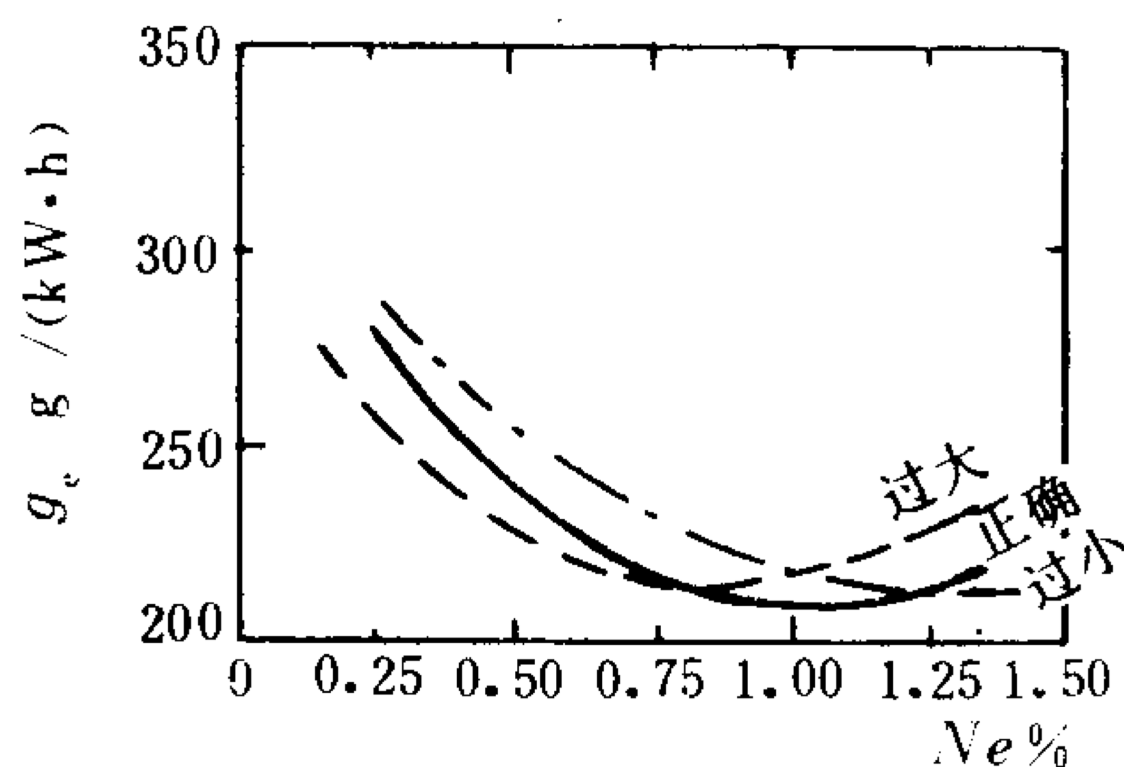


图 4.1.3-122　涡轮通流截面对燃油消耗率的影响

5.4　涡轮的匹配

涡轮匹配的主要任务是确定合适的通流截面，此时应考虑到：

1）所确定的涡轮截面值应保证涡轮具有高的效率。在匹配中，如果涡轮通流截面偏离设计值，会使涡轮效率降低。

2）保证驱动压气机所必需的能量。减小涡轮通流截面，可使涡轮前排气压力增加，排气能量相应增加，涡轮功率增加。

3）采用小的涡轮通流截面。由于涡轮前排气压力增加，相应地增加了柴油机的排气背压，对于四冲程柴油机，增加了柴油机的排气功，对于二冲程柴油机，增加了扫气时所需的增压压力，二者均使燃油消耗率相应增加。

4）涡轮通流截面的大小，影响压气机配合运行线的位置（图 4.1.3-119）。

一般说来，当涡轮增压器效率较高时，应尽可能采用大的涡轮通流截面，此时既能满足驱动压气机所需的能量，同时也可使柴油机背压降低，减少排气功，降低柴油机的燃油消耗率。图 4.1.3-122 示出三种尺寸的涡轮通流截面对燃油消耗率的影响。图 4.1.3-123 示出一台中速柴油机采用三种不同尺寸的涡轮通流截面时，柴油机主要参数的变化。

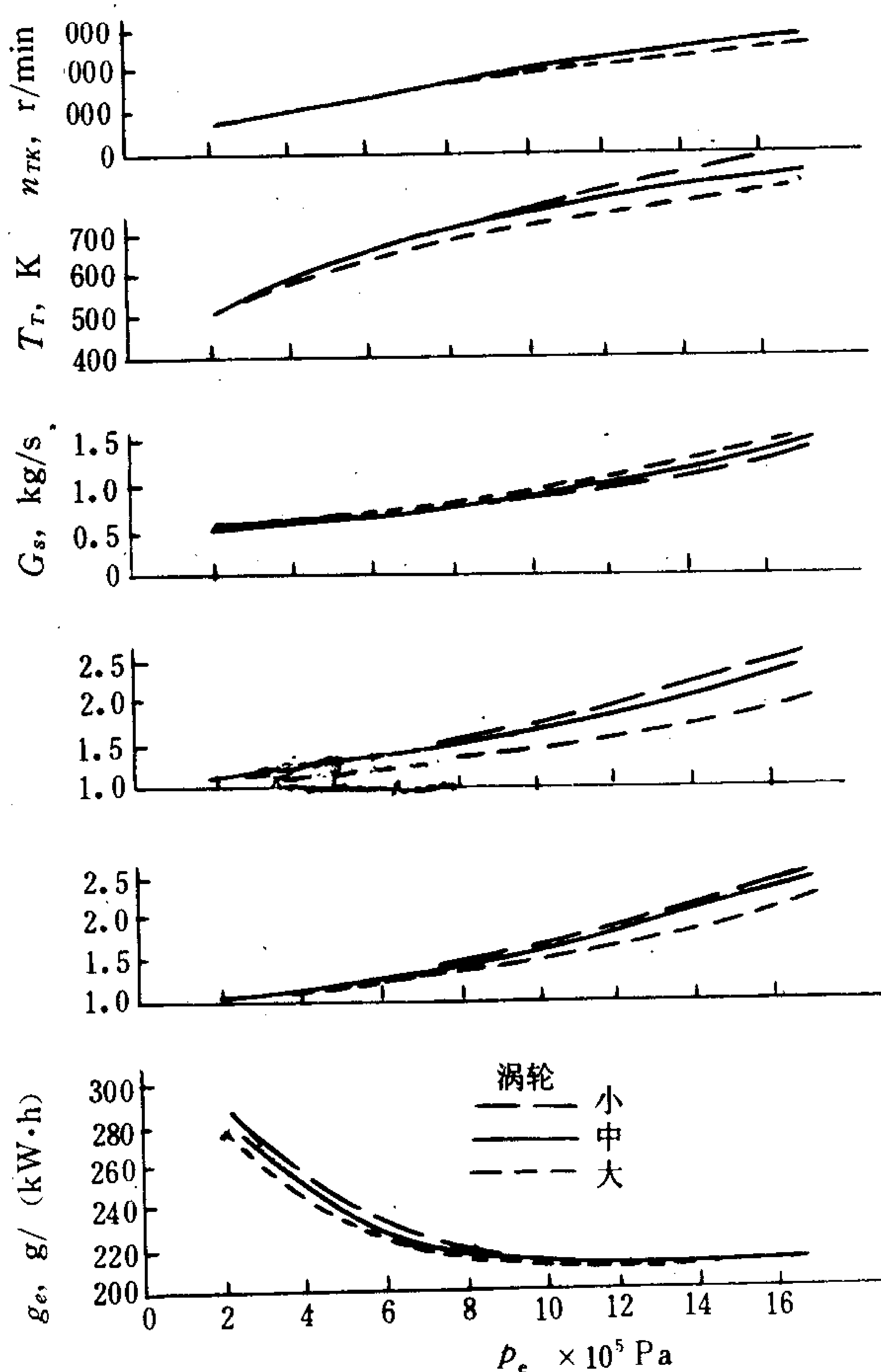


图 4.1.3-123　涡轮通流截面对柴油机主要参数的影响

5.5 柴油机带动螺旋桨时增压器的匹配

当船舶柴油机带动螺旋桨时，所需的功率和转速的关系由螺旋桨特性所决定，所以对定螺距螺旋桨和可调螺距螺旋桨，它们的增压器匹配情况是不同的。前者要求功率随转速的立方增加，而后者则要求在宽广的柴油机转速和功率范围内匹配螺旋桨。

5.5.1 四冲程柴油机带动定螺距螺旋桨时增压器的匹配

图 4.1.3-124 为一条用定螺距螺旋桨运转时四冲程柴油机的典型的压气机配合运行线，如果增压器匹配得正确，则在全部转速和负荷下，压气机都能在高效率区运行。对高增压柴油机，有时配合运行线的腰部穿过喘振线，所以中速时的性能决定了喘振余量。

涡轮的匹配应保证全负荷时柴油机性能最优，即此时柴油机燃油消耗率、最高燃烧压力、排气温度均较佳，以限制其机械负荷和热负荷。选用不同的涡轮通流截面可使压气机的配合运行线移动，合适的涡轮通流截面可使配合运行线落在高效区。

在某些船舶上，经常使用两台柴油机通过齿轮相连共同传动一个螺旋桨。当两台柴油机同时运转时，每一台增压器压气机的配合运行线为图 4.1.3-125 中的 1-2-3 线。当由于某种原因，只有一台柴油机运转时，它不能全速运转，否则柴油机将严重超负荷。例如在 4.1.3-125 图中，点 2 是两台柴油机同时在 70%标定转速下运转时的运转点。但是只有一台柴油机仍在此转速下运转时，其功率近于两台同时运转时的两倍，运转点将移至点 4，如果压气机没有大的喘振余量，则喘振是不可避免的，这是两台柴油机共同驱动一个螺旋桨时匹配增压器必须考虑的。

5.5.2 四冲程柴油机带动可调螺距螺旋桨时增压器的匹配

用可调螺距螺旋桨可以得到宽广的功率和转速范围，在每一个螺距下，它符合定螺距螺旋桨的规律。因而其增压器压气机配合运行线是一簇螺旋桨规律的配合运行线，在压气机特性图上画出这些曲线，可以得到压气机配合运行线的范围（图 4.1.3-126），图中点 4 为标定工况运行点，4-5 为标定转速下的等转速线，1-2 为最低转速下的等转速线，4-3 为最大功率

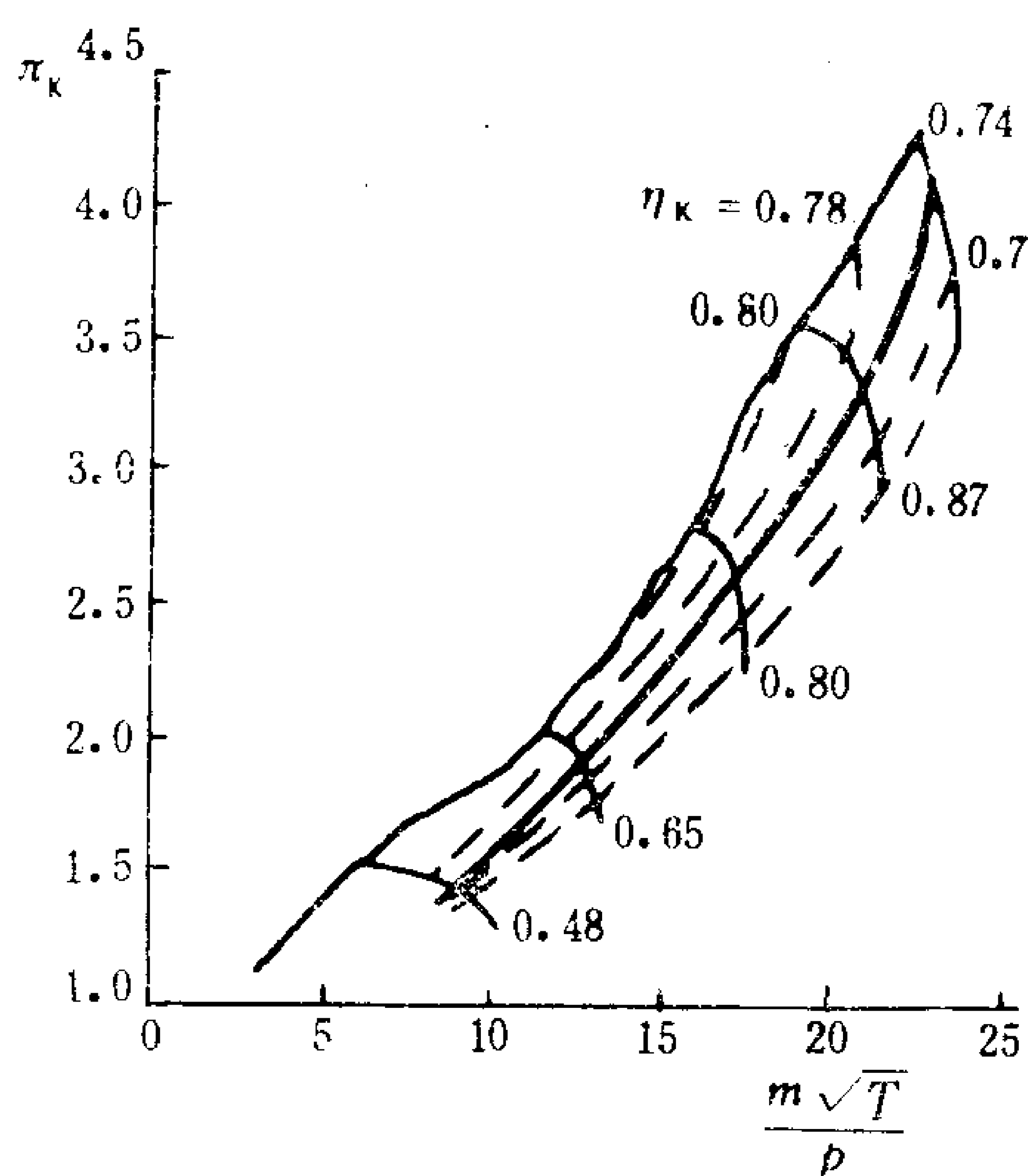


图 4.1.3-124 四冲程柴油机带定螺距螺旋桨时压气机的配合运行线

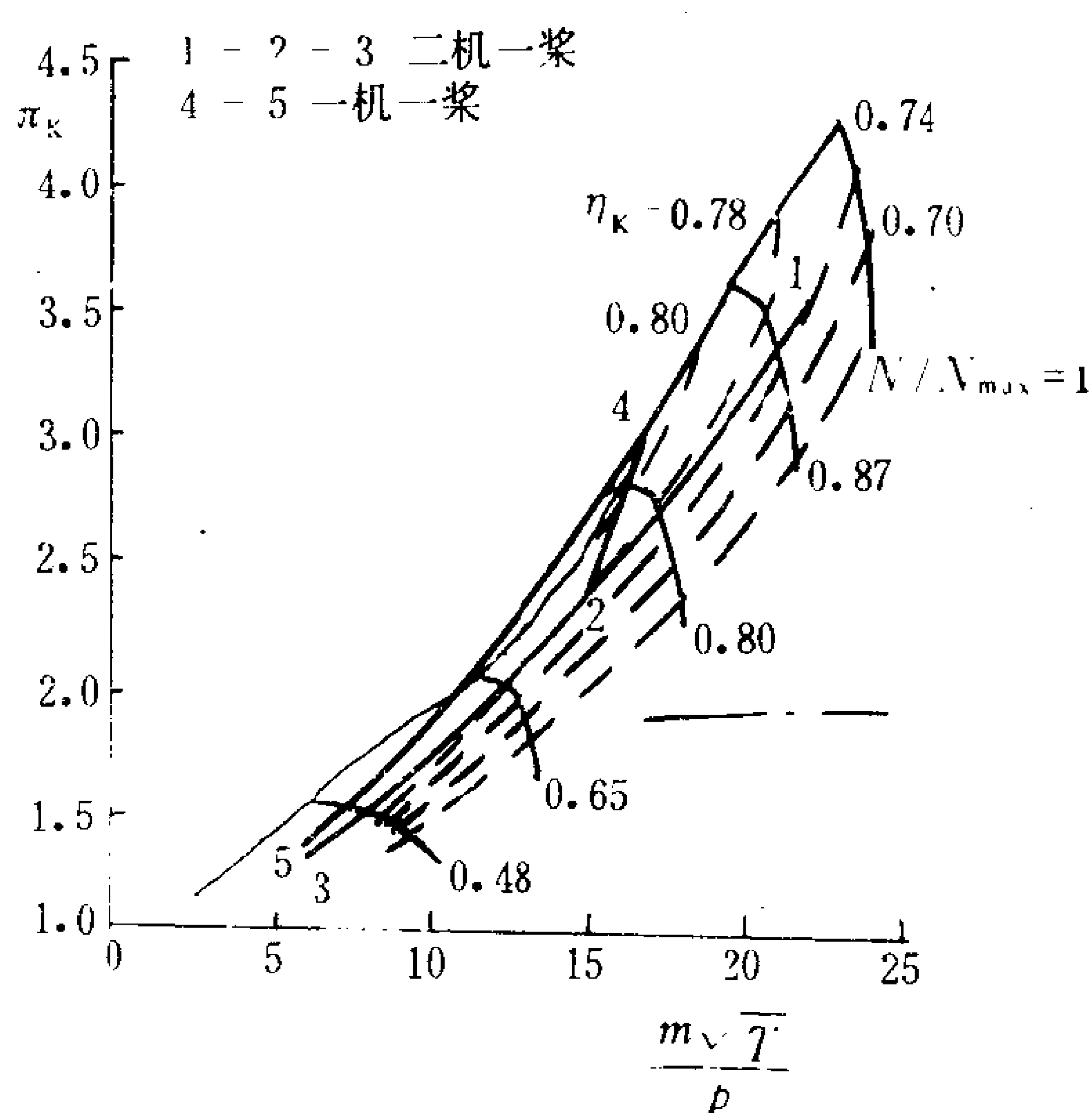


图 4.1.3-125 两台四冲程柴油机带动一个螺旋桨时压气机的配合运行线

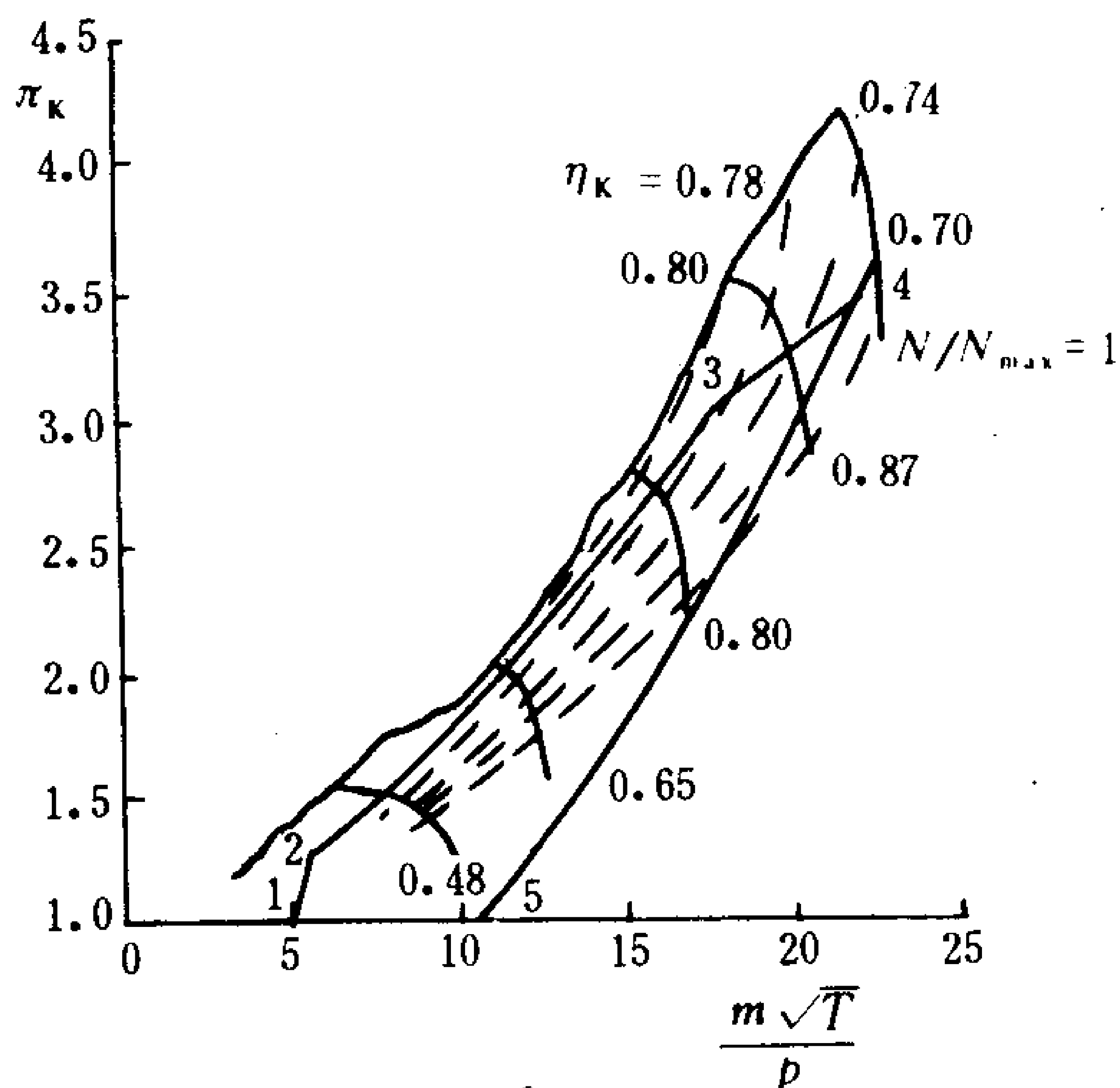


图 4.1.3-126 四冲程柴油机带动可调螺距螺旋桨时压气机的配合运行线

线，2-3 为最大螺距时的螺旋桨特性线，因此 1-2-3-4 构成了用可调螺距螺旋桨时压气机的运行区域。由图中可以看出，决定喘振余量的是最大螺距时的配合运行线，而不是标定工况运行点 4 。匹配增压器时应保证在标定工况下柴油机性能最佳，但同时要考虑最大螺距时的配合运行线 2-3 有一定的喘振余量，有时不得不牺牲点 4 时的性能。

5.5.3 二冲程柴油机带动定螺距螺旋桨增压器的匹配

5.5.3.1 二冲程纯涡轮增压柴油机带动定螺距螺旋桨增压器的匹配

纯涡轮增压二冲程柴油机带动定螺距螺旋桨时，一般在标定工况下匹配增压器，其压气机配合运行线与四冲程柴油机相似，这条配合运行线与压气机特性线也能很好的适应。

5.5.3.2 二冲程柴油机复合增压系统带动定螺距螺旋桨时增压器的匹配

1）串联增压系统

串联增压系统中，增压器压气机输出的空气全部进入辅助扫气泵进行第二次压缩，因此压气机是与辅助扫气泵直接配合工作，辅助扫气泵的通流特性决定了压气机的配合运行线。在柴油机带动定螺距螺旋桨时，其功率与转速的立方成正比，即柴油机负荷增加时，其转速变化幅度远小于功率变化幅度，当采用容积式扫气泵时，扫气泵的容积流量主要取决于柴油机转速。而涡轮驱动的压气机，其流量和转速则取决于排气能量，即取决于柴油机的功率(p_e和n,)，因此高负荷时，增压器能提供较高的压比，而辅助扫气泵提供的压比则相对较低，而在低负荷时，增压器提供的压比则较小，而扫气泵则提供较高的压比。图 4.1.3-127 示出了串联增压系统压气机的配合运行线。图中CC为增压器压气机配合运行线，DD为柴油机

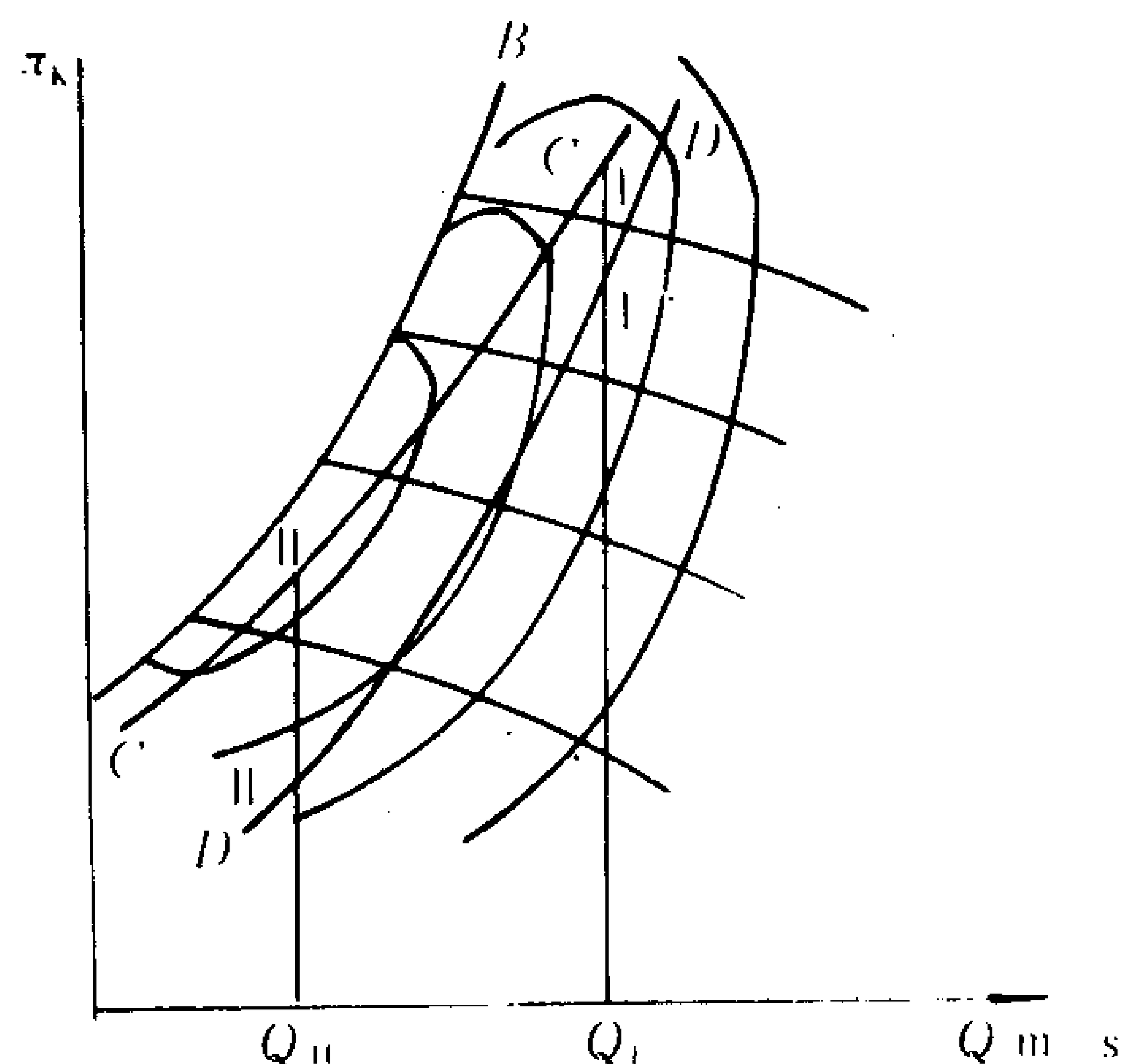


图 4.1.3-127 串联增压系统压气机的配合运行线

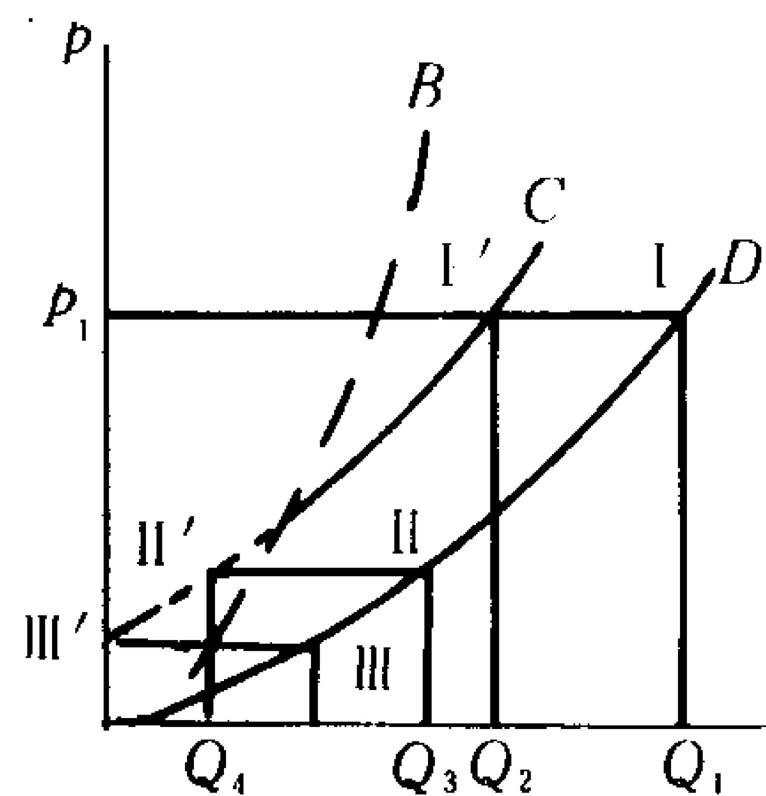


图 4.1.3-128 并联增压系统压气机的配合运行线

的通流特性线，B为喘振线，I I和II II分别代表高负荷和低负荷时扫气泵提供的压比。

2）并联增压系统

并联增压系统柴油机所需的增压空气由增压器和辅助扫气泵并行供给，一般在标定工况时，增压器供给的空气量占全部空气量的70％～80％，余者由并联扫气泵供给。柴油机带动螺旋桨时，由于柴油机功率与转速按立方关系变化，当其在低负荷运转时，取决于功率的压气机流量也大幅度下降，而扫气泵流量的下降只与转速有关，流量下降较小，其供给的空气量比例加大，因而造成压气机在小流量而相对高的背压下运转，容易发生压气机喘振。图4.1.3-128为并联增压系统的配合运行线，D为柴油机的通流特性线，在柴油机标定转速下，柴油机的工作点为I，增压压力为p_1，所需空气流量为Q_1，此时增压器压气机的运行点为I′，供应的空气量为Q_2，此时压气机不会发生喘振。显然Q_2-Q_1为扫气泵供给的空气量。当柴油机在低速运转时，柴油机工作点为II，此时，由于扫气泵供应的空气量下降较小，而增压器供气量下降较多，其运行点II′可能进入喘振区。所以并联增压系统在低速运行时，喘振极易发生。因此设计中经常要采用专门措施防止喘振的发生，如在扫气箱装放气阀，装设串并联转换阀，采用并联喷射系统等。

5.6 特种船舶柴油机增压器的匹配

某些用途的船舶，如拖船、拖网渔船、挖泥船以及某些军用舰艇，要求柴油机在低速大扭距工况下运行，在此工况下容易产生的问题是增压压力不足，同时易于发生增压器喘振。

图4.1.3-129为在等供油量下柴油机在不同转速运转时压气机的配合运行线，由图可以看出，在低速运转时，易进入喘振区。同时在低速运转时，增压压力下降，但此时喷油量不变，仍然较大，故燃烧过量空气系数减小，受热零件的热负荷加大，排气烟度增加。为此，这些用途的柴油机在匹配增压器时，必须同时考虑高速和低速时的性能，有时必须采取特殊的措施。

6 增压系统故障与调整

6.1 压气机的喘振

在运转过程中，如果压气机处于严重的不稳定状态，空气流量忽大忽小，压力值剧烈波动，甚至出现气体倒流，同时伴随着巨大的震响和机器的强烈振动，这种现象称为压气机喘振。

6.1.1 一台增压器单独供气时发生的喘振

1）由于增压器匹配不当引起喘振

在设计、修理、更换增压器主要元件时，由于尺寸选择不当而导致压气机喘振。例如，涡轮

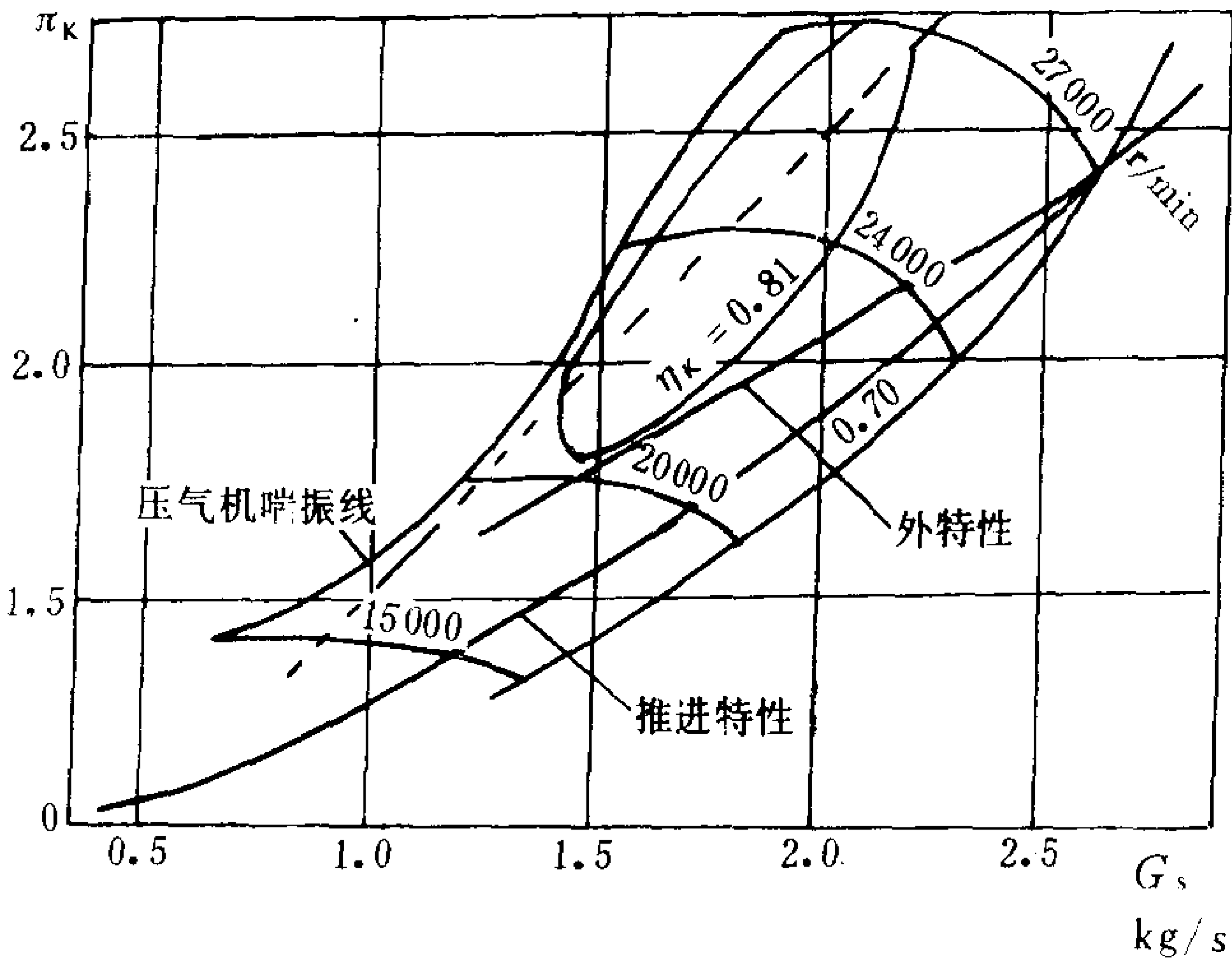


图4.1.3-129 等供油量下不同转速时压气机的配合运行线

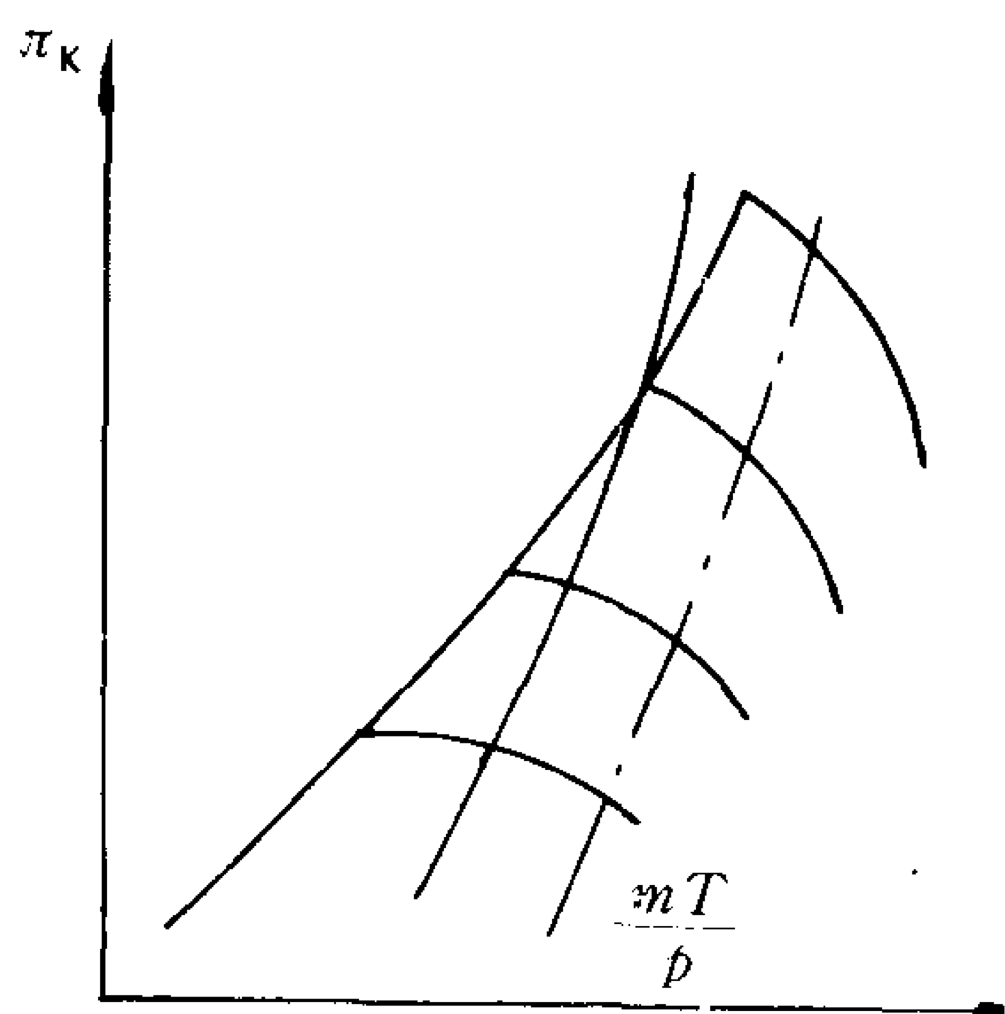


图 4.1.3-130 涡轮喷嘴环截面尺寸对压气机运行线的影响

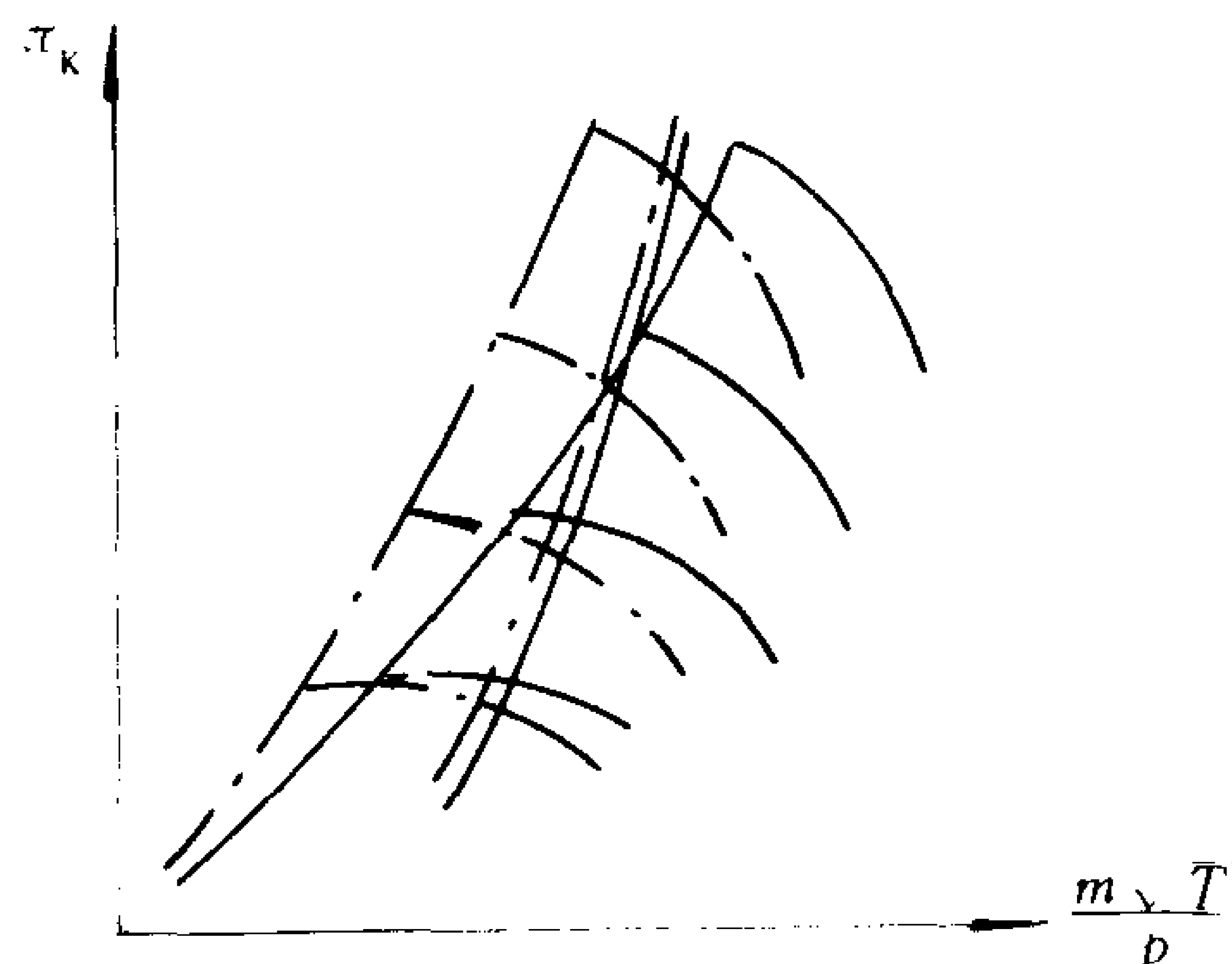


图 4.1.3-131 压气机通流截面对压气机配合运行线的影响

喷嘴环截面尺寸过小，使涡轮通流能力不够，运行线移向喘振线（图 4.1.3-130）。或者压气机通流截面过大，例如扩压器喉口截面过大，压气机叶轮出口截面过大，使喘振线向右移动，使配合运行线也移向喘振线（图 4.1.3-131）。

2）由于气流通路堵塞引起的喘振

柴油机在运行时，整个增压系统形成一个气流通路，其路线是：空气滤清器→压气机→空气冷却器→扫气箱→柴油机进气阀（口）→排气管→涡轮→排气烟囱。上述流通路线中，任何一个环节在设计或运行中流动阻力过大，压气机背压均会升高，流量减小，从而使运行点向喘振线移动，造成压气机喘振。

在运行中，经常发生阻力增大的部件有：空气滤清器的脏污，压气机叶轮叶片和扩压器叶片的污阻，空气冷却器的污阻，柴油机进排气阀（口）由于污秽物质的沉积而使阻力加大，涡轮喷嘴环和叶轮的污阻，排气烟囱或余热锅炉等的堵塞等。在运转过程中，如发生压气机喘振，应特别注意检查并清洁上述部件。

3）扫气箱或进气管及其管路容积过小引起的增压器喘振

由于进入气缸的空气是间歇的，所以扫气箱或进气管中的气体也是脉动的，对于气缸数较少的柴油机脉动现象尤为严重。此时尽管压力计所反映的平均压力尚未达到该转速下的喘振压力，但实际上扫气箱或进气管中气体脉动的最高压力已超过喘振点压力，引起压气机的喘振，扫气箱或进气管容积越小，扫气箱或进气管中的压力脉动也越大，也越容易引起喘振。

4）环境温度变化引起的喘振

一般在常温下进行匹配的带空冷的柴油机，在低温运转时容易发生喘振。而在常温下进行匹配的非空冷柴油机，在高温运转时容易发生喘振。

5）运转中工况变化引起的喘振

（1）船舶阻力增加引起的喘振

在高拖载工况，逆水顶风航行，船体脏污时，均会使船舶阻力加大。此时，柴油机负荷加大，喷油量增加，增压器转速上升，增压压力上升，但此时由于柴油机转速不变甚至降低，柴油机流量变化较小，引起增压器在高压比相对小的流量下运行，易于进入喘振区。系泊试验时也会产生上述情况。

（2）柴油机减速或停机过快时引起的喘振

此时，将柴油机油门操纵杆急速向减油方向拉动，柴油机迅速减速或停止转动，增压器则由于自身的惯性，不可能瞬时减速或停止转动，但由于柴油机控制的空气流量减小，压气机背压升高，压气机在高背压小流量下运行，易于引起喘振。

（3）柴油机某缸突然熄火引起的喘振

当柴油机某一个气缸突然发生故障而熄火时，柴油机转速迅速降低，空气流量减少，而增压器转速由于惯性，不能瞬时降低，故增压压力仍然较高，运转点易于进入喘振区。

6.1.2 多台增压器并联供气时引起压气机的喘振

某些柴油机采用多台增压器并联供气的方案，在这种情况下，由于它们有共用的扫气箱或进气管，所以每台增压器提供的增压压力是相等的，但有时各增压器的流量却不完全相同，某些条件下，容易发生增压器喘振。

1）各个空气冷却器的阻力不相同时，阻力大的空冷器，为了保持扫气箱或进气管中的压力相等，其相应的增压器出口压力也增大，当此压力超过给定流量下的喘振压力时就会发生增压器喘振。

2）当各台压气机的通流能力不相同时，通流能力大的那台增压器容易发生喘振。

3）当各台压气机效率不同时，则在相同的增压压力下，效率低的压气机具有较高的转速，在流量较小时易发生喘振。

4）当两台涡轮获得的排气能量不同时，造成两台涡轮增压器功率不等，在相等的增压压力下，功率小的增压器的配合运行线更靠近喘振线，易于进入喘振区。除获得的排气能量不同外，其它原因如轴承损坏，叶轮损坏等都会引起增压器功率下降，导致喘振的发生。

5）在标定工况下能正常运行的两台增压器，当改变负荷时，如果燃油调节机构在油量调节上出现差异，致使两台增压器获得的排气能量不同，获得排气能量小的增压器容易发生喘振。

6）两台增压器交替发生喘振。如果两台增压器A和B，在未发生喘振前，两台压气机流量之和等于两台涡轮流量之和，当压气机B喘振时，空气由扫气箱倒流到压气机，则此时压气机A流量迅速加大，转速下降。由于压气机A的流量小于在这个增压压力下两台压气机未喘振时的流量之和再加上倒流流量，所以扫气箱压力很快下降，此时涡轮流量随之下降。当扫气箱压力下降到一定值时，压气机B恢复正常运转，但此时A的流量已经加大，故两台压气机的流量大于两台涡轮流量之和，因此扫气箱压力迅速上升，但由于转子的惯性，压气机A转速上升可能慢于扫气压力的升高，当增压压力超过此转速下的喘振压力时，压气机A也发生喘振，以后情况反复出现，导致压气机A和B轮流喘振。

6.2 增压压力的调整

增压压力过低，将使柴油机燃烧和扫气的空气量不足，造成排气温度升高，烟度加大，燃油消耗率增加。而增压压力过高，会使增压器转速上升，柴油机爆压过高。增压压力过低或过高，有时是由于柴油机本身工作异常引起的，此处仅就增压系统方面的原因进行说明。

6.2.1 增压压力过低

1）增压器空气滤清器阻塞，使压气机进气阻力加大，进口压力下降，从而造成出口压力相应降低。通常空气滤清器压降$\Delta p_T > 2\times10^3$Pa（200 mmH$_2$O）时，应注意清洗。

2）空气冷却器污阻，使增压压力下降。

3）压气机叶轮叶片和扩压器污阻，使增压压力下降。

4）进气管或有关接头漏气。

5）涡轮后排气管或余热锅炉阻塞，使涡轮排气背压升高，膨胀比减小，功率降低，使增压压力相应下降。

6）环境温度升高，使增压压力下降。

7）涡轮喷嘴环变形，使涡轮通流截面变大，增压压力下降。

6.2.2 增压压力过高

1）柴油机排气阀漏气，使排气温度升高，排气能量增加，增压压力升高。

2）柴油机气缸内工作过程不良，使排气温度升高，增压压力增加。

3）涡轮喷嘴环变形或炭渣的堆积，使其通流截面减小。

4）船体污阻，为保持航速，造成柴油机超负荷。

6.3 叶轮的断裂

涡轮增压器中工作轮的断裂绝大部分是叶片断裂损坏。引起叶片断裂的主要原因，除了材质和工艺等方面的因素外，绝大部分是因叶片振动引起的疲劳破坏。转子动平衡不精确，工作叶片积炭积垢，转子和壳体碰擦以及压气机喘振等均会使动平衡破坏，造成增压器强烈振动，叶片也会因此共振损坏。

1）轴流涡轮工作叶片断裂

工作叶片的损坏主要由于叶片共振引起，有时因其它原因，如柴油机活塞环断裂碎块冲击叶片，也会引起叶片损坏。因叶片共振引起的叶片断裂的主要原因是由于共振时的弯曲应力对叶片反复作用，而使叶片疲劳破坏。这种损坏多发生在叶根。叶片材料中的杂质和缺陷也可能引起叶片损坏。至于因离心力引起叶片断裂的事例几乎是没有的。

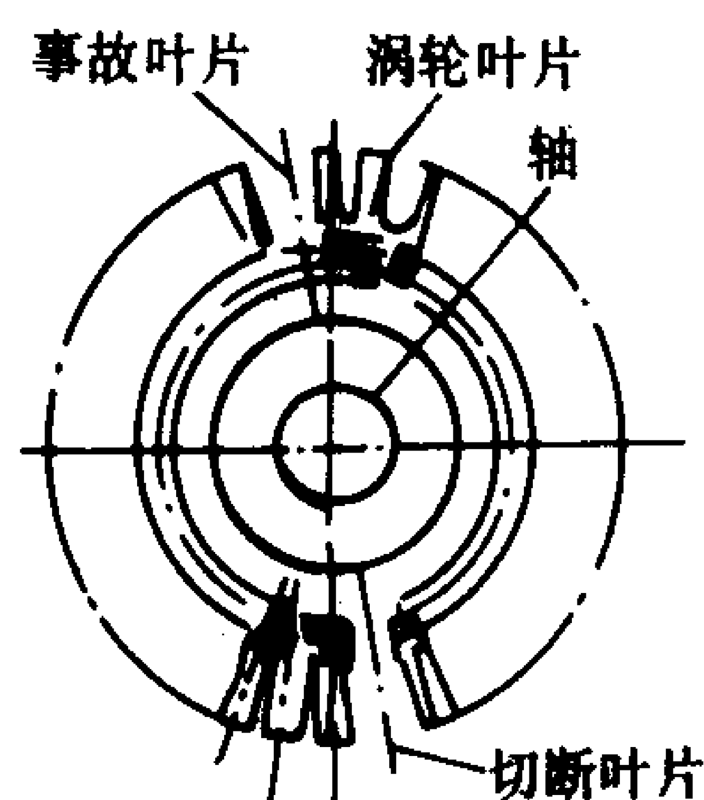


图 4.1.3-132 工作叶片断裂时的应急处理

叶片断裂时，应急的处理方法是在工作轮对应的另半边，把与损坏叶片相对应的叶片切断，从而使工作轮大体保持平衡，这样增压器仍能在低转速下继续运转。这时嵌（或焊）在轮盘上的叶根仍保留其上（图 4.1.3-132）。对于碰弯的叶片暂不要校直，因校直后往往会使叶片上的裂纹扩大。当大部分叶片产生裂纹或折断时，增压器就不能继续运转了，柴油机只能在非增压下运行，此时应将增压器的转子锁牢。以上所述，只能作为应急处理，一旦条件允许必须尽快修理增压器。

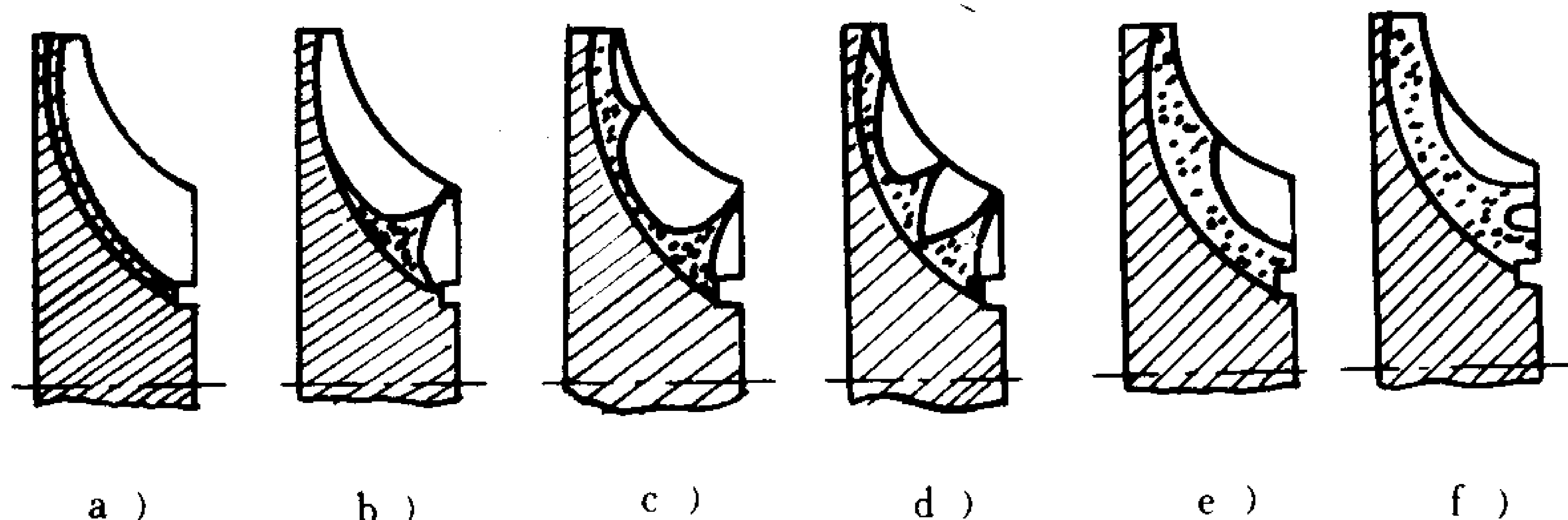


图 4.1.3-133 径流工作轮叶片振动形状

a)、b)、c)、d)、e)、f）分别为第一、二、三、四、五、六种振形

2）径流涡轮和离心式压气机工作轮损坏

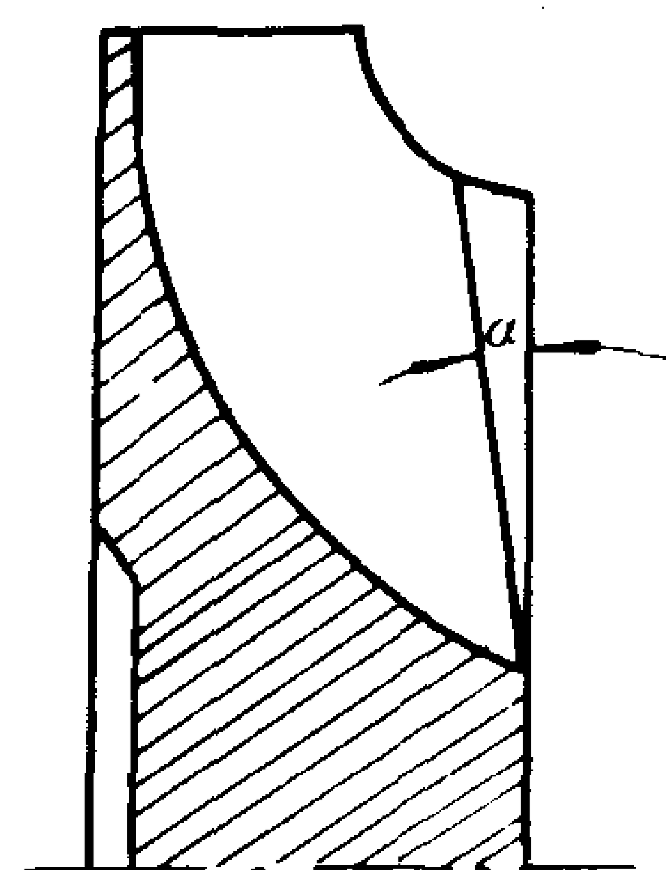


图4.1.3-134 带斜角的径流工作轮

径流涡轮和离心式压气机工作轮的结构基本相似，区别主要在于工质流动的方向不同，因此，它们的叶片虽然具有各种固有振动频率，但在这些振动频率下的振形基本相似（图4.1.3-133）。当激振力的频率和叶片的固有频率相等时，往往引起叶片断裂。在第一种振形中，裂纹在叶片对轮盘转接处最宽的地方产生，在第二种振形中，裂纹往往产生在进气和出气两端，但也可能产生在不振动部分的附近，如第一种振形所产生的裂纹处发生。研究和实践表明，最危险的几乎总是在第一、二两种振形下出现共振时产生的裂纹。其它的振形因其频率高，在工作转速范围内不会引起共振，同时，因高频振动时，振幅小，引起的疲劳应力也不大，所以其危险性较小，除第一、二、三、四、种简单振形外，还可能有图中五、六两种振形的所谓伸臂式振动，此时整个叶片几乎不动，只有一小部分振动。其中第五种振形的频率大于第一种振形的2至5倍，第六种振形的频率更大，所以它们并不危险。对径流工作轮作用的激振力除了因柴油机吸气和排气引起的压力波动的激振力外，还有进气或出气部分的肋板，扩压器叶片或喷嘴环叶片数乘转速的高频激振力。当发生叶片损坏时，必须采取相应措施，如增加叶片强度，通过改变叶片厚度、宽度或断面锥角来改变叶片固有频率，或者改变外界激振力的频率等。简单易行的措施是改变工作轮外子午线形状，或者将压气机工作轮进口边和径流涡轮工作轮出口边做成一定斜角的结构（4.1.3-134）。斜角过大会影响流动性能。

6.4 增压器壳体腐蚀

增压器的压气机壳体中气体的流速虽然较高，但因其工质为空气，工作温度不高，通常都是采用非冷却壳体，工作条件较好，故其受腐蚀的程度远不如涡轮进、排气壳。

涡轮进排气壳常做成水夹层结构。这既可以提高壳体的强度和刚度，同时对降低噪声和改善工作环境也有一定作用，但由于冷却引起壳体的腐蚀常常会酿成重大事故，大大降低了增压器的使用寿命。特别是对燃用劣质燃油的大型二冲程柴油机，腐蚀问题尤为严重。近年来由于采取了一系列防腐蚀措施，使壳体的使用寿命大大提高（已达15～17年），特别是采用了非水冷壳体增压器，使壳体腐蚀问题得到了彻底解决。壳体的腐蚀原因和预防措施如下：

1）壳体的硫酸腐蚀

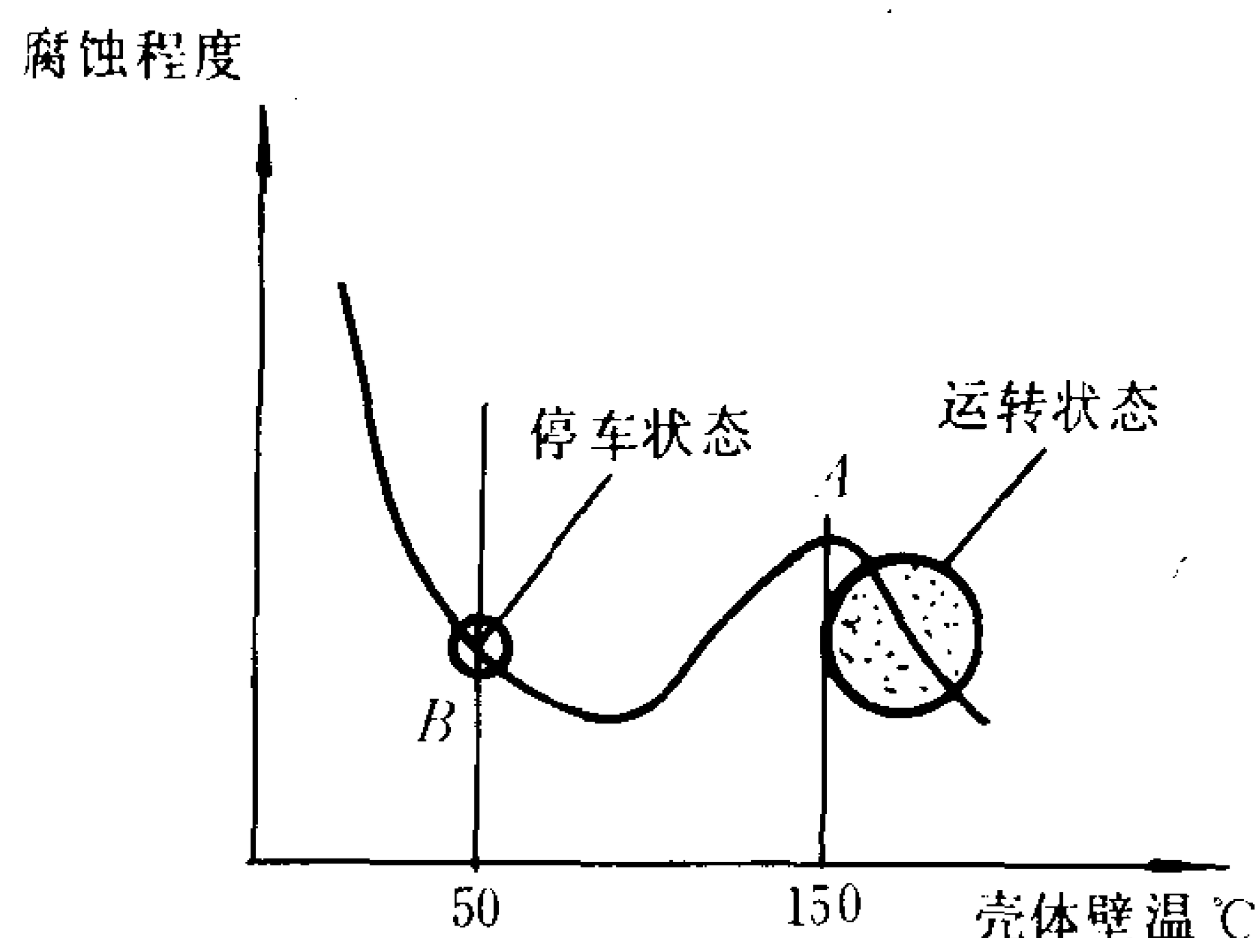


图4.1.3-135 壳体腐蚀速度与温度的关系

水冷壳体的壁面温度较低，柴油机排气中含有SO_2，若壳体壁面温度低于SO_2的露点（约180℃），当气体接触壁面时，SO_2就变成硫酸而凝结在壳体上，对壳体产生强烈的腐蚀作用。燃油中硫分越高，腐蚀作用越强。

壳体被硫酸腐蚀的速度与壁温有关，大约在150℃时腐蚀速度最快，如图4.1.3-135所示。如果提高壁温，使SO_2在壳体壁面不能凝结，则腐蚀现象可大为减轻，具体措施有：

（1）将冷却水进口温度提高到60～70℃；

（2）增大壳体壁厚，一般可增大

20%～50%；

（3）柴油机停车后，清除残留的燃气。

2）高速气流的穴蚀

由于柴油机排气高速进入涡轮进气壳，且气流中往往含有未燃尽的炭粒，所以当气流接触壳体表面时会引起侵蚀。尤其在气流方向改变的地方，由于离心力使炭粒冲击外侧壁面，并沿壁面滑动，使新的金属表面不断暴露在气体中，其结果是更增加了气流对壳体的穴蚀。涡轮进气壳在靠近进口处所发生的穿孔事故，大都是穴蚀造成的。对此可适当的增加壁厚。

3）冷却水腐蚀

当使用海水冷却时，由于电解作用，壳体将发生电化腐蚀，对此可在壳体水夹层内安放防蚀锌块以防止腐蚀。

参考文献

〔1〕船用柴油机设计手册，国防工业出版社，1983

〔2〕国外内燃机，1975,3，1977,6

〔3〕国外舰船技术（内燃机类），1980,5

〔4〕无锡柴油机厂：涡轮增压器，机械工业出版社，1974

〔5〕于世元：涡轮增压器原理、结构和使用，国防工业出版社，1985

〔6〕中华人民共和国交通部：船用柴油机涡轮增压器修理技术标准(JT 4059-83)，1983

〔7〕西安交通大学：内燃机原理，农机出版社，1987

〔8〕蒋德明：内燃机涡轮增压，机械工业出版社，1986

〔9〕Watson N.D.,Janota M.S.:Turbocharging, The Internal Combustion Engine,1982

〔10〕K·齐纳：内燃机增压与匹配，国防工业出版社，1982

〔11〕大连海运学院：船舶柴油机，人民交通出版社，1986

第 4 章　内燃机动力学

1　曲柄连杆机构运动学

1.1　直列式曲柄连杆机构运动学

1.1.1　活塞的位移 x

图 4.1.4-1 为船舶柴油机广泛采用的直列式曲柄连杆机构图。

当曲柄按角速度 ω 从上止点转过任意角 θ 时，活塞位移 x 的精确公式为：

$$x=R\left[(1-\cos\theta)+\frac{1}{\lambda}\left(1-\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\theta}\right)\right] \tag{4.1.4-1}$$

为列表和运算方便，取活塞位移 x 与活塞行程 S 的比值 $\frac{x}{2R}$ 为活塞位移系数，并将不同 λ 的系数值列于表 4.1.4-1。

式 (4.1.4-1) 的最后一项是个运算麻烦的代数式，如果将该项用二项式定理展开，则可得用傅里叶级数形式表示的公式：

$$x=R\left[(1-\cos\theta)-\sum_{n=0}^{\infty}A_{2n}\cos 2n\theta\right] \tag{4.1.4-2}$$

图 4.1.4-1　曲柄连杆机构
θ-曲柄转角；β-连杆摆角；
R-曲柄半径；L-连杆长度；
$\lambda=\frac{R}{L}=\frac{1}{3}\sim\frac{1}{5}$；　$S=2R$-活塞行程

中：

$$\left.\begin{aligned}
A_0&=-\frac{1}{4}\lambda-\frac{1}{64}\lambda^3-\frac{5}{256}\lambda^5\cdots\\
A_2&=\frac{1}{4}\lambda+\frac{1}{16}\lambda^3+\frac{15}{512}\lambda^5+\cdots\\
A_4&=-\frac{1}{64}\lambda^3-\frac{3}{256}\lambda^5-\cdots\\
A_6&=\frac{1}{512}\lambda^5+\cdots
\end{aligned}\right\} \tag{4.1.4-3}$$

系数 A_n 是 λ 的函数，n 越大，则 λ 的最低指数也越大，因而 A_n 越小。故活塞位移 x 的展开式是个收敛的无穷级数。舍去 λ^3 以上各项，则得计算方便的活塞位移的近似公式：

$$x=R\left[(1-\cos\theta)+\frac{1}{4}\lambda(1-\cos 2\theta)\right] \tag{4.1.4-4}$$

用近似公式算出的活塞位移与精确公式相比，数值相差甚微。譬如取 $\lambda=\frac{1}{4}$，当 $\theta=90$ 引起的最大误差亦只有 0.0015，工程上已足够准确。

表 4.1.4-1　　　　　　　　　　　**活塞位移系数表**

$$\frac{x}{2R}=\frac{1}{2}(1-\cos\theta)+\frac{\lambda}{8}(1-\cos 2\theta)$$

θ°	λ	$\frac{1}{3.6}$	$\frac{1}{3.8}$	$\frac{1}{4.0}$	$\frac{1}{4.2}$	$\frac{1}{4.5}$	$\frac{1}{4.75}$	$\frac{1}{5}$	符号	θ
0	+	0,0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	+	360
10	+	0,0097	0.0096	0.00947	0.0094	0.00916	0.00905	0.0090	+	350
15	+	0.02165	0.0214	0.02123	0.021	0.0207	0.0205	0.0204	+	345
20	+	0.0383	0.0378	0.03746	0.0371	0.0365	0.0362	0.0359	+	340
25	+	0.0594	0.05875	0.05800	0.0576	0.0569	0.0564	0.0557	+	335
30	+	0.0843	0.0834	0.08261	0.0818	0.0809	0.0802	0.0795	+	330
40	+	0.1457	0.1441	0.1428	0.1415	0.1399	0.1387	0.1376	+	320
45	+	0.1812	0.1794	0.1777	0.1763	0.1743	0.1728	0.1715	+	315
50	+	0.2193	0.2172	0.2153	0.2135	0.2111	0.2094	0.2079	+	310
60	+	0.3021	0.2993	0.2969	0.2946	0.2917	0.2894	0.2875	+	300
70	+	0.3903	0.3871	0.3842	0.3815	0.378	0.3755	0.3732	+	290
75	+	0.4352	0.4318	0.4289	0.426	0.4223	0.4196	0.4171	+	285
80	+	0.4805	0.4770	0.4738	0.4709	0.4669	0.464	0.4615	+	280
90	+	0.5694	0.5658	0.5625	0.5585	0.5556	0.553	0.5500	+	270
100	+	0.6542	0.6506	0.6475	0.6490	0.6409	0.638	0.6385	+	260
105	+	0.6942	0.6908	0.6877	0.6850	0.6813	0.6785	0.6761	+	255
110	+	0.7323	0.7291	0.7262	0.7235	0.720	0.7175	0.7152	+	250
120	+	0.8021	0.7993	0.7969	0.7946	0.7917	0.7894	0.7875	+	240
130	+	0.8621	0.8600	0.8580	0.8563	0.8541	0.8524	0.8509	+	230
135	+	0.8882	0.8864	0.8848	0.8833	0.8813	0.8798	0.8798	+	225
140	+	0.9177	0.9102	0.9088	0.9076	0.9057	0.9047	0.9036	+	220
150	+	0.9504	0.9499	0.9487	0.9479	0.9469	0.9467	0.9455	+	210
160	+	0.9779	0.9775	0.9772	0.7768	0.9765	0.9762	0.9759	+	200
165	+	0.9876	0.9874	0.9872	0.9870	0.9867	0.9865	0.9864	+	195
170	+	0.9945	0.9944	0.9943	0.9942	0.9942	0.9941	0.9940	+	190
180	+	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	+	180

另外，由表 4.1.4-1 可知，当曲柄转角 $\theta=\frac{\pi}{2}$ 时活塞位移 x 已超过行程中点，而当活塞移到行程中点时，曲柄转角 θ 不到 $\pi/2$，$\theta=80\sim85°$，这种现象是连杆偏斜的影响。

1.1.2　活塞速度 v

$$v=\frac{dx}{dt}=\frac{dx}{d\theta}\frac{d\theta}{dt}=\omega\frac{dx}{d\theta}\qquad \text{m/s}$$

式中：t——时间，s；

　　ω——角速度，rad/s。

如采用式（4.1.4-2）的 x值，则

$$v=R\omega[\sin\theta+\sum_{n=0}^{\infty}B_{2n}\sin 2n\theta]\qquad(4.1.4\text{-}5)$$

式中：　$B_{2n}=2nA_{2n}$，于是由式（4.1.4-3）得：

$$\left.\begin{aligned}&B_0=0\\&B_2=\frac{1}{2}\lambda+\frac{1}{8}\lambda^3+\frac{15}{256}\lambda^5+\cdots\\&B_4=-\frac{1}{16}\lambda^3-\frac{3}{64}\lambda^5+\cdots\\&B_6=\frac{3}{256}\lambda^5+\cdots\end{aligned}\right\}\qquad(4.1.4\text{-}6)$$

如只取λ的一次项，则得活塞速度的近似式为：

$$v=R\omega[\sin\theta+\frac{1}{2}\lambda\sin 2\theta] \tag{4.1.4-7}$$

此结果亦可从式（4.1.4-4）直接微分求得。

活塞最大速度 v_{max} 以及它与平均速度 v_m① 的比值，是反映气缸磨损和活塞速度变化的指标。活塞在上、下止点时速度为 0，而在 $\frac{dv}{d\theta}=R\omega\,[\cos\theta+\lambda\cos 2\theta]=0$ 的位置时速度有最大值，最大值所在的曲柄转角为：

$$\theta=\cos^{-1}\left[\frac{\sqrt{1+8\lambda^2}-1}{4\lambda}\right] \tag{4.1.4-8}$$

θ 值随λ不同稍有差异，当 $\lambda=\frac{1}{3}\sim\frac{1}{5}$ 时，活塞速度的最大值发生在上止点后 73～78° 之间，即曲柄与连杆近似成直角的位置（图 4.1.4-2），这时：

$$\mathrm{tg}\theta=L/R=1/\lambda$$

以此求活塞速度的最大值 v_{max}：

$$v_{max}\approx R\omega\sqrt{1+\lambda^2} \tag{4.1.4-9}$$

$\lambda=1/3$ 时　　$v_{max}/R\omega=1.05$

$\lambda=1/5$ 时　　$v_{max}/R\omega=1.02$

$R\omega$ 为曲柄的平均圆周速度，活塞最大速度 v_{max} 仅比曲柄平均圆周速度 $R\omega$ 大 2 %～5 %。

活塞平均速度为：

$$c_m=\frac{2Sn}{60}=\frac{4Rn\pi}{60\pi}=\frac{2}{\pi}R\omega \tag{4.1.4-10}$$

v_{max} 与 c_m 的比值为：

$$\frac{v_{max}}{c_m}=\frac{R\omega\sqrt{1+\lambda^2}}{2R\omega/\pi}=\frac{\pi}{2}\sqrt{1+\lambda^2} \tag{4.1.4-11}$$

活塞最大速度 V_{max} 约为活塞平均速度的 $\pi/2$倍。

图 4.1.4-2　活塞速度最大值位置

1.1.3　活塞的加速度 a

根据式（4.1.4-5），活塞的加速度为：

$$a=R\omega^2[\cos\theta+\sum_{n=0}^{\infty}C_{2n}\cos 2n\theta] \tag{4.1.4-12}$$

式中：$C_{2n}=2nB_{2n}$，于是由式（4.1.4-6）得：

$$\left.\begin{aligned}C_0&=0\\C_2&=\lambda+\frac{1}{4}\lambda^3+\frac{15}{128}\lambda^5+\cdots\\C_4&=-\frac{1}{4}\lambda^3-\frac{3}{16}\lambda^5-\cdots\\C_6&=\frac{9}{128}\lambda^5+\cdots\end{aligned}\right\} \tag{4.1.4-13}$$

如只取λ的一次项，则得活塞加速度近似式：

$$a=R\omega^2(\cos\theta+\lambda\cos 2\theta) \tag{4.1.4-14}$$

① 习惯上用 c_m 表示，以后仍用 c_m。

此式亦可从式（4.1.4-7）直接微分求得。

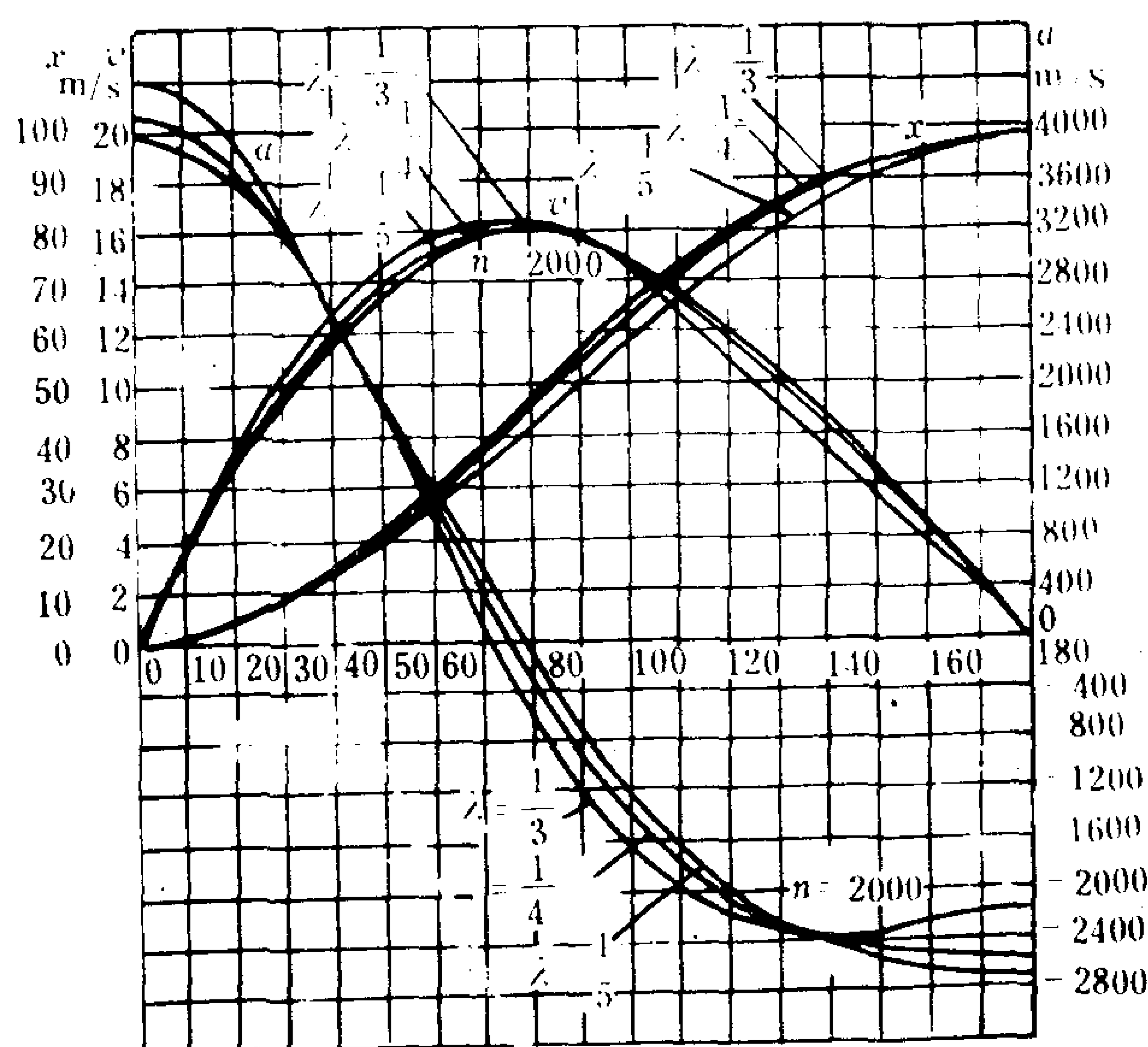


图 4.1.4-3　活塞位移、速度及加速度曲线

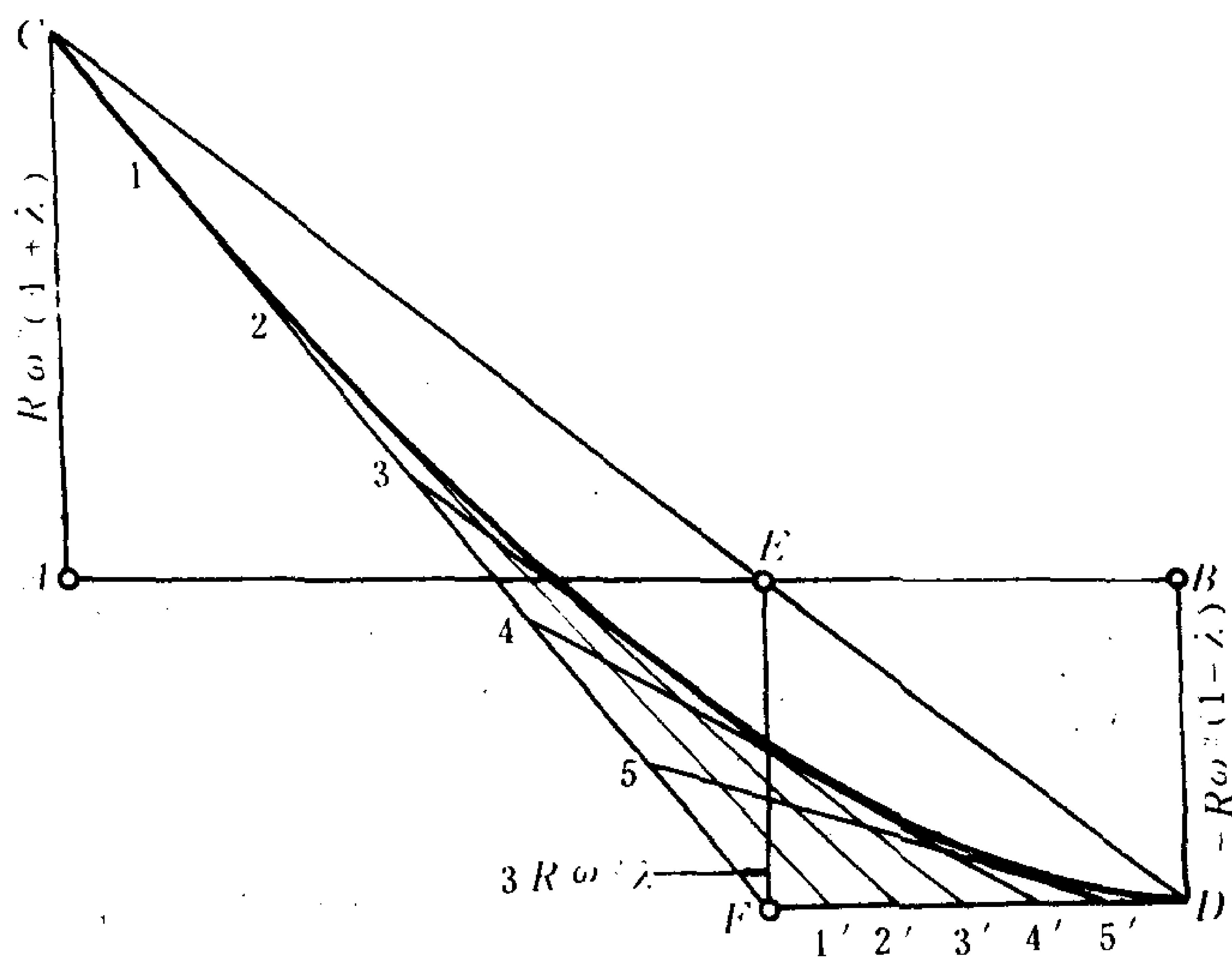


图 4.1.4-4　托列加速度曲线图

活塞速度 v 的最大点加速度为 0，而 $da/d\theta=0$ 的点，加速度 a 有最大和最小值。

此时　$\theta=0,\ a_0=R\omega^2(1+\lambda)$　（4.1.4-15）

及　$\theta=\pi,\ a_\pi=-R\omega^2\times(1-\lambda)$　（4.1.4-16）

当 $\lambda=\frac{1}{4}$ 时，$\theta=\pi$，活塞加速度与下止点的 a_π 值相同。当 $\lambda>\frac{1}{4}$ 时，有

$$a_{\min}=-R\omega^2\left(\frac{1}{8\lambda}+\lambda\right) \tag{4.1.4-17}$$

它发生在 $\theta=\pi$ 之前，其情形如图 4.1.4-3 中 $\lambda=1/3.5$ 时所示。多数船舶内燃机的 $\lambda<\frac{1}{4}$，因此 $a_{\min}$ 一般都发生在下止点。

图 4.1.4-3 所示是 $\lambda=1/3$、$1/4$、$1/5$ 时的活塞运动曲线。其中位移、速度及加速度亦可用它们的系数 $x/2R$、$v/R\omega$ 及 $a/R\omega^2$ 来表示。图中细线是当连杆为无限长，$\lambda=0$ 的情况。

表 4.1.4-2 列出了不同 λ 的活塞加速度系数 $a/R\omega^2$ 随曲柄转角 θ 变化的数值。利用此表或用作图法可作出活塞加速度曲线图。

用托列（Tolle）作图法求出的是加速度 a 随活塞位移 x 变化的曲线，再用布利克斯双圆心图修正后，即可很简便地得出活塞加速度 $a=f(\theta)$ 的曲线图。

如图 4.1.4-4 所示，横坐标取长度 $AB=2R$，纵坐标代表活塞位移为 x 时的加速度。根据式（4.1.4-14）

$$a=R\omega^2(\cos\theta+\lambda\cos2\theta)$$

当活塞在上止点时，$\theta=0$，按一定比例尺用 AC 代表加速度 a_0，即：

$$a_0=R\omega^2(1+\lambda)$$

在下止点时，$\theta=\pi$，此时的加速度 a_π用 BD 表示，即：

$$a_\pi=-R\omega^2(1-\lambda)$$

表 4.1.4-2　　**活塞加速度系数表**

$$a/R\omega^2=\cos\theta+\lambda\cos2\theta$$

θ	λ / 符号	$\frac{1}{3.6}$	$\frac{1}{3.8}$	$\frac{1}{4.0}$	$\frac{1}{4.2}$	$\frac{1}{4.5}$	$\frac{1}{4.75}$	$\frac{1}{5}$	符号	θ
0	+	1.2778	1.2632	1.2500	1.2381	1.222	1.2105	1.200	+	360
10	+	1.2458	1.2321	1.2197	1.2085	1.194	1.183	1.1730	+	350
15	+	1.206	1.494	1.1802	1.172	1.179	1.148	1.139	+	345
20	+	1.1535	1.1413	1.1312	1.1221	1.110	1.101	1.0735	+	340
25	+	1.0845	1.075	1.0665	1.059	1.049	1.0415	1.0345	+	335
30	+	1.0049	0.9976	0.9910	0.9851	0.977	0.971	0.9660	+	330
40	+	0.8143	0.8117	0.8095	0.8074	0.805	0.8026	0.8018	+	320
45	+	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	+	315
50	+	0.5945	0.5971	0.5994	0.6015	0.604	0.6064	0.6062	+	310
60	+	0.3611	0.3684	0.3750	0.3810	0.389	0.395	0.4000	+	300
70	+	0.1292	0.1404	0.1505	0.1596	0.172	0.181	0.1885	+	290
75	+	0.019	0.031	0.0422	0.053	0.066	0.077	0.086	+	285
80	−	0.0874	0.0736	0.0613	0.0501	0.035	0.024	0.0140	−	280
90	−	0.2778	0.2632	0.2500	0.2381	0.222	0.2105	0.2000	−	270
100	−	0.4347	0.4209	0.4086	0.3994	0.383	0.372	0.3621	−	260
105	−	0.499	0.487	0.475	0.465	0.451	0.441	0.432	−	255
110	−	0.5546	0.5436	0.5335	0.5244	0.512	0.503	0.4955	−	250
120	−	0.6389	0.6316	0.6250	0.6191	0.611	0.605	0.6000	−	240
130	−	0.6910	0.6885	0.6862	0.6841	0.681	0.7776	0.6778	−	230
135	−	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	−	225
140	−	0.7178	0.7203	0.7226	0.7247	0.727	0.73	0.7312	−	220
150	−	0.7271	0.7344	0.7410	0.7470	0.755	0.761	0.7660	−	210
160	−	0.7269	0.7381	0.7482	0.7573	0.769	0.777	0.7665	−	200
165	−	0.726	0.738	0.749	0.760	0.773	0.784	0.793	−	195
170	−	0.7238	0.7375	0.7499	0.7611	0.776	0.787	0.7970	−	190
180	−	0.7222	0.7368	0.7500	0.7619	0.778	0.785	0.8000	−	180

连直线 CD 交横坐标于E，从E点向下量垂线 $EF=3\omega^2R\lambda$，F 点为该加速度曲线上 C 及 D 两点切线的交点。联 CF 及 FD，再将 CF 及 FD 线段分成若干相同数目的等分（等分越多越准），得 1、2、3、…及 1′、2′、3′…等点，然后用直线把 11′、22′、33′…等连接起来，这些线为该抛物线的包络线。再作与这些直线相切的曲线即得所求的加速度曲线。

图中加速度曲线与横坐标间所包围的面积为 F_1 及 F_2，如作图准确，则面积 F_1 与 F_2 应相等。

1.2　V 型曲柄连杆机构运动学

V 型发动机主要有主副连杆式，并列同心连杆式和叉形同心连杆式三种。在主副连杆式V型发动机中，副连杆是用关节销与设在主连杆大端上的关节销孔相连接。主活塞机构的运动与直列式发动机活塞的运动规律相同，而副活塞机构的运动规律则较复杂，下面加以讨论。

1.2.1　副活塞的位移 x_f

图 4.1.4-5 是主副连杆式 V 型发动机曲柄连杆机构运动的示意图。

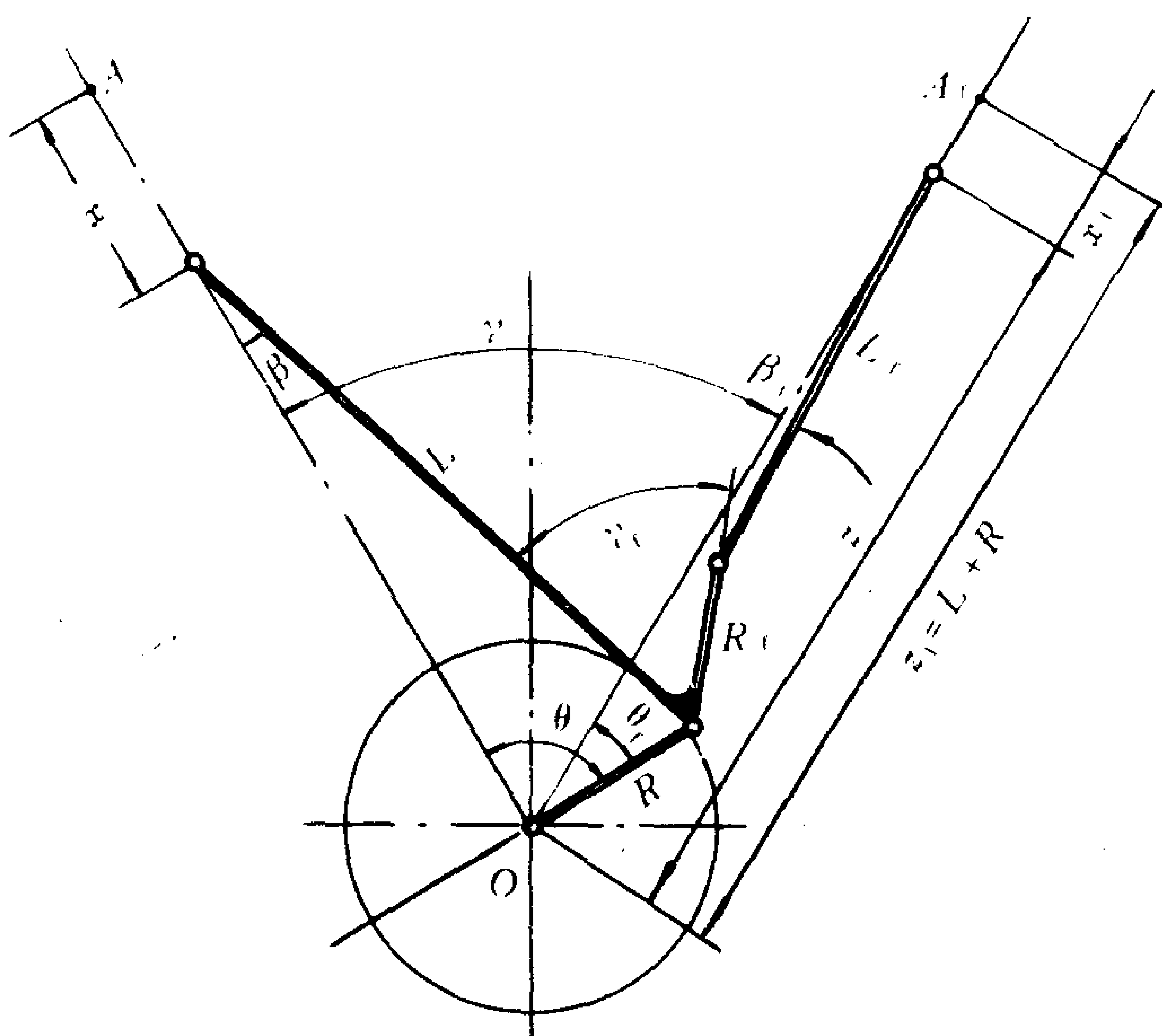


图 4.1.4-5　主副连杆式 V 型曲柄连杆机构

R-曲柄半径；L-主连杆长度；β-主连杆摆角；θ-主连杆曲柄转角；L_f-副连杆长度；R_f-关节半径；β_f-副连杆摆角；θ_f-副 连杆曲柄转角；γ-气缸角；γ_f-关节角；$\psi=\gamma_f-\gamma$-关节气缸差角

在图 4.1.4-5 中，从主连杆与副气缸中心线等所形成的对顶角可知：

$$\theta+\gamma_f=\beta+\gamma$$

故

$$\theta=\beta+\gamma-\gamma_f$$

从结构设计的观点看，图 4.1.4-5 中右列气缸的副活塞在上止点时 A_f 的高度应该与左列主活塞在上止点时 A 的高度相同，即 $AO=A_fO$。在此前提下，再根据图 4.1.4-5 中的几何关系，即可求得副活塞位移 x_f 随曲柄转角 θ_f 变化的关系式，即：

$$x_f=z_1-z=L+R-[R_f(\cos\beta\cos\psi+\sin\beta\sin\psi)+L_f\cos\beta_f] \quad (4.1.4\text{-}18)$$

由上式可知，副活塞位移 x_f 将是一组结构参数 L,R,L_f,R_f,ψ 和运动参数 θ_f,β_f,β 的函数。当发动机结构已定时，结构参数为已知的定值，因此当发动机运动时副活塞的位移只随运动参数而变，即：

$$x_f=f(\theta_f,\beta_f,\beta)$$

但在工程上为了计算和分析上的方便，一般要求只含一个自变数。消掉 β 和 β_f，并使它们都变为 θ_f 的函数，经整理得：

$$x_f=A_0-R[A\cos\theta_f+B\sin\theta_f+C\cos2\theta_f+D\sin2\theta_f] \quad (4.1.4\text{-}19)$$

式中常数：

$$A_0=L+R-\left(1-\frac{\lambda^2}{4}\right)R_f\cos\psi-L_f\left[1-\frac{R^2}{4L_f^2}-\frac{R_f^2}{2L_f^2}\sin^2\psi+\frac{RR_f}{2LL_f}\cos\gamma\cos\psi\right]$$

$$A=1+\frac{R_f}{L}\sin\psi\sin\gamma+\frac{R_f^2}{2LL_f}\sin2\psi\sin\gamma$$

$$B=-\frac{R_f}{L_f}\sin\psi+\frac{R_f}{L}\sin\psi\cos\gamma+\frac{R_f^2}{2LL_f}\sin2\psi\cos\gamma$$

$$C=\frac{R}{4L_f}-\frac{R_f\lambda}{2L_f}\cos\psi\cos\gamma+\frac{R_f\lambda}{4L}\cos\psi\cos2\gamma$$

$$D=\frac{R_f\lambda}{2L_f}\cos\psi\sin\gamma-\frac{R_f\lambda}{4L}\cos\psi\sin2\gamma$$

经进一步演化，可得计算上便于运用的副活塞位移 x_f 随副连杆曲柄转角 θ_f 变化的近

似公式：

$$x_f = A_0 - R\{A[\cos\theta_f - \frac{(-B)}{A}\sin\theta_f] + C(\cos 2\theta_f + \frac{D}{C}\sin 2\theta_f)\}$$

$$= A_0 - R[E\cos(\theta_f + \Phi) + \frac{F}{4}\cos(2\theta_f - \xi)] \tag{4.1.4-20}$$

式中：$\mathrm{tg}\Phi = \frac{-B}{A}$；$\mathrm{tg}\xi = \frac{D}{C}$；$E = \frac{A}{\cos\Phi}$；$F = \frac{4C}{\cos\xi}$。

1.2.2 副活塞的速度 v_f 和加速度 a_f

副活塞的速度和加速度随 θ_f 变化的近似公式，可由公式（4.1.4-20）对时间的一次及二次微分获得：即：

$$v_f = R\omega^2[E\sin(\theta + \Phi) + \frac{F}{2}\sin(2\theta_f - \xi)] \tag{4.1.4-21}$$

$$a_f = R\omega^2[E\cos(\theta_f + \Phi) + F\cos(2\theta_f - \xi)] \tag{4.1.4-22}$$

图 4.1.4-6 为主副连杆机构的主活塞及副活塞的位移系数 $x/2R$ 和 $x_f/2R$，速度系数 $v/\omega R$ 和 $v_f/\omega R$ 及加速度系数 $a/\omega^2 R$ 和 $a_f/\omega^2 R$ 曲线图。

从 4.1.4-6 图上看出，与主活塞相比，副活塞的速度及加速度的最大、最小值的绝对值均较大，而且相应的曲柄转角也有所不同。副活塞往返的速度及加速度曲线是不对称的，当气缸角 γ 越接近 180°及 ψ 和 R_f/L_f 值越大，则这些差别越显著。

1.3 连杆的运动

连杆的运动形态很复杂，小端中心 P 在 $\overline{OP}$ 上作往复运动，大端中心作回转运动，而

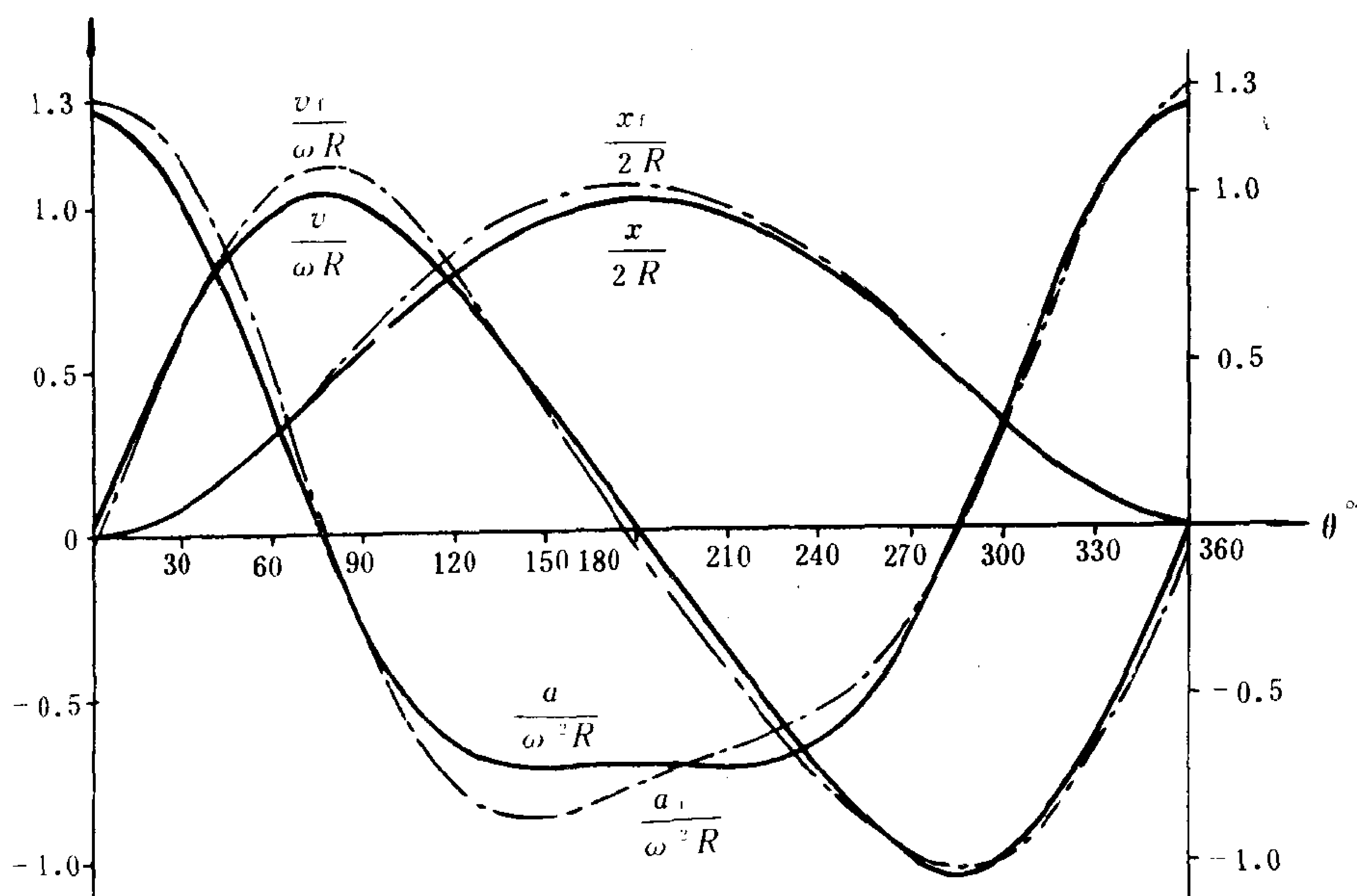


图 4.1.4-6 主、副活塞的位移、速度及加速度曲线

其它各点都绕 P 作复杂的平面运动（图 4.1.4-1）。连杆的位移是由连杆与气缸中心线间的夹角 β 来表征。

由图 4.1.4-1 可知：

$$\sin\beta=\lambda\sin\theta \tag{4.1.4-23}$$

故连杆角位移的公式为：

$$\beta=\sin^{-1}(\lambda\sin\theta) \tag{4.1.4-24}$$

因此，当

$\theta=0$ 或 $\theta=\pi$ 时　$\beta=0$

$\theta=\pi/2$ 或 $\theta=3\pi/2$ 时　$\beta=\beta_{max}=\sin^{-1}(\pm\lambda)$

连杆最大角位移 β_{max} 是 λ 的函数，当 $\lambda=1/3\sim1/5$ 时，β_{max} 约在19°10′～11°35′的范围内变化。

连杆摆动的角速度，可用式（4.1.4-23）对时间 t 微分，得：

$$\cos\beta\frac{d\beta}{dt}=\lambda\cos\theta\frac{d\theta}{dt}=\lambda\omega\cos\theta$$

$$\frac{d\beta}{dt}=\lambda\omega\frac{\cos\theta}{\cos\beta}=\lambda\omega\frac{\cos\theta}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\theta}} \tag{4.1.4-25}$$

因此，当

$\theta=0$ 或 $\theta=\pi$ 时，$(d\beta/dt)_{max}=\pm\lambda\omega$

$\theta=\pi/2$ 时　　$d\beta/dt=0$

即上、下止点时连杆角速度达最大值。

连杆摆动的角加速度，用式（4.1.4-25）对时间 t 微分，得：

$$\frac{d^2\beta}{dt^2}=\frac{d}{d\theta}\left(\frac{d\beta}{dt}\right)\frac{d\theta}{dt}=\omega\frac{d}{d\theta}\left(\frac{d\beta}{dt}\right)=\lambda\omega^2\frac{(\lambda^2-1)\sin\theta}{(1-\lambda^2\sin^2\theta)^3} \tag{4.1.4-26}$$

因此，当

$\theta=0$ 或 $\theta=\pi$ 时　$d^2\beta/dt^2=0$

$\theta=\pi/2$ 或 $\theta=3\pi/2$ 时　$(d^2\beta/dt^2)_{max}=\mp\lambda\omega^2(1-\lambda^2)^{-\frac{1}{2}}$

从式（4.1.4-26）看出，当 $0°<\theta<180°$，连杆歪向右方时，$\sin\theta$ 值为正，故角加速度为负值，方向向左。同理，当 $180°<\theta<360°$ 时，角加速度方向向右。

2　曲柄连杆机构动力学

曲柄连杆机构的惯性力有：活塞部分的往复运动惯性力、曲柄部分的回转惯性力和连杆摆动的惯性力。分析这些惯性力和气体压力在曲柄连杆机构上的作用情况，可资计算零部件的应力和判断发动机的平衡性。

2.1　直列式曲柄连杆机构动力学

2.1.1　往复和回转惯性力

在曲柄连杆机构中，如所有参与往复运动的质量为 m_j，往复运动加速度为 a，则往复运动惯性力为：

$$P_j=-m_ja \tag{4.1.4-27}$$

这种力永远沿气缸中心线上下作用。式中负号表示惯性力 P_j 与加速度 a 的方向相反。

由于 m_j 为一常量，故往复惯性力的变化规律与加速度的规律相同。因此，在一个行程内(图 4.1.4-3 中 a 曲线)，前一段惯性力与活塞的运动方向相反，阻碍活塞运动，后一段它改变方向，对活塞的运动又起推动作用。即任何一个行程内惯性力对外作功为 0，它只表现在发动机的零件强度和运转的平衡性方面。

如以加速度 a 的式 (4.1.4-12) 代入式 (4.1.4-27)，则往复惯性力公式亦可写成傅里叶级数形式的表示式：

$$P_j=-m_ja=-m_jR\omega^2(\cos\theta+\sum_{n=0}^{\infty}C_{2n}\cos2n\theta)$$

$$=-m_jR\omega^2\cos\theta-\frac{\lambda}{4}m_jR(2\omega)^2\cos2\theta-\frac{\lambda^3}{64}m_jR(4\omega)^2\cos4\theta-\cdots$$

$$=P_{j1}+P_{j2}+P_{j4}+\cdots \qquad (4.1.4\text{-}28)$$

对式中含 $\cos\theta$、$\cos2\theta$、$\cos4\theta\cdots$ 即 P_{j1}、P_{j2}、P_{j4} 等项，分别称之为一次往复惯性力、二次往复惯性力、四次往复惯性力等。二次、四次、…等往复惯性力对曲柄转角 θ 的变化频率是 2 倍、4 倍于一次往复惯性力的频率。从上式中看出，高于二次以上的往复惯性力数值很小，因此在一般计算中，对往复惯性力常常只考虑到二次为止，即往复惯性力的近似公式为：

$$P_j=P_{j1}+P_{j2}=-m_jR\omega^2\cos\theta-\frac{\lambda}{4}m_jR(2\omega)^2\cos2\theta$$

$$=-m_jR\omega^2(\cos\theta+\lambda\cos2\theta) \qquad (4.1.4\text{-}29)$$

回转惯性力是不平衡的质量 m_r 回转时产生的离心力。由于组成 m_r 的单位曲柄回转不平衡质量 m_B 和连杆大端质量 m_{c2}，经换算和假设后都集中到半径为 R 的曲柄销中心上，故

$$P_r=m_rR\omega^2 \qquad (4.1.4\text{-}30)$$

式中 m_r 和 R 都是常数，如忽略曲轴回转不均匀性影响，认为 ω 是不变的，因而曲柄连杆机构的回转惯性力的数值一定，方向则与曲柄中心线重合并按离心方向随曲柄旋转。

2.1.2 连杆惯性力

连杆惯性力的分析较复杂。由于连杆运动时产生的惯性力，是由连杆大小两端通过运动的活塞和曲柄传到机身上，因此研究连杆惯性力的目的除了要分析连杆本身的受力情况外，还要找出这些惯性力对机座、机身等固定支承产生的作用，从而判断发动机的平衡性。

既然研究连杆惯性力的目的之一是要找出它在大小两端的表现，因此求连杆质量时，不在于求得它本身的质量如何，更重要的是如何恰当地分配连杆的质量，使得它在大小两端产生的回转和往复惯性力的影响能确切的和力的实际作用情况相符合。

根据力学的原理，连杆的质量 m_c 可以用任意数目的质量来代替，但质量代替后，应使代替系统和代替前的真实系统的动力效应相等，为此必须满足下列三个条件：

(1)代替系统的质量之和要与原连杆的质量相等；

(2)代替系统的质心位置要与原连杆的质心位置重合；

(3)代替系统各质量以连杆质心为轴的转动惯量之和应与原连杆以质心为轴的转动惯量相等。

很显然，如完全满足上述三个条件，必须将连杆的质量 m_c 分成 m_{c1}、m_{c2} 和 m_{CG} 三个部分，各代表集中在小端中心、大端中心和质心 G 处的质量。这种三质量代替系统是由三个质量作为未知参数来确定，它恰巧能满足前述的三个条件，所以它是正确的代替系统。

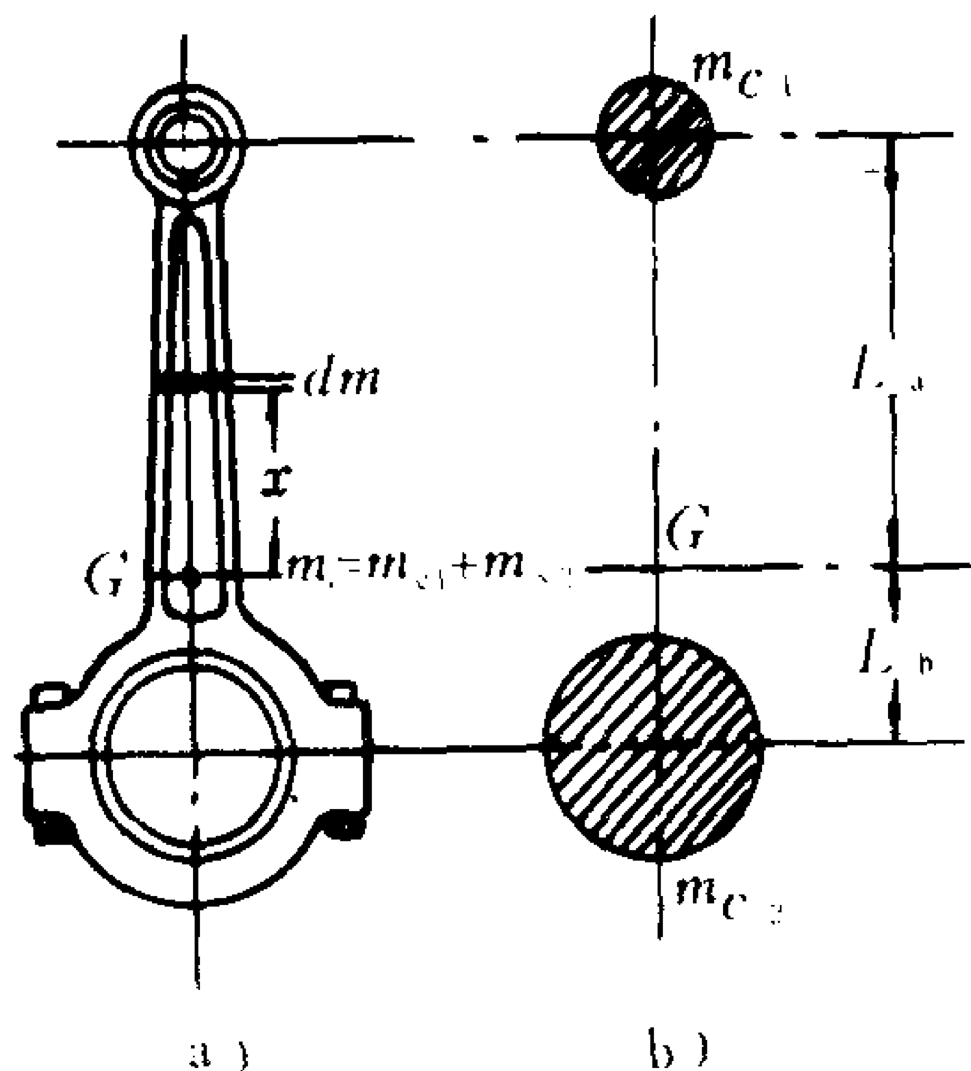


图 4.1.4-7　连杆质量代替系统

但由于这种代替系统中有一个质量 m_{CG} 不在连杆的大小端，它不能直接表示出连杆惯性力对外的作用情况。为了分析质量 m_{CG} 对往复和回转惯性力的影响，还须进一步作手续较繁的演算。因此，在实际工程中从计算方便出发，一般将连杆实际的分布质量，如图 4.1.4-7b)所示，用假想的二部分集中质量来代替，即将连杆质心 G 以上的质量 m_{c1} 集中在小端中心，质心以下的质量集中在大端中心。这种二质量代替系统即可直接表现出连杆惯性力在大小两端对外的作用情况。但这种质量分配方法只能满足力学三条件中的前两个，即

$$\left.\begin{aligned} m_{c1}+m_{c2}&=m_c \\ m_{c1}L_a&=m_{c2}L_b \end{aligned}\right\} \tag{4.1.4-31}$$

式中 L_a 代表小端中心到质心 G 间的距离，L_b 代表大端中心到质心 G 间的距离，而 $L_a+L_b=L$。从式（4.1.4-31）可解出两个未知数

$$\left.\begin{aligned} m_{c1}&=\frac{L_b}{L}m_c \\ m_{c2}&=\frac{L_a}{L}m_c \end{aligned}\right\} \tag{4.1.4-32}$$

而二质量代替系统未能满足力学原理的第三个条件。如图 4.1.4-7 所示，令 I_A 为图a) 原连杆绕质心 G 的转动惯量，x 为从质心到任意微小质量 dm 的距离，则：

$$I_A=\oint x^2dm \tag{4.1.4-33}$$

而图b) 中二质量代替系统绕质心的转动惯量为：

$$I_B=m_{c1}L_a^2+m_{c2}L_b^2$$

两式相比，显然 $I_B>I_A$。因为转动惯量的大小同质量的分布情况有关，如质量分布离质心越远，则转动惯量就越大。由于二质量代替系统将质量都集中在距质心较远的大小两端，因而这种代替系统对转动惯量的估计值较大于实际为分布质量的原连杆数值。因此，为了彻底满足质量代替的第三个条件，可在二质量的代替系统中，对转动惯量的相差加入一个与差值效应相反的连杆力偶来修正。

由此，经简化后的连杆惯性力可认为由三部分组成，一是由集中在小端的质量 m_{c1} 引起的往复惯性力；二是由集中在大端的质量 m_{c2} 引起的回转惯性力；三是附加的连杆力偶 M_c。但实际工程上，是将 m_{c1} 归并到活塞组中一起计算往复惯性力，将 m_{c2} 归并到曲柄回转不平衡质量中一起计算回转惯性力。至于二质量代替系统中由 I_B 与 I_A 差值所形成的连杆力偶，由于数值较小，通常可以忽略不计。

连杆二质量代替系统，在用式（4.1.4-32）进行质量分配时，主要决定于准确地定出质心位置。在草图设计阶段可用索多边形法通过作图或用计算机辅助设计法求得质心位置。当已有连杆实物时，可直接按图 4.1.4-8 的称重法求得连杆分配到大小端的质量。先使连杆小端中心自由支承，大端中心支承在天平上，并使连杆中心线保持水平，按天平读数可求得集中在大端中心的质量；反之，对调大小端的支承点，亦可求得集中在小端的质量。再各自除以重力加速度 g 即可求得 m_{c1}、m_{c2}。连杆的质心位置为：

$$L_a = \frac{m_{c2}}{m_c} L \qquad (4.1.4\text{-}34)$$

一般在筒形活塞式发动机中，小端与大端的质量之比大致为 1/3：2/3；在十字头式发动机中，大致为 2/5：3/5 左右。

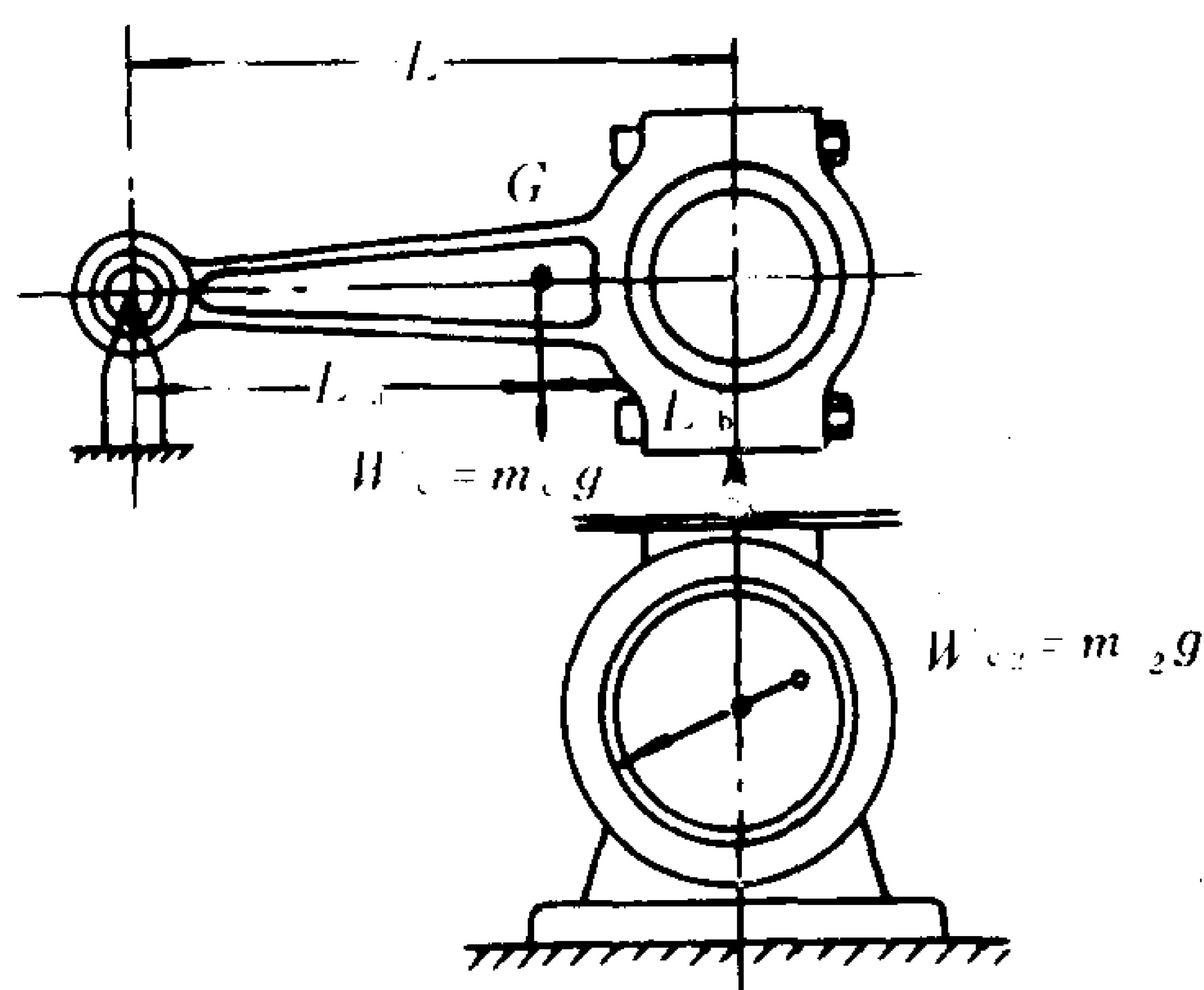


图 4.1.4-8 连杆 m_{c1}、m_{c2} 的实验求法

2.1.3 直列式曲柄连杆机构受力分析

作用在曲柄连杆机构上的力，有气体压力、惯性力、机构支承抵抗力和被带动机器的反作用力等。

如图 4.1.4-9 所示，在发动机气缸内有气体（压）力 P_g 作用在活塞、气缸盖和气缸壁上。作用在气缸壁上的气体（压）力除引起零件的应力外没有其它后果。作用在活塞顶上气体（压）力为：

$$P_g = \frac{\pi D^2}{4} p_g \qquad (4.1.4\text{-}35)$$

式中：D——气缸直径；

p_g——气缸内的气体压力。

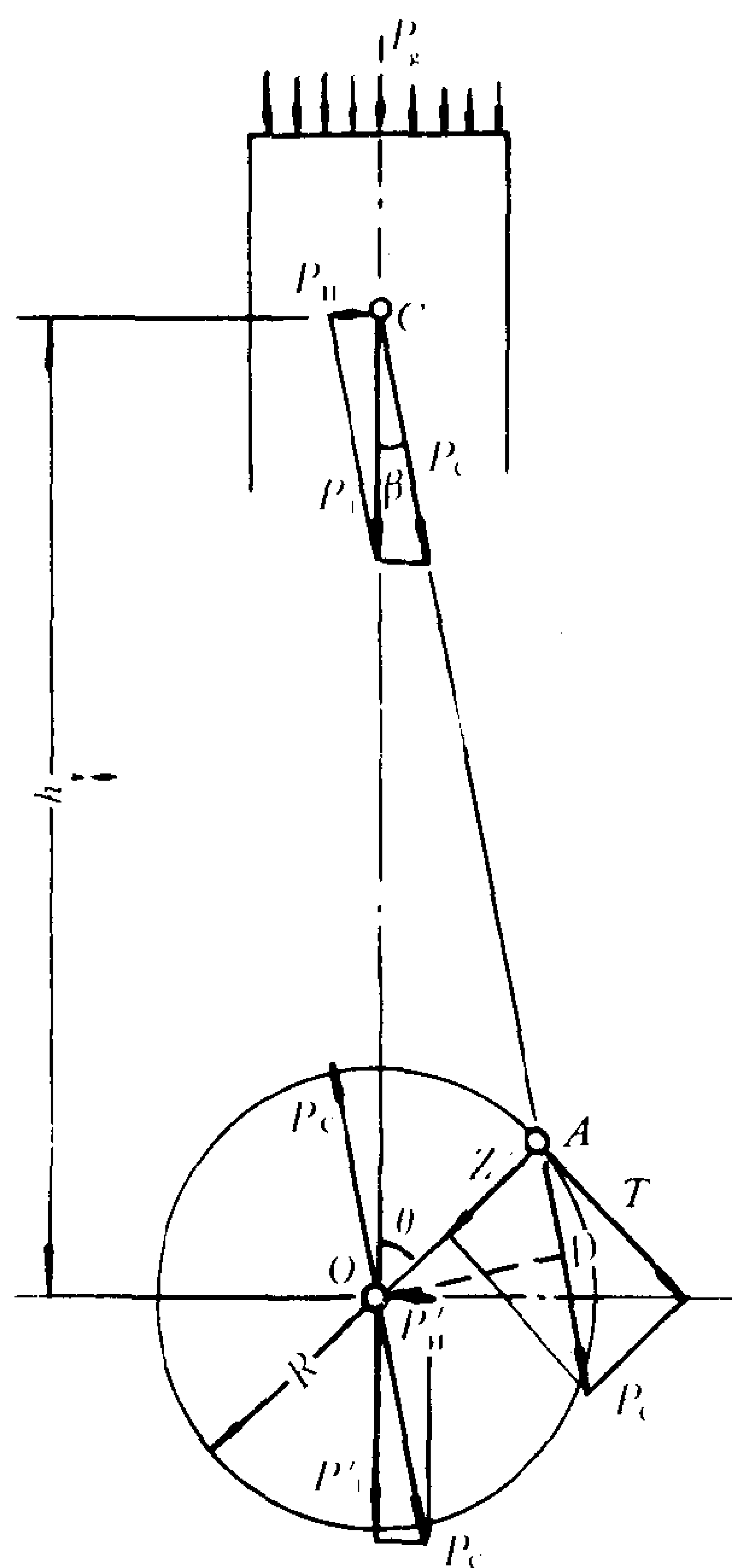


图 4.1.4-9 曲柄连杆机构力系图

作用在活塞销上的力，除由活塞顶传来的气体（压）力外，还有由曲柄连杆机构产生的往复惯性力 P_j。而这两种力的数值和方向都是沿气缸中心线随曲柄转角 θ 进行变化的，因此活塞销上所受的力 P_1 将是这两种力的代数和，我们称为合力，即：

$$P_1 = P_g + P_j \qquad (4.1.4\text{-}36)$$

将合力 P_1 分解为两个力，一个分力将沿连杆轴线作用，使连杆受拉压作用，此力可称为连杆力，即：

$$P_c = P_1 \frac{1}{\cos\beta} \qquad (4.1.4\text{-}37)$$

另一个分力与气缸中心线垂直并作用到气缸壁或十字头导承，称为侧推力，即：

$$P_H = P_1 \mathrm{tg}\beta \qquad (4.1.4\text{-}38)$$

连杆力 P_c 作用到曲柄销又分解为两个力，一个力 T 与曲柄垂直，称为切向力：

$$T = P_c \sin(\theta+\beta) = P_1 \frac{\sin(\theta+\beta)}{\cos\beta} \qquad (4.1.4\text{-}39)$$

P_c 的另一个分力 Z 沿曲柄作用到主轴承上，称为法向力：

$$Z = P_c\cos(\theta+\beta) = P_1\frac{\cos(\theta+\beta)}{\cos\beta} \tag{4.1.4-40}$$

上述力系中，合力 P_1 和连杆力 P_c 其数值虽依 θ 改变，但其作用方向对活塞销来说，P_1 垂直于其轴线；对连杆来说 P_c 通过其轴线，即其作用点不随 θ 的变化而改变。因此，对活塞销和连杆进行强度计算时，只需求得 P_1 和 P_c 的最大值。而切向力 T、法向力 Z 和侧推力 P_H 等，其数值、方向和作用点都随曲柄转角 θ 的改变而变化。因此，为计算飞轮转动惯量、曲轴强度和轴颈负荷分析等需要，必须按上述公式利用表 4.1.4-3 作出 T、Z、P_H 随 θ 变化的所谓动力曲线图。但列表时，为计算和作图方便起见，对各公式都使用"单位活塞面积的作用力"。表中②项 P_1 为 P_g 和 P_j 的合力，P_g 取自示功图，往复惯性力 P_j 按式（4.1.4-29）、图 4.1.4-4 作图法，经布利克斯双圆心图修正，使横坐标由位移 x、变为曲柄转角θ，即得合力 $P_1 = f(\theta)$ 值。表中③、⑤、⑦项查表 4.1.4-4、表 4.1.4-5、表 4.1.4-6。

表 4.1.4-3　　　　　　**动力计算表**

①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧
—	—	—	②×③	—	②×⑤	—	②×⑦
θ	P_1	$\frac{\sin(\theta+\beta)}{\cos\beta}$	T	$\frac{\cos(\theta+\beta)}{\cos\beta}$	Z	$\mathrm{tg}\beta$	P_H
(°)	MPa	—	MPa	—	MPa	—	MPa
0							
15							
30							
45							
⋮							
⋮							

另外，集中在连杆大端的质量 m_{c2} 产生的回转惯性力为：

$$P_{r1} = m_{c2}R\omega^2$$

单位曲柄回转不平衡质量 m_B 产生的回转惯性力为：

$$P_{r2} = m_B R\omega^2$$

总的回转不平衡质量 $m_r = m_{c2} + m_B$ 产生的回转惯性力为：

$$P_r = m_r R\omega^2$$

其中 P_{r1} 作用在曲柄销上，而 P_r 则作用在主轴承上。回转惯性力的数值不随 θ 改变，而方向则沿曲柄中心线向外并随曲柄旋转。

曲柄销上的切向力对曲轴中心产生了迫使曲轴回转的旋转力矩 TR，它所作的有用功将传给螺旋桨或发电机等，故称之为发动机转矩。如在曲轴中心 O 点加上两个与曲柄销 A 点的 P_c 大小相等方向相反并与 P_c 平行的力，则 A、O 两点方向相反的两个 P_c 将以力臂 $\overline{OD}$ 造成一个力偶，从而可以导出与 TR 等值的发动机转矩公式：

$$M_T = P_c\overline{OD} = P_1\frac{\sin(\theta+\beta)}{\cos\beta}R = TR \tag{4.1.4-41}$$

与此同时，在曲轴中心 O 点却产生了一个自由力 P_c，它施压力于机座轴承上，如将它分解为两个力，则得作用在主轴承上的垂直分力：

$$P_1' = P_c\cos\beta = P_1 = P_g + P_j \tag{4.1.4-42}$$

表 4.1.4-4 根据 θ 和 λ 的 $\frac{\sin(\theta+\beta)}{\cos\beta}$ 值

θ(°)	λ / 符号	1/3.2	1/3.4	1/3.6	1/3.8	1/4.0	1/4.2	1/4.4	1/4.6	1/4.8	1/5.0	符 号	θ
0	+	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	−	360
5	+	0.11430	0.11270	0.11128	0.11001	0.10887	0.10783	0.10689	0.10603	0.10525	0.10452	−	355
10	+	0.22717	0.22401	0.22121	0.21870	0.21644	0.21440	0.21254	0.21085	0.20930	0.20787	−	350
15	+	0.33720	0.33256	0.32844	0.32476	0.32145	0.31846	0.31574	0.31325	0.31098	0.30889	−	345
20	+	0.44303	0.43703	0.43170	0.42694	0.42266	0.41880	0.41529	0.41208	0.40915	0.40645	−	340
25	+	0.54337	0.53615	0.52975	0.52404	0.51991	0.51428	0.51007	0.50624	0.50273	0.49950	−	335
30	+	0.63700	0.62876	0.62146	0.61495	0.60811	0.60384	0.59905	0.59469	0.59070	0.58704	−	330
35	+	0.72282	0.71378	0.70578	0.69865	0.69226	0.68650	0.68128	0.67652	0.67217	0.66817	−	325
40	+	0.79987	0.79027	0.78180	0.77426	0.76751	0.76142	0.75591	0.75089	0.74630	0.74209	−	320
45	+	0.86732	0.85745	0.84875	0.84102	0.83411	0.82788	0.82224	0.81711	0.81242	0.80812	−	315
50	+	0.92453	0.91469	0.90603	0.89834	0.89147	0.88528	0.87969	0.87460	0.86996	0.86570	−	310
55	+	0.97104	0.96154	0.95318	0.94577	0.93916	0.93321	0.92784	0.92295	0.91849	0.91441	−	305
60	+	1.00659	0.99773	0.98995	0.98306	0.97691	0.97139	0.96640	0.96187	0.95774	0.95396	−	300
65	+	1.03111	1.02319	1.01624	1.01010	1.00462	0.99970	0.99527	0.99124	0.98757	0.98420	−	295
70	+	1.04476	1.03805	1.03217	1.02698	1.02235	1.01821	1.01446	1.01107	1.00797	1.00514	−	290
75	+	1.04787	1.04262	1.03801	1.03395	1.03033	1.02709	1.02416	1.02151	1.01910	1.01689	−	285
80	+	1.04097	1.03736	1.03419	1.03140	1.02892	1.02669	1.02469	1.02287	1.02121	1.01969	−	280
85	+	1.02475	1.02290	1.02129	1.01987	1.01861	1.01747	1.01645	1.01553	1.01469	1.01391	−	275
90	+	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	−	270
95	+	0.96764	0.96949	0.97110	0.97252	0.97378	0.97492	0.97594	0.97686	0.97770	0.97847	−	265
100	+	0.92864	0.93226	0.93542	0.93821	0.94070	0.94292	0.94493	0.94675	0.94841	0.94992	−	260
105	+	0.88398	0.88924	0.89384	0.89790	0.90152	0.90476	0.90769	0.91034	0.91275	0.91497	−	255
110	+	0.83462	0.84133	0.84721	0.85240	0.85703	0.86118	0.86492	0.86832	0.87141	0.87425	−	250
115	+	0.78150	0.78943	0.79637	0.80252	0.80800	0.81291	0.81735	0.82138	0.82505	0.82841	−	245
120	+	0.72546	0.73432	0.74211	0.74899	0.75514	0.76066	0.76565	0.77018	0.77431	0.77809	−	240
125	+	0.66726	0.67677	0.68512	0.69253	0.69915	0.70509	0.71047	0.71535	0.71981	0.72390	−	235
130	+	0.60756	0.61740	0.62606	0.63375	0.64062	0.64681	0.65240	0.65748	0.66213	0.66639	−	230
135	+	0.54690	0.55676	0.56546	0.57319	0.58011	0.58634	0.59197	0.59710	0.60179	0.60609	−	225
140	+	0.48571	0.49530	0.50377	0.51131	0.51807	0.52415	0.52966	0.53468	0.53927	0.54348	−	220
145	+	0.42433	0.43338	0.44137	0.44850	0.45489	0.46065	0.46587	0.47063	0.47499	0.47898	−	215
150	+	0.36300	0.37124	0.37854	0.38505	0.39089	0.39616	0.40095	0.40531	0.40930	0.41296	−	210
155	+	0.30187	0.30908	0.31548	0.32119	0.32632	0.33096	0.33516	0.33900	0.34251	0.34574	−	205
160	+	0.24101	0.24701	0.25234	0.25710	0.26138	0.26524	0.26875	0.27196	0.27489	0.27759	−	200
165	+	0.18044	0.18508	0.18919	0.19288	0.19619	0.19918	0.20190	0.20439	0.20666	0.20875	−	195
170	+	0.12013	0.12329	0.12609	0.12860	0.13086	0.13290	0.13475	0.13645	0.13800	0.13943	−	190
175	+	0.06001	0.06161	0.06303	0.06430	0.06544	0.06648	0.06742	0.06828	0.06906	0.06979	−	185
180	+	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	−	180

表 4.1.4-5

根据 θ 和 λ 的 $\frac{\cos(\theta+\beta)}{\cos\beta}$ 值

θ(°)	λ / 符号	1/3.2	1/3.4	1/3.6	1/3.8	1/4.0	1/4.2	1/4.4	1/4.6	1/4.8	1/5.0	符 号	θ
0	+	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	+	360
5	+	0.99382	0.99396	0.99408	0.99420	0.99430	0.99439	0.99447	0.99454	0.99461	0.99468	+	355
10	+	0.97537	0.97593	0.97642	0.97686	0.97726	0.97762	0.97795	0.97825	0.97852	0.97877	+	350
15	+	0.94492	0.94617	0.94727	0.94826	0.94914	0.94995	0.95068	0.95134	0.95195	0.95251	+	345
20	+	0.90293	0.90511	0.90705	0.90878	0.91034	0.91175	0.91303	0.91419	0.91526	0.91624	+	340
25	+	0.85000	0.85337	0.85635	0.85901	0.86140	0.86357	0.86553	0.86732	0.86895	0.87046	+	335
30	+	0.78693	0.79169	0.79590	0.79966	0.80303	0.80608	0.80884	0.81135	0.81366	0.81577	+	330
35	+	0.71465	0.72098	0.72658	0.73157	0.73605	0.74008	0.74374	0.74707	0.75012	0.75292	+	325
40	+	0.63424	0.64229	0.64940	0.65572	0.66139	0.66650	0.67112	0.67533	0.67918	0.68272	+	320
45	+	0.54690	0.55676	0.56546	0.57319	0.58011	0.58634	0.59197	0.59710	0.60179	0.60609	+	315
50	+	0.45391	0.46564	0.47596	0.48512	0.49331	0.50068	0.50735	0.51341	0.51895	0.52402	+	310
55	+	0.35666	0.37023	0.38216	0.39274	0.40219	0.41068	0.41836	0.42534	0.43170	0.43754	+	305
60	+	0.25654	0.27189	0.28536	0.29730	0.30794	0.31751	0.32614	0.33399	0.34114	0.34770	+	300
65	+	0.15497	0.17196	0.18686	0.20004	0.21179	0.22233	0.23185	0.24048	0.24836	0.25557	+	295
70	+	0.05335	0.07178	0.08793	0.10220	0.11491	0.12631	0.13659	0.14592	0.15443	0.16221	+	290
75	+	−0.04701	−0.02739	−0.01022	0.00495	0.01845	0.03055	0.04147	0.05137	0.06038	0.06863	+	285
80	−	0.14489	0.12438	0.10644	0.09060	0.07651	0.06389	0.05251	0.04219	0.03279	0.02420	−	280
85	−	0.23919	0.21813	0.19971	0.18347	0.16902	0.15607	0.14440	0.13383	0.12420	0.11539	−	275
90	−	0.32898	0.30773	0.28916	0.27277	0.25820	0.24515	0.23338	0.22272	0.21301	0.20412	−	270
95	−	0.41350	0.39244	0.37403	0.35778	0.34333	0.33038	0.31872	0.30814	0.29851	0.28970	−	265
100	−	0.49218	0.47167	0.45373	0.43790	0.42381	0.41119	0.39981	0.38949	0.38009	0.37149	−	260
105	−	0.56465	0.54503	0.52785	0.51269	0.49919	0.48708	0.47617	0.46627	0.45726	0.44900	−	255
110	−	0.63069	0.61226	0.59611	0.58184	0.56913	0.55773	0.54745	0.53812	0.52961	0.52183	−	250
115	−	0.69026	0.67327	0.65838	0.64520	0.63345	0.62291	0.61339	0.60475	0.59688	0.58966	−	245
120	−	0.74346	0.72811	0.71464	0.70270	0.69206	0.68249	0.67386	0.66601	0.65886	0.65230	−	240
125	−	0.79049	0.77692	0.76499	0.75441	0.74496	0.73647	0.72879	0.72182	0.71545	0.70962	−	235
130	−	0.83166	0.81994	0.80961	0.80045	0.79226	0.78489	0.77823	0.77216	0.76663	0.76155	−	230
135	−	0.86732	0.85745	0.84875	0.84102	0.83411	0.82788	0.82224	0.81711	0.81242	0.80812	−	225
140	−	0.89785	0.88980	0.88269	0.87636	0.87070	0.86559	0.86097	0.85676	0.85291	0.84937	−	220
145	−	0.92365	0.91732	0.91172	0.90673	0.90226	0.89822	0.89457	0.89123	0.88819	0.88539	−	215
150	−	0.94512	0.94036	0.93615	0.93239	0.92902	0.92598	0.92321	0.92070	0.91839	0.91628	−	210
155	−	0.96262	0.95925	0.95627	0.95360	0.95121	0.94905	0.94709	0.94530	0.94366	0.94216	−	205
160	−	0.97646	0.97427	0.97233	0.97060	0.96904	0.96764	0.96636	0.96519	0.96413	0.96314	−	200
165	−	0.98693	0.98569	0.98458	0.98360	0.98271	0.98191	0.98118	0.98051	0.97990	0.97934	−	195
170	−	0.99424	0.99369	0.99319	0.99275	0.99235	0.99199	0.99167	0.99137	0.99109	0.99084	−	190
175	−	0.99857	0.99843	0.99831	0.99819	0.99809	0.99800	0.99792	0.99785	0.99778	0.99771	−	185
180	−	1.0000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	−	180

表 4.1.4-6

根据 θ 和 λ 的 $tg\beta$ 值

θ(°)	符号 \ λ	1/3.2	1/3.4	1/3.6	1/3.8	1/4.0	1/4.2	1/4.4	1/4.6	1/4.8	1/5.0	符号	θ
0	+	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	−	360
5	+	0.02725	0.02564	0.02422	0.02294	0.02179	0.02076	0.01981	0.01895	0.01816	0.01743	−	355
10	+	0.05435	0.05114	0.04829	0.04574	0.04345	0.04138	0.03950	0.03778	0.03620	0.03475	−	350
15	+	0.08115	0.07634	0.07208	0.06827	0.06484	0.06174	0.05892	0.05635	0.05400	0.05183	−	345
20	+	0.10750	0.10111	0.09544	0.09037	0.08582	0.08170	0.07797	0.07456	0.07144	0.06856	−	340
25	+	0.13324	0.12527	0.11821	0.11191	0.10625	0.10114	0.09650	0.09226	0.08839	0.08483	−	335
30	+	0.15819	0.14868	0.14025	0.13273	0.12599	0.11990	0.11438	0.10934	0.10474	0.10050	−	330
35	+	0.18219	0.17115	0.16139	0.15269	0.14489	0.13786	0.13148	0.12567	0.12036	0.11548	−	325
40	+	0.20505	0.19253	0.18147	0.17163	0.16281	0.15487	0.14767	0.14112	0.13513	0.12963	−	320
45	+	0.22657	0.21262	0.20032	0.18939	0.17961	0.17080	0.16282	0.15557	0.14894	0.14286	−	315
50	+	0.24656	0.23125	0.21778	0.20582	0.19512	0.18550	0.17680	0.16889	0.16166	0.15504	−	310
55	+	0.26481	0.24824	0.23367	0.22076	0.20922	0.19886	0.18948	0.18097	0.17320	0.16607	−	305
60	+	0.28112	0.26340	0.24784	0.23406	0.22177	0.21072	0.20075	0.19169	0.18343	0.17587	−	300
65	+	0.29531	0.27657	0.26013	0.24559	0.23263	0.22099	0.21049	0.20096	0.19227	0.18431	−	295
70	+	0.30720	0.28758	0.27040	0.25521	0.24169	0.22956	0.21861	0.20868	0.19968	0.19135	−	290
75	+	0.31662	0.29630	0.27853	0.26282	0.24885	0.23632	0.22502	0.21477	0.20544	0.19689	−	285
80	+	0.32345	0.30262	0.28441	0.26833	0.25402	0.24120	0.22965	0.21917	0.20963	0.20090	−	280
85	+	0.32759	0.30645	0.28797	0.27166	0.25715	0.24416	0.23244	0.22183	0.21216	0.20332	−	275
90	+	0.32898	0.30773	0.28916	0.27277	0.25820	0.24515	0.23338	0.22272	0.21301	0.20412	−	270
95	+	0.32759	0.30645	0.28797	0.27166	0.25715	0.24416	0.23244	0.22183	0.21216	0.20332	−	265
100	+	0.32345	0.30262	0.28441	0.26833	0.25402	0.24120	0.22965	0.21917	0.20953	0.20090	−	260
105	+	0.31662	0.29630	0.27853	0.26282	0.24885	0.23632	0.22502	0.21477	0.20544	0.19689	−	255
110	+	0.30720	0.28758	0.27040	0.25521	0.24169	0.22956	0.21861	0.20868	0.19963	0.19135	−	250
115	+	0.29531	0.27657	0.26013	0.24559	0.23263	0.22099	0.21049	0.20096	0.19227	0.18431	−	245
120	+	0.28112	0.26340	0.24784	0.23406	0.22177	0.21072	0.20075	0.19169	0.18343	0.17586	−	240
125	+	0.26181	0.24824	0.23367	0.22076	0.20922	0.19886	0.18948	0.18097	0.17320	0.16607	−	235
130	+	0.24656	0.23125	0.21778	0.20582	0.19512	0.18550	0.17680	0.16889	0.16166	0.15504	−	230
135	+	0.22657	0.21262	0.20032	0.18939	0.17961	0.17080	0.16282	0.15557	0.14894	0.14286	−	225
140	+	0.20605	0.19253	0.18147	0.17163	0.16281	0.15487	0.14767	0.14112	0.13513	0.12963	−	220
145	+	0.18219	0.17115	0.16139	0.15269	0.14489	0.13786	0.13148	0.12567	0.12036	0.11548	−	215
150	+	0.15819	0.14868	0.14025	0.13273	0.12599	0.11990	0.11438	0.10934	0.10474	0.10050	−	210
155	+	0.13324	0.12527	0.11821	0.11191	0.10625	0.10114	0.09650	0.09226	0.08839	0.08483	−	205
160	+	0.10750	0.10111	0.09544	0.09037	0.08582	0.08170	0.07797	0.07456	0.07144	0.06856	−	200
165	+	0.08115	0.07634	0.07208	0.06827	0.06484	0.06174	0.05892	0.05635	0.05400	0.05183	−	195
170	+	0.05435	0.05114	0.04829	0.04574	0.04345	0.04138	0.03950	0.03778	0.03620	0.03475	−	190
175	+	0.02725	0.02564	0.02422	0.02294	0.02179	0.02076	0.01981	0.01895	0.01816	0.01743	−	185
180	+	0.000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	−	180

即自由力 P_c 的垂直分力 P_1' 与合力 P_1 相等，而且都是由 P_g 与P_j 组成。这说明主轴承处向下作用的气体力 P_g 与燃烧室内向上作用到气缸盖的气体力 P_g 恰好抵消，不产生振动．只对机构产生应力。而作用到主轴承上的往复惯性力 P_j 却得不到抵消，又因 P_j 是随 θ 沿气缸中心线上下变化的周期力，因此它会使发动机在弹性的地基上跳动，产生往复振动。

自由力 P_c 在曲轴中心 O 点水平方向的分力为：

$$P_H' = P_1'\mathrm{tg}\beta = P_1\mathrm{tg}\beta = P_H \qquad (4.1.4\text{-}43)$$

即自由力 P_c 的水平方向分力 P_H' 与从活塞销作用在气缸壁上的侧推力 P_H，恰好数值相等方向相反，以 h 为力臂形成一个力偶：

$$\begin{aligned} M_z &= P_H h = P_1\mathrm{tg}\beta(L\cos\beta + R\cos\theta) \\ &= P_1\frac{\sin\beta}{\cos\beta}R\left(\frac{L}{R}\cos\beta + \cos\theta\right) = \frac{P_1R}{\cos\beta}\left(\frac{\sin\theta}{\sin\beta}\sin\beta\cos\beta + \sin\beta\cos\theta\right) \\ &= P_1\frac{\sin(\theta+\beta)}{\cos\beta}R = TR = M_T \end{aligned} \qquad (2.1.4\text{-}44)$$

侧推力偶 M_z 与发动机转矩 M_T 大小相等方向相反。这个周期性变化的力矩，有使发动机产生左右倾倒的振动趋势，故又称 M_z 为倾覆力矩。

2.2　V 型曲柄连杆机构动力学

2.2.1　作用在副连杆机构上的各种力

2.2.1.1　副气缸的气体（压）力 P_f

设计时一般都要求主副两缸具有相同的热力循环，因此在动力计算时即可共用主气缸示功图。但由于副连杆机构运动的特殊性，它的行程一般略大于主活塞的行程。若比例尺相同，它们示功图的底边之长则不同。

因此，当兼用主气缸的示功图作副气缸的动力计算时，须改换主示功图底边的比例尺，以保证兼用后，主副气缸相应位置（即主副活塞经过全行程的百分比相同）的气体压力仍相等。

不过在二冲程发动机中，由于多采用相同的有效压缩比，两缸气口的上边缘又一样高，因此这种差异仅反映在气体压力变化较小的进排气过程较短的时间内，两者气体压力的主要部分是一致的，故二冲程发动机在作副气缸的动力计算时，仍可兼用主气缸的示功图。

2.2.1.2　副气缸的往复惯性力 P_{jf}

$$P_{jf} = -m_{jf}a_f = -m_{jf}R\omega^2[E\cos(\theta_f+\Phi) + F\cos(2\theta_f-\xi)] \qquad (4.1.4\text{-}45)$$

式中：m_{jf}——副活塞连杆机构的往复运动质量（式中其它量见式（4.1.4-20）说明）。

2.2.1.3　副连杆机构受力分析

如图 4.1.4-10 所示，副气缸的合力 P_{1f} 是作用在副活塞销上的气体力 P_f 和往复惯性力 P_{jf} 的代数和，即：

$$P_{1f} = P_f + P_{jf} \qquad (4.1.4\text{-}46)$$

副气缸的侧推力：

$$P_{Hf} = P_{1f}\mathrm{tg}\beta_f \qquad (4.1.4\text{-}47)$$

副连杆推力：

$$P_{cf} = P_{1f}\frac{1}{\cos\beta_f} \qquad (4.1.4\text{-}48)$$

将作用在副连杆销上的副连杆推力 P_{cf} 平移到曲柄销上，亦即按力学原理在曲柄销上加

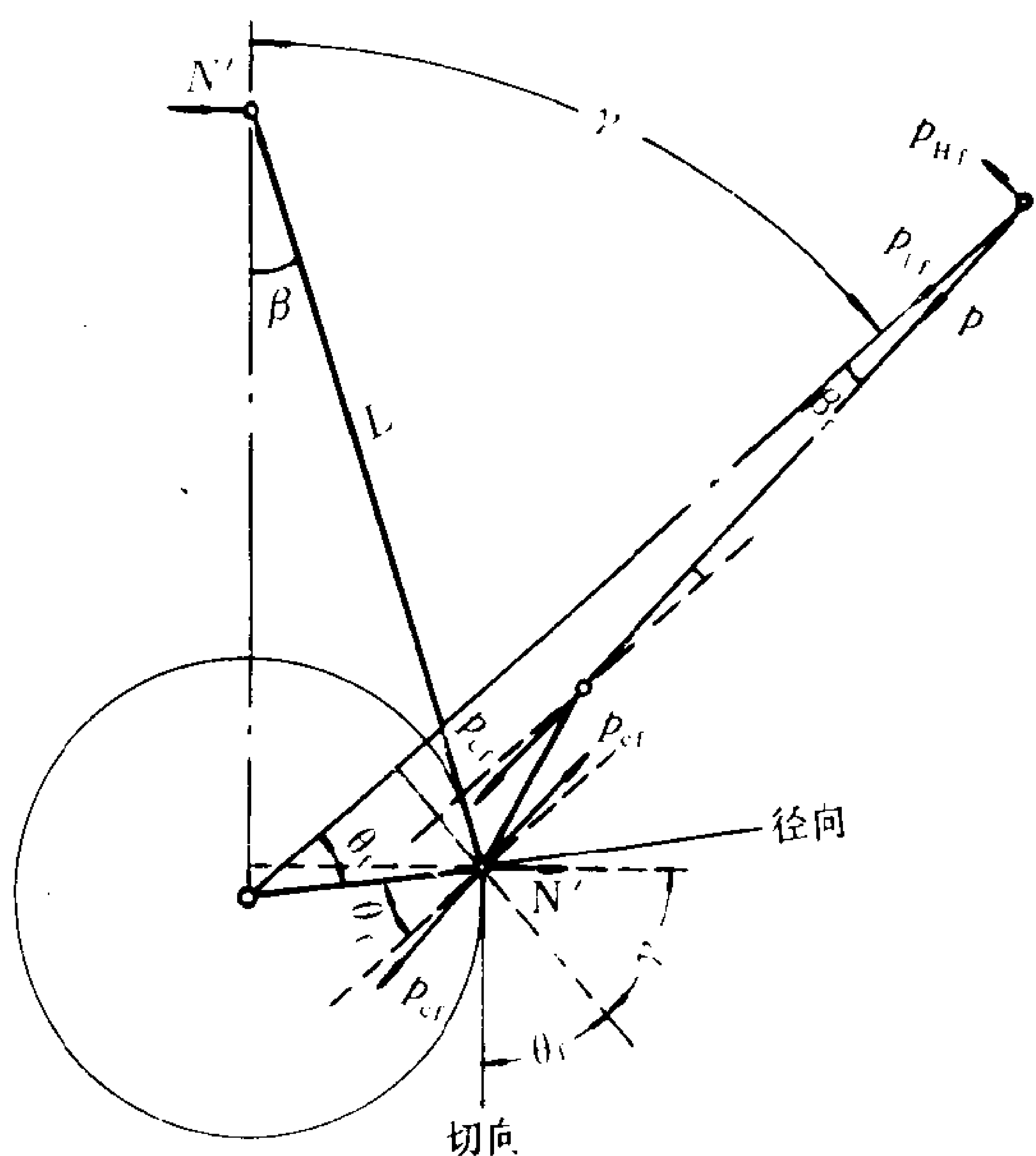


图 4.1.4-10　副连杆机构上的力系图

一对大小相等、方向相反的力 P_{cf} 之后，即得到作用在曲柄销上的一个自由力 P_{cf} 和一个从主连杆大端的关节作用到主连杆的附加力偶，这个力偶将使主连杆受到弯曲，其附加的弯曲力矩 M 为：

$$M = P_{cf} R_f \sin(\beta - \psi - \beta_f) \tag{4.1.4-49}$$

此外，这个附加的弯曲力矩又会使主气缸的活塞销和曲柄销处各产生一个附加的侧推力，即：

$$N' = \frac{P_{cf} R_f \sin(\beta - \psi - \beta_f)}{L\cos\beta} \tag{4.1.4-50}$$

由于这个力的存在，会使主气缸的磨损加剧。因此，由公式（4.1.4-50）可知，要想降低附加的弯曲力矩 M，必须尽量减小关节半径 R_f 和使 $\psi > 0$。

副连杆机构的切向力 T_f 及径向力 Z_f 为：

$$T_f = P_{cf}\sin(\theta_f + \beta_f) + N'\cos(\theta_f + \gamma) \tag{4.1.4-51}$$

$$Z_f = P_{cf}\cos(\theta_f + \beta_f) - N'\sin(\theta_f + \gamma) \tag{4.1.4-52}$$

以上两式中的后一项，各为附加侧推力 N' 分解的附加切向力及附加径向力。

2.2.2　作用在主连杆机构上的各种力

在主副连杆式发动机中，主活塞的运动虽然与直列式发动机活塞的运动规律相同，但由于有副连杆机构的影响，主连杆机构上的受力情况却与直列式发动机有所不同。

2.2.2.1　主连杆的当量质量

如图 4.1.4-11 所示，主连杆的质量和直列式发动机的连杆质量有所不同，这种不同不但表现在由于主连杆在结构上有关节的存在，使它分配到大端的质量要增加，更主要的是发动机运转时主连杆上尚受到副连杆大端集中质量 m_{cf2} 的作用。因此，在求主连杆的质量时要把 m_{cf2} 的作用影响考虑进去，这就可以求出主连杆的当量质量。

集中在主连杆小端 A 的当量质量为：

$$m_{c1} = (m_c + m_{cf2})\frac{L - L_A}{L} \tag{4.1.4-53}$$

集中在大端 B 的当量质量为：

$$m_{c2} = (m_c + m_{cf2})\frac{L_A}{L} \tag{4.1.4-54}$$

2.2.2.2　主气缸的往复质量 m_j 和回转质量 m_r

$$m_j = m_A + m_{C1} \tag{4.1.4-55}$$

$$m_v = m_B + m_{C2} \tag{4.1.4-56}$$

式中：　m_A——主活塞组的质量；

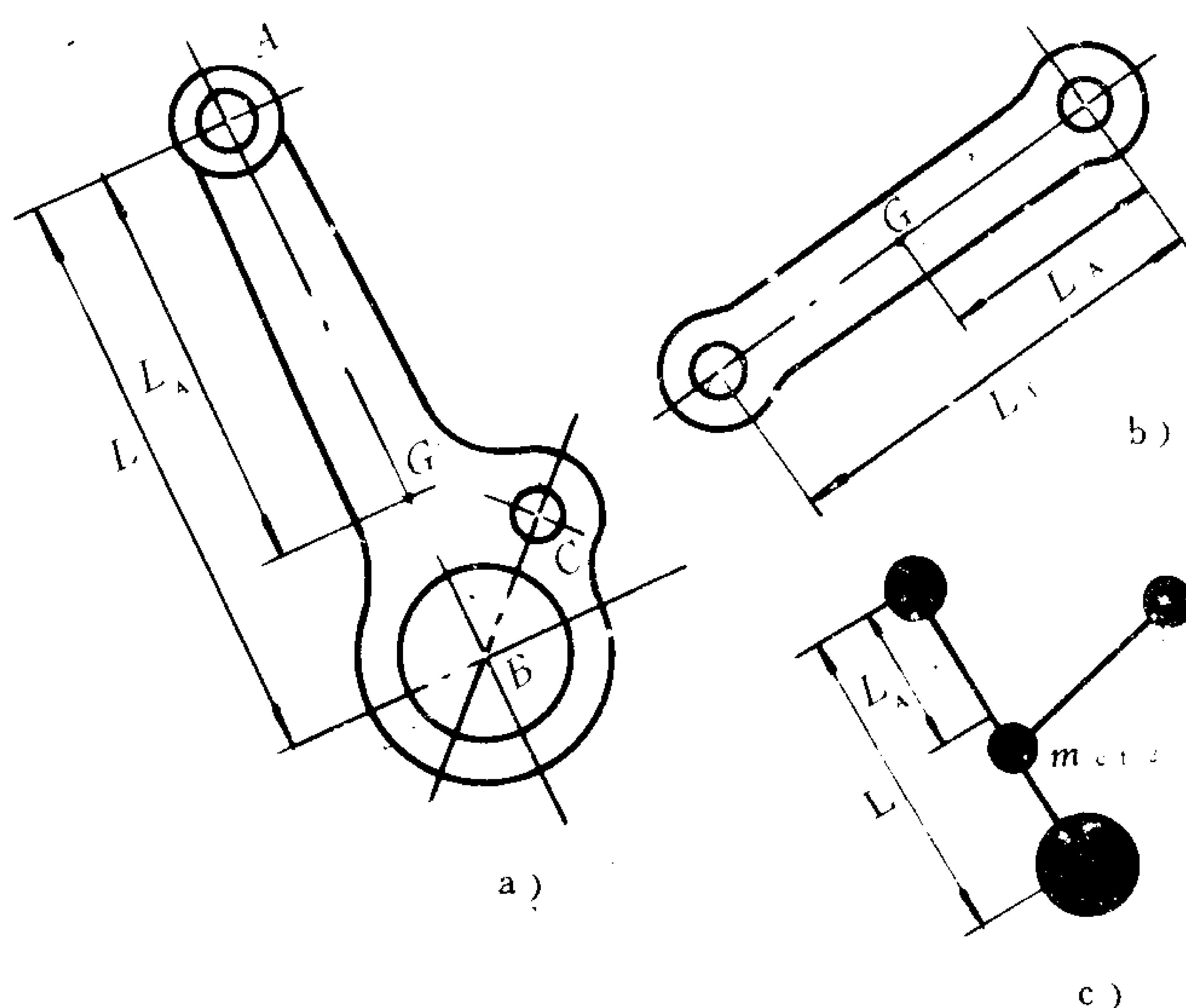


图 4.1.4-11　主连杆的当量质量求法

m_B——单个曲柄回转不平衡质量；

m_{c1}, m_{c2}——集中在连杆大小端的当量质量。

2.2.2.3　作用在主连杆机构上的力系

作用在主连杆机构上的往复惯性力 P_j、合力 P_1、连杆推力 P_c、切向力 T 和径向力 Z 等公式，都与直列式发动机的公式形式相同，只是计算惯性力的质量时与直列式发动机不同，要考虑 m_{cf2} 的作用影响。

而主气缸的合成侧推力，应为主气缸本身的侧推力与前述的附加侧淮力之和，即

$$P_{H\Sigma} = P_H + N' \tag{4.1.4-57}$$

2.2.3　作用在主副连杆机构上的各种力

曲柄销综合切向力（单排左右两缸）：

$$T_\Sigma = T + T_f \tag{4.1.4-58}$$

曲柄销综合径向力：

$$Z_\Sigma = Z + Z_f \tag{4.1.4-59}$$

离心力：

$$P_r = P_{r1} + P_{r2} = m_r R\omega^2 \tag{4.1.4-60}$$

式中 m_r 由式（4.1.4-56）求得，它包括单个曲柄回转不平衡质量 m_B 和连杆集中在大端上的当量质量 m_{c2}[式（4.1.4-54)]。

2.2.4　主副连杆机构的动力计算表

为便于计算，根据上述公式列成表格进行动力计算。如表 4.1.4-7～表 4.1.4-10 所示。

表 4.1.4-7　**求 θ_f 与 θ、β、β_f 角度之间关系计算表**

①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩
—	①+γ	sin②	$\lambda\times$③	arcsin④	—	⑤$-\psi$	—	⑥−⑧	arcsin⑨
θ_f (°)	∂ (°)	$\sin\theta$	$\lambda\sin\theta$	β	$\frac{R}{L}\sin\theta_f$	$\beta-\psi$	$\frac{R_f}{L}\sin(\beta-\psi)$	$\frac{R}{L}\sin\theta_f - \frac{R_f}{L}\sin(\beta-\psi)$	β_f
0 10 20 ⋮									

表 4.1.4-8　　**求副连杆机构的合力 P_{1f} 计算表**

①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩
-	①+Φ	②×①−ξ	$E\cos$②	$F\cos$③	$-m_{jf}R\omega^2$〔④+⑤〕	$R\left(④+\frac{⑤}{4}\right)$	$\left(\frac{A_0-⑦}{S_f}\right)\times100$	-	⑥+⑨
θ_f	$\theta_f+\Phi$	$2\theta_f-\xi$	$E\cos(\alpha_1+\Phi)$	$F\cos(2\alpha_1-\xi)$	P_{jf}	$R\left[E\cos(\theta_f+\Phi)+\frac{F}{4}\cos(2\theta_f-\xi)\right]$	$\frac{x_1}{S_f}\times100$	P_f	P_{1f}
0 10 20 ⋮ ⋮									

3　柴油机的平衡

柴油机在运转过程中所产生的各种力和力矩，除了使柴油机零件产生应力和造成曲轴回转不匀外，还会引起柴油机振动。在单缸柴油机中引起振动的力有：往复惯性力P_i；回转惯性力P_r：连杆力偶M_c和倾覆力矩M_z等。在多缸柴油机中，除上述各力外，尚有往复惯性力矩$\sum M_j$和回转惯性力矩$\sum M_r$所造成的振动。

往复惯性力矩作用在柴油机的纵截面内，它会使柴油机的重心（即质心）为轴产生前后翘起的振动。回转惯性力矩的作用面是随曲柄旋转的，但这个作用面与第1曲柄间的夹角是固定不变的，因此它的重心为轴的翘动现象也在既定的作用面上随曲柄旋转。

在两缸以上的多缸柴油机中，由于曲柄为均匀排列，使往复惯性力P_i和回转惯性力P_r的合力为0，即振动在机身内部自行平衡。因此，由P_j和P_r所造成的振动一般只在单缸机中存在。连杆力偶值较小，一般都忽而不计。倾覆力矩M_z难以平衡，又因多缸机的倾覆力矩合成后趋于均匀，振动减轻，故对此力矩一般都未采取平衡措施。

这些振动的产生，不但影响柴油机本身的可靠性，更重要的是这些振动通过机座传到船体，形成船体的振动源，甚至给船体造成严重的后果。另外由振动产生的噪声也会严重地影响着管理人员的健康。因此，在设计时必须设法避免、消除或减少柴油机的振动。

3.1　柴油机平衡性分析

在上述的振动源中，一般采取平衡措施的有回转惯性力、回转惯性力矩、一次和二次往复惯性力和往复惯性力矩。但多缸柴油机，由于行程数、气缸数和曲柄排列不同，造成振动的惯性力和惯性力矩合成后，有的数值增大，有的相互抵消，故一台多缸柴油机不是对所有的振动源都要采取平衡措施。通过平衡分析或查平衡系数表，即可判明这台柴油机的平衡性。所谓平衡性应包括下列几点内容，即分析时首先应判明该柴油机有哪些力或力矩已自行平衡，哪些尚未平衡；其次要求出未平衡的惯性力或力矩的数值大小，如果未平衡的是$\sum P_j$或$\sum M_j$，还要求出它们的最大值；为确定平衡重的安装位置，最后还应求出合力的作用线，合成力矩的作用面，后者是指不平衡的合力矩或合力矩最大值的作用平面与第一曲柄间的夹角。

在进行多缸柴油机的平衡分析时，为求合力，对各缸产生的回转或往复惯性力都当作汇

交力系来处理。

平衡分析有图解法和解析法。图解分析法是按各缸振动力或振动力矩的公式求得矢量值，然后再按一定比例尺用闭合多边形法，求出合成矢量以判断柴油机的平衡性。矢量闭合即说明这种振动源已自行平衡，否则还应求出其数值及其作用位置，以便设计和安装平衡重。而数学解析法则是利用各振动源公式中已含有的三角函数关系，将各缸的振动力或力矩代数相加求得合成结果以判断其平衡性。现以图 4.1.4-12 a）所示的三缸柴油机为例，用图解法进行平衡分析。

图 4.1.4-12 b）为回转惯性力平衡性图解法。回转惯性力作用线与曲柄重合，并按离心方向随曲柄旋转。力多边形的各边矢量长度为 $m_r R\omega^2$。矢量多边形是闭合的，合力为 0。

图 4.1.4-12 c）所示，为以两缸中心为支点的回转惯性力矩矢量图。按力学原理，力矩的矢量方向应画成与力矩所在的平面相垂直，这里为了作图方便，将力矩矢量画成与曲柄相平行，即画在力矩作用的平面内。一缸P_r对支点的力矩矢量$M_r' = m_r R\omega^2 a$；三缸在支点右边，M_r^3对支点的力矩效应与M_r'反向，故将M_r^3矢量方向画成与第三曲柄相反。矢量多边形未闭合，按图 c）不平衡的回转惯性力矩为：

$$\sum M_r = \sqrt{3} m_r R\omega^2 a \tag{4.1.4-61}$$

因图d)所示，其作用面在第一曲柄之左 30°，当第一曲柄按顺时针转到上止点后 30°时，$\sum M_r$象一对力偶转到垂直面内使机身绕支点一缸向上三缸向下进行翻转，曲柄继续转动，这种翻转趋势也随作用面一起旋转。

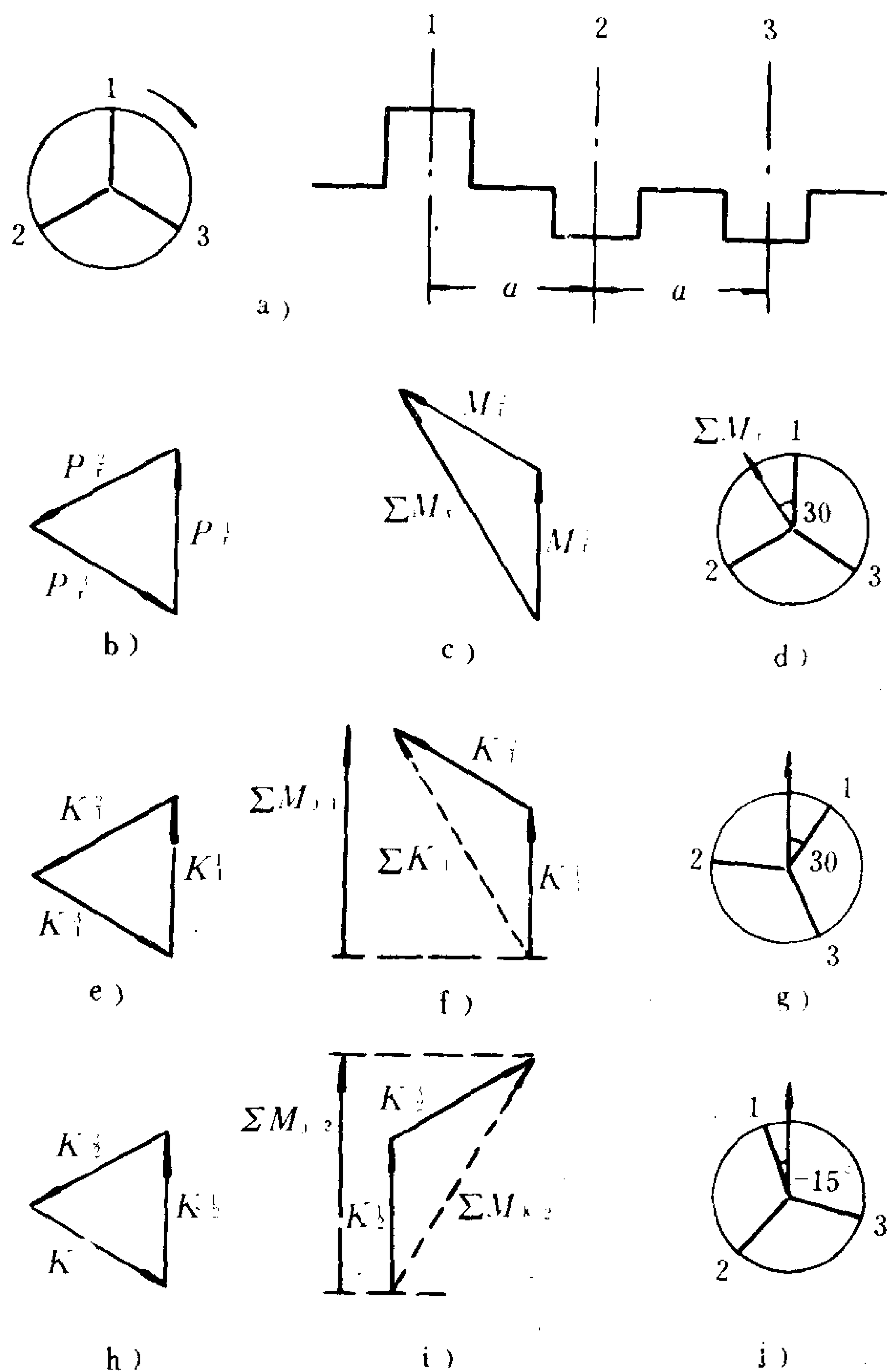


图 4.1.4-12 图解法平衡分析

一次往复惯性力为：

$$P_{j1} = m_j R\omega^2 \cos\theta$$

它是随曲柄转角θ变化的瞬时值，不能用矢量多边形法直接求合力。但一次往复惯性力可以假想为：一个质量m_j，在半径R上以角速度ω回转时产生的离心力在垂直轴上的投影，因此可以认为在每个曲柄处附有一个假想的离心力：

$$K_1 = m_j R\omega^2$$

实际上K_1为P_{j1}的最大值。各K_1在垂直轴上的投影之和即为$\sum P_{j1}$。由于各分力在任一方向的投影之和等于合力在该方向的投影。因此，可用求回转惯性力P_r合矢量的同样方法，由图e)先求得$\sum K_1$，进而从它在垂直轴上的投影求出$\sum P_{j1}$。图e)的矢量多边形是闭合的，即三缸柴油机的一次往复惯性力已自行平衡。

同理，一次往复惯性力矩的图解（图f)），亦可用求回转惯性力矩（图c)）的图解法，先求出假想的一次离心力矩的合成值：

$$\sum M_{k1}=\sqrt{3}\, m_j R\omega^2 a \qquad (4.1.4\text{-}62)$$

它在垂直轴上的投影$\sum M_{j1}$即为合成后的一次往复惯性力矩的瞬时值。如图g）所示，当第一曲柄转到上止点后 30°时，此合力矩$\sum M_{j1}$出现最大值。往复惯性力矩的作用面总是在柴油机的纵截面内，并且它以变化的数值使机身前后交替地上下翘动。

在图 4.1.4-12 中，如果不考虑作图比例尺，则从比较中可知，图b）与图e）或图c）与图f）的形态完全相同。故可直接从$\sum P_r$和$\sum M_r$的平衡情况推论出$\sum P_{j1}$和$\sum P_{j1}$的平衡性。在平衡系数表中就利用这种矢量形式相同结论一致的道理，有时将$\sum P_r$和$\sum P_{j1}$列在一栏，将$\sum M_r$和$\sum M_{j1}$到在另一栏。

根据式（4.1.4-29)，二次往复惯性力为：

$$P_{j2}=\lambda m_j R\omega^2\cos 2\theta$$

它相当于一个在半径为R的圆周上，以角速度 2ω回转着的质量为$\frac{\lambda}{4}m_j$的重块所产生的离心力在垂直轴上的投影。因此，也可以认为在每个曲柄处附有一个假想的二次离心力：

$$K_2=\frac{\lambda}{4}m_j R(2\omega)^2$$

由于二次往复惯性力的变化频率较曲柄快一倍，因此在图解分析时，对这种力或力矩的矢量分布图称为二次曲柄(图 4.1.4-13)。除了先要画出二次矢量图之外，其它步骤与一次往复惯性力或力矩的图解方法完全相同。

图 4.1.4-12 h）表示，三缸柴油机$\sum P_{j2}$已自行平衡。而图i）中的$\sum M_{j2}$则未平衡。图中假想的二次离心力矩合矢量$\sum M_{k2}$在垂直轴上的投影$\sum M_{j2}$即为合成后的二次往复惯性力矩的瞬时值。当第一曲柄转到 345°（图j)中为－15°）时，$\sum M_{j2}$出现最大值：

$$(\sum M_{j2})_{max}=\sqrt{3}\,\lambda m_j R\omega^2 a \qquad (4.1.4\text{-}63)$$

安装平衡重即根据此瞬间的数值和位置。实际上，当第一曲柄按顺时针转到上止点后 75°，165°，255°及 345°位置时都会出现最大值。只是在 165°及 345°时此力矩使柴油机一缸向上，末缸向下产生最大翘动，而在 75°及 255°时力矩的作用方向与上两个位置的方向相反。

3.2 柴油机不平衡系数表

通过平衡性的分析可知，各种振动力或力矩的公式中都含有一个相同的公因数。譬如回转惯性力的公因数为$m_r R\omega^2$，回转惯性力矩的公因数为$m_r R\omega^2 a$，一次往复惯性力的公因数为$m_j R\omega^2$等。因此，那些振动力和振动力矩的合成公式亦可写成如下形式：

$$\left.\begin{array}{ll}\text{回转惯性力} & \sum P_r=\text{系数}\times m_r R\omega^2\\ \text{一次往复惯性力} & \sum P_{j1}=\text{系数}\times m_j R\omega^2\\ \text{二次往复惯性力} & \sum P_{j2}=\text{系数}\times \lambda m_j R\omega^2\\ \text{回转惯性力矩} & \sum M_r=\text{系数}\times m_r R\omega^2 a\end{array}\right\} \qquad (4.1.4\text{-}64)$$

表 4.1.4-9 副连杆机构动力计算表

①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭	⑮	⑯	⑰
—	—	—	$\frac{②}{③}$	—	②×⑤	—	—	$\frac{\sin⑧}{⑦}$	$\frac{R_f}{L}$ ④×⑨	①+β_f	—	—	⑫+⑬	—	—	⑮+⑯
θ_f (°)	P_{1f}	$\cos\beta_f$	P_{cf}	$tg\beta_f$	P_{Hf}	$\cos\beta$	$\beta-\beta_f-\phi$	$\frac{\sin(\beta-\beta_f-\phi)}{\cos\beta}$	N'	$\theta_f+\beta_f$	$P_{cf}\sin(\theta_f+\beta_f)$	$N'\cos(\theta_f+\gamma)$	T_f	$P_{cf}\cos(\theta_f+\beta_f)$	$N'\sin(\theta_f+\gamma)$	Z_f
0 10 20 ⋮ ⋮																

表 4.1.4-10 主副连杆机构的 T_Σ，Z_Σ 及主气缸侧推力 $P_{H\Sigma}$ 计算表

①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫
—	—	—	—	$\theta-\gamma$	—	—	—	—	②+⑥	③+⑦	④+⑨
θ (°)	T	Z	P_H	θ_f	T_f	Z_f	P_{Hf}	N'	T_Σ	Z_Σ	$P_{H\Sigma}$
0 10 20 ⋮ ⋮											

一次往复惯性力矩　$\sum M_{j1}=$系数$\times m_j R\omega^2 a$

二次往复惯性力矩　$\sum M_{j2}=$系数$\times \lambda m_j R\omega^2 a$

式中a为气缸间距。上列公式中的系数，都是随柴油机的行程数，气缸数和曲柄排列的形式而变的。如果这些参数已定，对柴油机每一种振动力或力矩的平衡分析结果都有两种可能：一种是这种振动力或力矩的合成值等于 0，说明它已自行平衡，不再造成振动。在不平衡系数表中，此项振动力系数为 0，另一种是这种力或力矩的合成结果不为 0，会造成振动，其合成值或最大合成值即为式（4.1.4-48）中的系数与其公因数的乘积。此时的系数已算出具体数值列入不平衡系数表中。例如上节分析的三缸柴油机，经平衡分析结果，

$$(\sum M_{j2})_{\max}=\sqrt{3}\lambda m_j R\omega^2 a$$

式中的系数$\sqrt{3}$即为该机$\sum M_{j2}$的不平衡系数，填入表 4.1.4-4 三缸柴油机$\sum M_{j2}$的栏目中，该栏中的 30°即为第一曲柄在上止点时$\sum M_{j2}$的位置。

将不同冲程数、不同气缸数和各种曲柄排列的柴油机都经过前节的平衡分析后，即可将所得的系数列成不平衡系数表 4.1.4-11～4.1.4-14。

表 4.1.4-11　　**直列式二冲程柴油机不平衡系数表**

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
序号	缸数	一次曲柄图	二次曲柄图	往复惯性力		往复惯性力矩		内力矩	
				$\sum P_{j1}$	$\sum P_{j2}$	$\sum M_{j1}$	$\sum M_{j2}$	一次	二次
1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
2	2	1, 2	1,2	0	2	1 0°	0	0	0
3	3	1, 2, 3	1, 3, 2	0	0	1.732 330°	1.732 30°	0.5	0.5
4	4	1, 4, 3, 2	1,2; 3, 4	0	0	1.414 45°	4 0°	0.745	0.333
5	4	1, 2, 3, 4	1,4; 2·3	0	0	3.162 341.6°	0	0.333	1
6	4	1, 2, 4, 3	1,3; 2,4	0	0	2.828 315°	2 0°	0.745	0.333

续上表

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
序号	缸数	一次曲柄图	二次曲柄图	往复惯性力		往复惯性力矩		内力矩	
				ΣP_{j1}	ΣP_{j2}	ΣM_{j1}	ΣM_{j2}	一次	二次
7	5	1, 5, 4, 2, 3	1, 3, 2, 5, 4	0	0	0.449 54°	4.98 18°	1.309	0.426
8	5	1, 2, 3, 4, 5	1, 5, 4, 2, 3	0	0	4.98 342°	0.449 54°	0.426	1.31
9	5	1, 4, 3, 2, 5	1, 5, 2, 4, 3	0	0	2.63 342°	4.25 54°	0.426	1.31
10	6	1, 6, 5, 2, 3, 4	1, 4; 3, 6; 2, 5	0	0	0	3.464 30°	1.732	0.529
11	6	1, 4, 5, 2, 3, 6	1, 6; 3, 4; 2, 5	0	0	3.464 330°	0	0.529	1.732
12	6	1, 4, 6, 5, 3, 2	1, 2; 3, 4; 5, 6	0	0	0	6.928 330°	1	1.51
13	6	1, 3, 6, 5, 4, 2	1, 2; 3, 4; 5, 6	0	0	2 300°	6.928 330°	0.9165	1.51
14	6	1, 6; 2, 5; 3, 4	1, 6; 3, 4; 2, 5	0	0	0	0	1.732	1.732
15	6	1, 6, 5, 30°, 2, 3, 4	1, 4, 6, 3, 2, 5	0	0	0.8966 255°	1.732 330°	1.675	1.51

续上表

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
序号	缸数	一次曲柄图	二次曲柄图	往复惯性力		往复惯性力矩		内 力 矩	
				$\sum P_{j1}$	$\sum P_{j2}$	$\sum M_{j1}$	$\sum M_{j2}$	一次	二次
16	7	1; 6, 4; 5, 7; 3, 2	1; 2, 3; 6, 4; 7, 5	0	0	0.0759 141.8°	9.148 12.86°	0.524	1.846
17	7	1; 7, 6; 2, 3; 5, 4	1; 4, 5; 7, 6; 3, 2	0	0	0.267 64.1°	1.005 38.5°	2.524	0.875
18	7	1; 7, 5; 4, 3; 2, 6	1; 6, 2; 7, 5; 3, 4	0	0	0.851 70.5°	5.52 57.2°	1.225	2.2
19	8	1; 6, 7; 5, 4; 2, 3; 8	1, 8; 3,6; 2,7; 4,5	0	0	1.405 342.9°	0	1.083	3.162
20	8	1; 8, 6; 3, 5; 4, 2; 7	1, 7; 2, 8; 4,6; 3,5	0	0	0.8967 67.5°	0	1.44	2.828
21	8	1; 8, 7; 2, 4; 5, 6; 3	1, 3; 6, 8; 5, 7; 2, 4	0	0	2.165 247.5°	2.828 45°	2.617	1.428
22	8	1; 7, 6; 2, 4; 8, 5; 3	1, 3; 5,7; 6, 8; 2,4	0	0	2.165 22.5°	2.828 315°	2.617	1.428
23	8	1; 6, 8; 4, 3; 7, 5; 2	1, 2; 5, 6; 7, 8; 3, 4	0	0	1.082 112.5°	5.657 315°	1.309	2.857
24	8	1; 8, 7; 2, 3; 6, 5; 4	1, 4; 5, 8; 6, 7; 2, 3	0	0	0.448 67.5°	0	3.154	1

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
序号	缸数	一次曲柄图	二次曲柄图	往复惯性力		往复惯性力矩		内力矩	
				ΣP_{j1}	ΣP_{j2}	ΣM_{j1}	ΣM_{j2}	一次	二次
25	8			0	0	2.42 274.1	0	2.927	1
26	8			0	0	2.762 60.9°	0	0.909	3.162
27	8			0	0	2.613 67.5°	5.656 45°	0.993	2.857
28	8			0	0	1.67 56.25°	0	3.052	1
29	8			0	0	0	0	1.414	4
30	9			0	0	0.1936 70°	0.5477 50°	4.145	1.07
31	9			0	0	0.922 210°	1.13 330°	2.078	1.853
32	9			0	0	0.922 10°	1.13 290°	1.563	2.206
33	10			0	0	0	0.898 54°	4.98	1.309

续上表

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
序号	缸数	一次曲柄图	二次曲柄图	往复惯性力		往复惯性力矩		内力矩	
				ΣP_{j1}	ΣP_{j2}	ΣM_{j1}	ΣM_{j2}	一次	二次
34	10	1, 8, 6, 5, 3, 10, 4, 2, 9, 7	1,10; 4,8; 2,6; 5,9; 3,7	0	0	0.0557 0°	1.625 90°	2.349	2.502
35	11	1, 10, 3, 8, 5, 6, 7, 4, 9, 2, 11	1, 7, 10, 4, 3, 9, 8, 2, 5, 11, 6	0	0	0.153 73.8°	0.382 57.3°	6.172	1.54
36	11	1, 8, 9, 5, 2, 6, 10, 7, 3, 4, 11	1, 10, 8, 7, 9, 3, 5, 4, 2, 11, 6	0	0	0	9.031 237.3°	2.754	3.273
37	12	1, 11, 3, 9, 5, 7, 6, 8, 4, 10, 2, 12	1,6; 8,11; 3,4; 9,10; 2,5; 7,12	0	0	0.277 75°	0	7.2098	1.732
38	12	1, 11, 9, 4, 2, 12, 7, 5, 3, 10, 8, 6	1,7; 5,11; 3,9; 4,10; 2,8; 6,12	0	0	0	0	2.45	1.732

表 4.1.4-12　直列式四冲程柴油机不平衡系数表

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
序号	缸数	一次曲柄图	二次曲柄图	往复惯性力		往复惯性力矩		内力矩	
				ΣP_{j1}	ΣP_{j2}	ΣM_{j1}	ΣM_{j2}	一次	二次
1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
2	2	1, 2	1,2	0	2	1 0°	0	0	0
3	3	1, 3, 2	1, 2, 3	0	0	1.732 330°	1.732 30°	0.5	0.5

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
序号	缸数	一次曲柄图	二次曲柄图	往复惯性力		往复惯性力矩		内力矩	
				$\sum P_{j1}$	$\sum P_{j2}$	$\sum M_{j1}$	$\sum M_{j2}$	一次	二次
4	4	1; 3; 4; 2	1, 2; 3, 4	0	0	1.414 315°	4 0°	0.745	0.333
5	4	1, 4; 2, 3	1, 2, 3, 4	0	4	0	0	1	1
6	5	1; 5; 4; 2; 3	1; 3; 2; 5; 4	0	0	0.449 54°	4.98 18°	1.309	0.426
7	6	1, 6; 2, 5; 3, 4	1, 6; 3, 4; 2, 5	0	0	0	0	1.732	1.732
8	7	7; 1; 6; 2; 3; 5; 4	1; 4; 5; 7; 6; 3; 2	0	0	0.267 64.1°	1.005 38.5°	2.542	0.875
9	8	1, 8; 4, 5; 3, 6; 2, 7	1, 2, 7, 8; 3, 4, 5, 6	0	0	0	0	1.414	4
10	8	1, 8; 3, 6; 2, 7; 4, 5	1, 4, 5, 8; 2, 3, 6, 7	0	0	0	0	3.16	1
11	8	1, 8; 4, 5; 2, 7; 3, 6	1, 3, 6, 8; 2, 4, 5, 7	0	0		0	2.828	2
12	8	1, 4; 5, 8; 6, 7; 2, 3	1, 2, 3, 4; 5, 6, 7, 8	0	0	0	16 0°	1	1.57

续上表

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
序号	缸数	一次曲柄图	二次曲柄图	往复惯性力		往复惯性力矩		内 力 矩	
				ΣP_{j1}	ΣP_{j2}	ΣM_{j1}	ΣM_{j2}	一次	二次
13	9	1 6 8 2 5 7 3 4 9	1 7 6 3 8 4 2 9 5	0	0	0.922 210°	1.13 330°	2.078	1.853
14	9	1 8 3 6 5 4 7 2 9	1 4 8 7 3 2 6 9 5	0	0	0.1936 70°	0.5477 50°	4.145	1.07
15.	10	1,10 4,7 3,8 2,9 5,6	1,10 2,9 4,7 5,6 3,8	0	0	0	0	1.328	4.98
16	12	1,12 3,10 5,8 2,11 4,9 6,7	1,2,11,12 3,4 9,10 5,6 7,8	0	0	0	0	2	6.928

表 4.1.4-13　　二冲程V型柴油机不平衡系数表

缸数	气缸张角γ 及曲柄图	发火间隔角及发火次序	往复惯性力		往复惯性力矩	
			ΣP_{j1}	ΣP_{j2}	ΣM_{j1}	ΣM_{j2}
2	180° I II 1	$\xi=180°$ 左 1 ↓ 右 1	2	0	0	0
4	90° I II 1 2	$\xi=90°$ 左 1 2 ↓ ↗ ↓ 右 1 2	0	2.83	1	0
6	60° I II 1 3 2	$\xi=60°$ 左 1 3 2 ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ 右 1 3 2	0	0	2.6	1.5

缸数	气缸张角γ 及曲柄图	发火间隔角及发火次序	往复惯性力		往复惯性力矩	
			ΣP_{j1}	ΣP_{j2}	ΣM_{j1}	ΣM_{j2}
8		$\xi=45^\circ$ 左 1 3 2 4 ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ 右 1 3 2 4	0	0	2.41	5.23
12		$\xi=30^\circ$ 左 1 5 3 4 2 6 ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ ↗ 右 6 1 5 3 4 2	0	0	0	4.9
16		$\xi=22.5^\circ$ 左 1 7 3 5 4 6 2 8 ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ ↗ ↓ 右 8 1 7 3 5 4 2 6	0	0	2.62	0

表 4.1.4-14　　**四冲程V型柴油机不平衡系数表**

缸数	气缸张角γ 及曲柄图	发火间隔角及发火次序	往复惯性力		往复惯性力矩	
			ΣP_{j1}	ΣP_{j2}	ΣM_{j1}	ΣM_{j2}
2		$\xi=360^\circ$ 左 1 ↓ 右 1	1	1.414	0	0
4		$\xi=180^\circ$ 左 1 2 ↓ ↗ ↓ 右 1 2	4	0	0	0
4		$\xi=180^\circ$ 左 1 2 ↓ ↗ ↓ 右 1 2	0	0	2	0

续上表

缸数	气缸张角γ 及曲柄图	发火间隔角及发火次序	往复惯性力		往复惯性力矩	
			ΣP_{j1}	ΣP_{j2}	ΣM_{j1}	ΣM_{j2}
6	120° I 1 II 3 2	$\xi=120°$ 左 1 3 2 ↓↗↓↗↓ 右 2 1 3	0	0	2.6	2.6
8	90° I 1,4 II 3, 2	$\xi=90°$ 左 1 3 4 2 ↓↗↓↗↓↗↓ 右 4 2 1 3	0	5.66	0	0
8	90° I 1 II 3 2 4	$\xi=60°$ 左 2 1 3 4 ↓ 右 4 2 1 3	0	0	3.16	0
12	60° I 1,6 II 2,5 3,4	$\xi=60°$ 左 1 5 3 6 2 4 ↓↗↓↗↓↗↓↗↓↗↓ 右 6 2 4 1 5 3	0	0	0	0
12	180° 1,6 I II 2,5 3,4	$\xi=60°$ 左 1 5 3 6 2 4 ↓↗↓↗↓↗↓↗↓↗↓ 右 4 1 5 3 6 2	0	0	0	0
16	45° I 1,8 II 3,6 2,7 4,5	$\xi=45°$ 左 1 3 5 7 8 6 4 2 ↓↗↓↗↓↗↓↗↓↗↓↗↓↗↓ 右 8 6 4 2 1 3 5 7	0	0	0	0
16	135° I 1,8 II 3,6 2,7 4,5	$\xi=45°$ 左 1 3 5 7 8 6 4 2 ↓↗↓↗↓↗↓↗↓↗↓↗↓↗↓ 右 7 8 6 4 2 1 3 5	0	0	0	0
16	90° I 1,8 II 3,6 2,7 4,5	$\xi=45°$ 左 16 25 83 74 ↓↗↓↗↓↗↓ 右 16 25 83 74	0	8.7	0	0

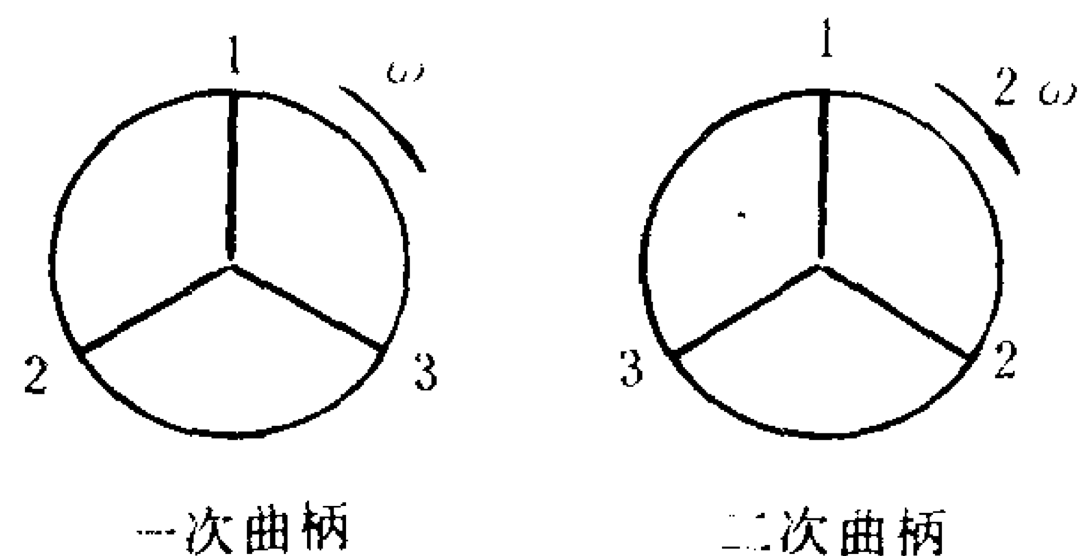


图 4.1.4-13　二次曲柄图

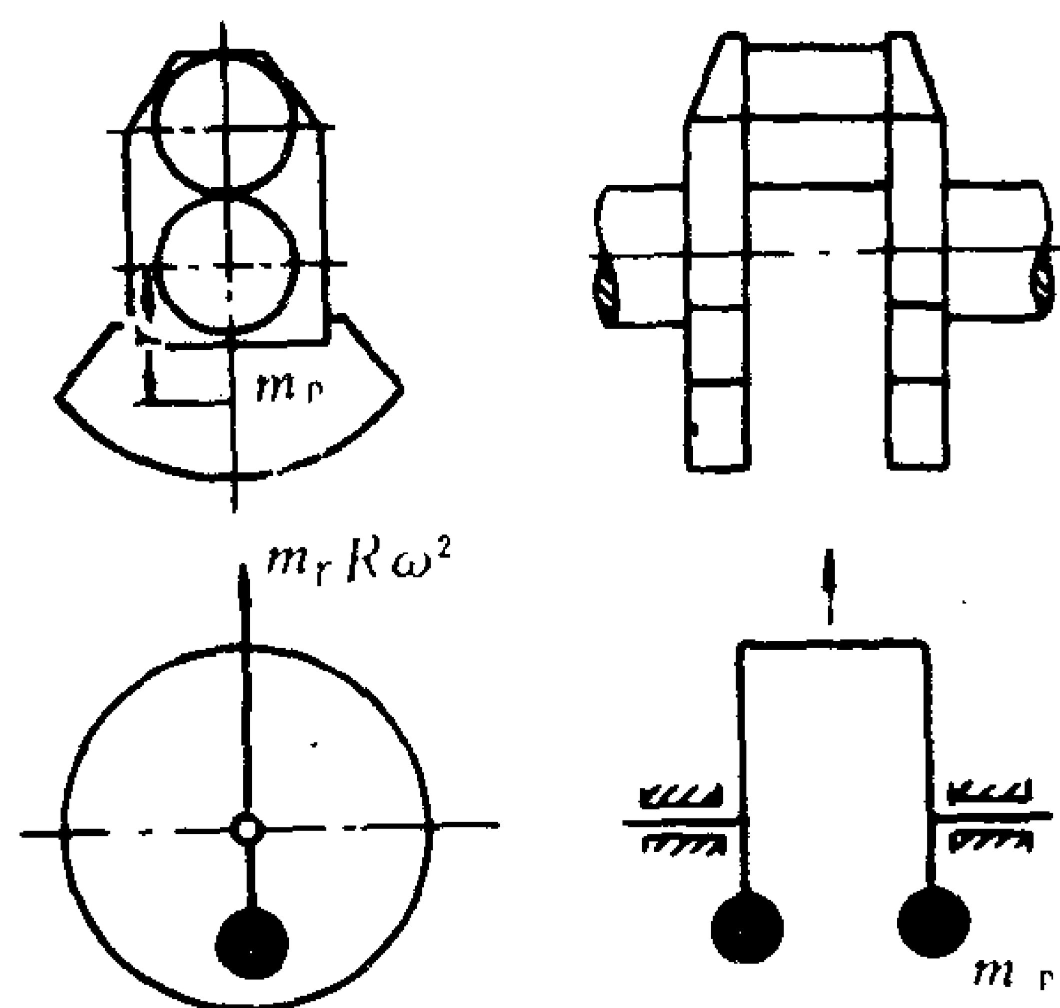


图 4.1.4-14　回转惯性力P_r平衡法

有了不平衡系数表，可以很方便地查知各种常用柴油机的平衡情况和振动程度，系数值乘以各自的公因数还可直接用以设计平衡重。

表中所列的角度值是指当第1曲柄处于上止点时，合成力或合成力矩由上止点位置向顺时针方向量变的夹角。安装平衡重时，可将第1曲柄由上止点按逆时针方向旋转该角度值，此时$\sum M_r$转到机身的纵截面内或$\sum M_j$在机身纵截面内出现最大值，且使1缸朝上，末缸朝下进行振动。$\sum P_r$和$\sum M_r$的平衡情况与表中$\sum P_{j1}$和$\sum M_{j1}$的平衡性相同，故未单独列出。表中的内力矩是考虑到曲轴不是绝对刚体，由于振动力使曲轴发生的弹性变形而产生的振动力矩，表中只给出了回转惯性力和一次往复惯性力所引起的内力矩。一般所谓的内部平衡问题，大多仅考虑影响较大的回转惯性力。

3.3　柴油机平衡方法

平衡振动力或力矩的方法，是制造出一种和原来的振动力或力矩大小相等，方向相反，变化规律相同的平衡力或力矩，以减弱或抵消柴油机的振动力或力矩的作用。具体方法就是在柴油机上安装平衡重。因此，所谓平衡方法的研究，即是设计平衡重的布置方案，确定平衡重的大小和安装位置。

3.3.1　回转惯性力的平衡方法

除了单缸柴油机和两个曲柄在同一方向的双缸柴油机外，由于曲柄的均匀排列，其它多缸柴油机的回转惯性力都是自行平衡的。而曲柄同向的双缸柴油机很少采用。

平衡单缸柴油机回转惯性力的方法很简单，如图 4.1.4-14 所示，在曲柄销对面的两个曲臂下端各加一块平衡重即可。

设每块平衡重的质量为m_p，质量形心与曲轴回转中心间的距离为r，则其平衡条件为：

$$2m_p r\omega^2 = m_r R\omega^2$$

$$m_p r = \frac{1}{2} m_r R$$

3.3.2　回转惯性力矩的平衡方法

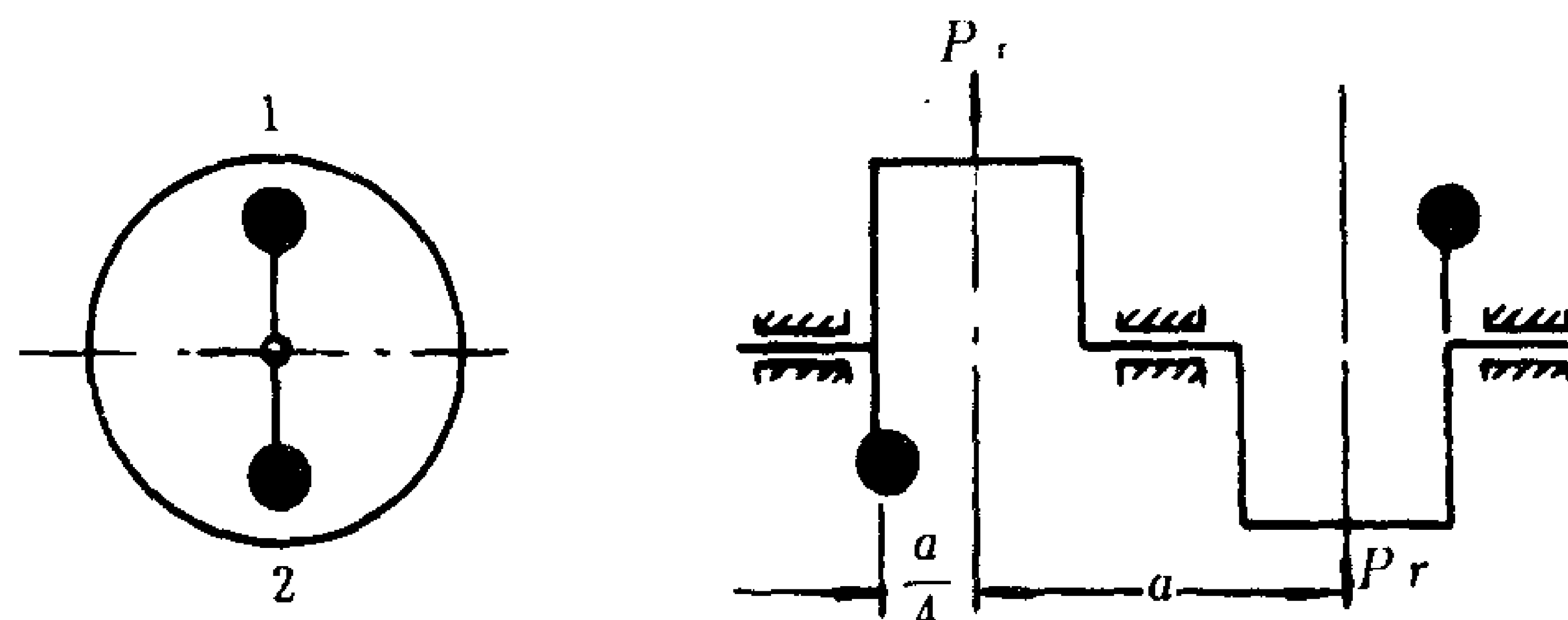


图 4.1.4-15　回转惯性力矩M_r平衡法

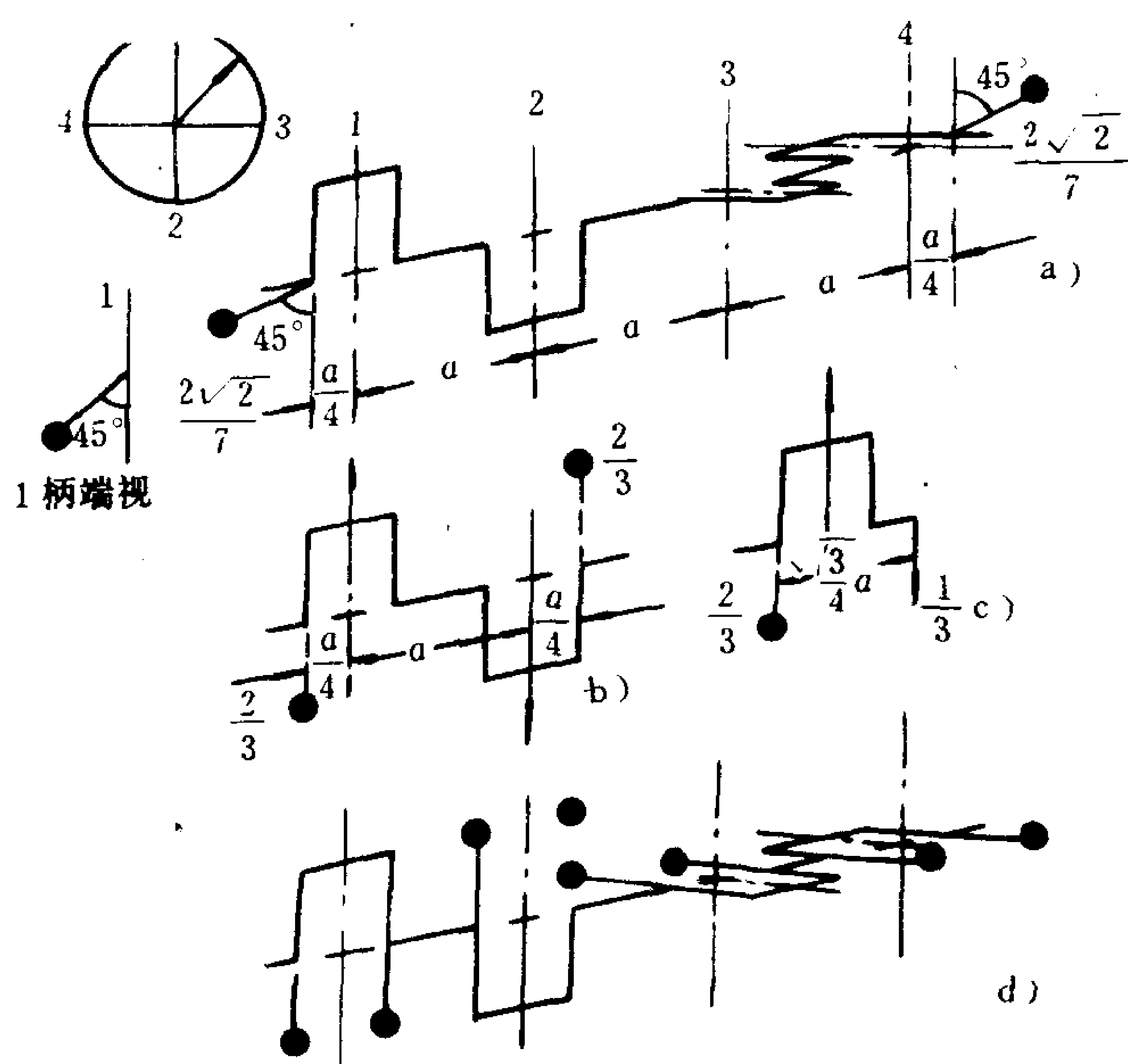


图 4.1.4-16　四缸柴油机$\sum M_r$平衡法

平衡回转惯性力矩$\sum M_r$的方法也是在曲轴上加装普通平衡重。不过这种平衡重是装在$\sum M_r$作用的平面上，目的是使它产生一个与$\sum M_r$相反的力矩来。

例如一台曲柄夹角为180°的双缸柴油机（图 4.1.4-15），如气缸间距为a，则未平衡的回转惯性力矩为：

$$\sum M_r = P_r a = m_r R\omega^2 a$$

此力矩的作用面恰好与1，2两缸曲柄所处的平面相同。为了平衡这个振动，可在$\sum M_r$所作用的平面内，按振动力矩的反方向，于1，2两个曲柄的对侧各加一块平衡重即可达到平衡的目的。如假设重块质量的质心距气缸中心线为$\frac{a}{4}$，而重块的回转半径为r时，则力矩的平衡条件为：

$$m_p r\omega^2 \frac{3}{2} a = m_r R\omega^2 a$$

因此，每个平衡重块的质量为：

$$m_p = \frac{2}{3} m_r \frac{R}{r}$$

为了深入讨论多缸柴油机对$\sum M_r$的各种平衡方法，我们再列举一个如图 4.1.4-16 所示的二冲程四缸柴油机进行分析。

这种曲柄排列的柴油机，不平衡的回转惯性力矩合成值为：

$$\sum M_r = \sqrt{2} m_r R\omega^2 a$$

其作用面是在一缸曲柄右45°的位置。当第一曲柄按顺时针转到上止点前45°的一瞬间，$\sum m_r$的作用面正好与柴油机垂直纵截面重合，有使1缸朝上末缸朝下的翻转趋势。如在首尾的两个曲臂上，按$\sum M_r$的反方向各装一块平衡重，即可平衡掉$\sum M_r$。如图 4.1.4-16 a)所示，假设两曲臂中心线间的距离为$\frac{1}{2}a$，则每块平衡重所产生的离心力为：

$$\frac{\sqrt{2} m_r R\omega^2 a}{3\frac{1}{2}a} = \frac{2\sqrt{2}}{7} m_r R\omega^2$$

如平衡重的回转半径为r，则其质量为：

$$m_p = \frac{2\sqrt{2}}{7} \frac{R}{r} m_r$$

应用图a)平衡方法所收到的效果，只能达到所谓外部平衡，即设柴油机曲轴为绝对刚体时机身对外产生的回转惯性力矩$\sum M_r$为零。如考虑曲轴为弹性体，则曲轴中央横截面尚存在剪力并产生$\frac{1}{\sqrt{2}} m_r R\omega^2 a$弯曲力矩。因为这种平衡方法的特点并未考虑内力矩的平衡性问题。这点对刚度较大的大型柴油机来说影响不大，故MAN-B&W公司L-MC 4 缸柴油机采用如

图 4.1.4-17 所示与上述图a）相同的整体平衡法，但它的平衡重不是装在曲臂对侧，而是装在转车齿轮和自由端的平衡轮上，在这种平衡重上并设有可在周向调节的补偿重块。

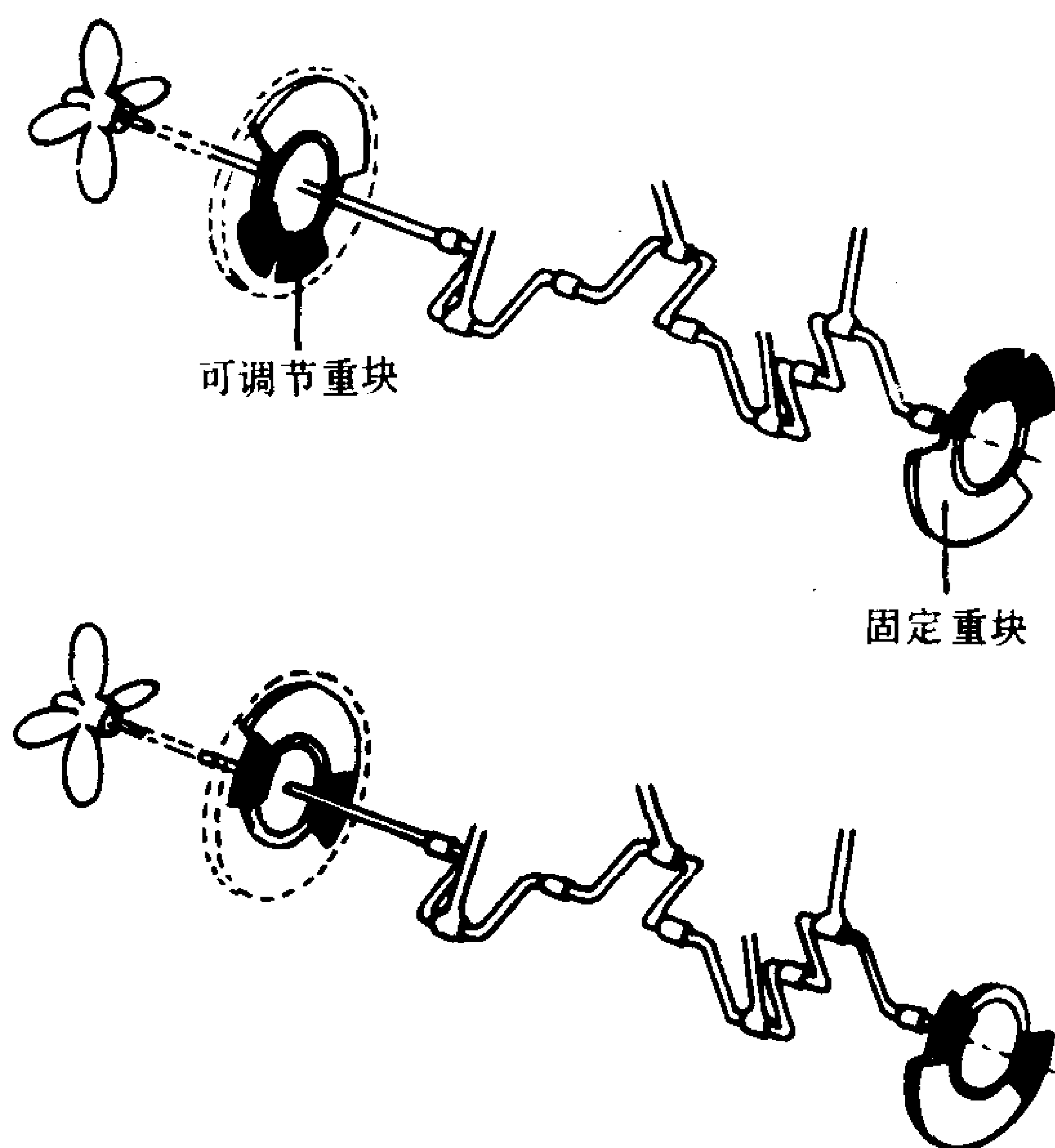


图 4.1.4-17　4 L-MC柴油机$\sum M_r$平衡法

如兼顾内力矩的平衡性，可用图 4.1.4-16 b）所示的分段平衡法。将四缸机曲轴分成两段考虑后，平衡重的安装位置就和图 4.1.4-15 所示的双缸柴油机的平衡方法完全相同。分段平衡法是将曲轴分为两列数段，分别进行平衡，这种平衡方法不仅能达到外部平衡并且还能达到局部的内部平衡。但每段曲轴再从中央切开，如图c）所示的截面处，还存在有 $\frac{1}{3}m_rR\omega^2$的剪力。如果把这个力也消除，最后的办法如图d）所示，在每个曲柄处都加一对平衡重，使每缸回转惯性力得到平衡，因而也就不会产生回转惯性力矩。这种每缸平衡法既达到外部平衡，也完全达到了内部平衡。

有些机身较长要求又较高的柴油机，虽然回转惯性力矩$\sum M_r=0$，但有时也用每缸平衡法在每个曲柄对侧都装有一对平衡重，以改善其内部的平衡情况。如GANTH型四冲程八缸柴油机就是一例。

3.3.3　往复惯性力的平衡方法

根据式(4.1.4-28)，往复惯性力可以用一组无穷多的简谐力之和来表示。其中各次的往复惯性力可写为：

$$\left.\begin{aligned}P_{j1}&=m_jR\omega^2\cos\theta\\P_{j2}&=\frac{\lambda}{4}m_jR(2\omega)^2\cos 2\theta\\P_{j4}&=\frac{\lambda^3}{64}m_jR(4\omega)^2\cos 4\theta\\&\cdots\cdots\\P_{j2n}&=C_{2n}m_jR(2n\omega)^2\cos 2n\theta\end{aligned}\right\}\tag{4.1.4-65}$$

由于四次以上的力数值很小，平衡时只考虑一次和二次往复惯性力。在多缸柴油机中，由于曲柄的均匀排列，故一般不会存在不平衡的一次往复惯性力。但在双缸和四冲程四缸的柴油机中却存在不平衡的二次往复惯性力矩的合成值。

为便于分析，以单缸机为例来讨论一次往复惯性力P_{j1}的平衡方法。

一次或二次往复惯性力都是作用在柴油机的纵截面内，其数值大小虽然是随曲柄转角的位置不同而变化，但它的作用线是始终不变的，对单缸机来说它的作用线就是气缸中心线。因此，要一次或二次往复惯性力得到平衡，就必须在往复惯性力的作用线上，造出一个和振动力大小相等，方向相反并按简谐规律变化的平衡力来。解决这个问题是采用兰氏四平衡重法。

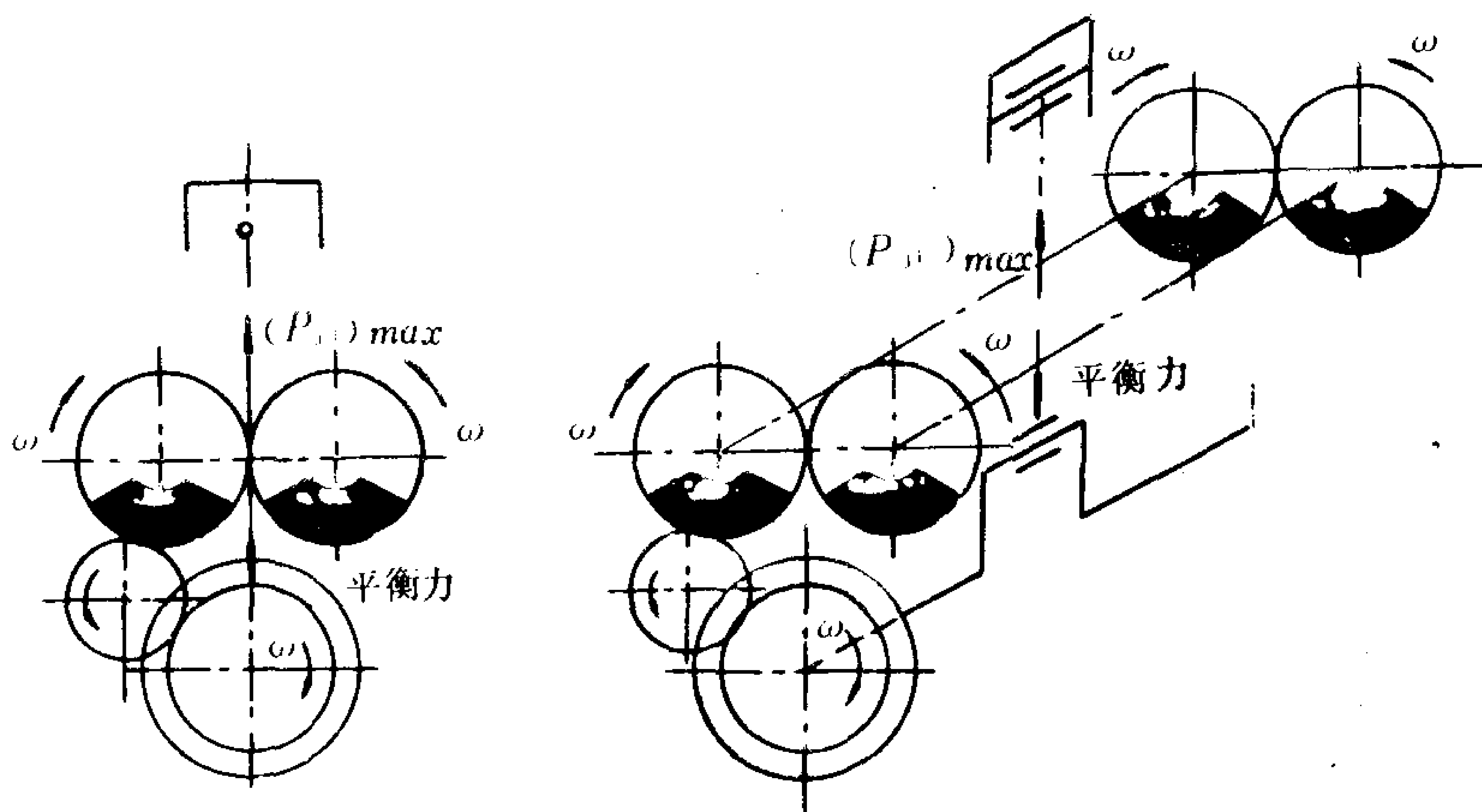


图 4.1.4-18　平衡P_{j1}的四平衡重法

平衡往复惯性力的四平衡重法如图 4.1.4-18 所示，四个平衡重装在机身的前后两端，并对称于不平衡力的作用线。由于P_{j1}的变化频率与曲轴的转速一样，因此反向回转的两个轮系与曲轴的转速比为 1∶1。往复惯性力的数值是随曲柄转角变化的，平衡重是根据能平衡掉振动力的最大值设计的。因此，在安装平衡重时除重块的方向相同外，还应使它和往复惯性力的变化规律相适应。往复惯性力如向上最大时，平衡力就必须向下最大，而且四个重块离心力的合力恰巧作用在气缸中心线上。

若令每块平衡重的质量为m_p，其质心与其回转中心的距离为r，则每块平衡重在以角速度ω回转时产生的离心力为：

$$S = m_p r\omega^2$$

按力的平行四边形原理可以把它分解为垂直和水平两个方向的分力，则四块平衡重在任何曲柄转角时产生的离心力，可以得到一个只在垂直方向并按简谐变化的平衡力，其变化频率与一次往复惯性力的频率相等。至于每瞬间水平方向的离心分力，则由于两个力大小相等方向相反而抵消了。

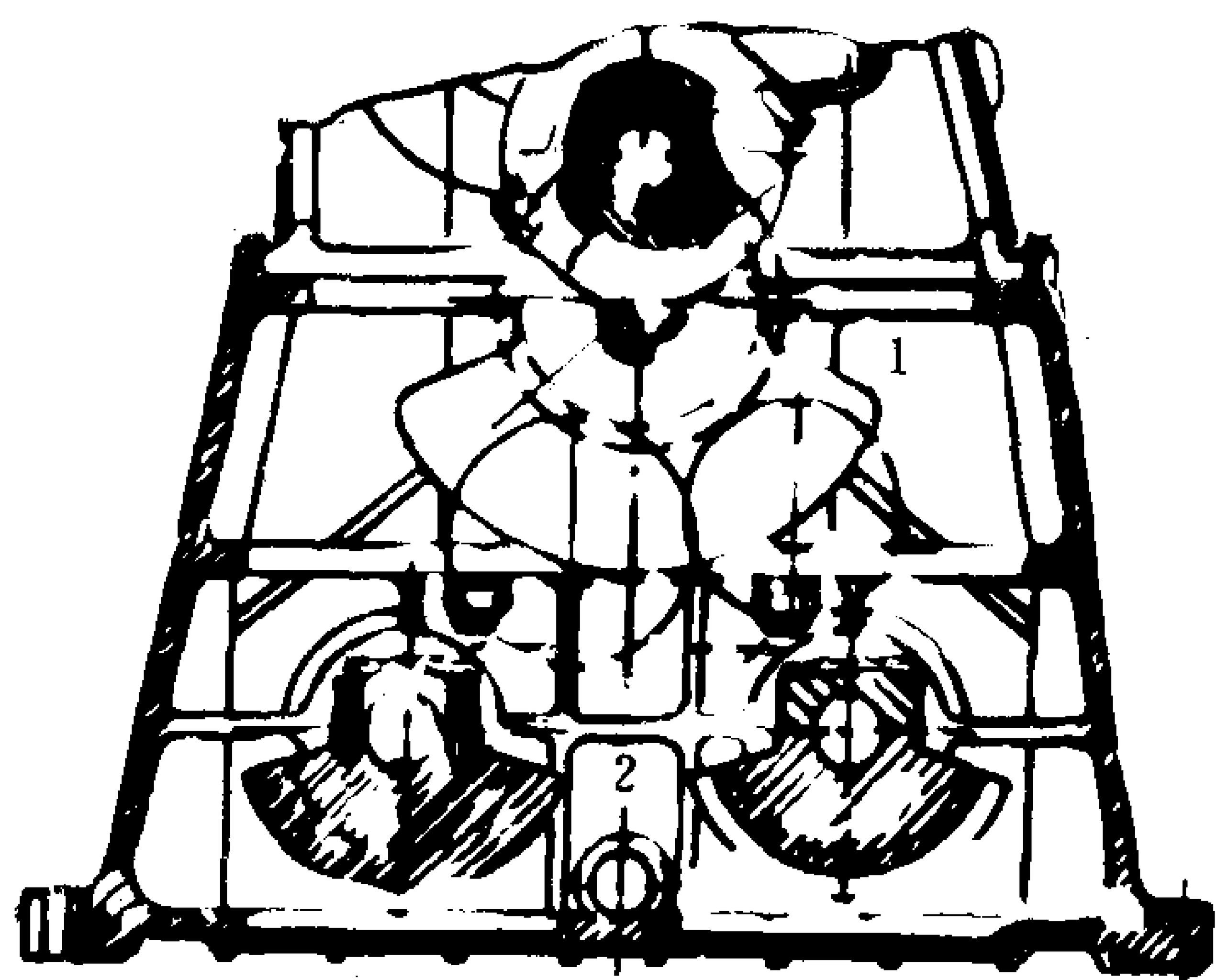


图 4.1.4-19　30／36 单缸柴油机平衡法

采用四平衡重法的平衡条件为：

$$4m_p r\omega^2\cos\theta = m_j R\omega^2\cos\theta$$

因此
$$m_p = \frac{1}{4} m_j \frac{R}{r}$$

图 4.1.4-19 为 30／36 单缸柴油机机座部分的横剖面图。图中 1 为平衡回转惯性力的平衡重块，它安装在曲臂下部；2 为平衡一次往复惯性力P_{j1}的四平衡重块，它布置在机座下方。

二次往复惯性力P_{j2}的平衡方法和一次往复惯性力的平衡方法相同，也是用兰氏四平衡重法平衡。因二次往复惯性力为：

$$P_{j2}=m_jR\omega^2\lambda\cos 2\theta$$
$$=\frac{\lambda}{4}m_jR(2\omega)^2\cos 2\theta$$

所以P_{j2}的平衡条件：

$$4m_pr\ (2\omega)\ ^2\cos 2\theta=\frac{\lambda}{4}m_jR\ (2\omega)\ ^2\cos 2\theta$$

因此，每块平衡重的质量为：

$$m_p=\frac{\lambda}{16}m_j\frac{R}{r}$$

由于二次往复惯性力P_{j2}的变化频率比曲轴快一倍，因此平衡这种力的四平衡重轮系与曲轴转速比应为 2∶1。

在P_{j2}的公式中，λ为 1/4 左右的分数，故这种不平衡力与P_{j1}相比造成的振动较小，一般小型发动机对它不采取平衡措施。但作为小型船用或小艇用的主机时，四冲程四缸柴油机的二次往复惯性力的合成值往往也会造成较严重的振动，使船底振裂或影响舰艇仪表的正常使用。因此，对一些要求较高的柴油机也采用四平衡重或如图 4.1.4-20 所示的方法进行平衡。

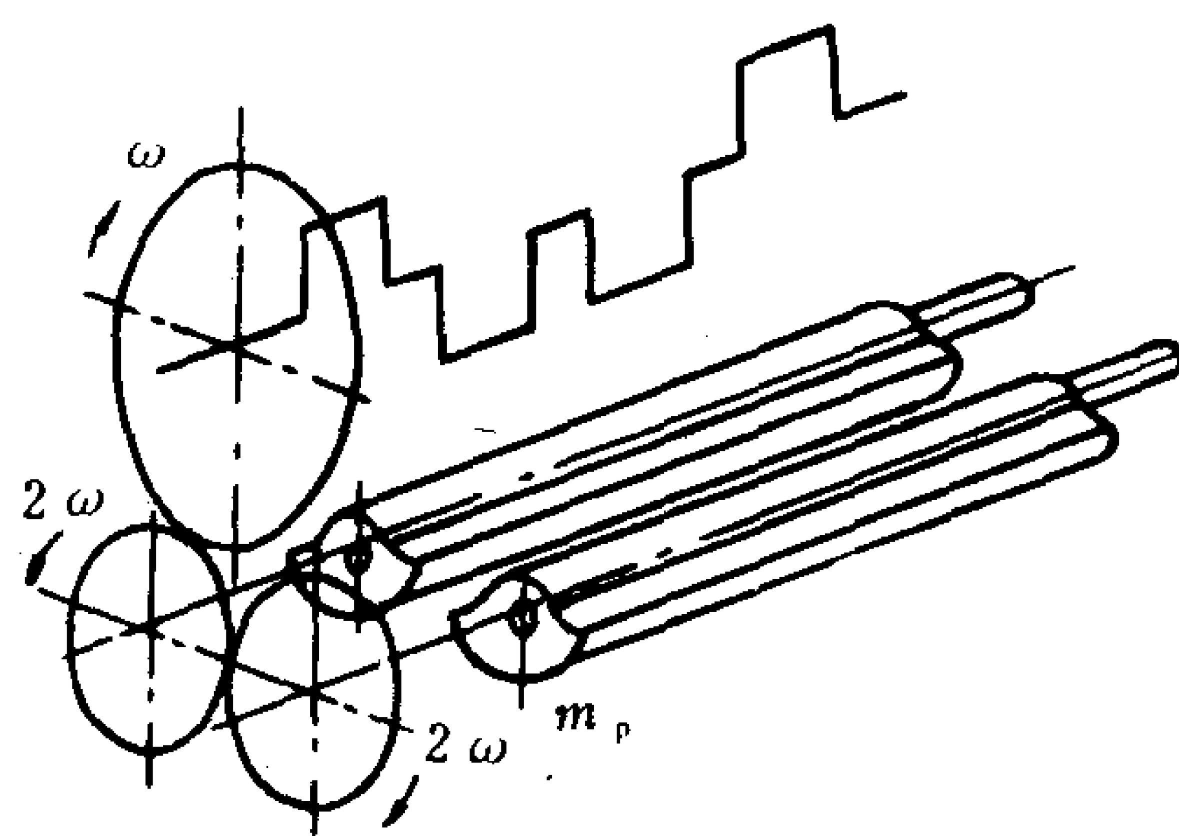


图 4.1.4-20　四缸柴油机$\sum M_{j2}$平衡法

3.3.4　往复惯性力矩的平衡方法

平衡一次或二次往复惯性力矩的合成值时，也可以用四平衡重法在柴油机的纵截面内造成一个等值反向的平衡力矩。故机身前后两端的平衡重块应反向安装（图 4.1.4-21）。

无论任何次不平衡的合成力矩，其数值都是随曲柄转角按余弦规律变化。因此，平衡重的设计应按$\sum M_{jn}$的最大值进行计算。而平衡重的位置也是按$\sum M_{jn}$出现最大值时第一曲柄的位置来安装。另外还要满足平衡齿轮与曲轴的速比要求。

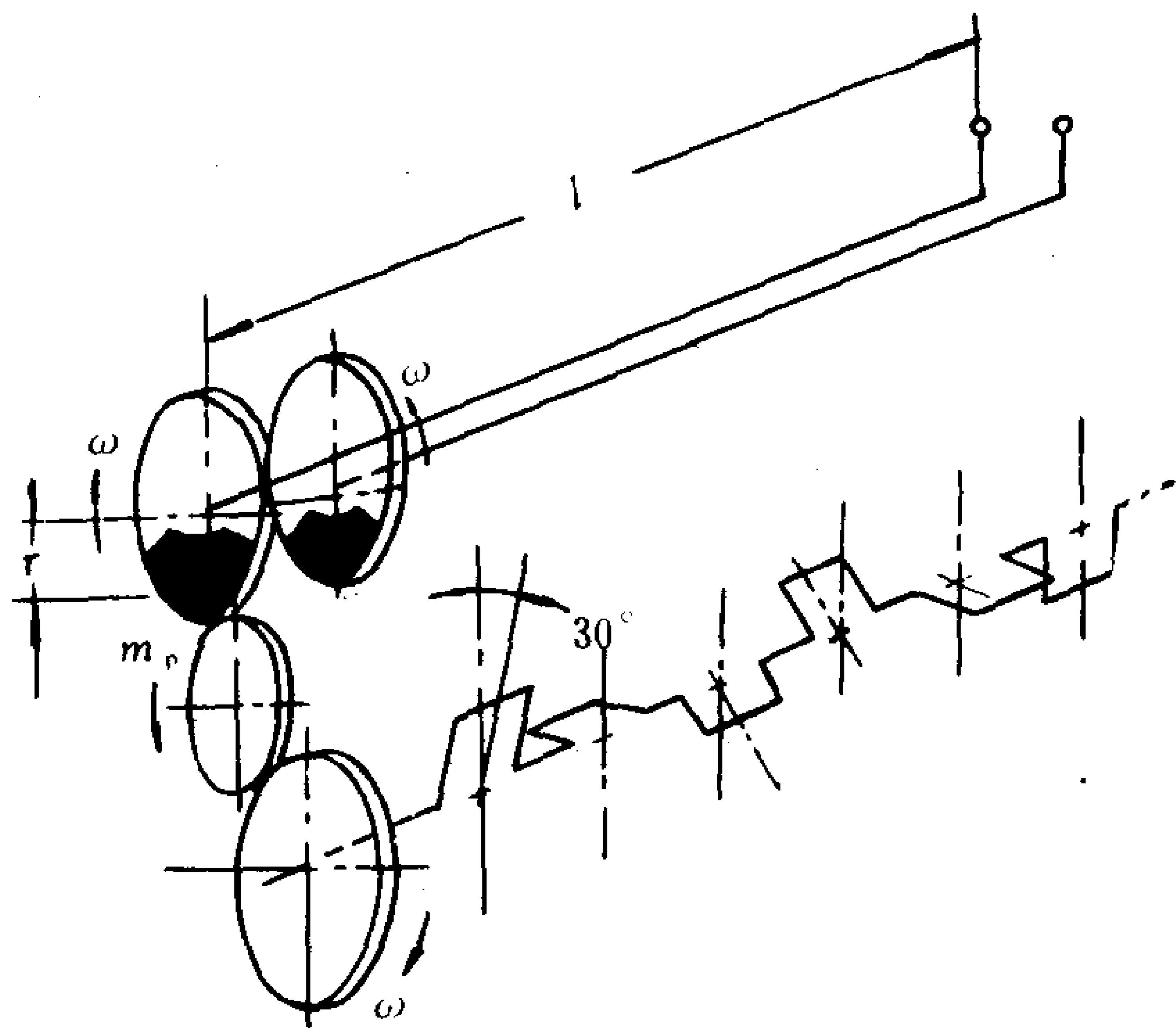


图 4.1.4-21　GM型高速柴油机平衡$\sum M_{j1}$的四平衡重图

在二冲程柴油机上用兰氏四平衡重法平衡一次或二次往复惯性力矩的实例是常见的。如美国的高速 6 缸 GM型柴油机就装有如图 4.1.4-17 所示的平衡装置。由于二冲程柴油机凸轮轴与曲轴的速比也是 1∶1，故平衡$\sum M_{j1}$时，凸轮轴即可兼作一根平衡轴，并将平衡重与传动齿轮铸成一体，另一根平衡轴则需单独设置。

图 4.1.4-22 为MAN-B&W 5 L-MC型柴油机，二次往复惯性力矩的平衡装置图。这种大型柴油机的四平衡重轮系分别装在机身的前后端，通

过链条由曲轴驱动。平衡重块也是由两个反向旋转的偏心质量所构成，它们的配置刚好能使本身产生的离心力在垂直方向上相加，水平方向上相互抵消，链轮的速比确保了平衡重的旋转速度为曲柄的两倍，结果在机身前后端反向安装的四平衡重，即可平衡掉振动的二次往复惯性力矩$\sum M_{j2}$。

图 4.1.4-23 为SUlZER RTA型四缸柴油机，一次和二次不平衡的往复惯性力矩联合平衡装置。RTA型柴油机的四平衡重是通过链条由凸轮轴驱动。

四缸、五缸和六缸RLB 76 型柴油机亦装有类似的联合平衡装置，如图 4.1.4-24 所示，它是由曲轴来驱动。图中只示出装于飞轮端的两种平衡重块(扁心质量)，其中装于曲轴上的偏心质量与图中未示出的另一偏心质量组成一对平衡重(图 4.1.4-19)，因为它们与曲轴的速比为 1∶1，可平衡一次往复惯性力矩。而通过链条由曲轴驱动的偏心质量，速比为 2∶1，平衡二次往复惯性力矩。在机身的自由端也有与输出端反向安装的平衡重。

另外，与上述类似的平衡装置还可以用配有转速和相位角的控制电路的电动机驱动。这种电动平衡器一般是安装在船尾的舵机平台上，因为有的尾机舱船舶，主机在该处激起的振幅较大，使电动平衡器在该处产生振幅相应，但方向相反的船体振动，两种效应就互相抵消。

与装于柴油机上的平衡装置相比，如果振动曲线未能预先准确掌握。电动平衡器在海上试验的过程中还可以作质量调整。

表 4.1.4-15，表 4.1.4-16 分别列出部分国产柴油机和国外柴油机的平衡资料。

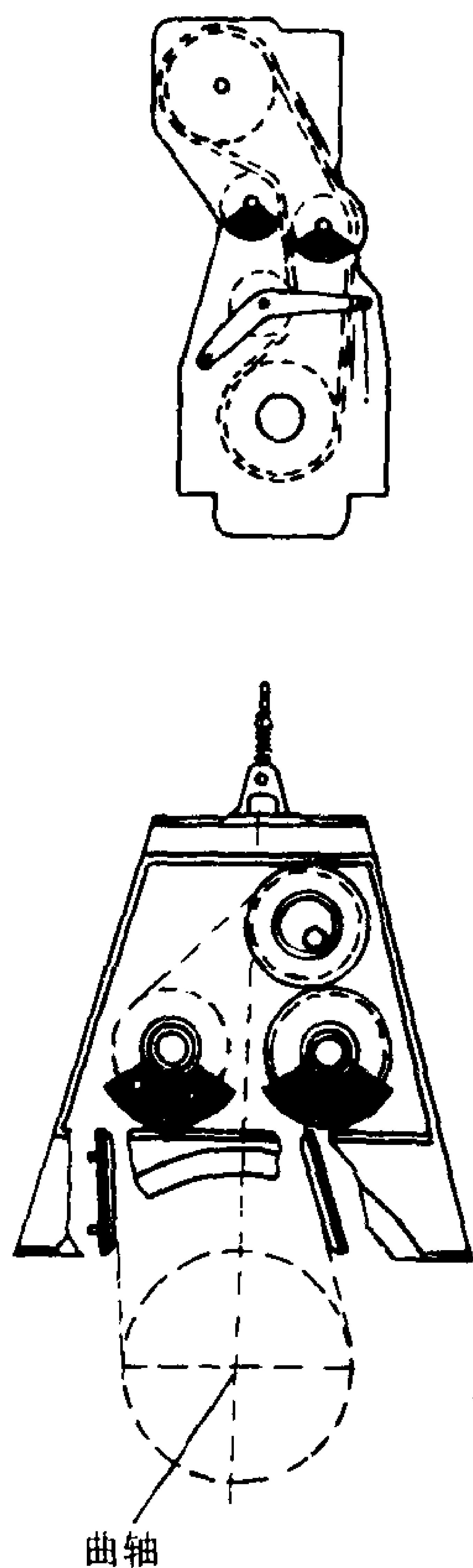


图 4.1.4-22　5 L-MC型柴油机$\sum M_{j2}$平衡装置图

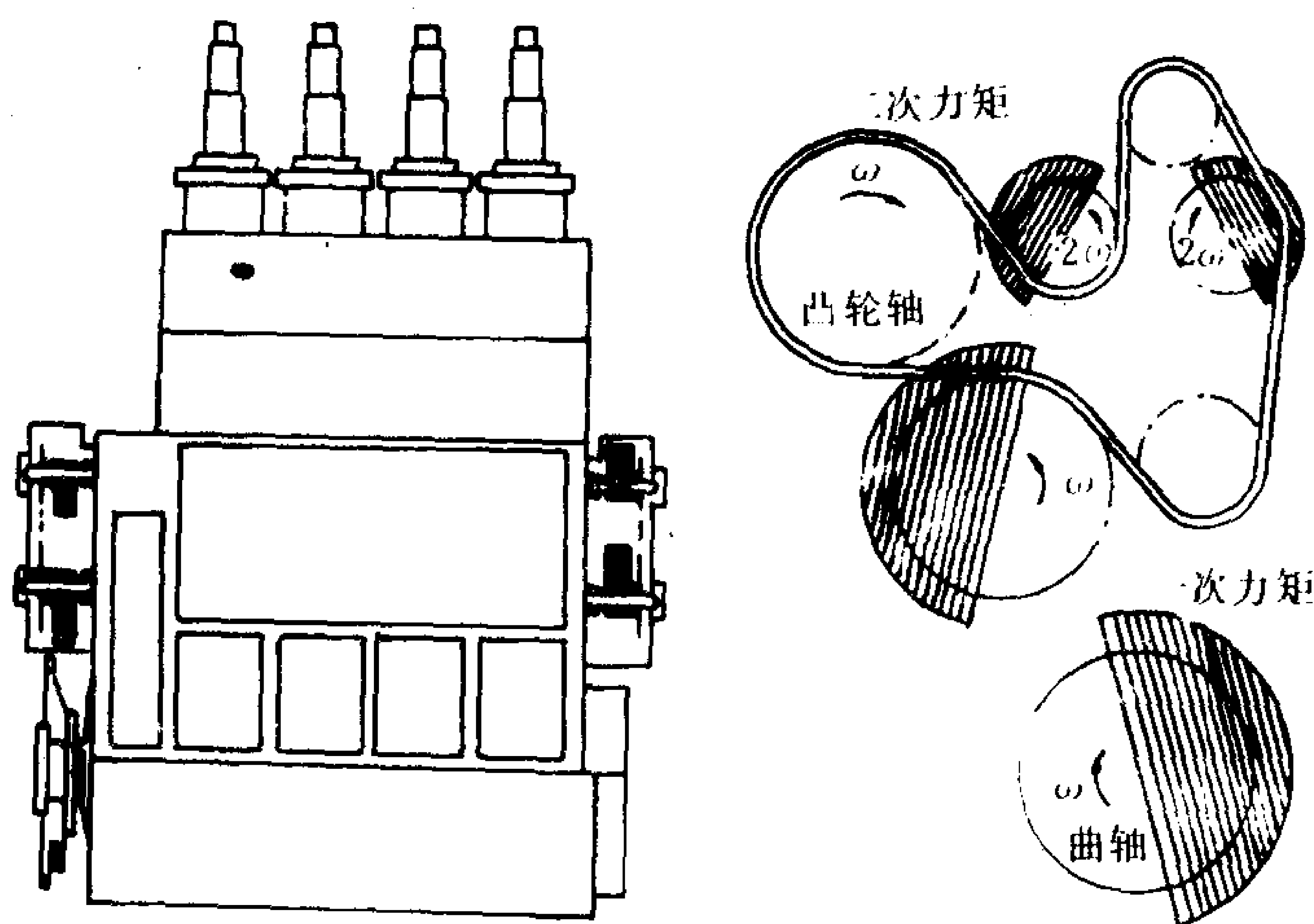


图 4.1.4-23　SULZER RTA型柴油机一次及二次惯性力矩平衡装置图

表 4.1.4-15　　**若干国产柴油机的平衡资料**

序号	发动机型号	型式缸数	曲柄数目	行程数	缸径 mm	行程 mm	功率 kW (PS)	转速 r/min	活塞组质量 kg	连杆组质量 kg	总往复质量 kg	总回转不平衡质量 kg	曲柄排列	离心力矩平衡措施	平衡效果	往复力矩平衡措施	备注
1	42-160	7星-42	6	4	160	170	2940 (4000)	2200	5.209	20.23/ 2.735	6.9/ 6.7	42.7			减小内力矩 41.64%	无	
2	12-180	V-12	6	4	180	205	992 (1350)	1500	7.96	13.2	11.65	15.53			—	无	
3	12 V 200	V-12	6	4	200	210/ 217.76	1764 (2400)	1700	14.068	29.25/ 6.4	18.78/ 17.42	51.4			减小内力矩 34.4%	无	
4	6200 GZC	I-6	6	4	200	270	367.5 (500)	600	35.5	34.6	47.8	47.4			—	无	
5	12-230	V-12	6	2	230	300/ 304.3	1617 (2200)	750	46	38.36/ 14.88	54.46/ 53.44	74.34			—	无	

续上表

序号	发动机型号	型式缸数	曲柄数目	行程数	缸径 mm	行程 mm	功率 kW (PS)	转速 r/min	活塞组质量 kg	连杆组质量 kg	总往复质量 kg	总回转不平衡质量 kg	曲柄排列	离心力矩平衡措施	平衡效果	往复力矩平衡措施	备注
6	16240 Z	V-16	8	4	240	275	2646 (3600)	1100	32.6	40.85	47.4	103	1,8; 3,6; 2,7; 4,5		减小内力矩 60%	无	
7	6250 GZC	I-6	6	4	250	270	882 (1200)	1000	35.5	84	56.5		1,6; 3,4; 2,5		减少内力矩 100%	无	
8	6270 CZ	I-6	6	4	270	340	471 (640)	660	43	85.5	71.5	88.1	（曲柄排列及平衡情况同于 12-180 机型）		—	无	
9	6300	I-6	6	4	300	380	294 (400)	400	97.4	76.2	127.9	125			—	无	
10	6320	I-6	6	4	320	440	970.2 (1320)	400	78.5	131.6	126.5	233.3	1,6; 3',4'; 30°; 2,5; 3,4; 1',6'		减少中央内力矩 100%	无	

续上表

序号	发动机型号	型式缸数	曲柄数目	行程数	缸径 mm	行程 mm	功率 kW (PS)	转速 r/min	活塞组质量 kg	连杆组质量 kg	总往复质量 kg	总回转不平衡质量 kg	曲柄排列	离心力矩平衡措施	平衡效果	往复力矩平衡措施	备注
11	D-39	I-6	6	2	390	450	1359.7 (1850)	500	223	181.24	291.5	221	(曲柄排列及平衡情况同于 12-230 机型)		—	加装二次力矩平衡轮系平衡 100%	
12	12 V 390	V-12	6	2	390	470/ 477.73	5880 (8000)	480	237	332/105	332.5/ 301	517			减小内力矩 100%	加装二次正反转轮系平衡 100%	
13	6 ESDZ 43/82 B	I-6	6	2	430	820	2205 (3000)	200	392	671.5	945.47	785	曲柄排列及平衡情况同于 12-230 机型)		—	无	
14	9 ESDZ 43/82 B	I-9	9	2	430	820	3307.5 (4500)	200	392	671.5	945.47	785			平衡一次离心力矩及 50%一次往复力矩	无	
15	6 ESDZ 75/160 B	I-6	6	2	750	1600	8820 (12000)	115	2636	4082	6093	4441	(曲柄排列及平衡情况同于 12-230 机型)		—	无	

表 4.1.4-16 若干国外柴油机的平衡资料

序号	发动机型号	型式缸数	曲柄数目	行程数	缸径 mm	行程 mm	功率 kW (PS)	转速 r/min	活塞组质量 kg	连杆组质量 kg	总往复质量 kg	总回转不平衡质量 kg	曲柄排列	离心力矩平衡措施	平衡效果	往复力矩平衡措施	备注
1	三菱 24 ZW	W-24	8	2	150	200	2572 (3500)	1650							全部消除一次不平衡力矩及内力矩	无	反转力矩完全自行平衡
2	BENZ MB820Db	V-12	6	4	175	205	992.2 (1350)	1500							改善内力矩	无	
3	MGO V12BZSHR	V-12	6	4	175	180/192	1176 (1600)	1500							改善内力矩	无	
4	MD 656	V-12	6	4	185	200	1653.7 (2250)	1800							改善内力矩	无	
5	MD872	V-16	8	4	185	200	2646 (3600)	1900							改善内力矩	无	
6	PAX-MAN 12YJC	V-12	6	4	197	216	1337.7 (1820)	1500					(曲柄排列及平衡情况同于 MGOV 12 BZSHR机型)		改善内力矩	无	
7	SEMT PA 4-200	V-12	6	4	200	210	1543.5 (2100)	1500							改善内力矩	无	
8	GM 12-567	V-12	6	2	216	254		335							消除离心力矩	有平衡一次往复力矩机构	

续上表

序号	发动机型号	型式缸数	曲柄数目	行程数	缸径 mm	行程 mm	功率 kW (PS)	转速 r/min	活塞组质量 kg	连杆组质量 kg	总往复质量 kg	总回转不平衡质量 kg	曲柄排列	离心力矩平衡措施	平衡效果	往复力矩平衡措施	备注
9	GM 12-278	V-12	8	2	222.2	266.7	904 (1230)	750							—	无	
10	AICO 251 C	V-16	8	4	228	267		1050							改善内力矩	无	
11	MTU MA 12 V 956	V-12	6	4	230	230	1837.5 (2500)	1575					(曲柄排列及平衡情况同于 MGO V 12 BZSHR机型)		改善内力矩	无	
12	富士 6 MD 26 X	I-6	6	4	260	320	1558.2 (2120)	750							改善内力矩	无	
13	UEV 30/40	I-6	6	2	300	400	1653.7 (2250)	600							各缸平衡所有离心力	无	
14	B&W 74/140	I-8	8	2	740	1400	4704 (6400)	110							平衡掉离心不平衡力矩	无	
15	9 RD 90	I-9	9	2	900	1550	12145.8 (16525)	119							平衡掉离心不平衡力矩	装有二次力矩平衡轮系	

4 飞轮转动惯量

4.1 柴油机回转不均匀性

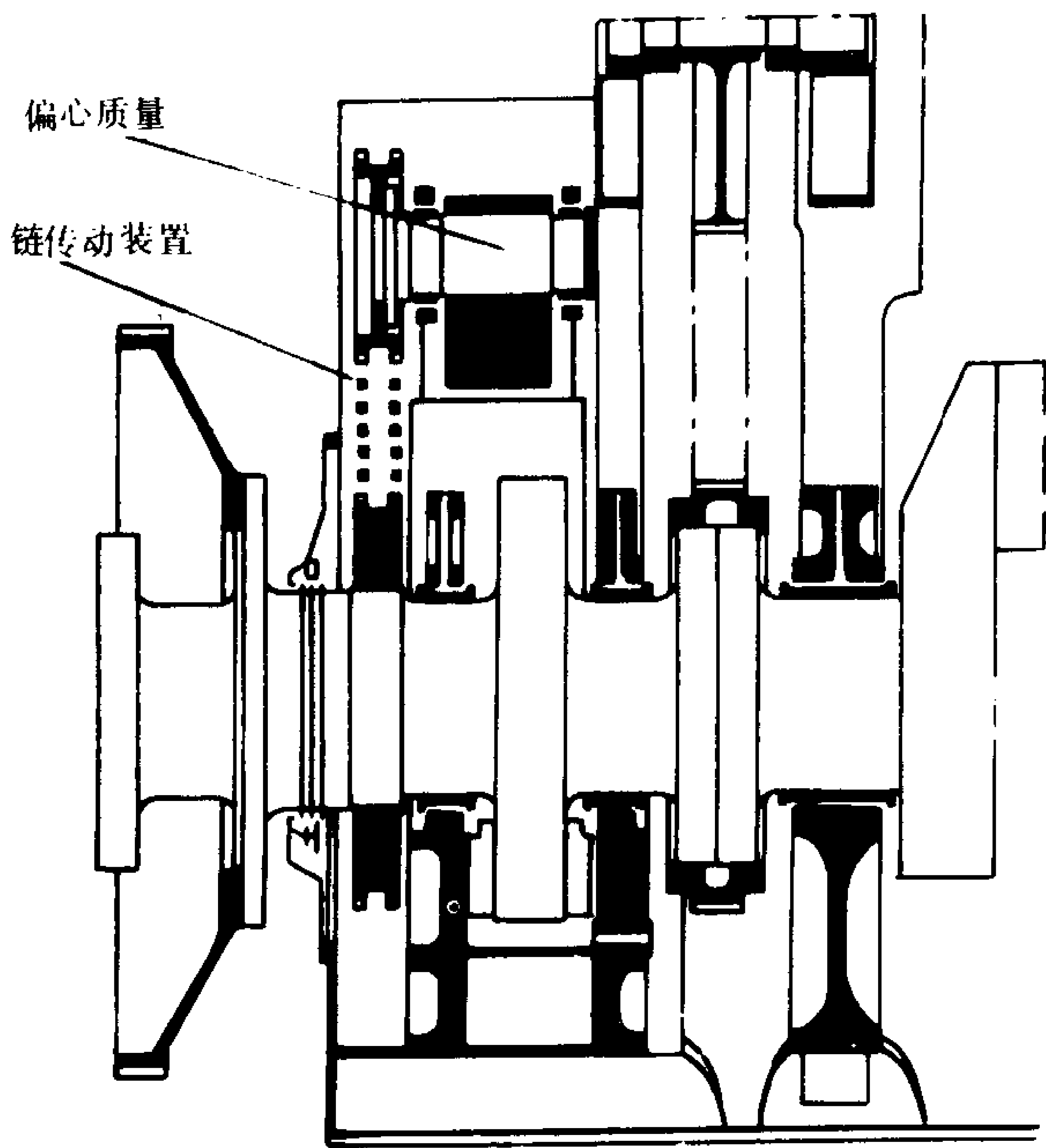


图 4.1.4-24 RLB 76 型柴油机联合平衡装置

船舶柴油机主要用于驱动螺旋桨和发电机。但不管被驱动的是何种工作机械，对机组的回转均匀性都有一定的要求。

在稳定工况下，柴油机输出转矩的平均值应当与外界负荷阻力矩的平均值大小相等，方向相反。然而，如图 4.1.4-25 所示，无论单缸或多缸柴油机，作用在曲柄销上的切向力都是随曲柄转角θ变化的，因而由总切向力与曲柄半径R乘积构成的总转矩也是个周期性的变化量，它与阻力矩的波动周期与规律并不一致。因此，柴油机工作时，即使转速n恒定不变，曲轴的回转角速度也是不均匀的。

如果用图 4.1.4-26 表示柴油机转矩M_T曲线和角速度ω曲线，并以M_m和ω_m代表其平均值。设被驱动机械的阻力矩为常量并等于柴油机输出转矩的平均值。则当瞬时转矩大于其平均值时，柴油机就有剩余的能量促使曲轴的角速度增加；反之，当瞬时转矩小于其平均值时，柴油机的输出功率不够外界的需要，曲轴的回转角速度就要下降。转矩变化与角速度变化间的关系，可用刚体绕定轴转动的方程来表示：

$$M_T - M_m = I\frac{d\omega}{dt} \qquad (4.1.4\text{-}66)$$

式中：M_T——柴油机瞬时转矩；

I——包括飞轮在内的柴油机总转动惯量；

ω——曲轴回转角速度。

根据式（4.1.4-66）

$$\omega = \frac{1}{I}\int(M_T - M_m)\,dt + c \qquad (4.1.4\text{-}67)$$

由图 4.1.4-26 可知，当$M_T = M_m$时，$\omega = \omega_{min}$（A点），之后M_T逐渐增大，到B点又开始下降，当再次达到$M_T = M_m$时，$\omega = \omega_{max}$（C点），对加速期间进行积分，则：

$$\omega_{max} - \omega_{min} = \frac{1}{I}\int_A^c (M_T - M_m)\,dt \qquad (4.1.4\text{-}68)$$

柴油机最高和最低角速度的差异如何，同

表 4.1.4-17 **δ的要求值**

柴油机用途	回转不均匀度δ
主机——直接带动螺旋桨	1/20～1/40
主机——通过电传动带螺旋桨	1/50～1/100
辅机——带直流发电机	1/100～1/120
辅机——带交流发电机	1/175～1/200
辅机——带并联工作的交流发电机	1/250～1/300

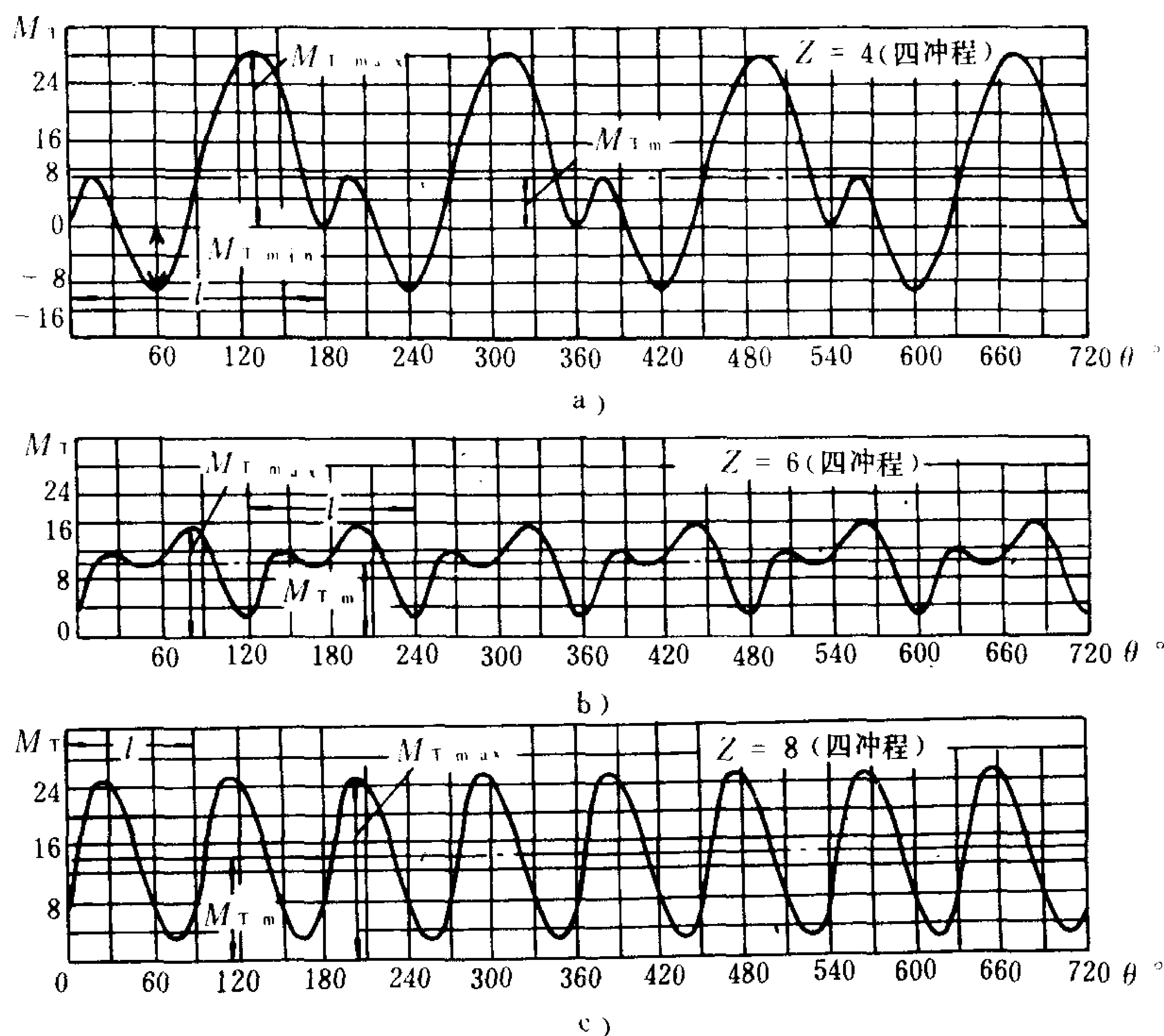


图 4.1.4-25　多缸柴油机输出转矩（或总切力）变化图

转矩在该区间的变化程度及柴油机转动惯量大小有密切关系。

另外，柴油机回转角速度的差异程度也可用回转不均匀度δ来表示，即：

$$\delta=\frac{\omega_{\max}-\omega_{\min}}{\omega_{\mathrm{m}}} \qquad (4.1.4\text{-}69)$$

δ可表征柴油机回转的稳定程度。根据被驱动机械的工作要求，表 4.1.4-17 列出几种不同用途的柴油机回转不均匀度δ值。

根据式（4.1.4-68）、（4.1.4-69），得：

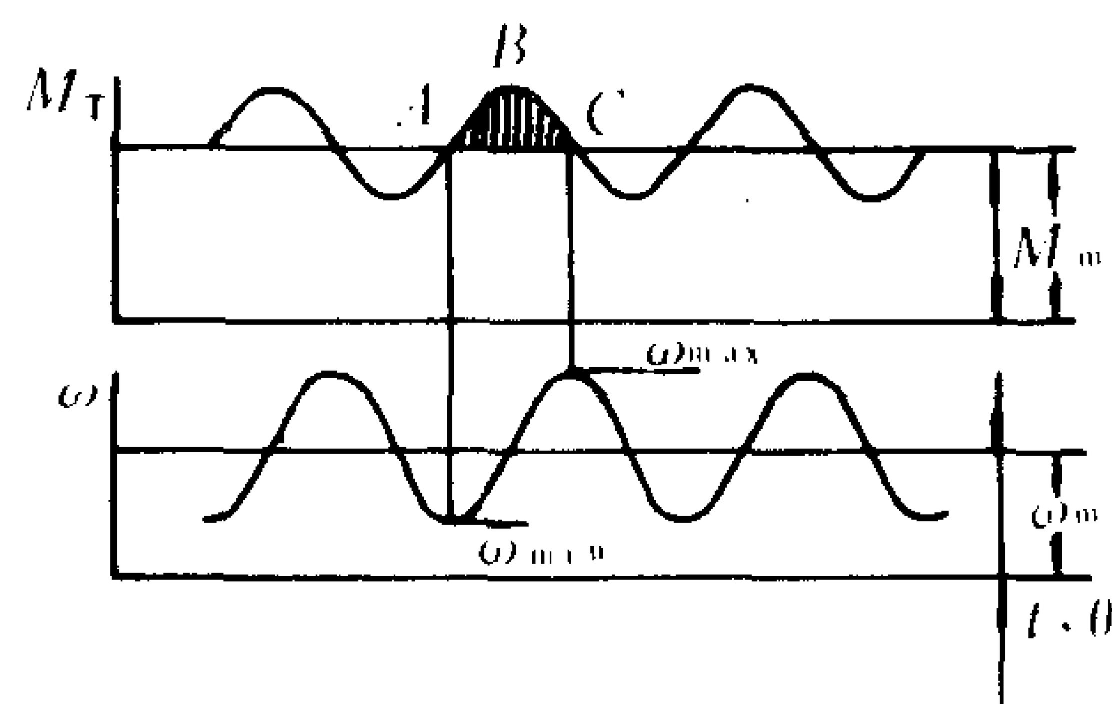


图 4.1.4-26　转矩M_{T}及角速度ω曲线图

$$\delta=\frac{1}{I\omega_{\mathrm{m}}}\int_{\mathrm{A}}^{\mathrm{C}}\left(M_{\mathrm{T}}-M_{\mathrm{m}}\right)\,dt \qquad (4.1.4\text{-}70)$$

在转矩变化的情况下，如对转动惯量I取值较大，回转不均匀度δ就会减小。转矩变化相同时，高速柴油机I值可以取得较小，低速柴油机取值要大，即由于装上较大的飞轮，回转角速度的变化峰值就能变低。

4.2　柴油机最大剩余功ΔE

从图 4.1.4-26 的转矩与角速度曲线图可知，在相当于曲柄转角的A点处，瞬时转矩$M_{\mathrm{T}}=$

M_m，曲轴回转的角加速度$d\omega / dt = 0$，而且在此之前的角加速度为负值，因此这时的角速度达到其最小值ω_{min}。从A点之后，经B点直到点C处，由于M_T曲线都在平均值M_m之上，故曲轴的回转角速度一直是上升的，到点C达到最大值ω_{max}。由于$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\theta}\frac{d\theta}{dt} = \omega\frac{d\omega}{d\theta} = \frac{d\omega^2}{zd\theta}$，因此式（4.1.4-66）可写成：

$$(M_T - M_m)\ d\theta = I\frac{d\omega^2}{z} \qquad (4.1.4\text{-}71)$$

这样可以对式（4.1.4-71）从点A到点C之间进行积分，并将：

平均角速度　$\omega_m = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$

回转不均匀度　$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m}$

代入公式，则得曲轴在最大与最小角速度范围内，柴油机转矩变化的最大剩余功ΔE与机组回转质量动能差之间的关系式：

$$\int_A^C (M_T - M_m)\ d\theta = \Delta E = \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} I\frac{d\omega^2}{2}$$

$$= \frac{I}{2}\omega^2{}_{max} - \frac{I}{2}\omega^2{}_{min} = I\frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}(\omega_{max} - \omega_{min}) = I\omega^2{}_m\delta \qquad (4.1.4\text{-}72)$$

式中最大剩余功ΔE是由柴油机本身的动力性能决定的，它与总切向力（或转矩）曲线的变化情况有关，在飞轮设计阶段这个参数为不可改变的定值。I为包括飞轮在内的整个机组的转动惯量。曲轴回转的平均角速度ω_m取决于柴油机的转速n。回转不均匀度δ可根据不同用途按表 4.1.4-17 选取。

从式(4.1.4-72)可知，当柴油机按总切向力曲线形成的最大剩余功一定时，如机组的转动惯量I较大，则曲轴的回转不均匀度δ就小；反之，回转不均匀度δ就大。为了满足被驱动机械所要求的回转不均匀度δ，除了柴油机本身回转质量的转动惯量外，尚需在曲轴输出端装置一个具有一定转动惯量的飞轮。因此，转动惯量I是飞轮设计中要计算的主要参数，它是在选定了δ和求出最大剩余功ΔE之后根据式（4.1.4-72）求出的。

柴油机的最大剩余功ΔE产生于曲轴从最小角速度ω_{min}到最大角速度ω_{max}的区间内。若以图 4.1.4-26 的曲线为例，平均转矩M_m与曲线A、B、C之间所包围的阴影面积f，乘以相应的坐标比例尺，即得柴油机最大剩余功，因此：

$$\Delta E = f\varphi_\pi\mu\frac{\pi D^2}{4} \qquad (4.1.4\text{-}73)$$

式中：　f——从转矩图中量得代表最大剩余功的面积，cm^2；

$\varphi_\pi = \varphi^\circ\frac{\pi}{180}$——图上横坐标每厘米长代表的$\varphi_\pi$弧度（$\varphi^\circ$为横坐标 1 厘米长代表的曲柄角度），$\frac{1}{cm}$；

μ——纵坐标比例尺，图上 1 厘米高代表$\mu N \cdot m/cm^2$转矩，$\frac{N \cdot m}{cm^2 \cdot cm}$；

$\frac{\pi D^2}{4}$——活塞顶面积，cm^2。

4.3 飞轮的转动惯量

根据式（4.1.4-72）和（4.1.4-73），则得：

$$I=\frac{f\varphi_{\pi}\mu}{\omega_{m}^{2}\delta}\frac{\pi D^{2}}{4} \quad (4.1.4\text{-}74)$$

公式（4.1.4-74）表明，要使曲轴回转不均匀度δ限制在所要求的范围内时，柴油机必须具有的总转动惯量I一定要达到用上式求出的数值。

但柴油机实际具有的转动惯量为：柴油机回转质量所形成的转动惯量I_1；活塞连杆机构往复运动质量所形成的当量转动惯量I。严格的说还应包括被驱动机械的转动惯量。当上述各种转动惯量之和还小于所要求的总转动惯量I时，即可用增设飞轮的办法来补足。故飞轮的转动惯量I_F为

$$I_F=I-(I_1+I_2) \quad (4.1.4\text{-}75)$$

从上式可以看出，柴油机的缸数越多，它本身的转动惯量I_1及I_2越大，因而柴油机所需的飞轮转动惯量I_F亦越小。在船舶大型多缸柴油机中，还会发生$(I_1+I_2)>I$的现象，这说明这种柴油机本身的转动惯量已足够保证所要求的回转不均匀度δ了，不用再装设飞轮。但实际上，还是在曲轴的输出端装设一个作为盘车机蜗轮用的小飞轮。

柴油机回转运动质量应包括曲轴的全部及连杆大端部分。为了计算简便起见，只用单位曲柄回转不平衡部分与连杆重心以下的大端质量之和，代表单缸回转运动部分的质量m_r，则回转运动部分的转动惯量为：

$$I_1=m_rR^2Z \quad (4.1.4\text{-}76)$$

式中：Z——气缸数；

R——曲柄半径。

由于柴油机往复运动质量的运动形态是往复的，因而它们的当量转动惯量时刻在变化。因此，为了计算往复运动质量的当量转动惯量，需要找出一个平均的转动惯量来代替那个变化着的转动惯量，这就是所谓的往复运动质量的当量转动惯量。它可用活塞往复运动时，平均动能的概念来求出。

曲轴每转一周时，柴油机单缸往复运动质量的平均功能为：

$$E_m=\frac{m_j}{2}\frac{\int_0^{2\pi}v^2d\theta}{\int_0^{2\pi}d\theta}=\frac{m_j}{4\pi}\int_0^{2\pi}vd\theta$$

将活塞往复运动速度v的公式（4.1.4-6）代入上式，则

$$\begin{aligned}E_m&=\frac{m_j}{4\pi}\int_0^{2\pi}\omega^2R^2(\sin\theta+\frac{\lambda}{2}\sin 2\theta)^2d\theta\\&=\frac{m_j\omega^2R^2}{4\pi}\int_0^{2\pi}(\sin^2\theta+\lambda\sin\theta\sin 2\theta+\frac{\lambda^2}{4}\sin^2 2\theta)\ d\theta\\&=\frac{m_j\omega^2R^2}{4\pi}\int_0^{2\pi}\left[\frac{1}{2}(1-\cos 2\theta)+2\lambda\sin^2\theta\cos\theta+\frac{\lambda^2}{8}(1-\cos 4\theta)\right]d\theta \quad (4.1.4\text{-}77)\end{aligned}$$

上式中：

$$\int_0^{2\pi}\cos 2\theta d\theta=0$$

$$\int_0^{2\pi}\sin^2\theta\cos\theta d\theta=0$$

$$\int_0^{2\pi}\cos 4\theta d\theta=0$$

故
$$E_m=\frac{m_j\omega^2R^2}{2}\left(\frac{1}{2}+\frac{1}{8}\lambda^2\right) \quad (4.1.4\text{-}78)$$

令往复运动质量的当量转动惯量为：

$$I_2=\frac{G_j}{g}R^2 \quad (4.1.4\text{-}79)$$

则式（4.1.4-79）的动能亦应与式（4.1.4-78）相等，即

$$\frac{G_j}{2g}R^2\omega^2=\frac{1}{2}m_jR^2\omega^2\left(\frac{1}{2}+\frac{1}{8}\lambda^2\right)$$

亦即
$$I_2=m_jR^2\left(\frac{1}{2}+\frac{1}{8}\lambda^2\right) \quad (4.1.4\text{-}80)$$

由于$\lambda=\frac{1}{4}$左右，因而$\frac{1}{8}\lambda^2$很小，可忽略不计，因此多缸往复运动质量的当量转动惯量为：

$$I_2=\frac{m_j}{2}R^2Z \quad (4.1.4\text{-}81)$$

柴油机本身的转动惯量I_1、I_2求出后，飞轮的转动惯量I_F即可用公式(4.1.4-75)求出。然后，为了定出飞轮的主要尺寸，可结合图4.1.4-27，再将I_F写成下式：

$$I_F=\int_{R_1}^{R_2}Z\pi R^3b\frac{r}{g}dR=\frac{\pi}{2}b\frac{r}{g}\left(R_2^4-R_1^4\right) \quad (4.1.4\text{-}82)$$

式中r为材料的重度，r/g即为材料的密度(ρ)。由于飞轮的质量主要集中于轮缘，并且轮缘的惯性半径大，轮毂的惯性半径小，因而在设计飞轮时，为简化计算，仅取轮缘部分计算飞轮的转动惯量。

此外，关于飞轮的转动惯量在设计中都习惯于用飞轮矩$G_FD^2_F$表示。G_F为轮缘重力，D_F为轮缘上以质心为圆的直径，如

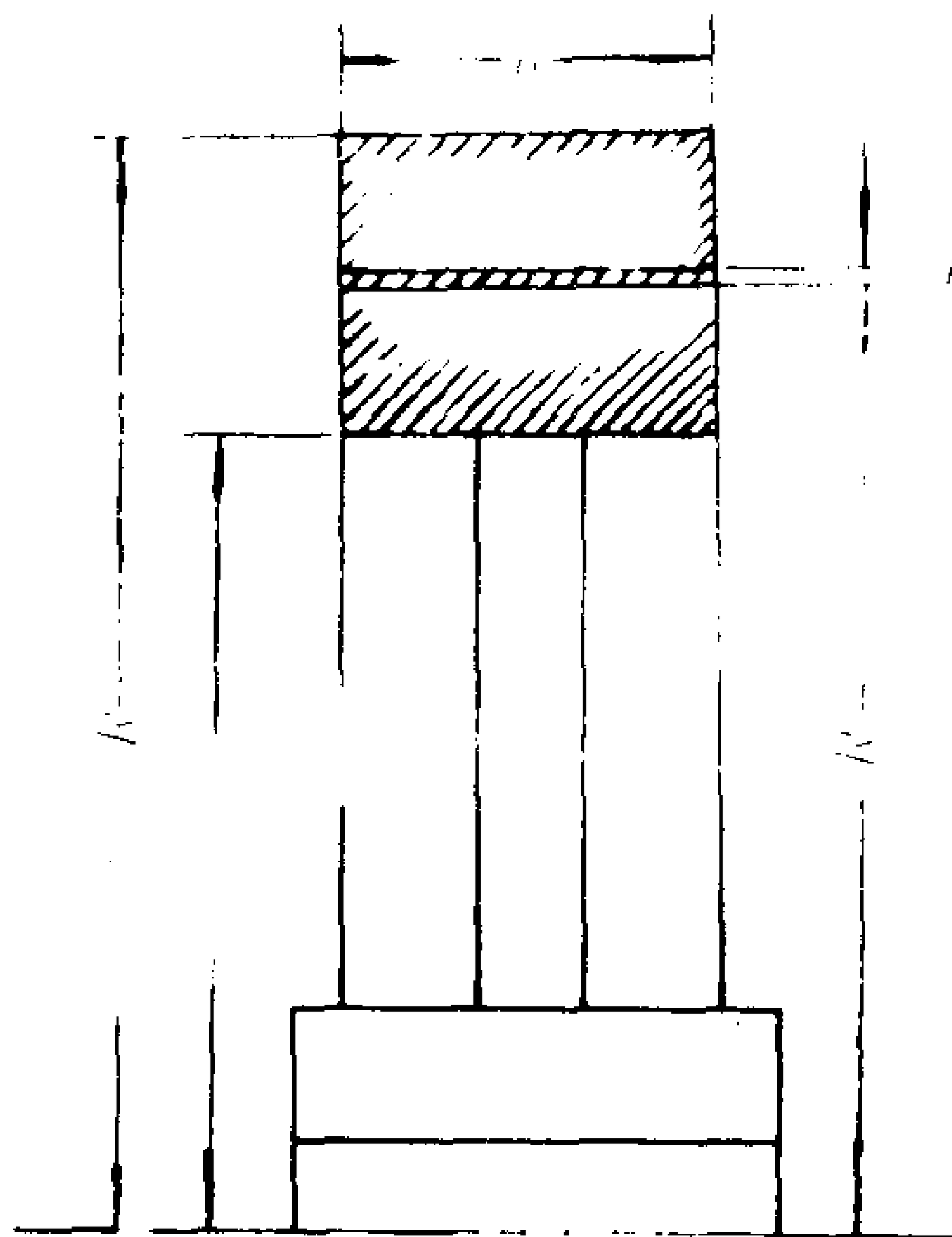


图4.1.4-27　飞轮

$$I_F=\frac{1}{g}G_FR_F^2$$

则飞轮矩

$$G_FD_F^2=4gI_F \quad (4.1.4\text{-}83)$$

设计飞轮时，根据$G_FD_F^2$，按柴油机的轮廓尺寸选一个适当的飞轮半径，则飞轮的重力即可用下式求出

$$G_F=\frac{4gI_F}{D_F^2} \quad (4.1.4\text{-}84)$$

参考文献

〔1〕李渤仲：船用内燃机的平衡，机械工业出版社，1959

〔2〕朱孟华：船舶内燃机动力学，国防工业出版社，1979

〔3〕栗野诚一：内燃機関工学，山海堂，1964

〔4〕八田桂三：内燃機関ハンドブック，朝倉書店，1960

〔5〕W. Ker. Wilson: The Balancing of Oil Engine, Charles Griffin, London, 1929

第五章 主要部件

1 活塞

活塞与气缸盖、气缸套组成燃烧空间，承受气缸内气体压力，并将此力传给连杆。

船舶柴油机活塞，可分为两大类：筒形活塞式柴油机活塞和十字头式柴油机活塞，如图4.1.5-1所示。前者系通过活塞销与连杆相连，后者则通过活塞杆及十字头与连杆相连。十字头式发动机的活塞免除了导向和承受侧推力的作用，因而改善了活塞的工作条件。

活塞包括活塞（体）、活塞环及活塞销（或活塞杆）等零件。

1.1 活塞的工作条件、结构和材料

1.1.1 活塞的工作条件

活塞体由活塞头部和裙部组成。筒形活塞由于要起导向和承受侧推力的作用，所以裙部

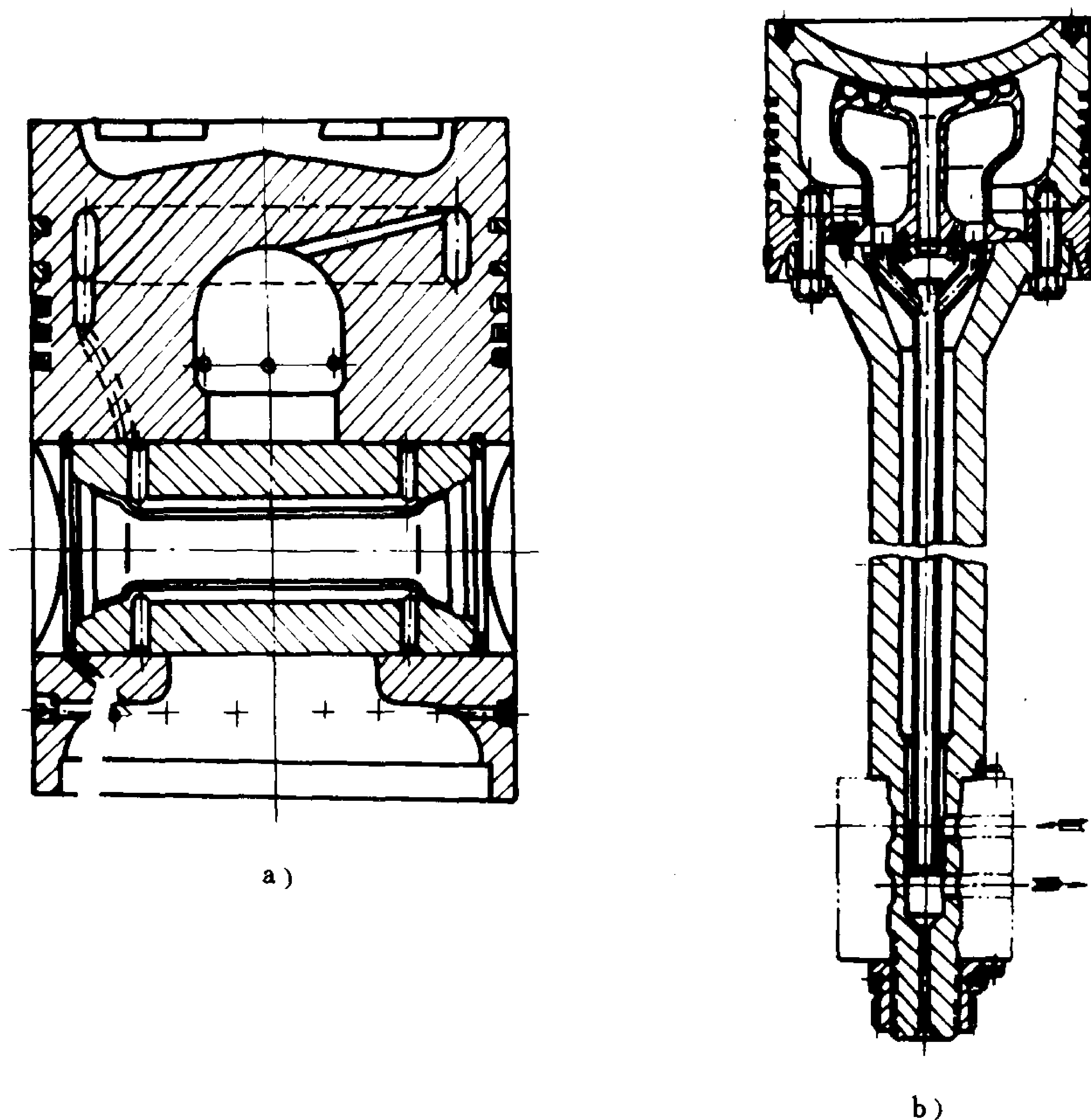


图4.1.5-1 船舶柴油机活塞组

a)筒形活塞式柴油机活塞；b)十字头式柴油机活塞

要有足够的长度，而十字头式活塞除了弯流扫气需靠裙部控制气口的以外，大都采用短裙结构。

活塞头部受气缸内高温高压气体的作用，承受很大的机械应力和热应力，常易引起变形和裂纹，活塞环槽的变形会造成活塞环的咬死。裙部则与缸壁发生摩擦，易引起磨损。筒形活塞裙部，因有活塞销座，在燃气压力、侧推力及热膨胀的作用下，裙部会产生失圆变形。销座处也易产生裂纹。在过高的热变形和机械变形的作用下，头部和裙部均可能产生擦伤或拉伤现象，严重时发生拉缸或咬缸。

1.1.2　活塞的结构特点

按结构特点分，有整体式活塞和钢顶组合式活塞两大类。整体式活塞多用于中、小型柴油机，其材料为铝合金或铸铁。根据发动机的强化程度，又有冷却和非冷却之分。常用的硅铝共晶整体式活塞的结构，如图 4.1.5-2 所示。图中a)是最基本的普通铝活塞，它通常为非冷却式，一般用于平均有效压力达 1 MPa（单位活塞面积功率 2.5 MW/m²）的发动机。图b)为带活塞环槽镶圈的铝活塞，活塞顶底面用滑油冷却。第一道环槽铸入镶圈后，能大大减少第一环槽的磨损率，寿命可增加两倍，普遍用于平均有效压力达 1.3 MPa（单位活塞面积功率 3.3 MW/m²）的发动机。图c)为活塞销座中用红套方法装入锻铝衬套的结构，使销座的疲劳强度增加 20%。图e)，g)，i)为带内冷却腔的活塞，其中e)为铸入钢管或蛇形管，采用全流冷却，可用于平均有效压力达 1.6 MPa（单位活塞面积功率 4.0 MW/m²）的发动机。g)为用水溶盐芯铸造出冷却腔的铸铝活塞，采用紊流冷却，可使冷却腔形状、位置都优化，用于平均有效压力达 1.6 MPa（单位活塞面积功率 4.0 MW/m²）的发动机。h)为活塞销孔和支承都加强了的结构，可承受的平均有效压力达 2 MPa（单位活塞面积功率 5.0 MW/m²）。i)和j)为用电子束焊接的整体式活塞，活塞裙部由强度较高、延性较好的锻铝做成，活塞头部由包括镶圈的铸造材料制成，冷却腔的侧壁在组装前可加工成分开的两部分，然后沿垂直和水平方向焊接在一起。这种活塞能承受的平均有效压力达 1.6 MPa（单位活塞面积功率 4.0 MW/m²）[1]。

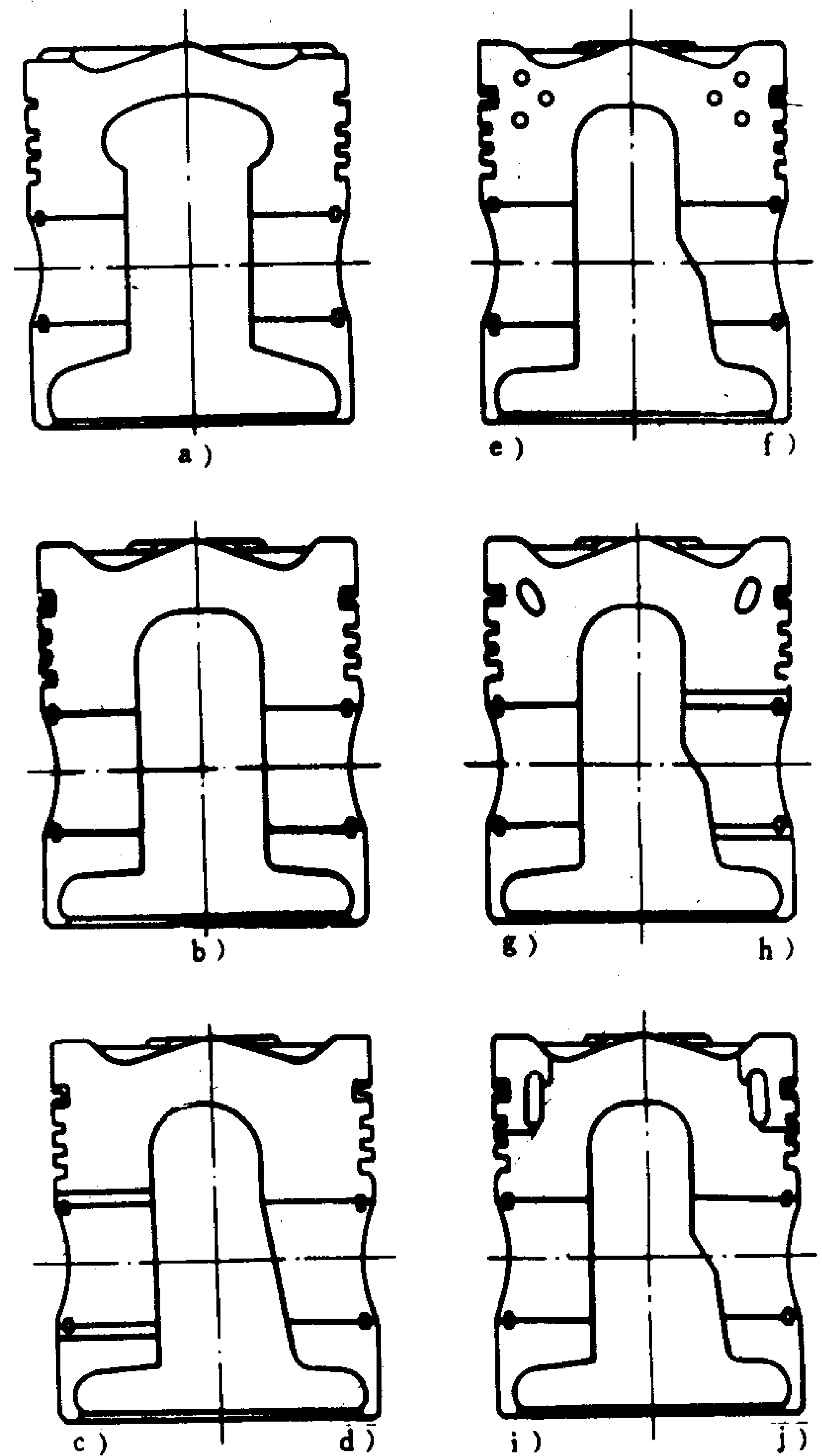


图 4.1.5-2　整体式铝活塞的结构型式

1.1.3　活塞的材料

铝合金是现今活塞最常用的材料，它在密度、导热性、抗磨性、膨胀性、强度和可加工性方面有良好的特性，可铸造或锻造，缺点是温度超过 200℃ 时，机械性能会迅速下降。这意味着：在使用中，虽然可以允许铝活塞顶上的温度达 350℃，但却应把环槽、活塞顶支承和销座这些高负荷区的温度限制在 200℃ 范围以内。

随着柴油机强化度的提高，当活塞头部或环槽温度超过了限度，或冷却腔的安全系数小于允许值，或使用了会引起环槽严重磨损和顶岸磨蚀的某些重油时，就需用钢顶组合式活塞来代替有冷却腔的铝活塞。

图 4.1.5-3 所示是常见的钢顶组合式活塞的构造。通常用螺栓把钢质活塞头紧固在铝质

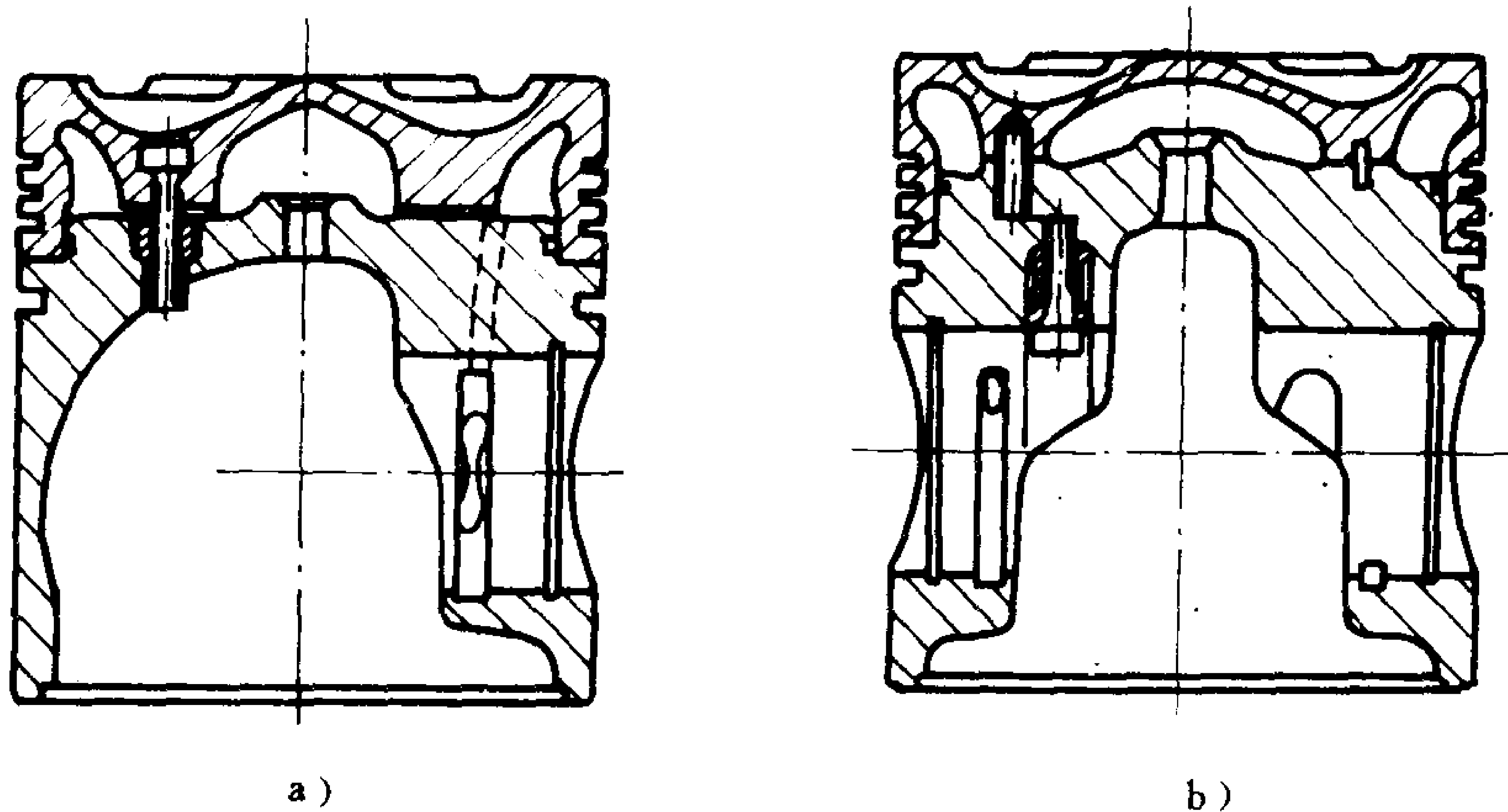


图 4.1.5-3　钢顶组合式活塞

或铸铁活塞裙上，因而活塞头和裙可以采用适合各自要求的不同材料。此外，还可以在它们之间构成一个较大的冷却腔。这种结构通常会使重量有所增加。而且活塞的结构还取决于紧固螺栓的布置。图中a)为螺栓从活塞头旋进活塞裙的结构，这种螺栓较短，为避免螺栓在高温下连接松弛，可以利用旋入活塞裙内的加长螺套，增加螺栓的伸展长度。这种结构可以在气缸内装拆活塞头，通常用于转速较高的发动机。图中b)为螺栓平行地置于活塞裙内并旋入活塞头的结构。通过螺栓头与座端间的套管或一组碟形弹簧垫片，可增加螺栓的伸展长度。这种结构广泛用于中速发动机。

钢质活塞头的材料在强度、韧性和抗腐蚀方面应有良好的高温特性，还应有良好的抗磨特性。因此，活塞头材料常采用钼钢或铬钢。为延长使用寿命，环槽可以淬火或镀铬，有时活塞头的支承表面也镀铬，以防磨擦损坏。

活塞裙材料要求机械强度高，抗磨和重量轻。常采用硅铝合金或铸铁。铝活塞裙一般是锻造的，为提高销座工作能力，销座采用阶梯形，如图 4.1.5-3。采用铸铝活塞裙时，不仅销座是阶梯形的，还常红套入锻铝衬套。灰铸铁和球墨铸铁也可作活塞裙材料，但重量大。此外，球墨铸铁活塞裙表面需经处理或加镀层，以改善同缸套的滑动摩擦性能。

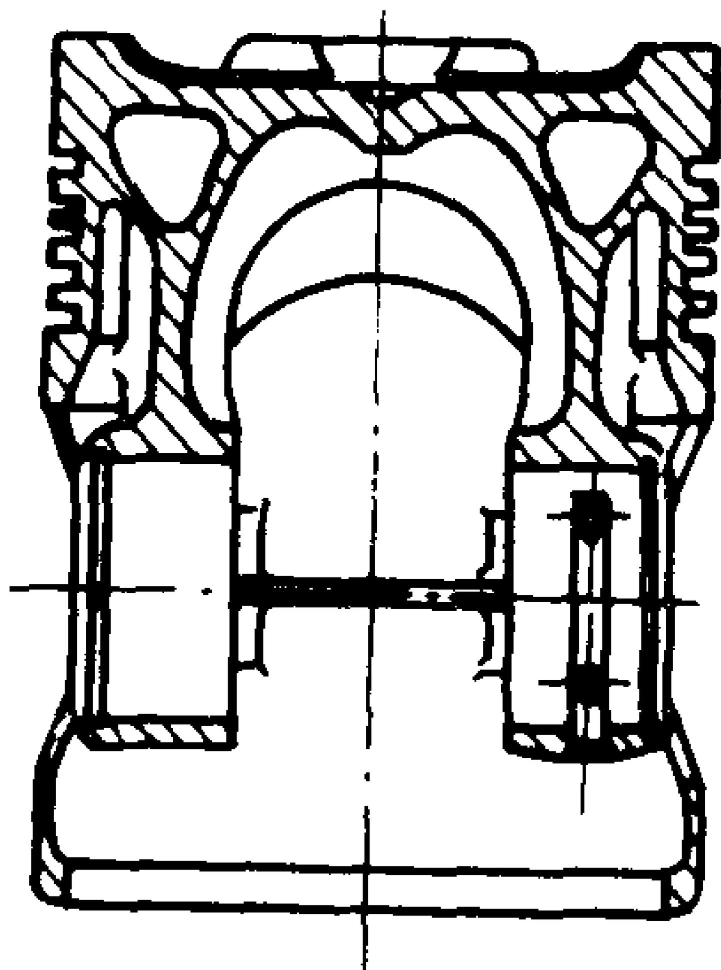


图 4.1.5-4　整体薄壁球墨铸铁活塞

在钢头铝裙组合活塞基础上发展出来的新型整体薄壁球墨铸铁活塞，如图 4.1.5-4 所示。由于球墨铸铁具有较高的高温机械强度和良好的铸造工艺性，因而可以达到与钢头铝裙组合活塞相接近的重量，也具有钢头组合活塞的各种优点。

球墨铸铁活塞的特点是：采用薄壁桁架式结构，依靠设置在顶壁上的筋来承受爆发压力，故顶部壁厚较薄，从而可设计出较大的冷却腔，冷却效果良好。活塞销座采用悬挂式弹性结构，即销座与设置在顶壁上的支撑筋相连，呈悬挂式结构，在销座两侧的水平方向，设加强筋与裙壁相连，因此裙部壁厚大大减薄，且减小了销座热膨胀对裙部失圆变形的影响。又由于球墨铸铁的热膨胀小，因此冷态和热态的装配间隙几乎相同，冷态间隙仅为铝活塞的一半左右，可有效减小自冷态至全负荷工况时活塞在运动中的晃动和敲击。

球墨铸铁活塞的缺点是铸造要求高，铸件需采用特殊的探伤检查，裙部表面需进行石墨化处理。

1.1.4 十字头式活塞的特点

十字头式活塞的基本特点是尺度大、温差大、热量不易散出，且均燃用重油（或称燃料油）。因此，活塞结构均采用钢头组合式及冷却式。图 4.1.5-5 和图 4.1.5-6 是几种典型的十字头式柴油机的组合式活塞结构。图 4.1.5-5 是SULZER的RD和RTA柴油机组合活塞结构。其中a)RD活塞头部用耐蚀的铬钼合金钢制成，裙部用铸铁制成，头部、裙部和活塞杆用加长了的带套筒螺栓连接，头部用水振荡冷却。为降低顶板的热应力，活塞顶板设计得较薄，并用背面的支撑筋来承受高爆发压力产生的机械应力，这就是所谓的“薄顶强背”结构。在b)RTA活塞中，头部采用钻孔冷却后，使顶部最高温度明显降低，承受机械负荷的能力也进一步提高了。

图 4.1.5-6 是MAN-B&W的L-GFCA、L-GB/GBE和L-MC/MCE柴油机的组合活塞。活塞头部均采用抗热性能好的铬钼合金钢制成，很短的裙部用铸铁制造，通过螺栓与头部连接，而头部则通过内支承将力传至活塞杆。内支承结构使活塞头的受力得以改善，机械应力得以减小，顶板厚度可减薄，从而有效地降低头部的温度和热应力，结合冷却介质流动的改进，因而能采用简单的油冷方式。此外，由图可见，GB和MC活塞的结构改为活塞顶在内支承上用螺钉刚性连接到活塞杆上，而且MC活塞的内支承直径比相应缸径的GB型活塞的内支承直径又有缩小，这都是为了减小活塞顶的机械应力，以适应逐渐增高的最高爆发压力。

钢顶活塞头部工作时的最高温度可达 500℃，但第一环槽的工作温度应限制在 180℃ 以下。钢顶组合活塞因有良好的冷却，其裙部工作温度一般不高，通常不超过 100℃。

活塞体的外形应与缸套配合良好，以免冷车时敲击、热车时擦伤或拉伤。特别是筒形活塞式发动机活塞，这一要求更高。

由于活塞温度自顶部到下裙部逐渐降低，因此活塞侧表面尺寸也应自上到下逐步略有增大。图 4.1.5-7 表示筒形活塞式发动机活塞侧表面形状的各种型式。其中 I 为活塞从顶部到上裙部设计并加工成锥形，裙部成圆柱形，用于裙部温差不太大的发动机；II 为裙部也设计成较小的锥度，III 为在裙部下缘做成锥度很小的倒锥形，以便工作时裙部易形成油楔，减少侧压面的磨损；IV 是在最下面有小圆柱形带，其它各段均为锥形，且锥度自下而上越来越大，以适应各段热膨胀之差别；V 为活塞头部采用不同锥度的两个锥面，裙部则采用曲面型线，这种形状具有良好的抗摇摆和抗冲击能力，在活塞运动时可布油，并形成良好的油膜，从而减少磨损。较理想的活塞侧表面型面是一复杂曲面，是通过实验反复修正并结合经验而确定的，其加工工艺也很复杂。

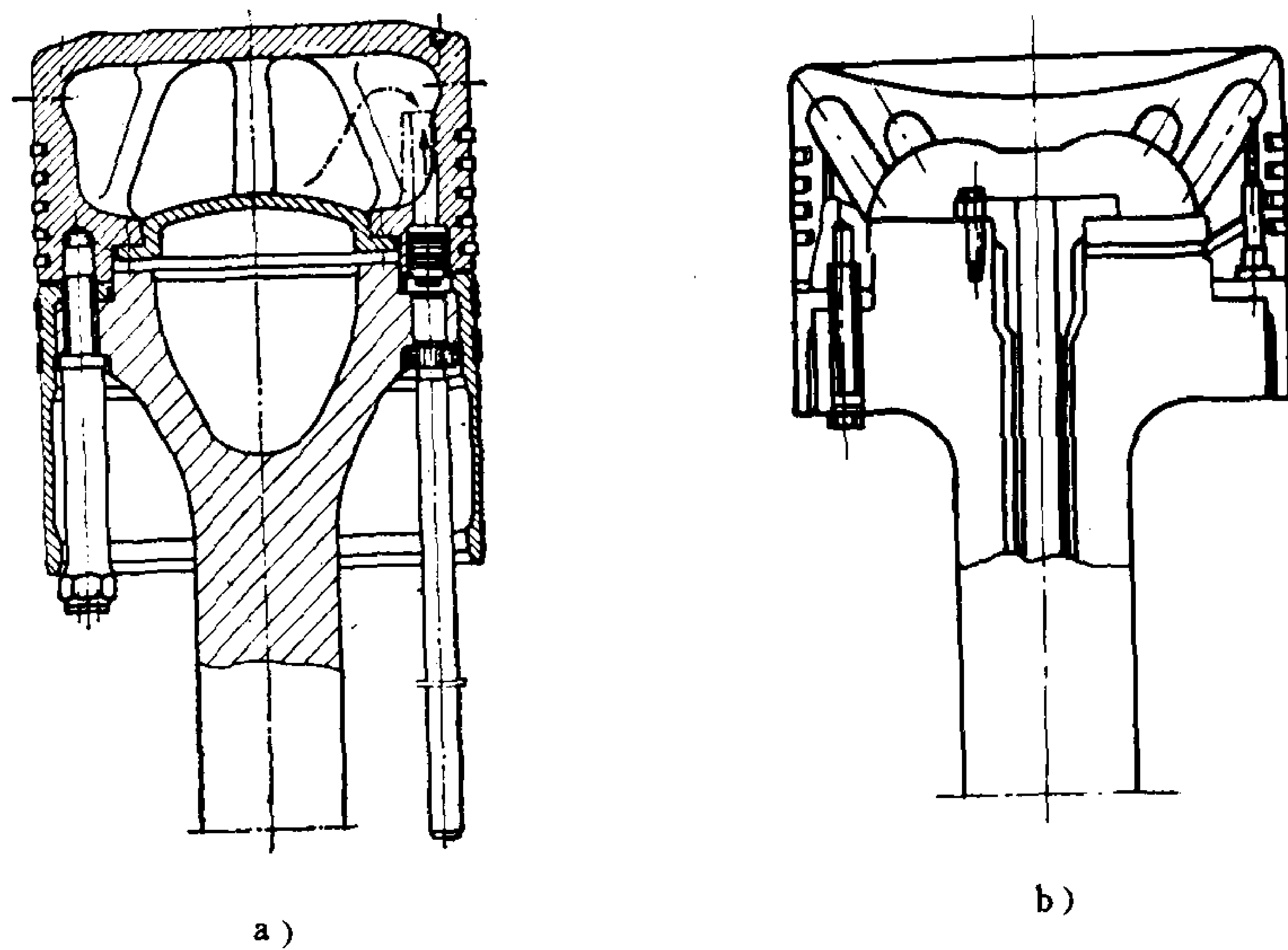


图 4.1.5-5　SULZER十字头式柴油机组合活塞式结构

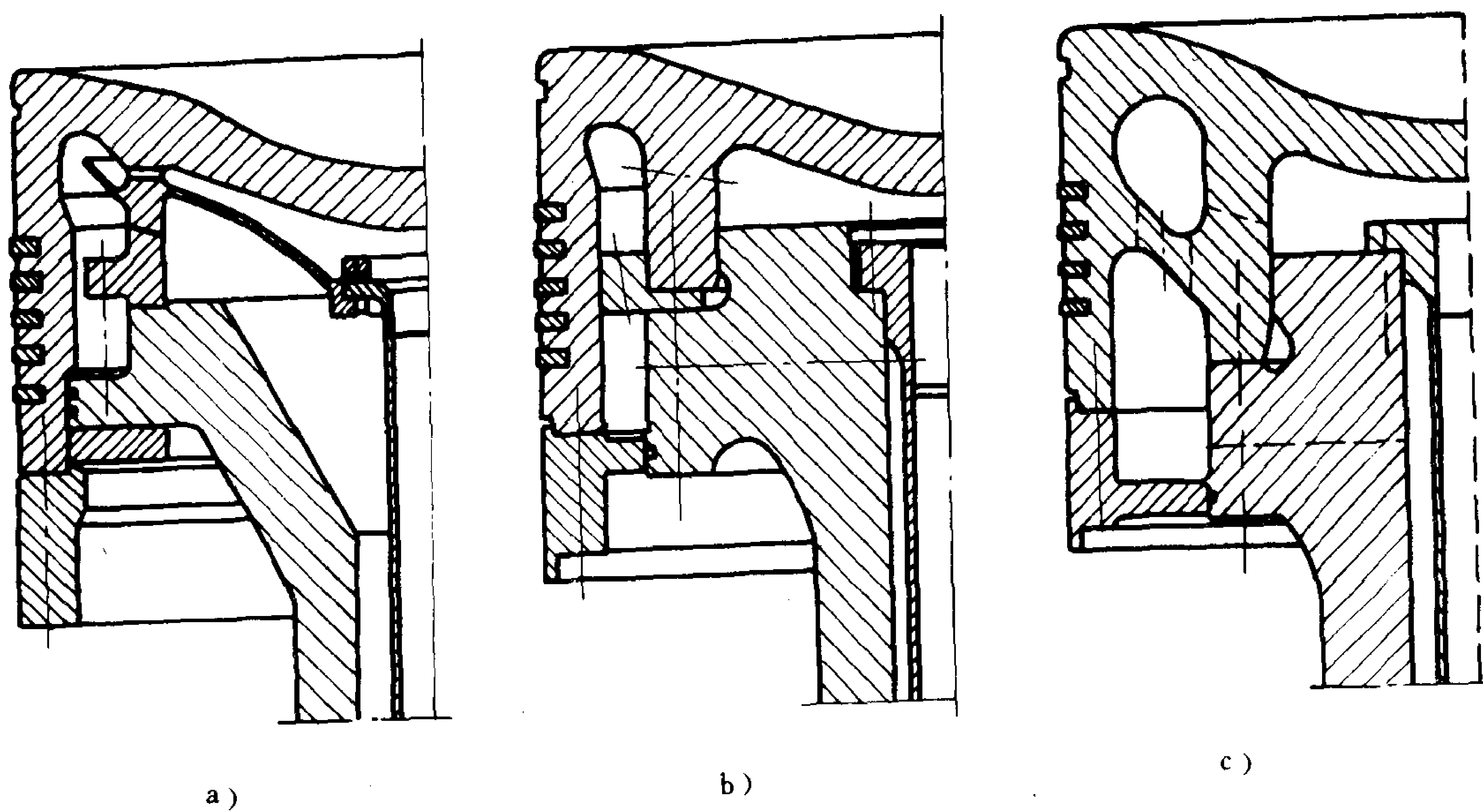


图 4.1.5-6　MAN-B&W十字头柴油机活塞

a)L 90 GFCA；b)L 90 GB；c)L 90 MC

十字头式活塞的裙部制成圆柱形，有时镶耐磨环以提高磨合性能、防止拉缸和敲击，也有设布油槽的，以提高耐磨性。

活塞头部和裙部与缸套的安装间隙是一个重要数据，各种发动机有各自不同的要求和数值，应按照说明书要求、严格保证。

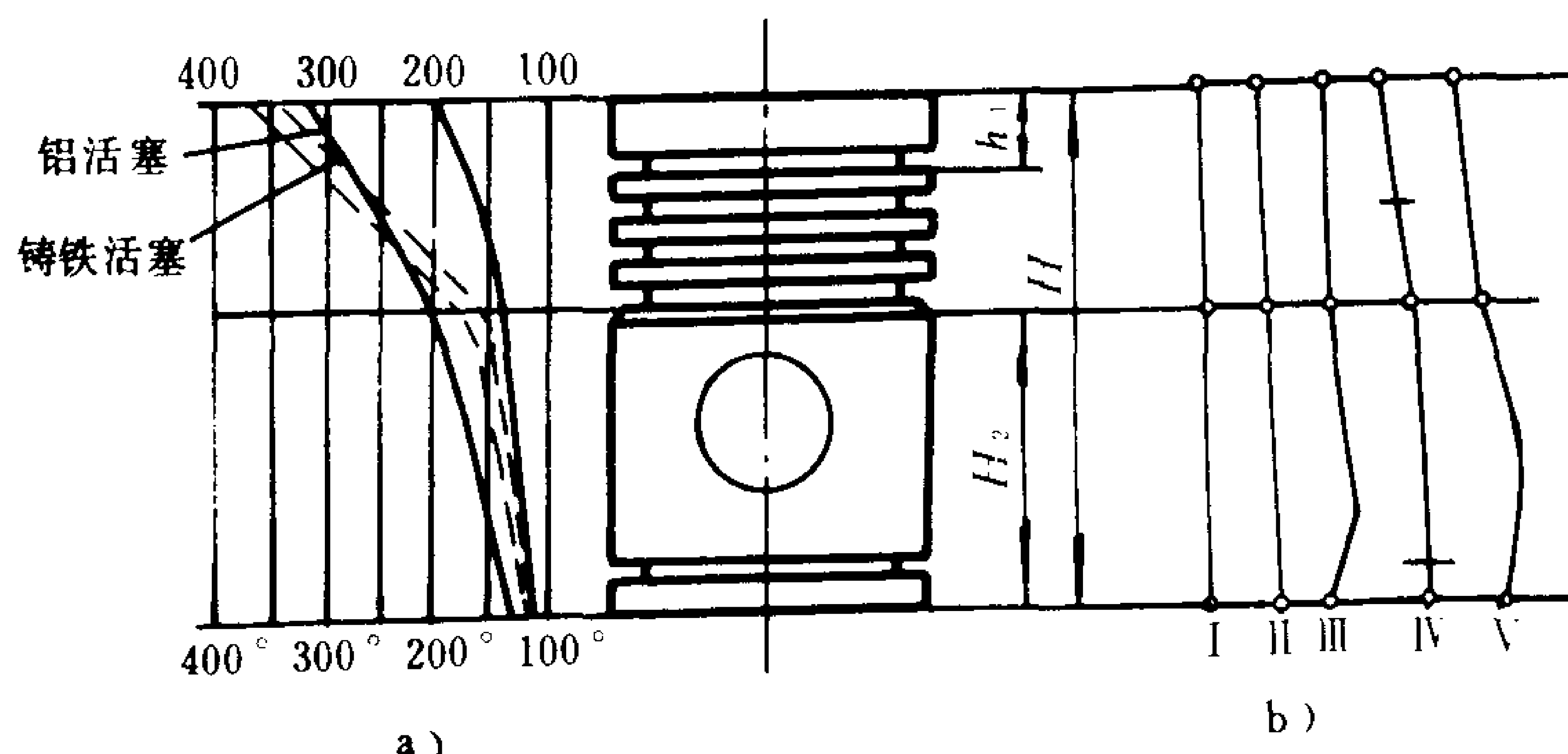


图 4.1.5-7 筒形活塞侧表面形状

1.2 活塞的工作应力、变形和可靠性

1.2.1 活塞的工作应力和变形

随着发动机的日益强化，活塞所受热负荷和机械负荷也越来越高。活塞所受热负荷的大小可用单位活塞面积功率来表征，也可通过活塞的温度和温度场来表征（温度越高、温度梯度越大、则热负荷越大）。热负荷引起活塞的热应力和热变形，环槽的结焦等，因而在很大程度上决定了活塞的工作能力。

活塞所受机械负荷可以用与平均有效压力有关的最高爆发压力来判断。机械负荷引起活塞的机械应力和机械变形。活塞顶部热应力和机械应力的综合作用，常导致活塞顶的疲劳破坏。活塞环槽处的高温、结焦及高的爆发压力作用常引起第一环岸断裂，活塞环咬死等。而过高的机械负荷还会引起活塞销座的变形和裂纹。

1.2.2 活塞的工作可靠性

为了表明活塞的工作能力和可靠性，柴油机制造厂常常通过实测和计算相结合的手段，给出活塞结构各关键部位的温度、应力和变形等的数据，从而使该结构的热负荷和机械负荷一目了然。

图 4.1.5-8 所示为筒形活塞温度场的实例，均系用有限元法计算获得，其中a)为某钢顶组合活塞的温度场，并有若干个实测值供对照。b)为整体式铝活塞，带冷却腔（右）与不带冷却腔（左）的温度场对比（它们的平均有效压力均为 1.25 MPa)。

图 4.1.5-9 是SULZER RLB 76 和RLA 90 十字头式活塞顶温度分布的比较，系实测数据。由于RLB柴油机的平均有效压力较高，但其活塞顶温度与RLA型机差不多，故证明RLB型机活塞所采用的钻孔冷却系统是有效的。

图 4.1.5-10 是某筒形活塞顶上用有限元法计算得的机械应力分布，方框内数据为测量值。从图中可看出，最大压缩应力在燃烧室边缘和燃烧室中心附近，且作用方向与活塞销轴线平行。

图 4.1.5-11 是按有限元法计算得到的某钢顶组合活塞主要部位的变形情况。这对于确定合适的活塞与缸套的间隙、活塞环与环槽的间隙，以防止环的咬死和活塞的擦伤、拉伤，有指导意义。

根据活塞温度、应力和变形情况的分析，结合活塞材料的高温疲劳强度特性及各部分变

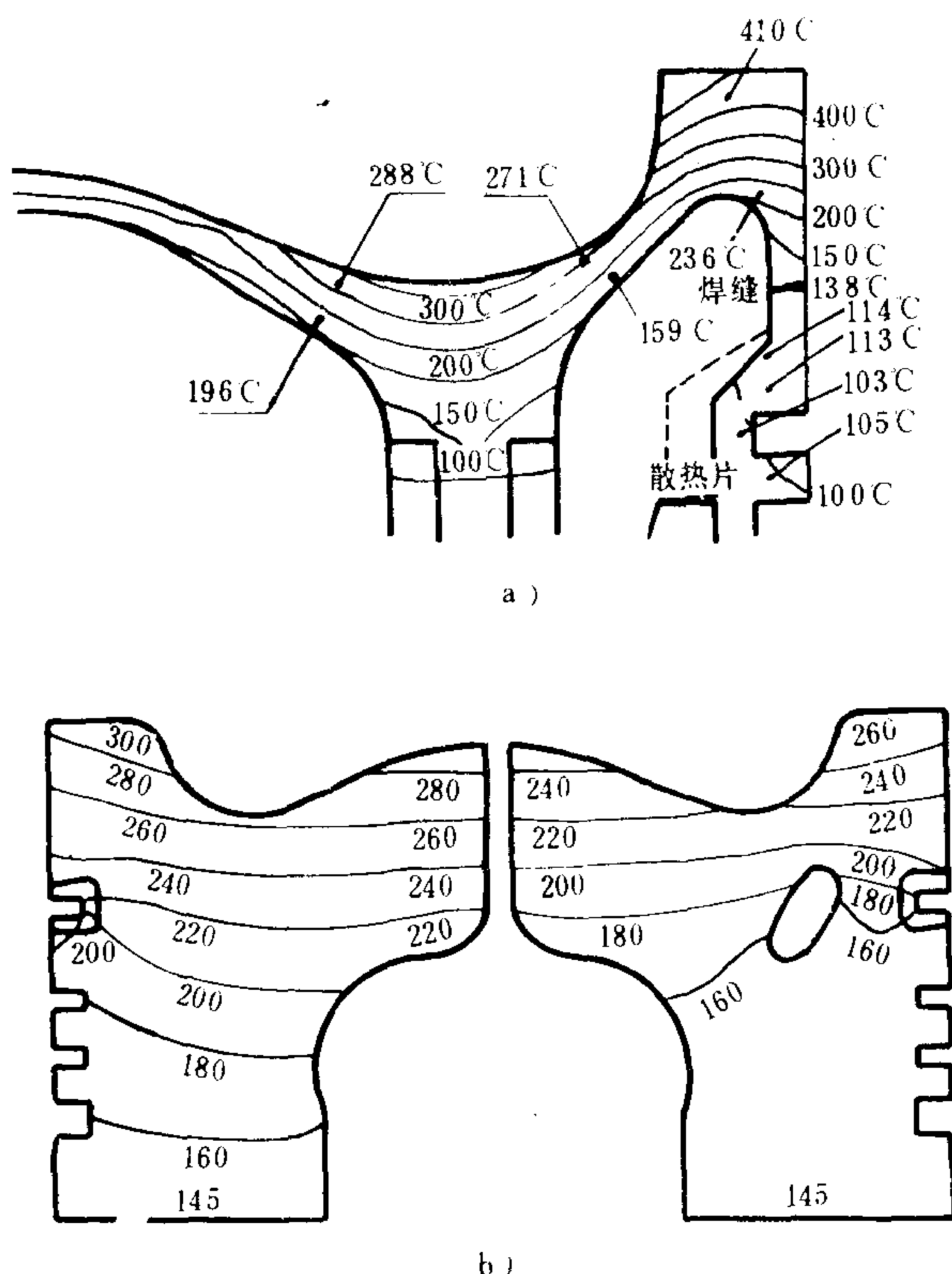


图 4.1.5-8　筒形活塞温度场实例

·实测值；——有限元计算值

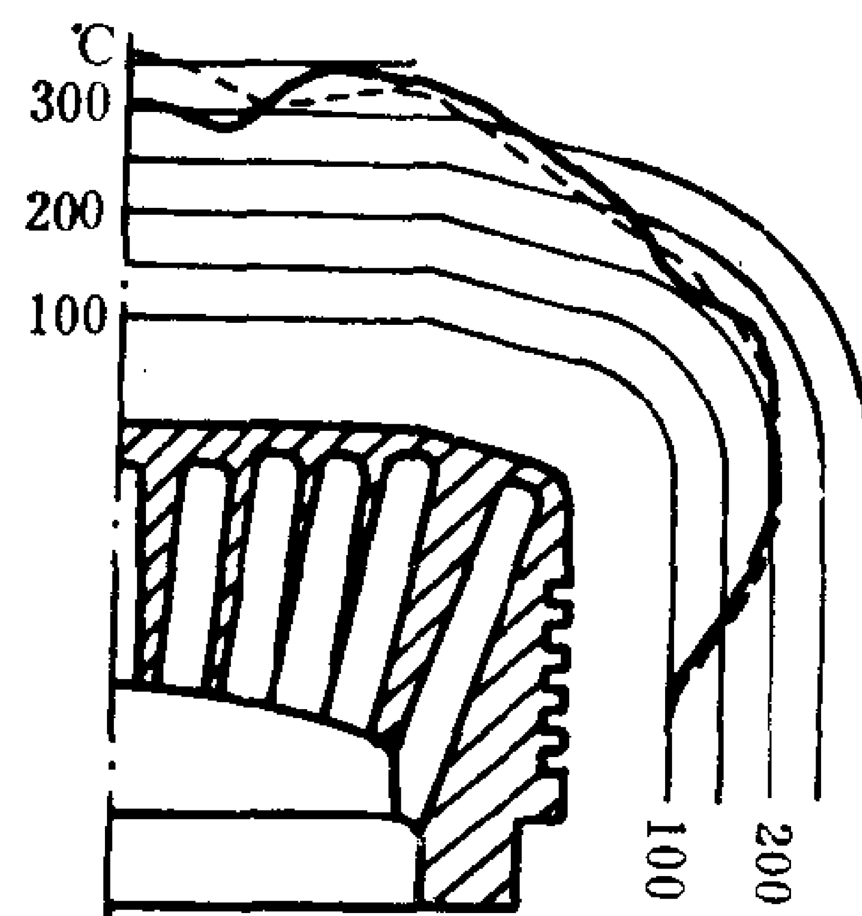


图 4.1.5-9　RLB 76 和RLA 90 柴油机活塞顶温度分布的比较

——6 RLB 76（MCR1　100%）

······8 RLA 90（MCR　100%）

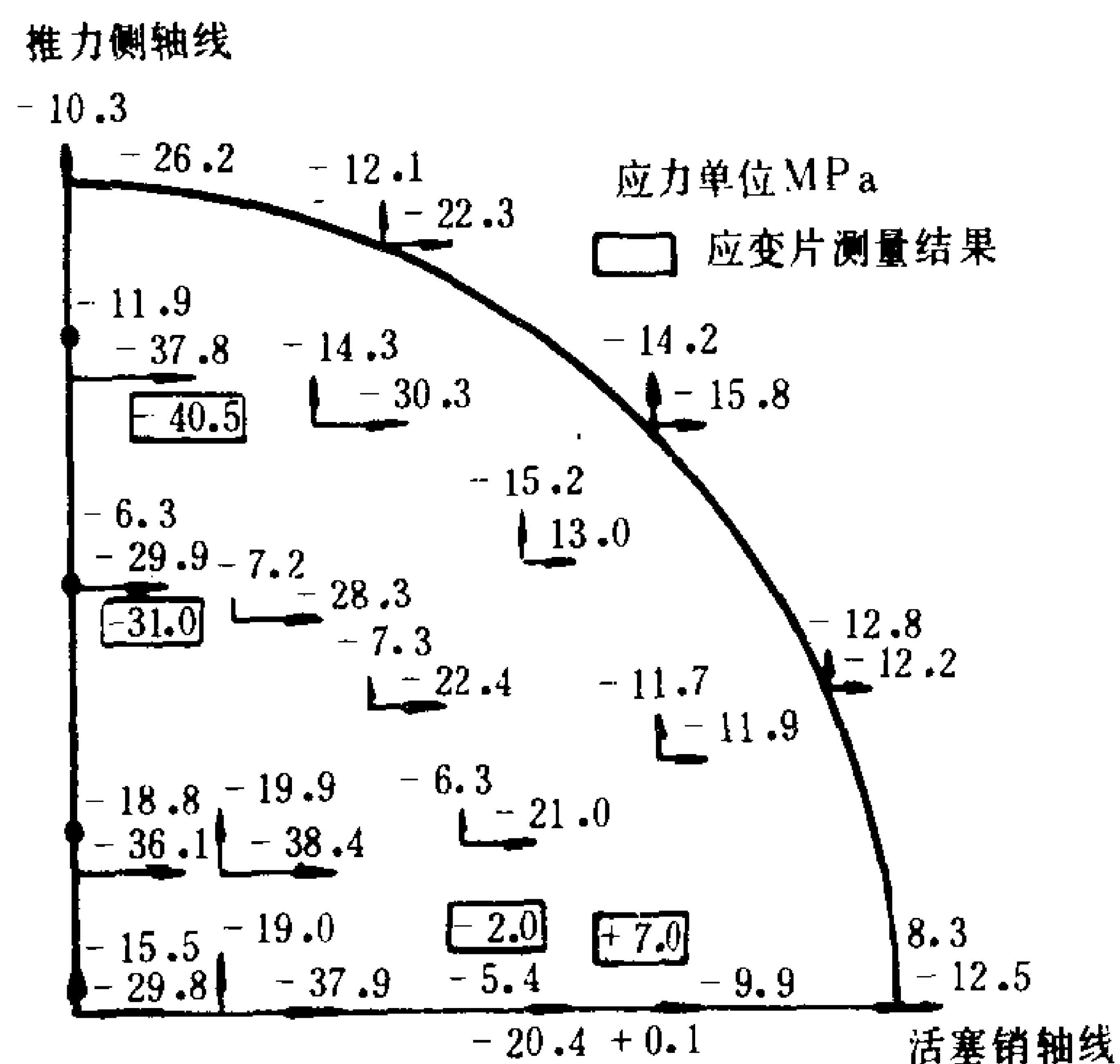


图 4.1.5-10　某筒形活塞顶上的机械应力

形的允许值，可以判断活塞工作的可靠性和结构的合理性。

对于缸径大、机械应力也大的船舶柴油机，其活塞的疲劳强度应以高周疲劳强度为基准。因此，在运转过程中在活塞上某点A处产生的热应力，机械应力以及安装应力等，可用图 4.1.5-12 a)表示，并按图中c)的方法来考虑热应力和机械应力的影响，即把热应力与机械应力的一半之和作为平均应力σ_m，以机械应力的一半作为应力幅σ_R来考虑，然后将其绘于活塞材料的高温疲劳图上。例如活塞上某点之温度为 150℃，热应力σ_t = 58.84 MPa，机械应力为σ_g = 39.23 MPa，则该点的平均应力σ_m = 78.45 MPa，交变应力幅σ_R = 19.61 MPa，σ_{max} = 98.07 MPa，σ_{min} = 58.84 MPa。其 150℃下的疲劳强度如图 4.1.5-13 a)和b)所示。将该点应力值绘入图b)，即为图中影线处，它在 150℃的疲劳图线内，故安全。为求出该点之安全系数，可将图中之σ_{max}点（点B）与原点 0 相连，见图c)，延长OB交疲劳图上限线于E，则安全系数$n = \dfrac{EG}{BH} = \dfrac{OG}{OH} \approx 1.16$。至于安全系数应为多大方算安全，则完全

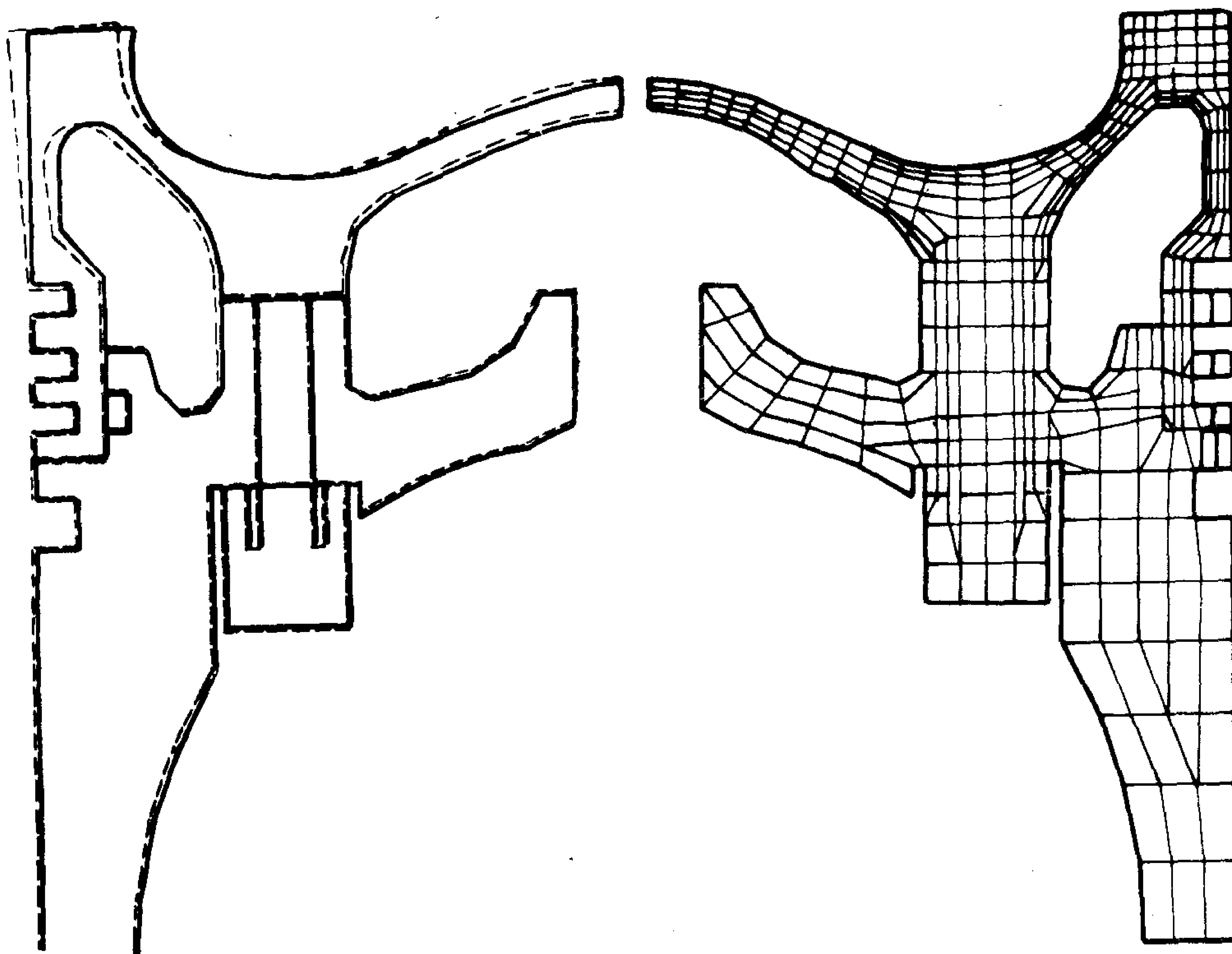


图 4.1.5-11　某组合活塞主要部位的变形

属于经验问题。一般认为对于活塞，$n>1.3$，寿命是无限长的。

实际上由燃气压力产生的高周疲劳和由热应力产生的低周疲劳两者之间存在着相互干涉效应，因此更进一步的考虑方法是将热应力作为一次波应力，机械应力作为二次波应力，把二次波应力重叠在一次波应力上，然后按低周疲劳强度来估算疲劳寿命，柴油机连续运转时间的影响，作为在一次波应力的一个循环中重叠的二次波应力之循环数（频率比）的影响加以考虑，如图 4.1.5-12 d)所示[2]。

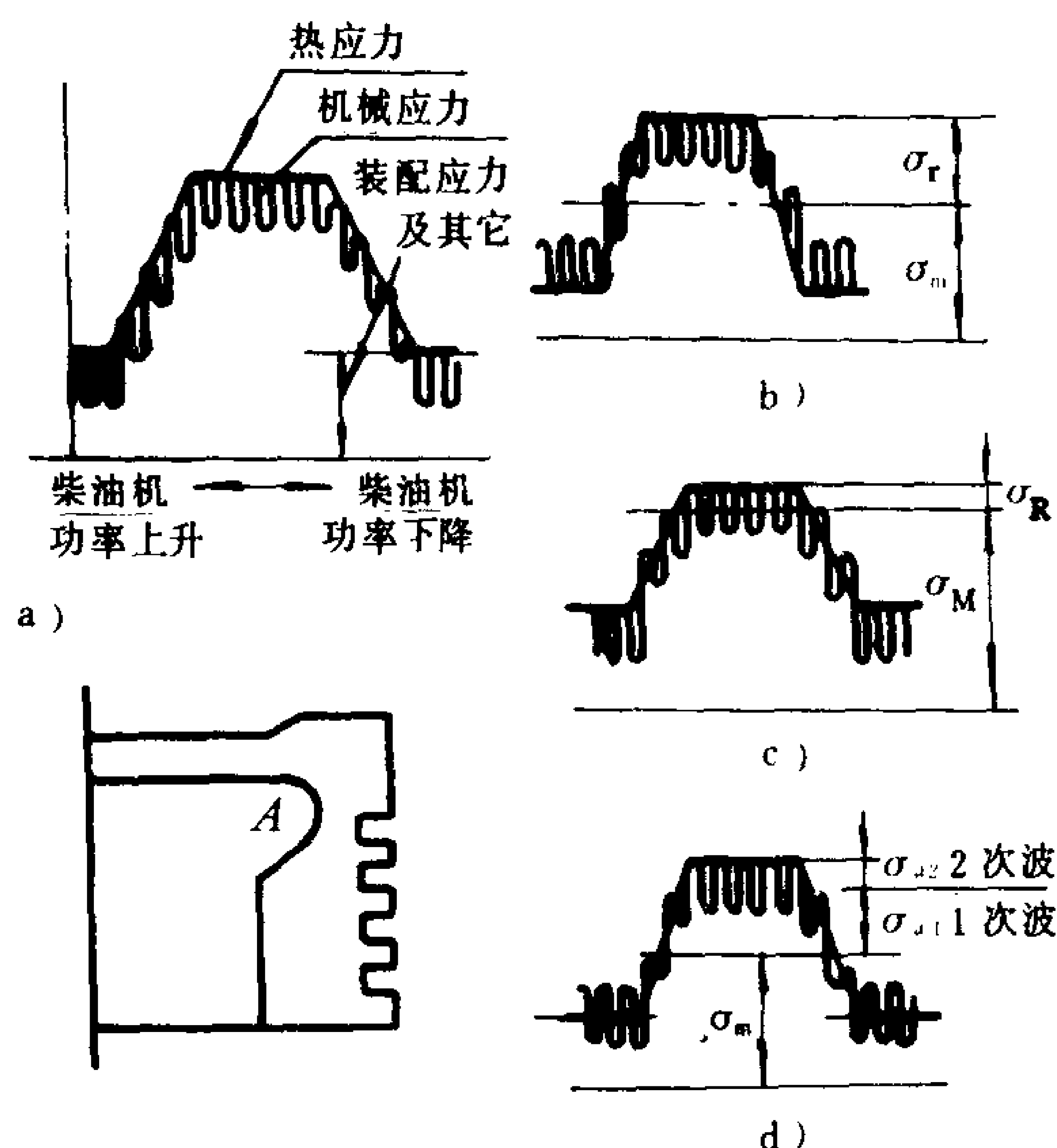


图 4.1.5-12　活塞工作时的应力

a)燃烧室壁的应力波形；b)热疲劳强度；c)高周疲劳强度；d)重叠波疲劳强度（新方法）

1.3　活塞的常见损坏及其原因

1.3.1　活塞顶裂纹及烧伤

活塞顶发生裂纹的类型很多，从发生裂纹的原因来分析，可以归结为两大类：一类是由于活塞顶局部高温引起材料性能下降，加上顶部热应力的反复作用产生裂纹(热疲劳)，其特征是裂纹始于触火面，在有应力集中的部

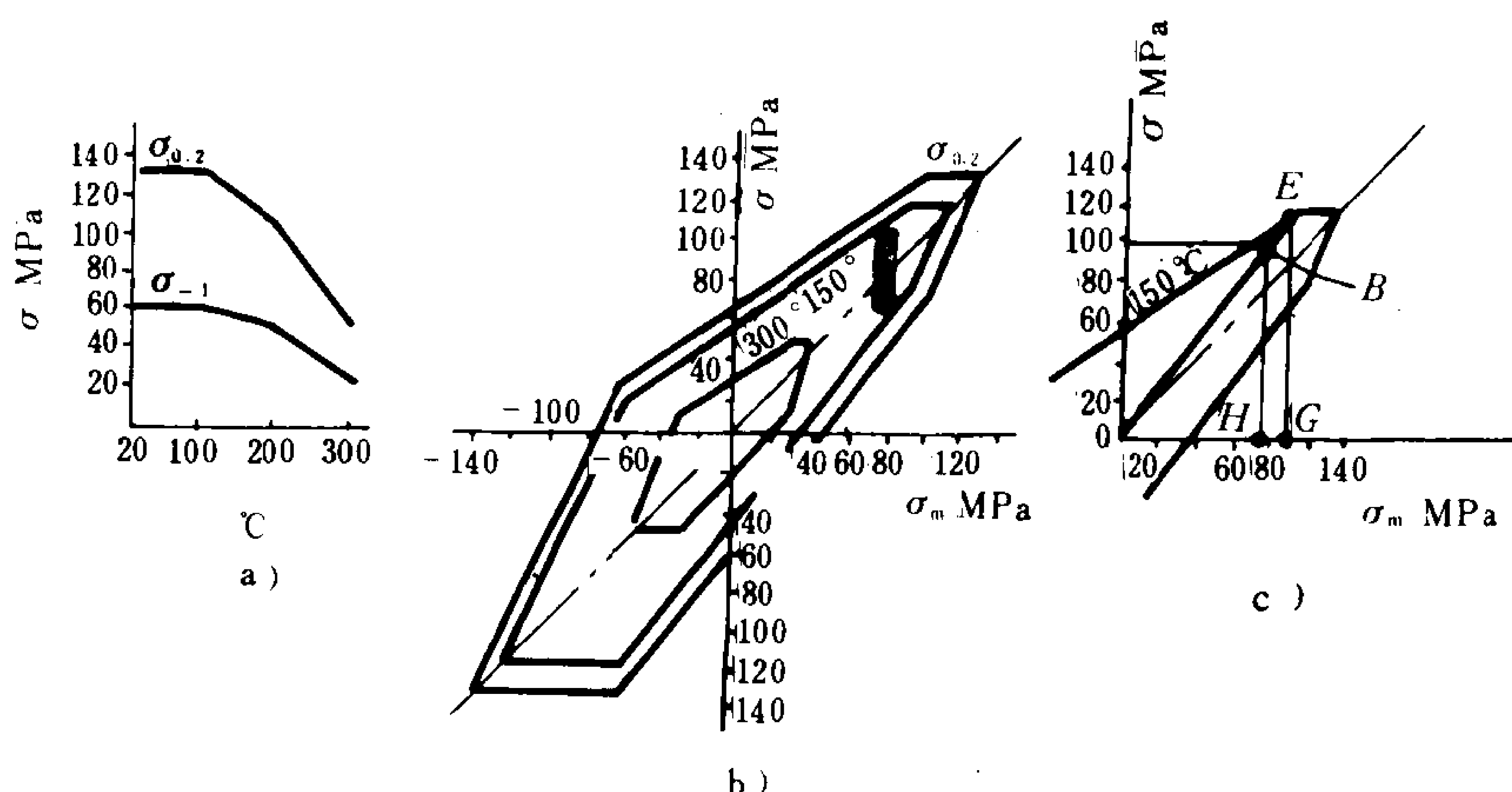


图 4.1.5-13　活塞高温下的疲劳强度判定

位如避阀坑和起吊螺栓孔等处更易出现。另一类则是由于热负荷和机械负荷过大，特别是大型柴油机机械应力较大时产生的高周疲劳破损（裂纹），其特征是裂纹往往起始于冷却腔侧，逐渐贯穿到燃烧侧。

图 4.1.5-14～图 4.1.5-17 是各种裂纹的实例[3]。其中前二例属于前一类（热疲劳），后二例属后一类（高周疲劳）。

对于从冷却水侧产生疲劳裂纹的情况，还存在腐蚀疲劳的影响。因此，柴油机运转中，对于水中添加剂的浓度、pH值、有害离子浓度及硬度等，必须严格按标准执行。

烧伤，也叫烧蚀，是另一类常见的活塞头部损伤。它主要由于活塞头温度过高，达到钒腐蚀温度而引起的。图 4.1.5-18 是活塞头部烧伤的实例，该活塞头用铬钼合金钢浇铸，在气缸前后方向的两个部位上设置喷油器，在这两个方向发生严重的烧伤[3]。当冷却侧积炭时，该部位温度升高，更易引起烧伤。

1.3.2　活塞销座裂纹

图 4.1.5-19 是整体铸铁活塞销座产生裂纹之实例。这类典型损伤，裂纹常始于销孔内表面，在此例中是有应力集中的台阶部，主要由机械负荷所引起，并由于应力集中而加剧，而且由于设置在销毂上下方向的加强筋的刚性太弱所致[3]。

机械负荷引起的损伤，除销座裂纹外，还有活塞环岸的折断，活塞头部支承的损坏、活塞裙部的损伤或磨损等，这里不一一列举。

1.4　活塞技术状态的检查[4]

船舶柴油机活塞的技术状态主要应检查以下几点：

1）热处理后的硬度

铸铁活塞为HB 180～220，铸钢活塞头HB 180～220，铝合金活塞HB 100～140。

2）液压试验

活塞的下列部位应经液压试验历时 5 min不得渗漏：

（1）缸经≥200 mm的活塞顶经压力为 0.7 MPa的液压试验，无渗漏者为合格，有微量渗漏时，再经 1.2～1.5 倍最高爆发压力的液压试验。

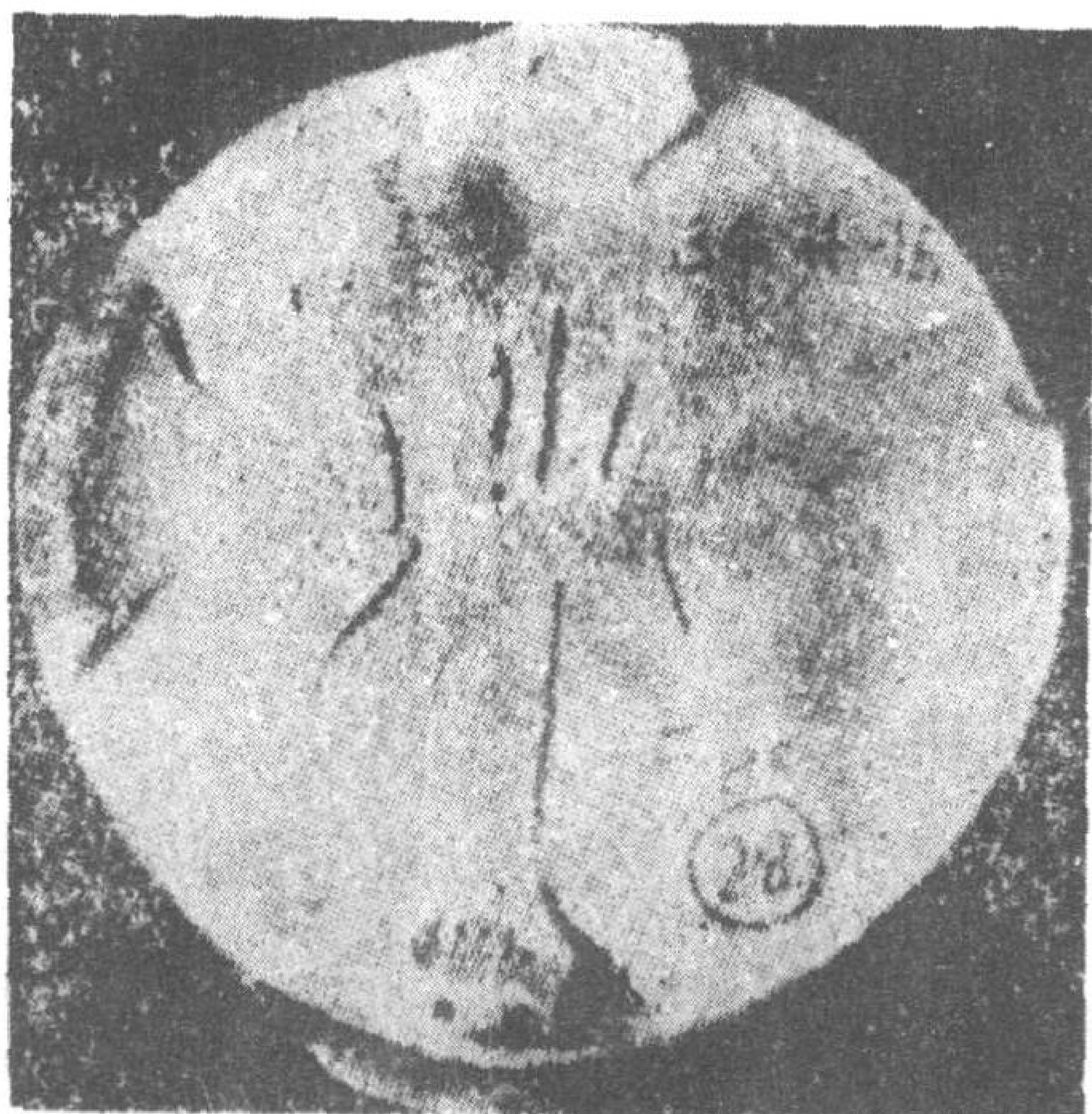


图 4.1.5-14　铝合金锻造活塞顶发生裂纹的红色浸渗探伤照片（四冲程机、缸径 220 mm）

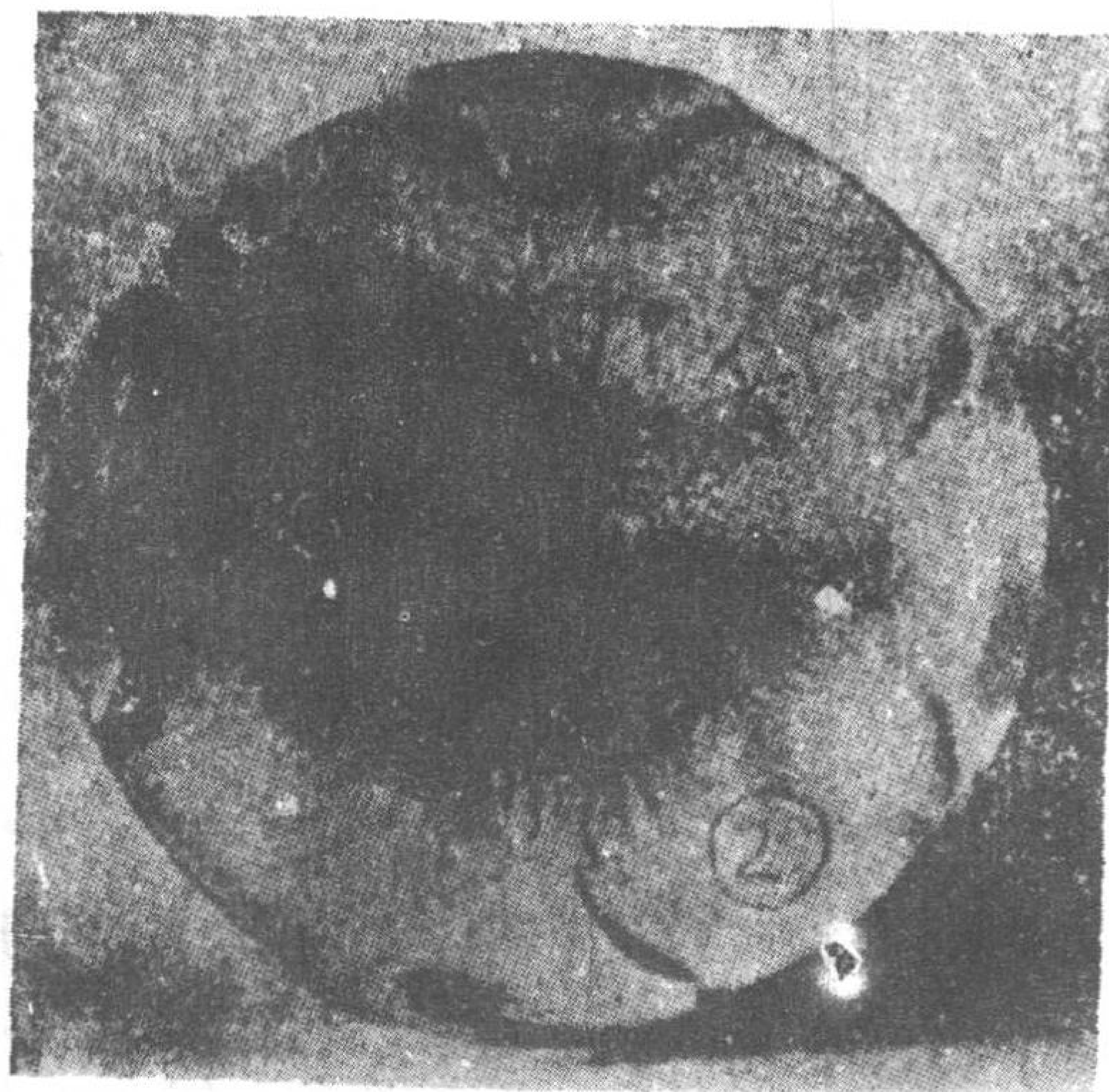


图 4.1.5-15　铝合金铸造活塞顶发生裂纹的红色浸渗探伤照片（四冲程机、缸径 220 mm）

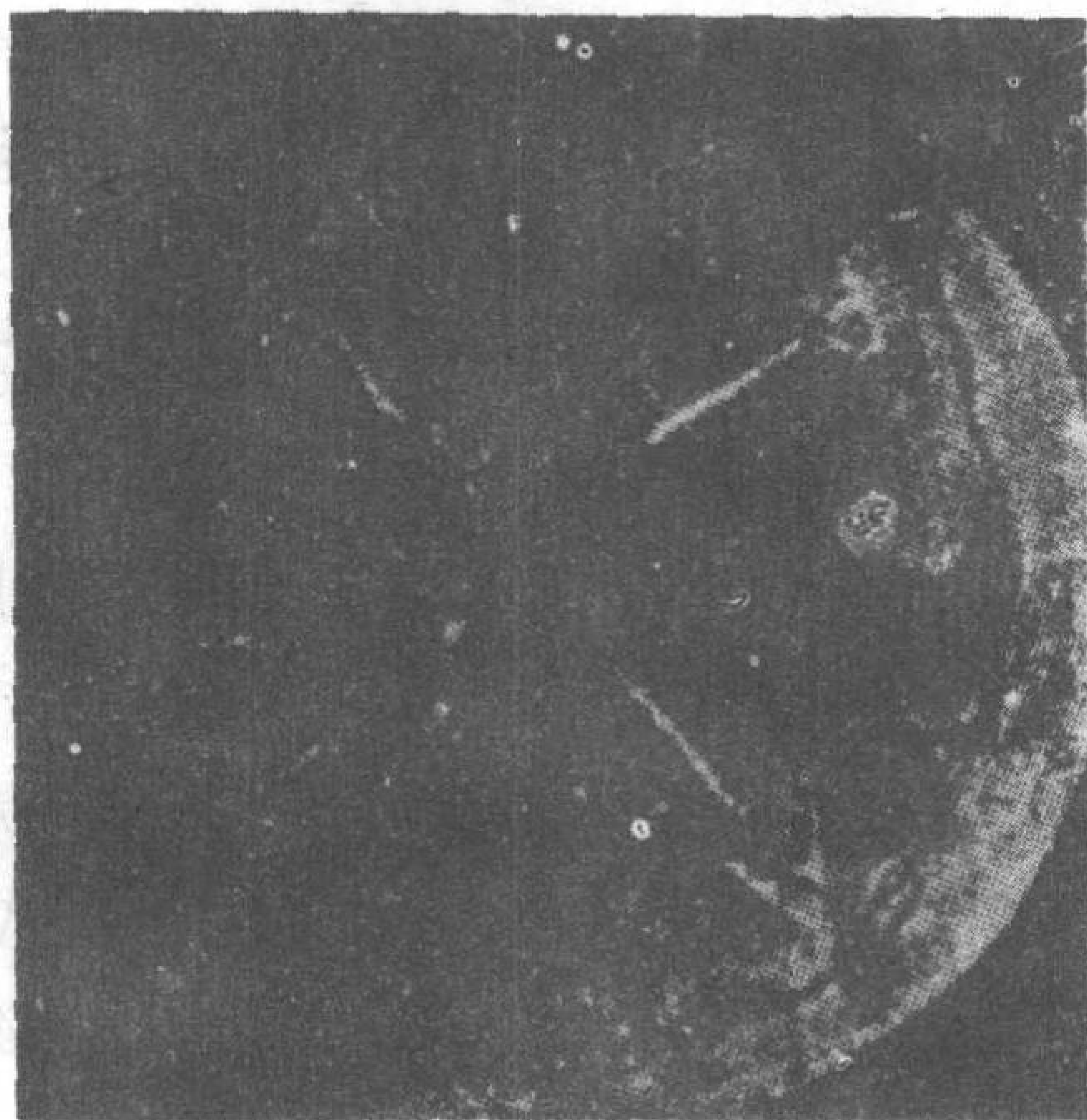


图 4.1.5-16　锻钢活塞发生的圆周方向的裂纹（从活塞内冷却面交角处起，贯穿到燃烧侧）（大型二冲程机，使用约一年）

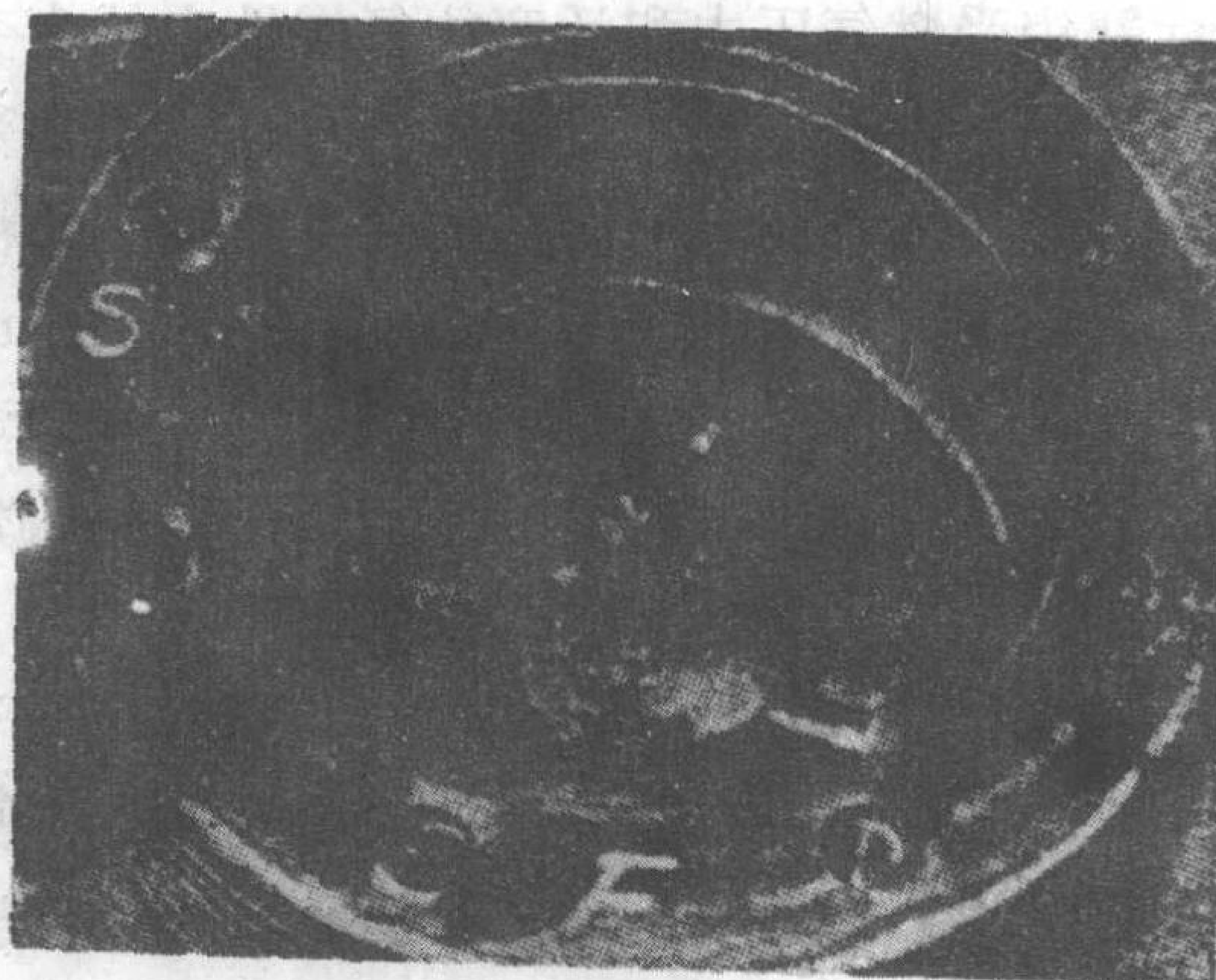


图 4.1.5-17　锻钢活塞头发生的星形裂纹（发生于活塞顶内侧，贯穿到燃烧侧）（中型二冲程机，使用约 5200 h）

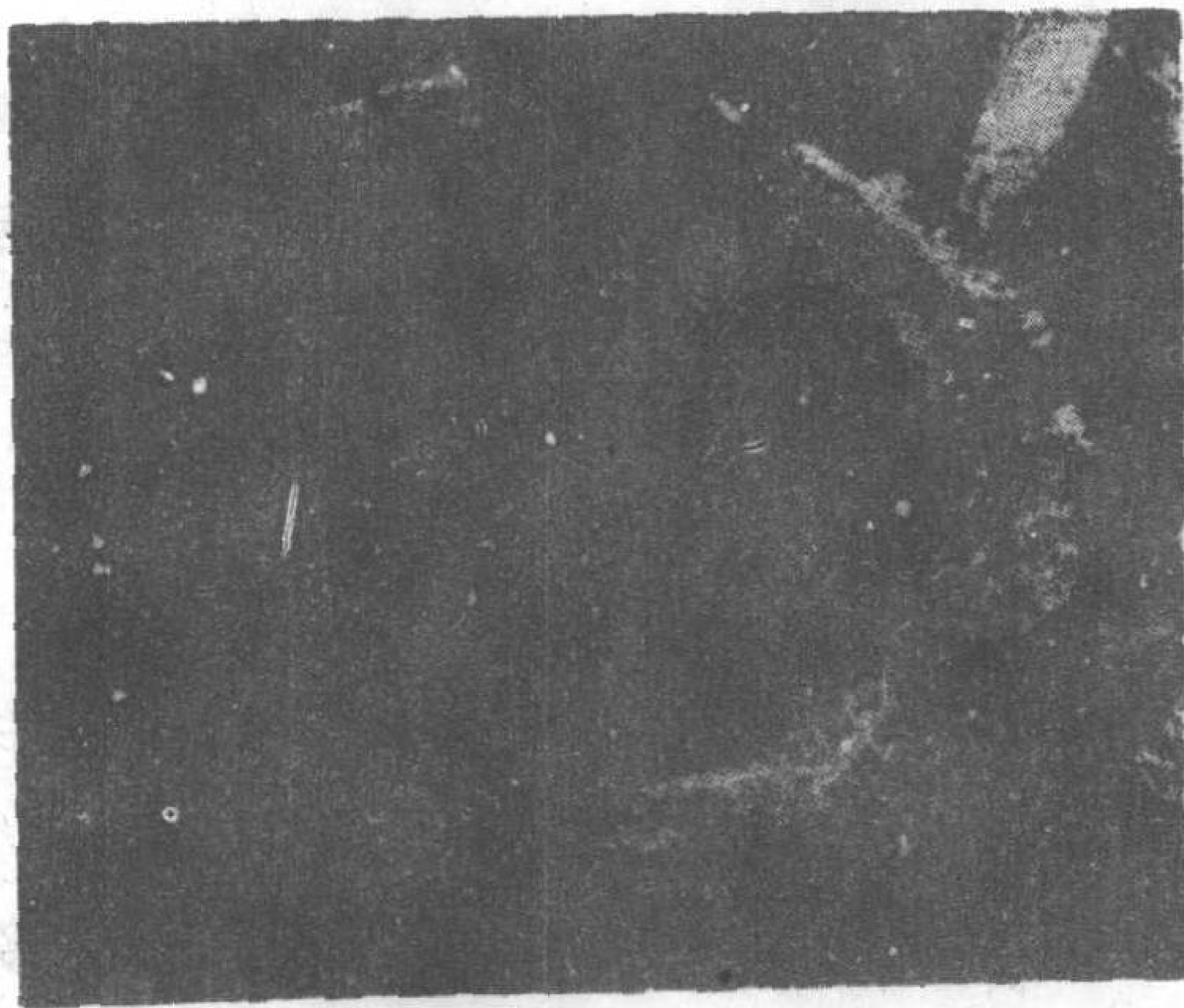


图 4.1.5-18　活塞头部的烧伤（大型二冲程机，使用约二年）

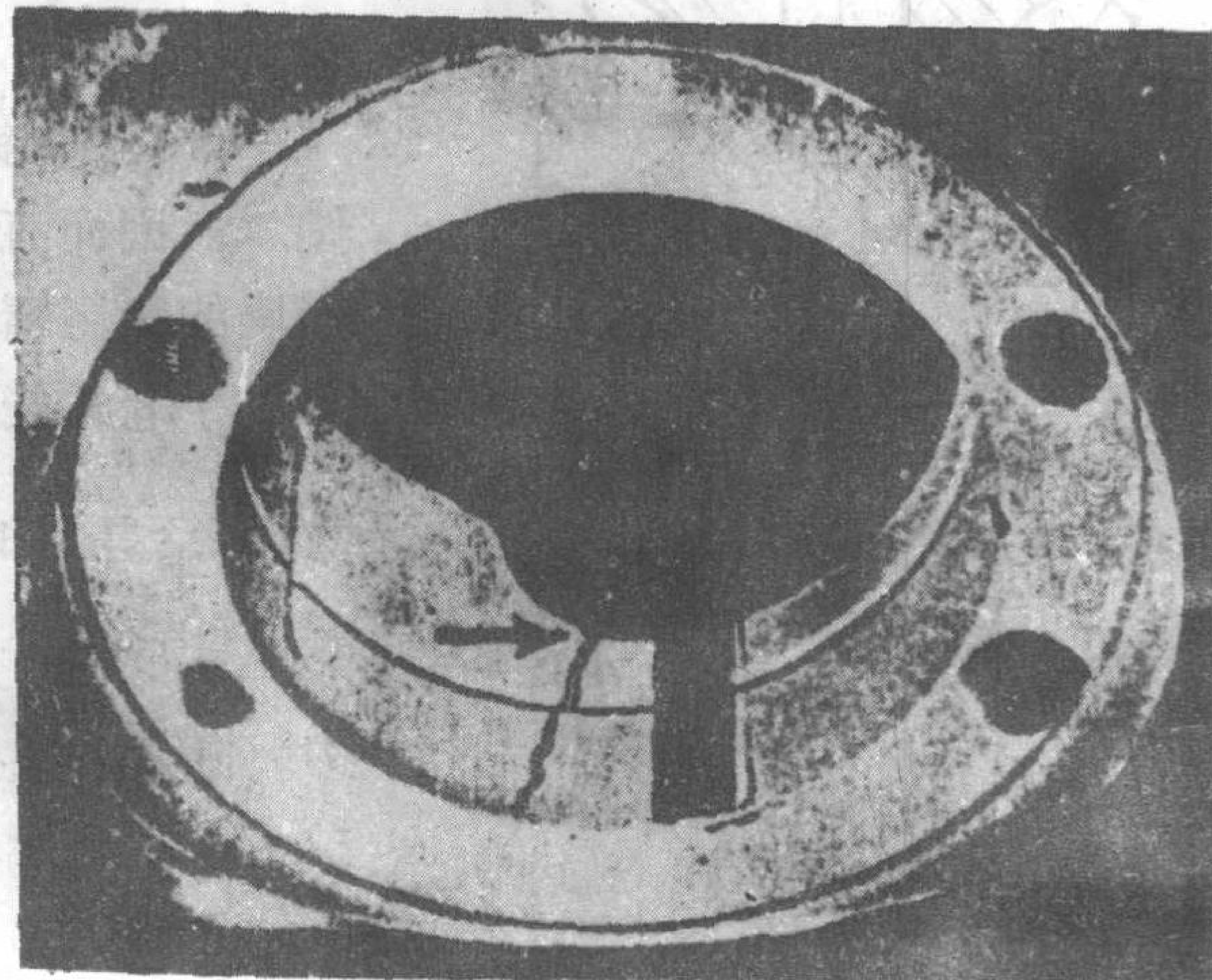


图 4.1.5-19　铸铁整体活塞销座发生的裂纹

(2)冷却腔空间液压试验，压力为0.4～0.6 MPa。

3)成品活塞质量的允差

高速柴油机每个成品活塞质量的允差为名义质量的±1.5%，中速柴油机为名义质量的±2%，低速柴油机为名义质量的±2.5%。

4)主要形位公差与粗糙度

(1)活塞环槽端面与活塞中心线的垂直度：活塞直径≤200 mm者，不大于0.02 mm；活塞直径>200 mm者，不大于0.04 mm。

(2)组合活塞组装后，头部外圆对裙部外圆的径向跳动不大于0.20 mm。

(3)裙部外圆粗糙度：中、高速机不大于$\overset{0.8}{\bigtriangledown}$，低速机不大于$\overset{1.6}{\bigtriangledown}$，减摩环外圆不大于$\overset{1.6}{\bigtriangledown}$。

(4)活塞销座孔粗糙度：无衬套者不大于$\overset{0.8}{\bigtriangledown}$，有衬套者不大于$\overset{1.6}{\bigtriangledown}$。

(5)活塞环槽上下平面粗糙度不大于$\overset{1.6}{\bigtriangledown}$。

1.5 活塞销的材料和结构型式

1.5.1 活塞销的材料

活塞销受燃气压力和活塞往复惯性力的交变冲击，产生弯曲和压扁变形，在相应于销座和连杆小端轴承边缘处承受剪切力，其表面则受到强烈摩擦和磨损。因此，活塞销应有足够的强度和刚度，表面应有很高的硬度和很小的粗糙度，芯部则应坚韧。

活塞销通常采用20、15 CrA, 20 Cr, 20 Mr 2钢制造，强化柴油机上则采用18 CrMnTi, 20 SiMnVB等高强度合金钢制造。销的外表面都应进行渗碳、淬火，或高频淬火等处理，使销中心部有良好的冲击韧性。内孔表面进行渗碳淬火时，可简化热处理工艺并提高疲劳强度。

1.5.2 活塞销的结构型式

1)浮动式活塞销　指销在活塞销座和连杆小端内浮动，其特点是销的缓慢转动使磨损均匀、受载均匀，相对地提高了销的疲劳强度和使用寿命。现今大多数柴油机采用此种型式活塞销。为了使它重量轻、刚度和强度高，销通常都做成空心。当销上开有油孔时，孔口必须倒圆、抛光。

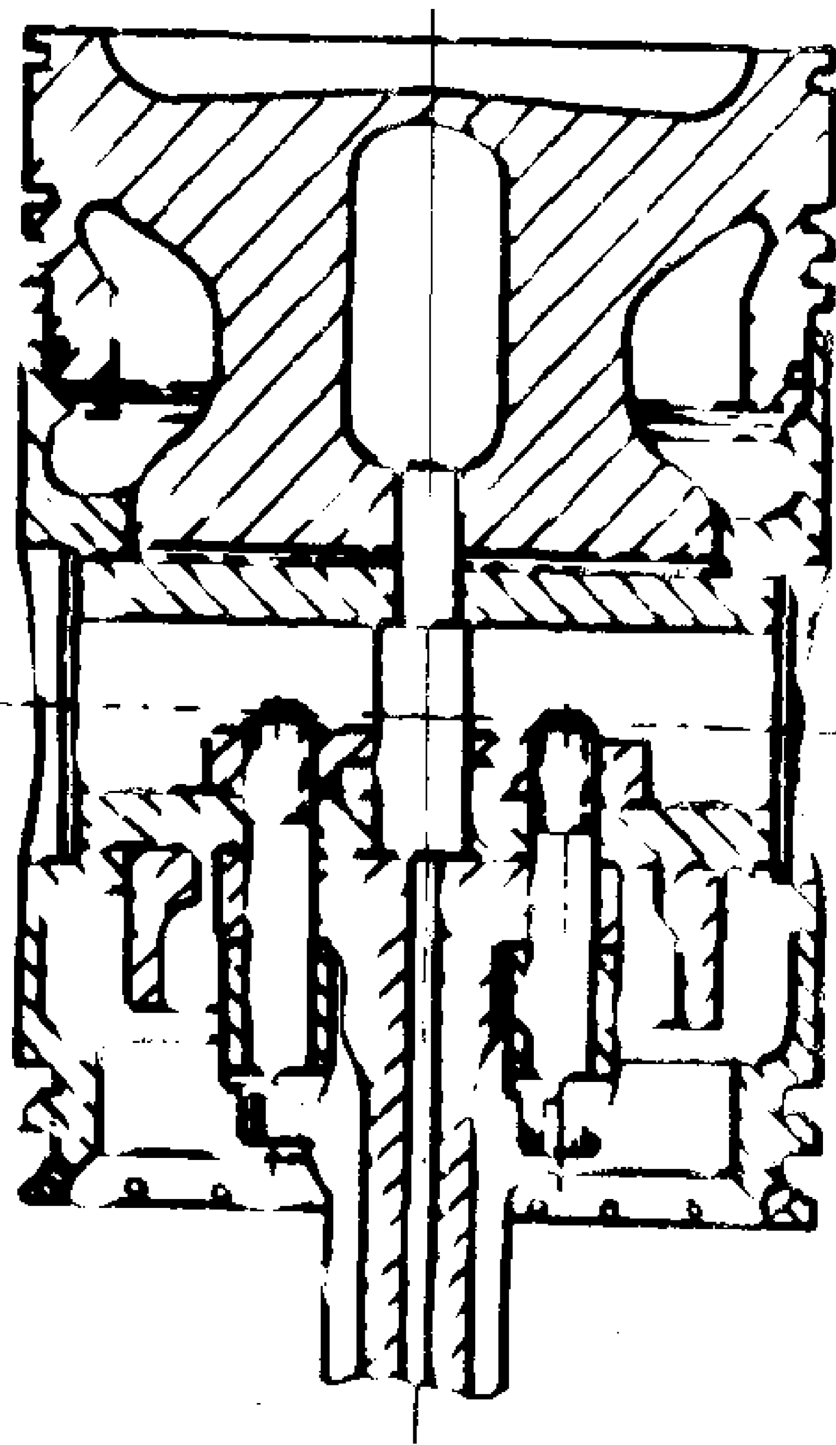


图4.1.5-20　活塞销固定于连杆的结构

2)活塞销固定于连杆　其特点是可增大销座的承压面，减少销的弯曲变形。图4.1.5-20即为此种结构的活塞销。

3)活塞销固定于活塞销座　其特点是取消了销座轴承、因而有可能增大连杆小端轴承的承压面，且销与销座的加工精度也较浮式销要求低，但销的磨损不均匀。多见于老式柴油机。

1.6 活塞销的工作应力及可靠性

活塞销工作的可靠性主要在于销和轴承的承载能力。随着爆发压力的不断提高，销和轴承工作时粘滞、拉毛是主要故障。因此，除了保证销的工作表面有足够的硬度和足够光洁以外，还必须保证销有足够的刚度、较小的弯曲和压扁变形、适当的间隙以及可靠的润滑等。

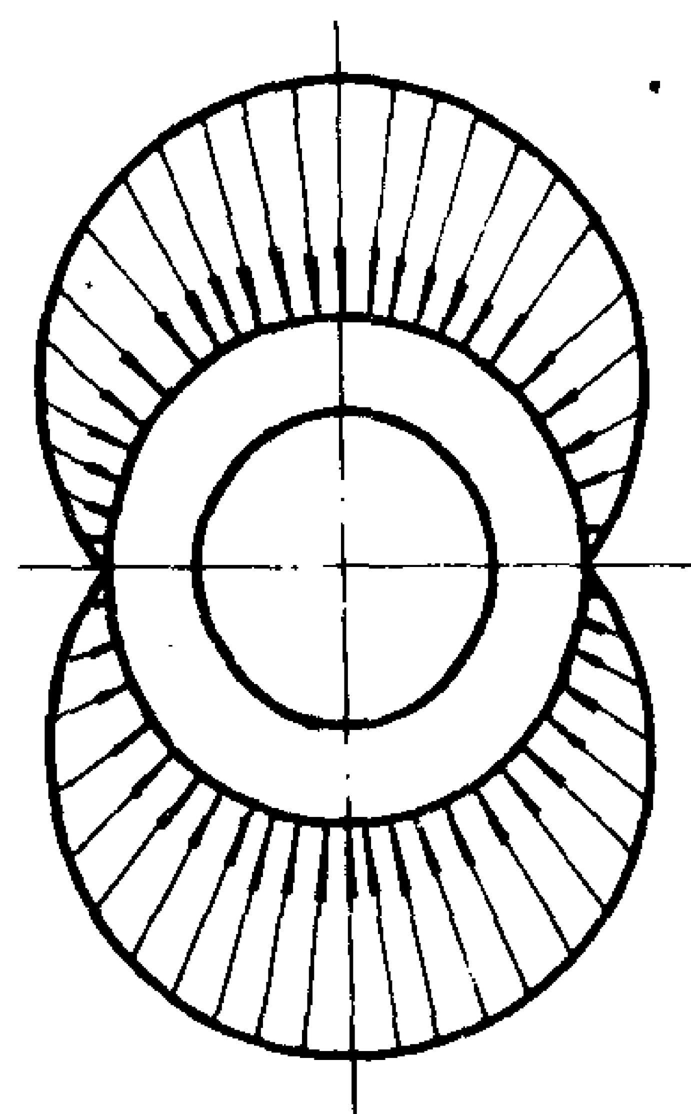


图 4.1.5-21　活塞销工作时的载荷分布

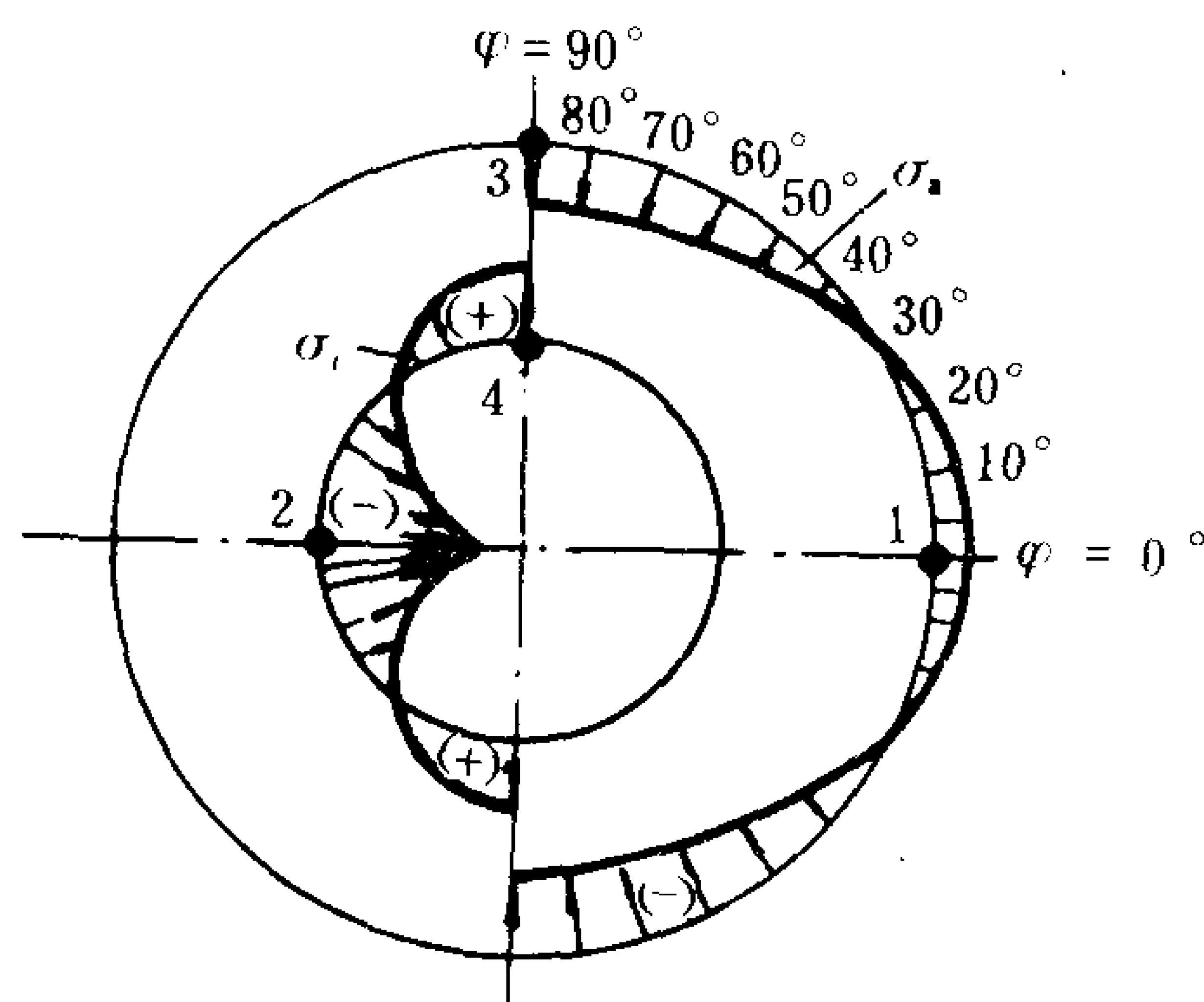


图 4.1.5-22　活塞销内外表面上的应力

销工作时所受弯曲和剪切应力一般不构成对强度的威胁。而压扁变形引起的压溃应力则是造成销裂纹的原因。销工作时的载荷分布可近似认为如图 4.1.5-21 所示的余弦分布，而由此引起的销内外表面的应力则如图 4.1.5-22 所示。随着工作循环的反复作用以及随着销的不断转动(浮动式销)，内外表面上的各点不断重复着拉压交变应力。当应力过大时，特别是当销的热处理不良以及材料有缺陷时，裂纹便可能在内、外表面上出现。

1.7　活塞销技术状态的检查[5]

活塞销技术状态主要应注意以下几方面：

1）活塞销工作表面硬度一般为HRC 56～61，同一活塞销工作表面上的硬度差异不得大于 5 个单位。

2）活塞销外圆工作表面的圆度及圆柱度误差不得超过直径公差的一半。

3）活塞销主要表面的粗糙度：外圆工作表面不大于$\overset{0.4}{\bigtriangledown}$，两端面不大于$\overset{3.2}{\bigtriangledown}$，内表面不大于$\overset{6.3}{\bigtriangledown}$。

4）活塞销工作表面不允许有裂纹、碰伤、麻点、毛刺、凹陷等缺陷。内孔表面不允许有氧化皮和杂物。

5）活塞销应经磁力探伤检查，工作表面不允许有横向发纹，允许有个别纵向发纹存在，数量不多于 5 条，同一截面上不多于 2 条，其长度不得超过表 4.1.5-1 的规定。探伤后应退磁。

表 4.1.5-1　**活塞销纵向发纹允许长度**　mm

活塞销直径	～50	50～70	70～125	125～175	175～250
发纹长度	＜5	＜8	＜10	＜15	＜20

1.8　活塞环的结构和材料

1.8.1　活塞环的作用

活塞环按其功用可分为气环和油环两种。前者的主要功用是密封，以使气缸中工作气体的泄漏尽可能减小。后者的主要功用是控制、调节气缸壁面上的滑油，起刮油和布油的作用。

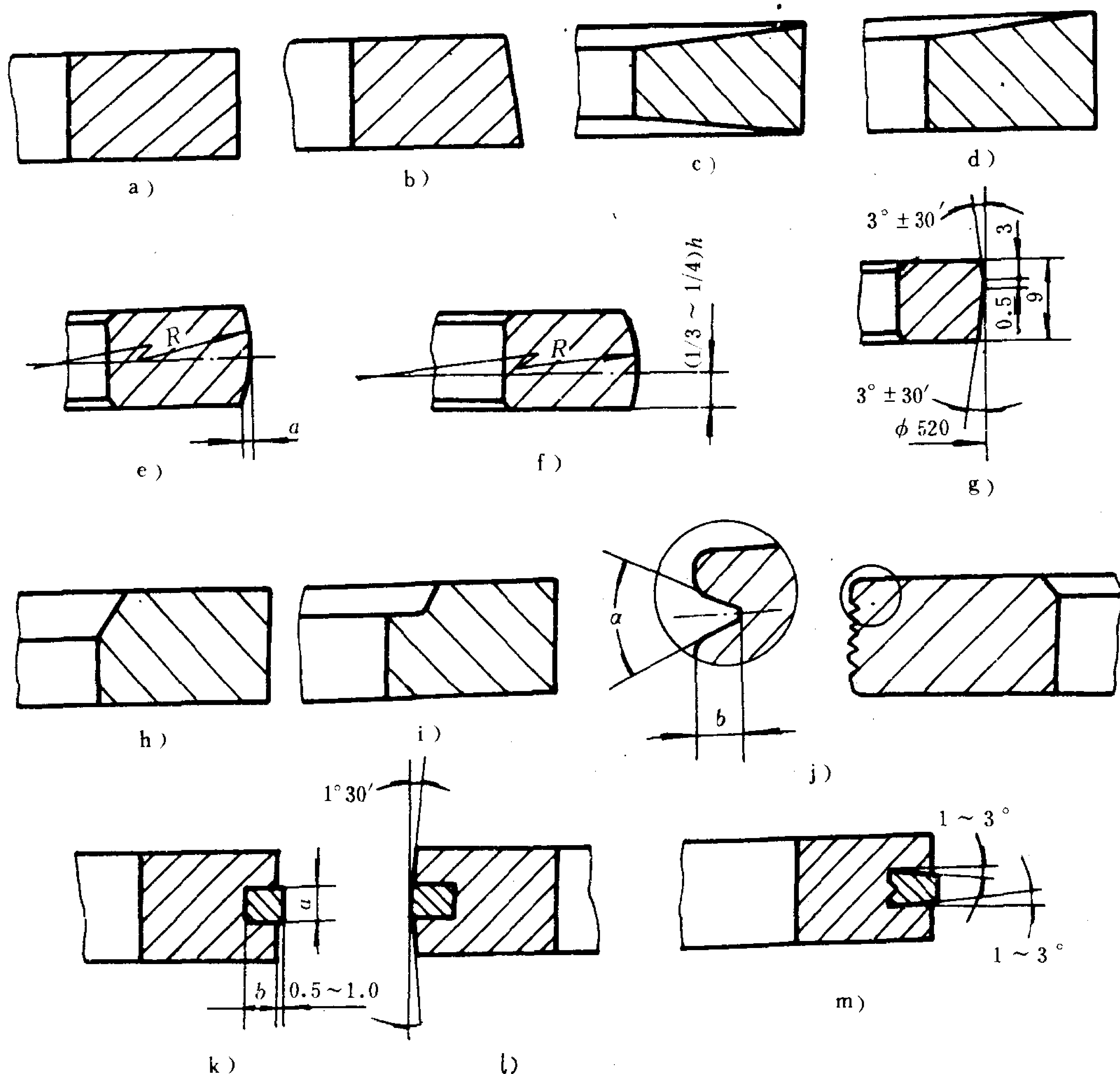


图 4.1.5-23 气环的断面形状

此外，活塞环还具有散热作用，它将燃气传给活塞的一部分热量通过气缸壁而散出，对于非冷却式活塞，这部分热量可达活塞顶接受热量的 60%～75%。

气环的密封作用靠两方面来实现，一方面是靠气环本身的弹力使其与气缸壁贴紧，形成所谓第一密封面；另一方面则是靠环与环槽侧面间的微小间隙，对燃烧室内的高压气体产生节流作用，气体流入环槽间隙，压力下降，同时气体压力又将环压紧在环槽侧面上，形成了所谓第二密封面，而环背面的气体压力使环进一步贴紧在缸壁上，加强了第一密封面的密封。当采用多道气环进行密封时，通常燃气经第一、二、三道气环的密封后，气体压力大体逐级降至燃烧室内压力的 24%、10%和 5 %左右，从而达到了良好的密封。

1.8.2 活塞环的断面形状

活塞环的断面形状有多种型式，各有特点，采用适当断面形状环的组合才能获得良好的密封和刮油效果。图 4.1.5-23 是常见的各种气环的断面形状。其中，a)为矩形环，是基本断面形状的气环；b)为锥面环，能易于磨合、增强密封，但锥面角不宜太大（0.5～1.5°）；c)、

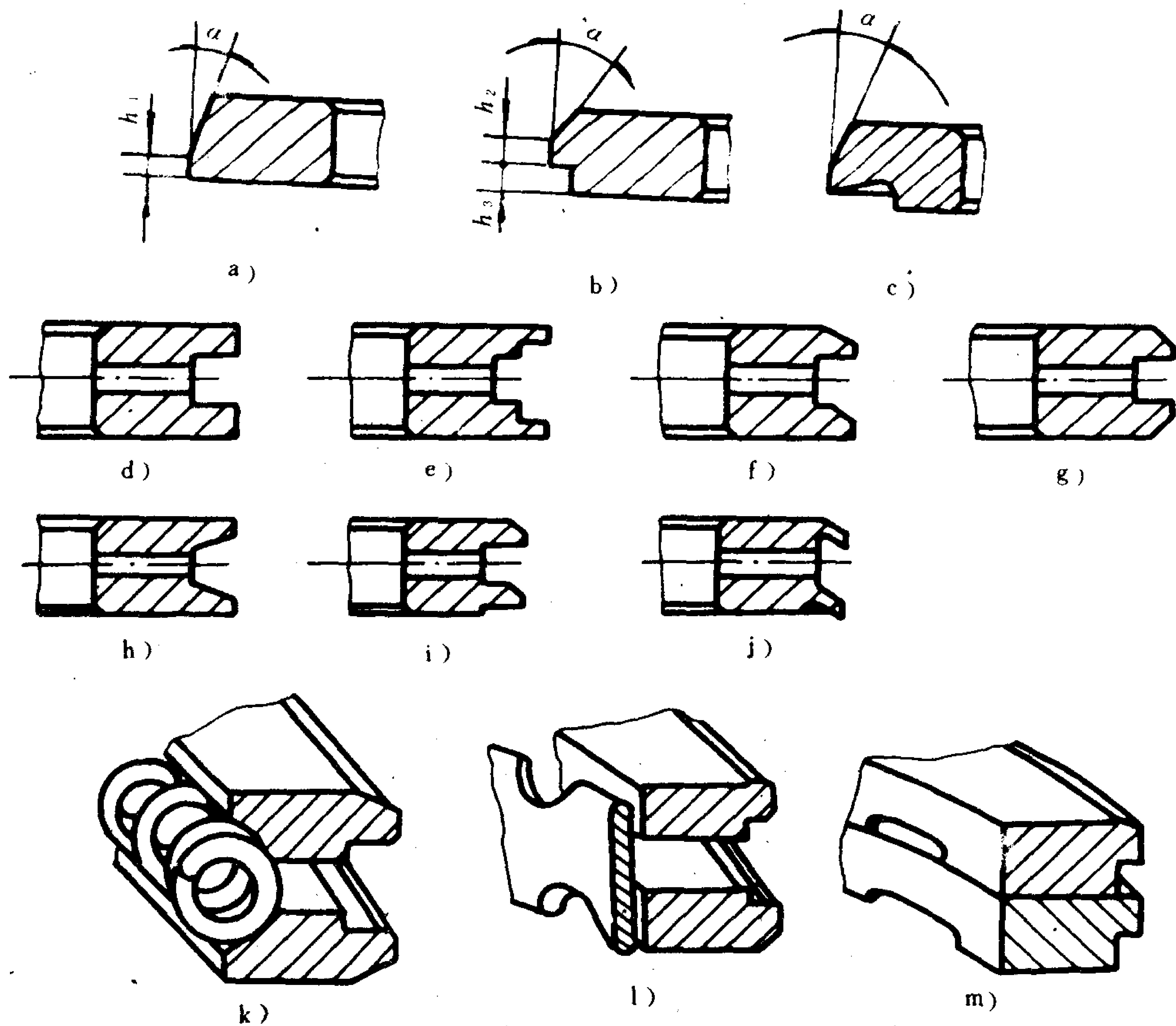


图 4.1.5-24　常见刮油环的断面结构

a)单刃锥面环；b)单刃外阶梯锥面环；c)单刃鼻形环；d)矩形开槽环；e)阶梯槽环；f)双刃同向倒角环；g)双刃反向倒角环；h)梯形槽环；i)外阶梯开槽双刃同向倒角环；j)双刃同向倒角环；k)螺旋弹簧胀圈油环；l)板簧胀圈油环；m)双层油环

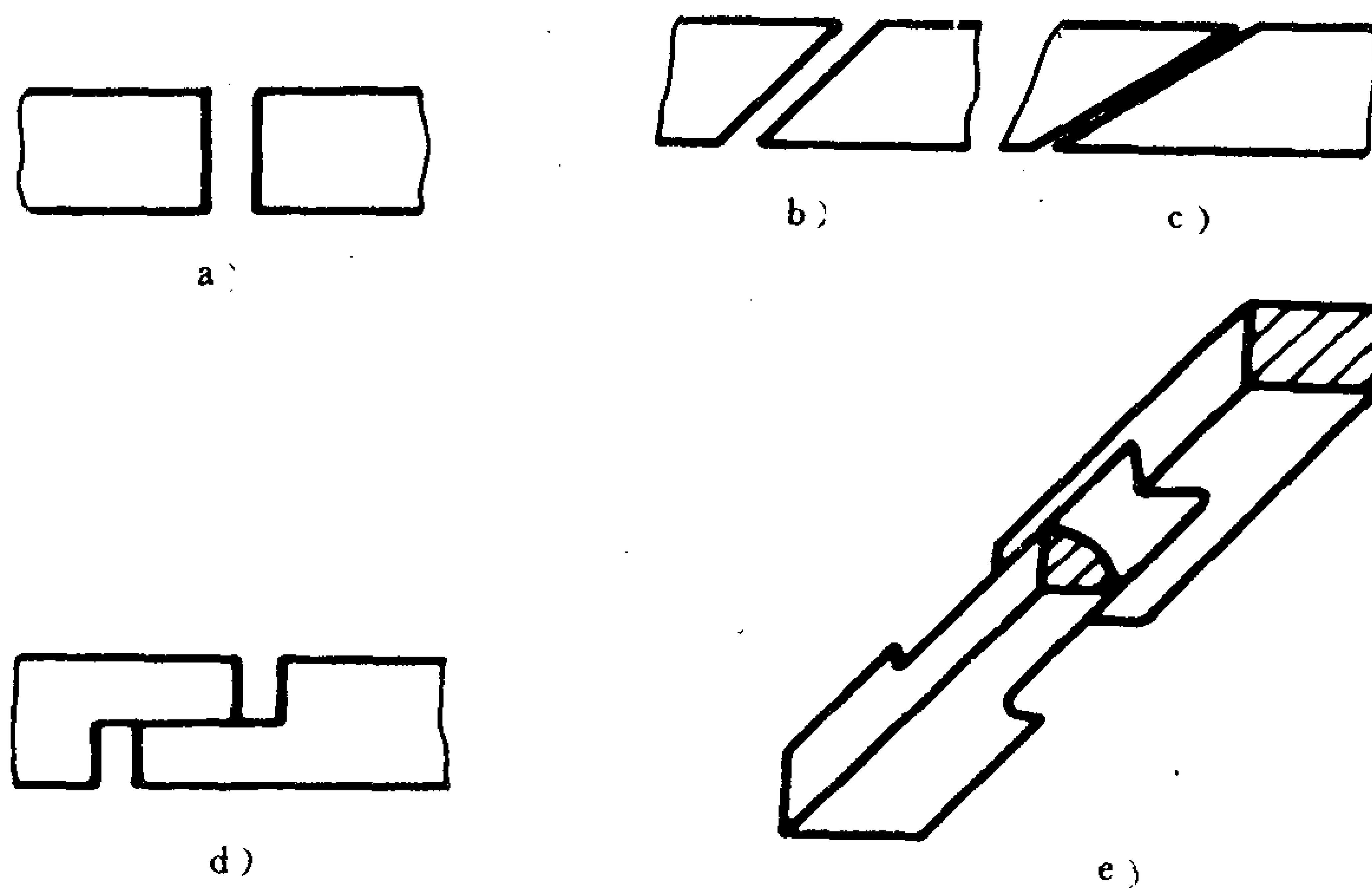


图 4.1.5-25　活塞环的切口形式

a)直切口；b)45°斜切口；c)30°斜切口；d)搭切口；e)双搭切口

d)为梯形环，有良好的抗粘接性能；e)、f)、g)为鼓面环，易于磨合，密封性好，表面多镀铬；h)、i)为扭曲环，能使环工作时呈盆状扭曲，增强密封、减少滑油消耗(但不能装反)；j)为开槽环，槽内可贮存滑油，利于建立油膜润滑；k)、l)、m)为嵌铜环，具有良好磨合性，寿命长。图 4.1.5-24 是常见的油环断面结构。其中，a)、b)、c)单刃锥面环，其外圆面与缸壁接触部分的高度 $h_1=(0.3\sim0.4)h$，$h_2=(0.15\sim0.25)h$，$\alpha=10\sim20°$；d)~j)双刃开槽环，两刃间有集油槽，起集油和分配油量作用，刮油作用较单刃环强；k)、l)为弹簧胀圈环，其弹簧有螺旋弹簧和板簧两种，因而环的径向压力增大，刮油能力强，环磨损后弹力下降不多，磨损量和滑油消耗量均小；m)为双层油环，对缸套的磨损变形有良好的适应性，密封性也良好，环不易粘结于环槽内。

1.8.3　活塞环的配置

活塞环的配置随机型而异，通常高速机采用 2 ~ 3 道气环、1 ~ 2 道油环，中速机采用 3 ~ 4 道气环、1 ~ 2 道油环，十字头式低速机采用 5 ~ 6 道气环，末道气环兼有布油作用。

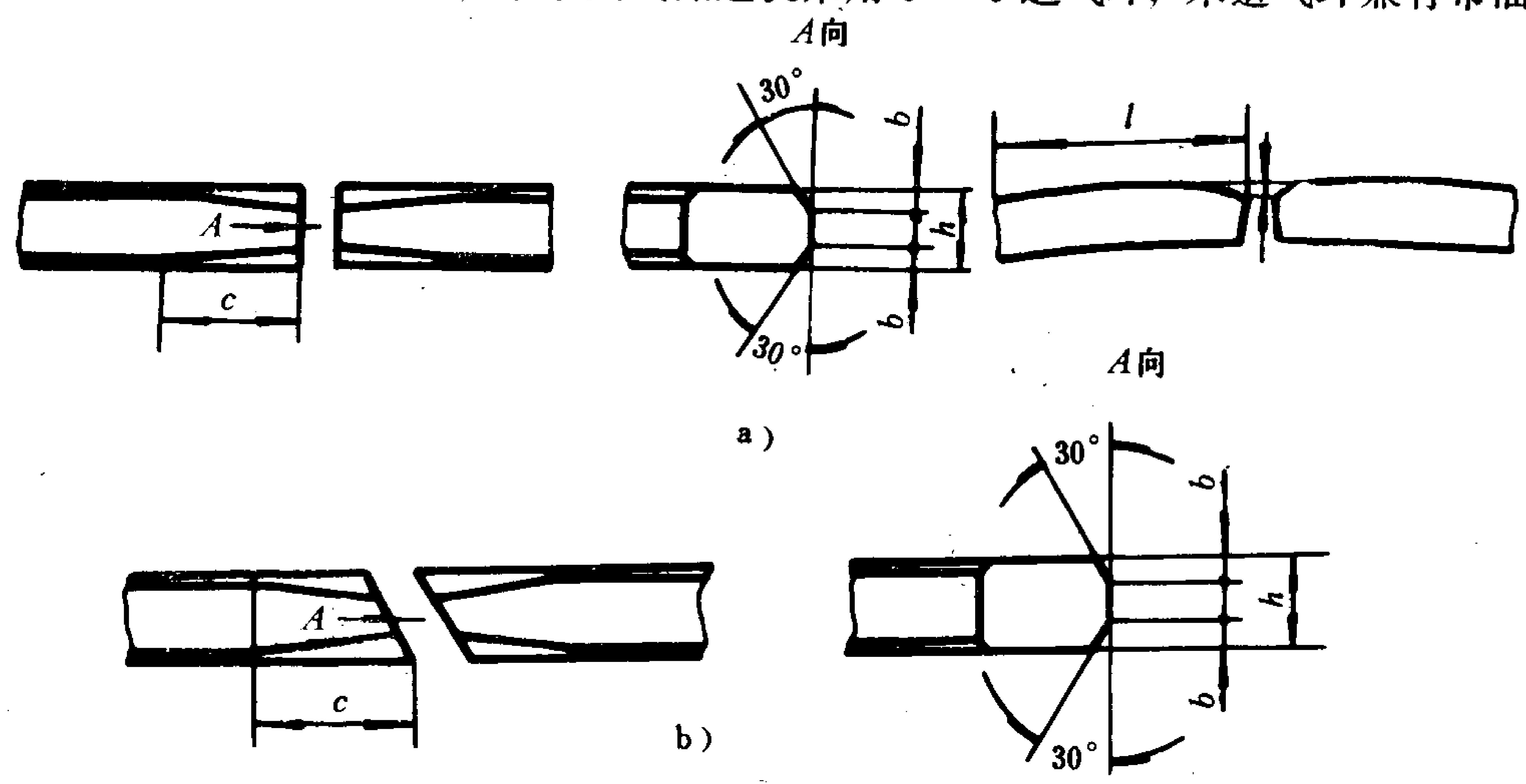


图 4.1.5-26　活塞环开口处外圆倒棱结构

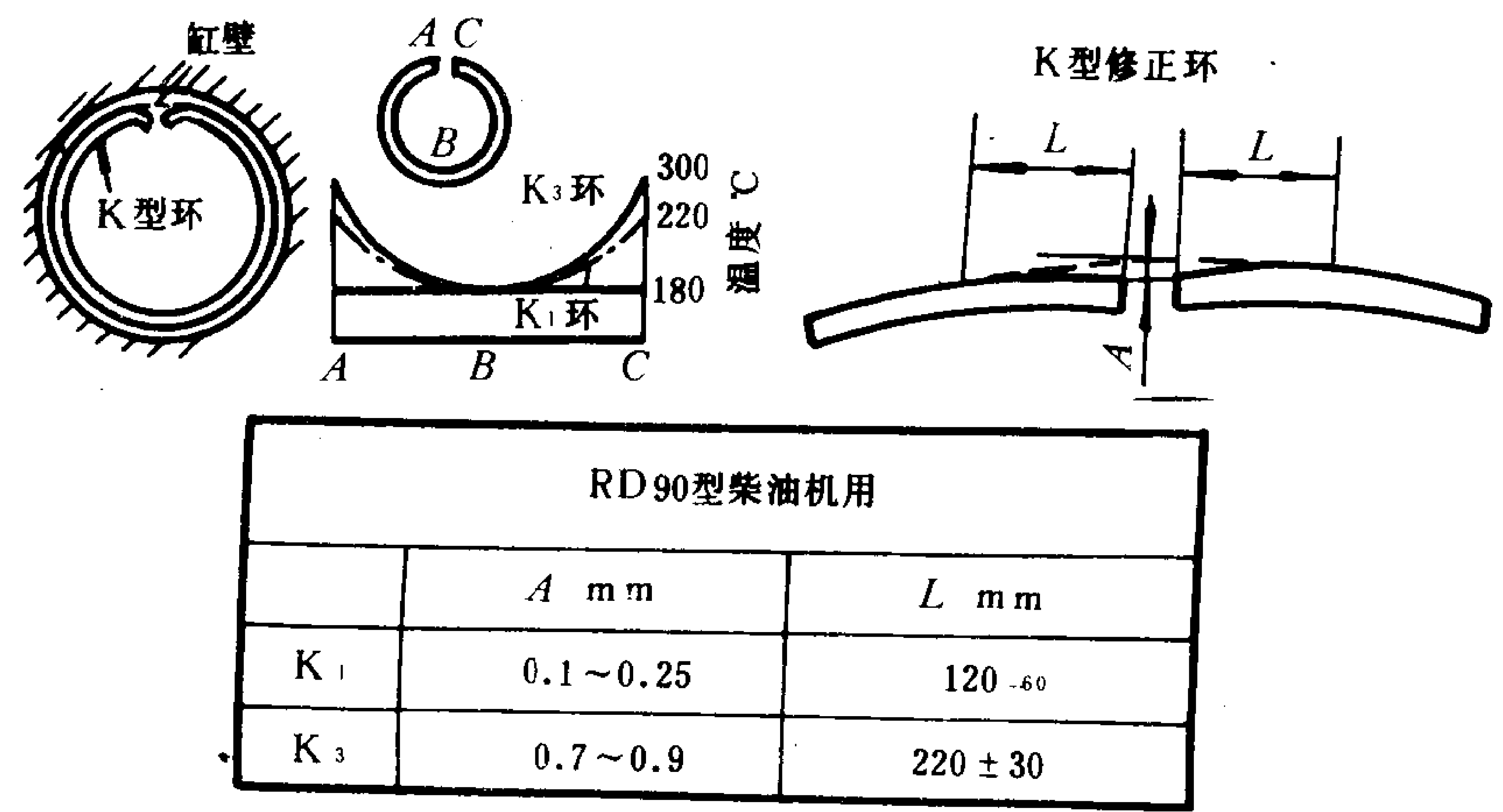
a)直切口；b)45°斜切口

$a=(6\sim9)\times10^{-4}D$——用于第 1、2 道气环（D为气缸直径）；

$a=(1\sim3)\times10^{-4}D$——用于其余活塞环；$b=0.3h$（h为活塞环宽度）；

$c=0.06D$；$l=0.25D$——用于第 1、2 道气环；

$l=0.12D$——用于其余活塞环



RD90型柴油机用		
	A mm	L mm
K_1	0.1~0.25	120_{-60}
K_3	0.7~0.9	220±30

图 4.1.5-27　SULZER RD90 柴油机的"K型"活塞环

从发展趋势看，为减少摩擦损失、降低活塞高度等，环的数量有减少趋势；为增强环的工作能力，广泛采用各种表面镀覆处理；四冲程机取消裙部油环，以加强裙部的润滑等。

1.8.4 活塞环的切口形式

活塞环的切口形式有直切、斜切和搭切等，如图 4.1.5-25 所示。在二冲程柴油机中，为防止环的开口碰刮气口，目前普遍采用在开口处的外圆倒棱的措施，如图 4.1.5-26 所示。另一种措施是如图 4.1.5-27 所示的SULZER RD 90 柴油机活塞环的"K型"修正，即在开口处两端向内凹入一距离A，工作时由热胀而与缸壁正好贴合。图中K_3环适用于强化程度较高的柴油机。

1.8.5 活塞环的材料

活塞环的材料最常用的是铸铁、合金铸铁，亦有采用球墨铸铁或可锻铸铁的。少数高速强化柴油机还有采用钢制活塞环的。

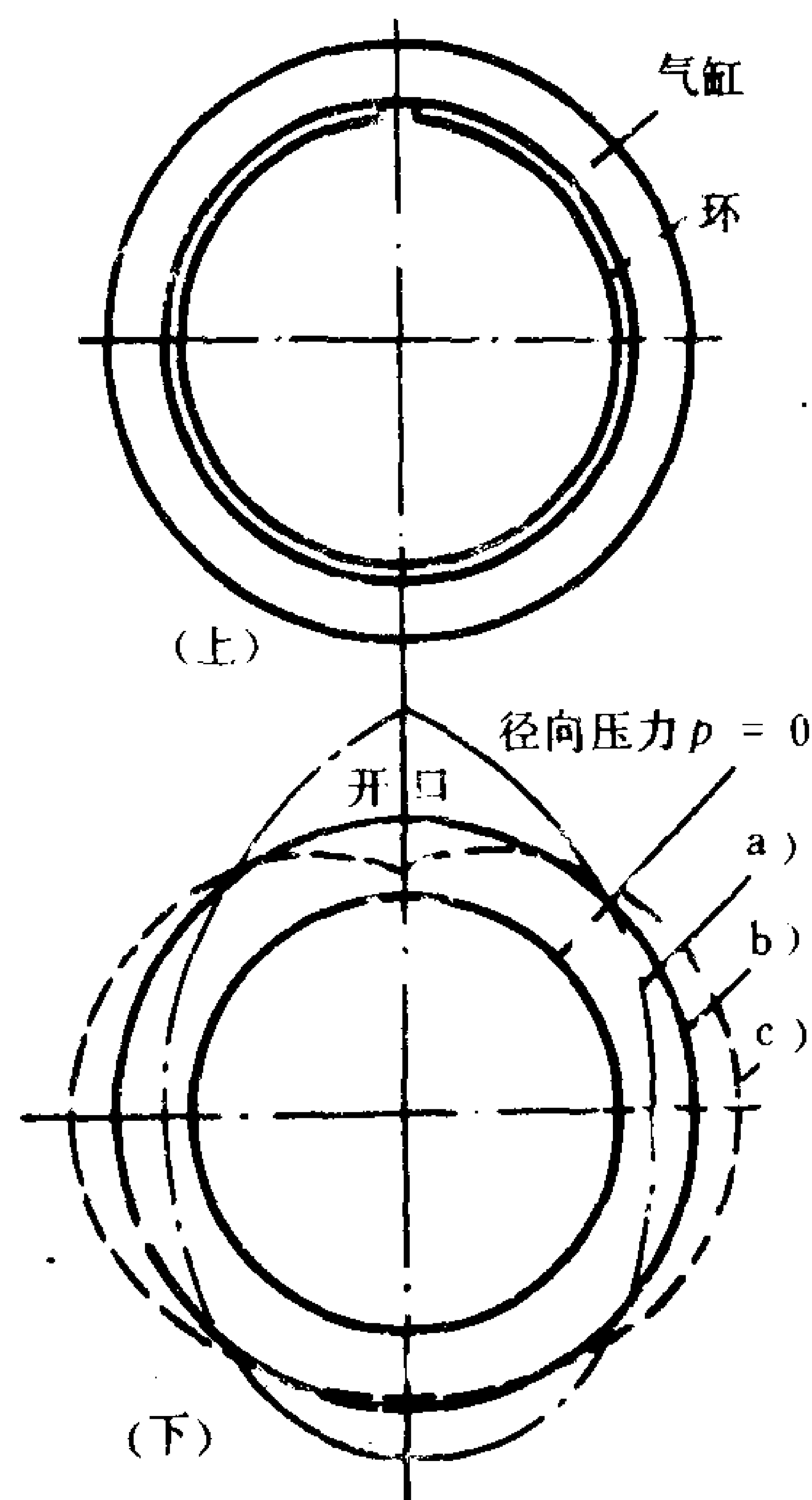


图 4.1.5-28 活塞环的压力分布

a)梨形分布；b)等压分布；c)苹果形分布

为提高活塞环的抗磨、耐蚀、耐熔着及改善初期磨合性能，常采取以下表面处理：

1)镀铬 镀铬对提高环的耐磨性、减少磨损、延长环和缸套的使用寿命有较好效果。强化柴油机的第一、二道气环广泛采用此法，但如果油膜破坏、铬层剥离，则反而加速磨损甚至引起事故。环表面温度过高、润滑不良时，铬层硬度下降，将产生熔着磨损。

2)喷钼 喷钼环有良好的抗熔着磨损的性能。喷钼环在解决因熔着磨损而引起的拉缸问题时，显示了它的优越性。

3)镀锡、铜或其它软金属 其目的是防锈，改善并加速初期磨合性能。通常对镀铬环采用再镀锡或铜的双重涂覆处理，以充分发挥两者不同的特性。

4)渗硫、磷化处理 也是为了改善初期磨合性能、防锈、提高耐蚀性、防咬合熔着等。

5)等离子喷镀 表面层采用钛、钨、铬、钼等金属粉末附着物，具有优良的耐磨性、抗蚀性，很有发展前途。

活塞环的材料和表面镀覆应与缸套的材料和表面处理相匹配，才能发挥其耐磨、抗熔着、耐蚀等性能。例如，镀铬环不能和镀铬缸套相匹配，否则易产生熔着、拉缸。喷钼环可与各种材料的缸套匹配，在与镀铬缸套匹配时有良好的工作性能。但在磨料磨损突出时，喷钼环的磨损大于镀铬环。

1.9 活塞环的工作能力及常见损坏

1.9.1 活塞环的工作能力

活塞环的工作能力主要指密封及刮油性能，此外还包括耐磨性、初期磨合性能、抗熔着性和抗折断的能力等。为提高环的工作能力，除了采用前述的各种表面处理措施外，很重要的方面是应保持环的设计弹力，使其对缸壁有均匀的符合设计要求的压力，并使环的工作应

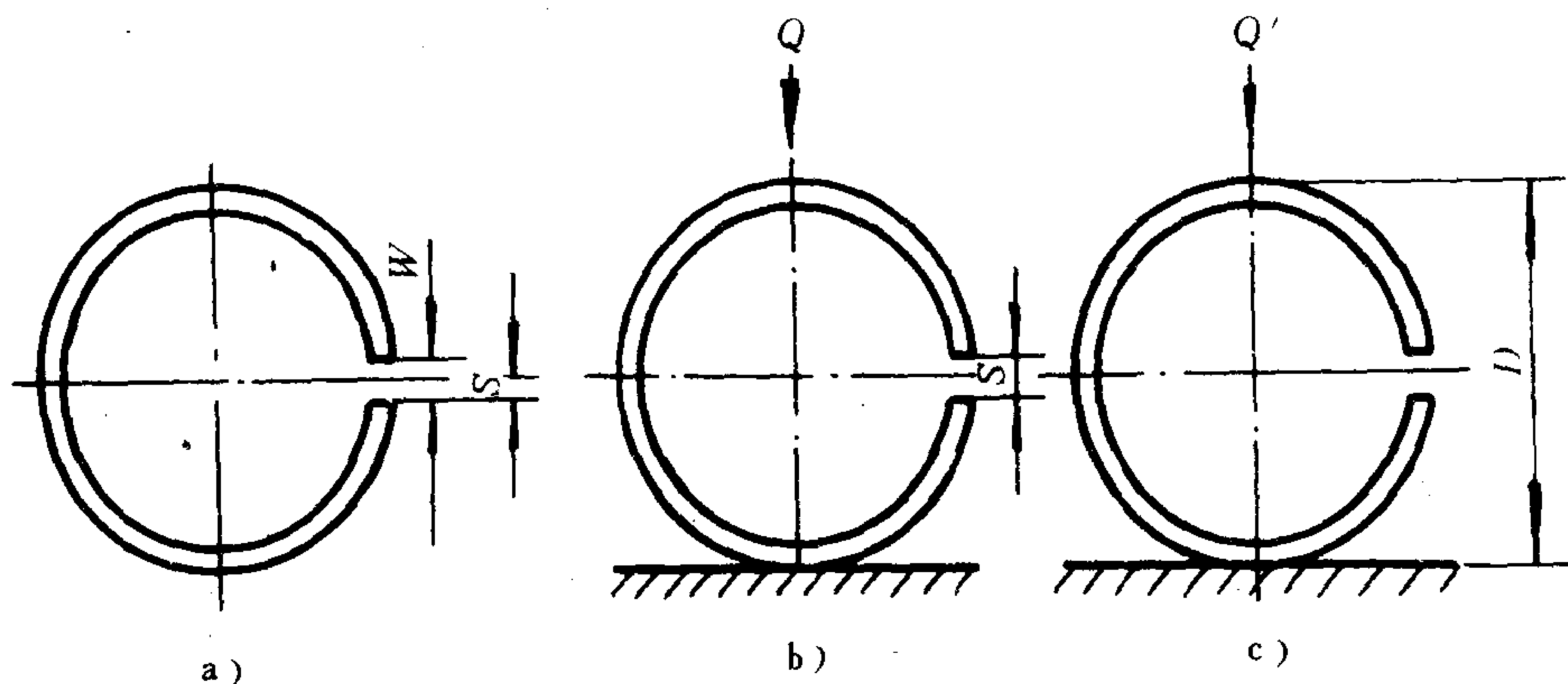


图 4.1.5-29 活塞环弹力的测定方法

力和安装时的最大应力在设计要求范围内。

1.9.1.1 环的弹力和平均经向压力

活塞环在弹力作用下对缸壁的压力分布通常有：等压分布、梨形压力分布和苹果形压力分布三种，如图 4.1.5-28 所示。等压分布广泛用于船舶柴油机上，但在实际中往往难于完全实现。而梨形分布适用于高速四冲程机，苹果形分布则适用于二冲程机。通常是通过使活塞环在自由状态时具有特定的型线或具有正的或负的圆度来获得各种形式的压力分布的。

在使用中，常常通过对环的弹力的测定来检验其径向压力是否符合要求。检验时采用图 4.1.5-29 所示的方法加载，图a)是使环从自由状态闭合到工作间隙，测得切向弹力 W；图b)是使环开口从自由态压缩到工作态的间隙，测得径向弹力 Q，图c)是从自由态压缩到等于环的公称直径，测得的径向弹力 Q'。三者的关系是：

$$Q=2.64W \quad \text{N} \qquad (4.1.5\text{-}1)$$

$$Q'=2.27W \quad \text{N} \qquad (4.1.5\text{-}2)$$

而环对缸壁的平均径向压力 p_o 为：

$$p_0=\frac{200W}{Dh}=\frac{75.8Q}{Dh}=\frac{88.1Q'}{Dh} \quad \text{N/cm}^2 \qquad (4.1.5\text{-}3)$$

式中：D——环的公称直径，mm；

h——环外圆面与缸壁相接触部分的高度，mm。

活塞环的平均径向压力 p_0 的范围大致如下：

气环——7～15 N/cm²，有些大型低速机仅 5 N/cm²，锥面环、鼓面环、扭曲环等高达 30～50 N/cm²；油环——10～20 N/cm²，低者小于 10 N/cm²，高者如锥面鼻形环可达 30～50 N/cm²，螺旋弹簧胀圈油环可达 50～100 N/

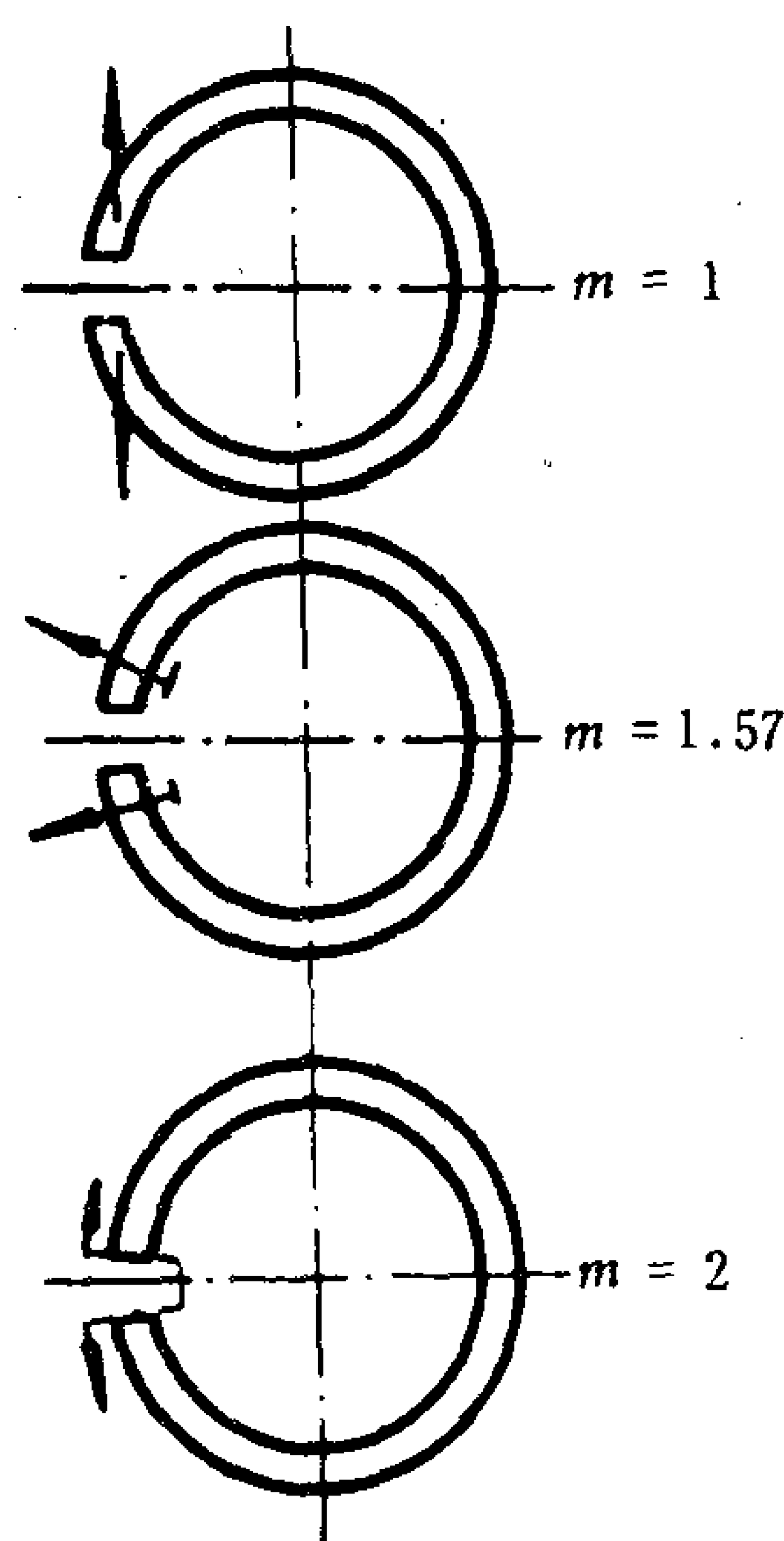


图 4.1.5-30 不同装环方法的 m 值

cm^2以上。在运行过程中，由于磨损，使p_0不断降低。但螺旋弹簧胀圈环的p_0降低较少。

1.9.1.2 环工作时和安装时的最大弯曲应力

环工作时最大应力出现在开口对面的断面处，其值为：

$$\sigma_1=\frac{ET(L-S)}{2.35(D-T)^2}\quad N/mm^2 \tag{4.1.5-4}$$

环安装时最大应力也出现在开口对面的断面处；其值为：

$$\sigma_2=\frac{ET(8T-L)}{2.35m(D-T)^2}\quad N/mm \tag{4.1.5-5}$$

式中：T——环厚，mm；

D——环名义直径，mm；

L——环自由态开口尺寸，mm；

S——环工作态开口间隙，mm；

E——环的弹性系数，N/mm^2，E和抗弯强度σ_B有一定比例，通常$E/\sigma_B<250$，各种材料活塞环的E和σ_B可参考表 4.1.5-2；

m——系数，与装环的方法有关，可参考图 4.1.5-30 决定。

表 4.1.5-2 **各种材料活塞环的弹性系数E**

活塞环材料	硬 度 HRB	弹性系数E N/mm^2	抗弯强度σ_B N/mm^2
灰铸铁	95～105	$9\times10^4\sim1.4\times10^5$	350～400
合金铸铁	96～107	$9.6\times10^4\sim1.7\times10^5$	450～600
球墨铸铁	(HRC)23～38	$1.1\times10^5\sim1.8\times10^5$	800～1000
钢	HRC 22～27（65 Mn），HRC 32～38（合金钢）	2×10^5	>1000

活塞环的许用弯曲应力值见表 4.1.5-3。

表 4.1.5-3 **活塞环的许用弯曲应力** N/mm^2

材 料	$[\sigma_1]$	$[\sigma_2]$
灰 铸 铁	200～250	400
合金铸铁	250～300	500
球墨铸铁	<400	<800

1.9.2 常见损坏

活塞环的常见损坏形式有烧结、磨损及折断等(熔着、拉缸见本篇第 12 章)。影响烧结，磨损的因素多样，如燃油和滑油性能、加油方法、气缸磨损情况、刮油环工作状态及环材料性能等，但最重要的还是第一环部位的工作温度，一般不得超过 200℃。

图 4.1.5-31 是因活塞头部热变形而造成烧结的活塞环损坏实例。热变形使环槽变形、间隙减小，引起环烧结。图中可以看到环断口附近的异常磨损[3]。

环的磨损除了发生在与缸套相对滑动的外圆面上之外，还发生在环的高度方向两端面上，这种情况往往伴随着环槽的磨损。图 4.1.5-32 即为此种磨损之实例[3]。

环的折断原因有如下几方面：开口间隙不当（过小）；由于环槽积炭而使环受弯曲负荷；与缸套顶部磨损台肩冲击；环槽磨损，使环受扭转和弯曲以及环的开口被气口挂住等。

环的开口间隙值取决于环工作时的温升，故第一、二环的间隙稍大，越往下越小。中、大型柴油机直切口或搭切口环的开口间隙可按下式计算，另加 0.5 mm左右余量：

$$\Delta=3.1\times10^{-5}\cdot D\cdot\Delta t\quad mm \tag{4.1.5-6}$$

式中：$D=$气缸直径$-\frac{1}{2}$（环厚），mm；

Δt——环工作时温升，℃；Δt在 100℃至 200℃之间。

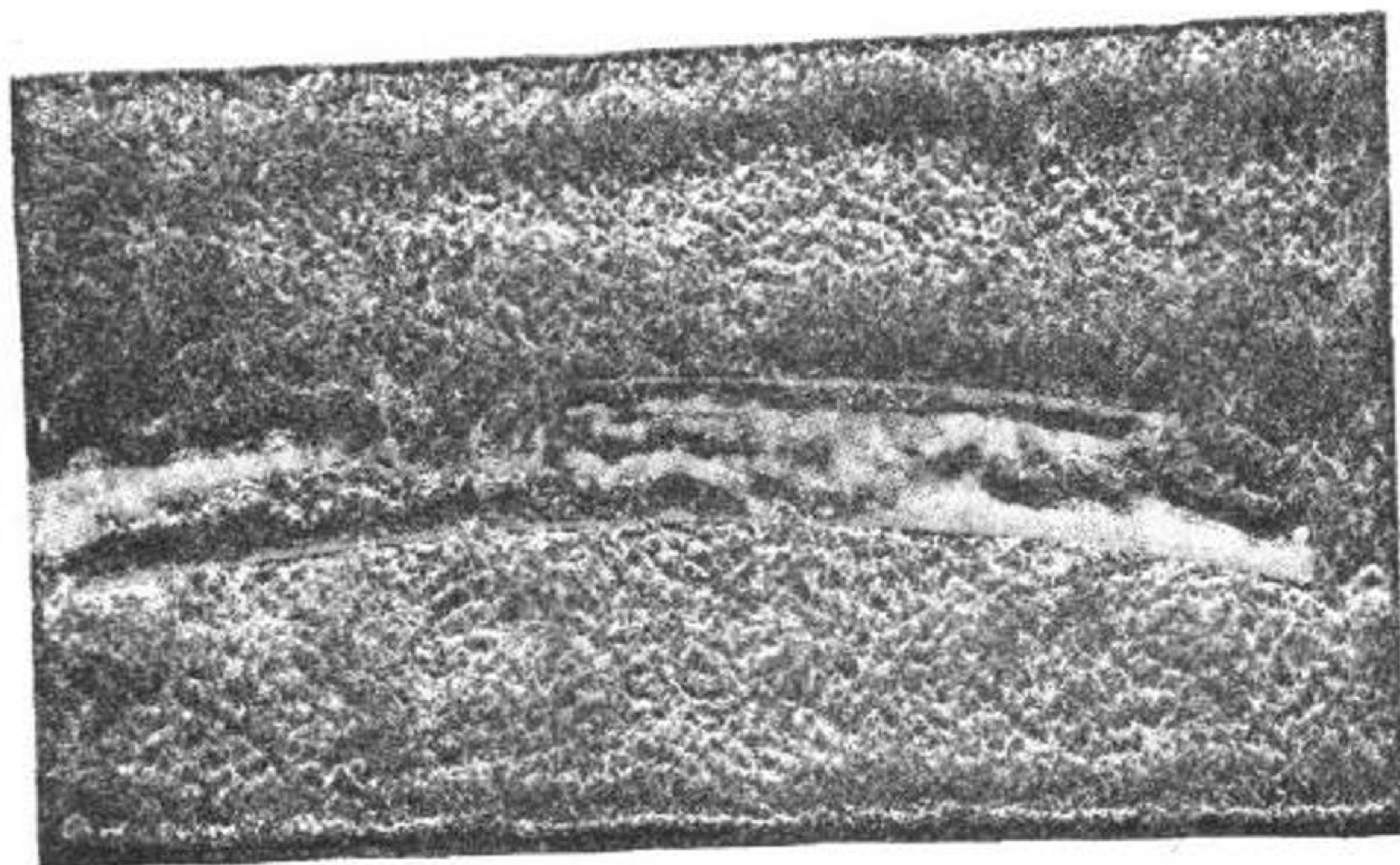


图 4.1.5-31 活塞环因烧结而导致的异常磨损

斜切口环的水平开口间隙的数值也不应小于上式的计算值。

如果环的开口间隙过小，在开口的对面就会折成两段。

环槽表面积炭时，环受到交变弯曲作用，从而引起折断，如图 4.1.5-33 所示。随着环的位置移动，而逐段断裂，最终断成许多小段。

当缸套顶面磨成台肩时，第一环在上死点位置时可能与其发生撞击，也会造成断环。

1.10 活塞环技术状态的检查[6]

1)硬度　低速柴油机为HB 180～220，中、高速柴油机为HB 190～230。合金铸铁环为HB 220～250。同一根环上的硬度差不超过 20 个布氏单位。推荐环的硬度较气缸套工作表面硬度高 10～20 个布氏单位。

2)活塞环两端面的挠曲度　缸径＜200 mm者，不大于 0.05 mm；缸径＞200～250 mm者，不大于 0.08 mm；缸径＞500 mm者，不大于 0.10 mm。

3)活塞环的径向压力分布　应符合产品要求之规定，或按本章 1.9 所述方法测定环的弹力 W，应符合产品要求。

4)漏光度检查　要求每处漏光弧长小于 30°，同一根活塞环的漏光弧长不得超过 90°，在环开口处左右 30°范围内不允许漏光。

5)活塞环两端面粗糙度不大于$\overset{0.4}{\bigtriangledown}$，外圆表面粗糙度不大于$\overset{3.2}{\bigtriangledown}$～$\overset{1.6}{\bigtriangledown}$。

6)退磁　活塞环有磁性时应退磁。

7)正确安装　锥形断面的刮油环不应装反。

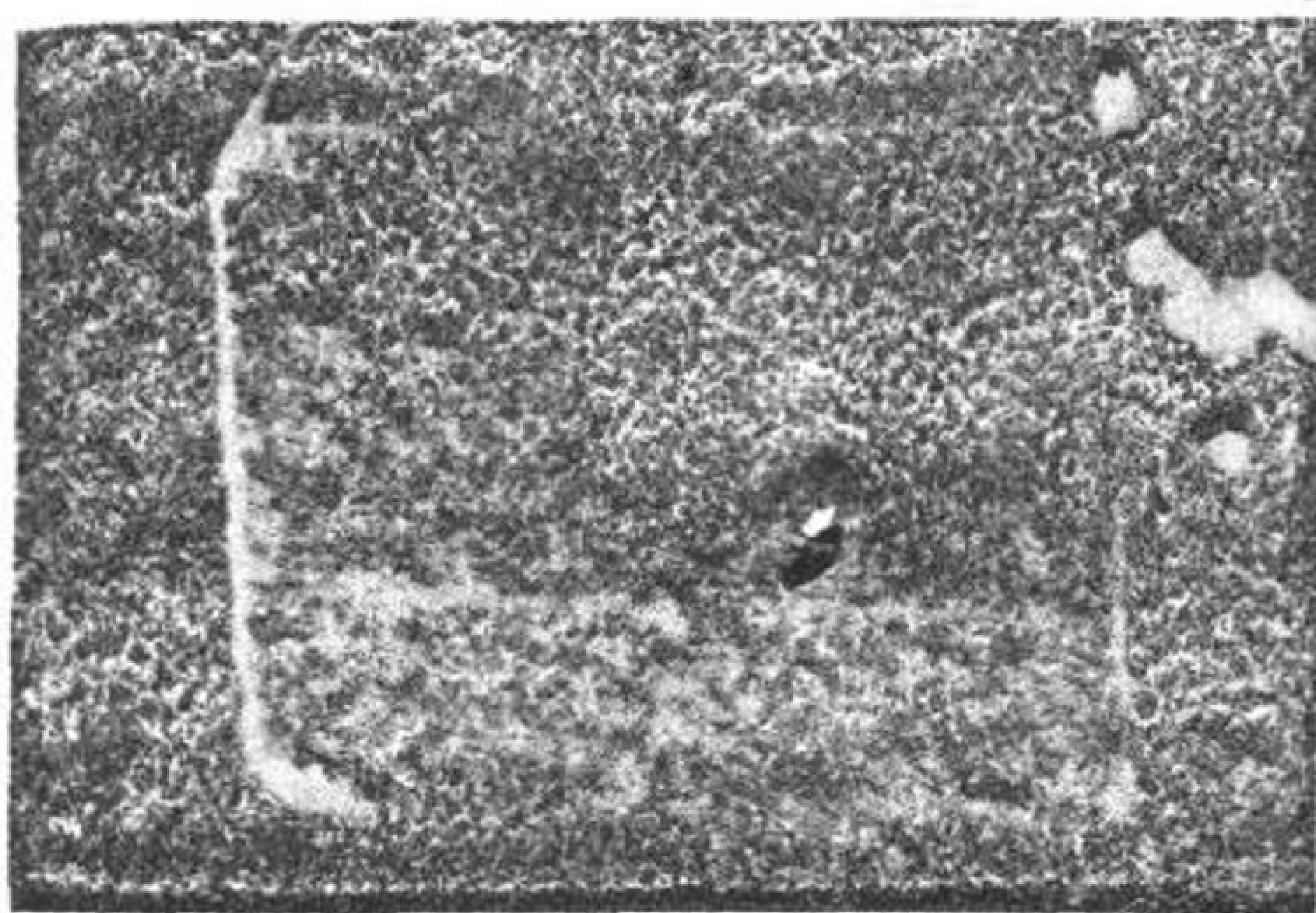


图 4.1.5-32 活塞环的异常磨损

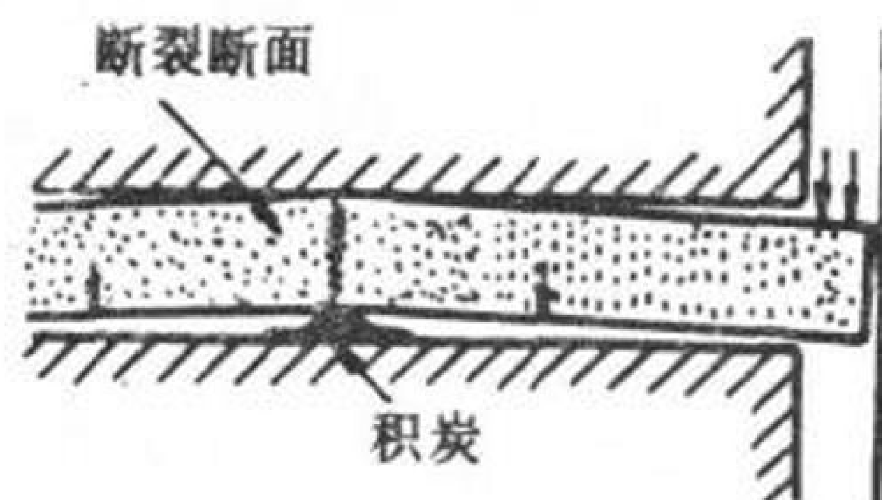


图 4.1.5-33 积炭造成断环示意

2　连杆及十字头

2.1　连杆的结构和材料

连杆是活塞（或十字头）与曲轴之间的连接件，它将活塞所受的力传给曲轴，把活塞的往复运动转变为曲轴的回转运动。

2.1.1　连杆的结构型式

2.1.1.1　十字头式连杆

图 4.1.5-34 是十字头式连杆的典型结构，其特点是小端与十字头销相连接，多做成叉形，如图中a)，且小端轴承（即十字头轴承）均为剖分结构。近年来由于爆发压力的大幅度提高，小端轴承工作可靠性问题比较突出，除了小端轴承直径越趋增大外，小端结构也演变为刚性大、轴承为全宽支承的“平台形”结构，如图中b)。此外，连杆大端尺寸不受气缸直径限制，但受柴油机纵向尺度限制，故大端的特点是轴承直径大(有的已超过气缸直径)，宽度窄。随着超长冲程化，连杆的长度也愈益缩短，呈现了两头均大的短连杆结构。为了尽量紧缩连杆大端回转时所需的空间，故大端下盖也有做成图b)所示的半环形结构，其连杆螺栓也改成如

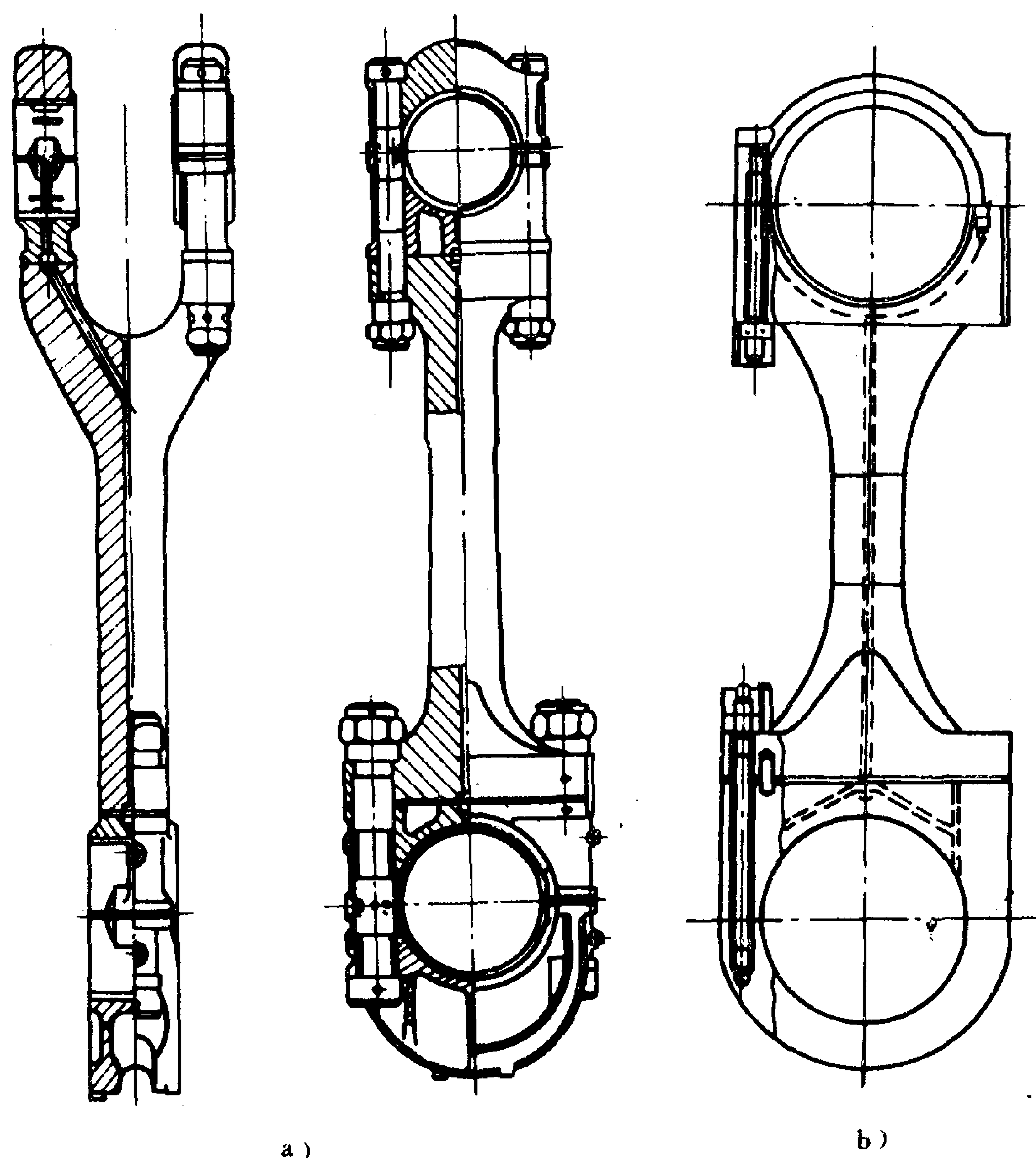


图 4.1.5-34　十字头式连杆

a)叉形小端连杆；b)平台形小端连杆

图b)所示的结构型式。

十字头式柴油机连杆多用中碳钢或中碳合金钢锻成。杆身均为圆柱形，以便于加工。为了保证大小端的刚度和避免应力集中，大小端与杆身均用较大的圆弧过渡。大端多做成与杆身分开的所谓“船用式大端”结构，其间有垫片，可用以调整压缩比。

2.1.1.2 筒形活塞式连杆

图 4.1.5-35 是典型的筒形活塞式连杆结构。图中a)的大端为平切口，b)为斜切口。后者允许有较大的曲柄销直径，因而大端轴承有较大承载能力，是高速强载柴油机常用的结构型式。但大端结合面上有较大之切向分力，需采取齿形结合面等切向定位措施。某些中速机，为保留平切口大端结构简单、刚性好、无切向分力等优点，而又避免因拆装条件而限制了曲柄销直径的增大，故采用了如图 4.1.5-36 所示的船用式(分体式) 大端结构。

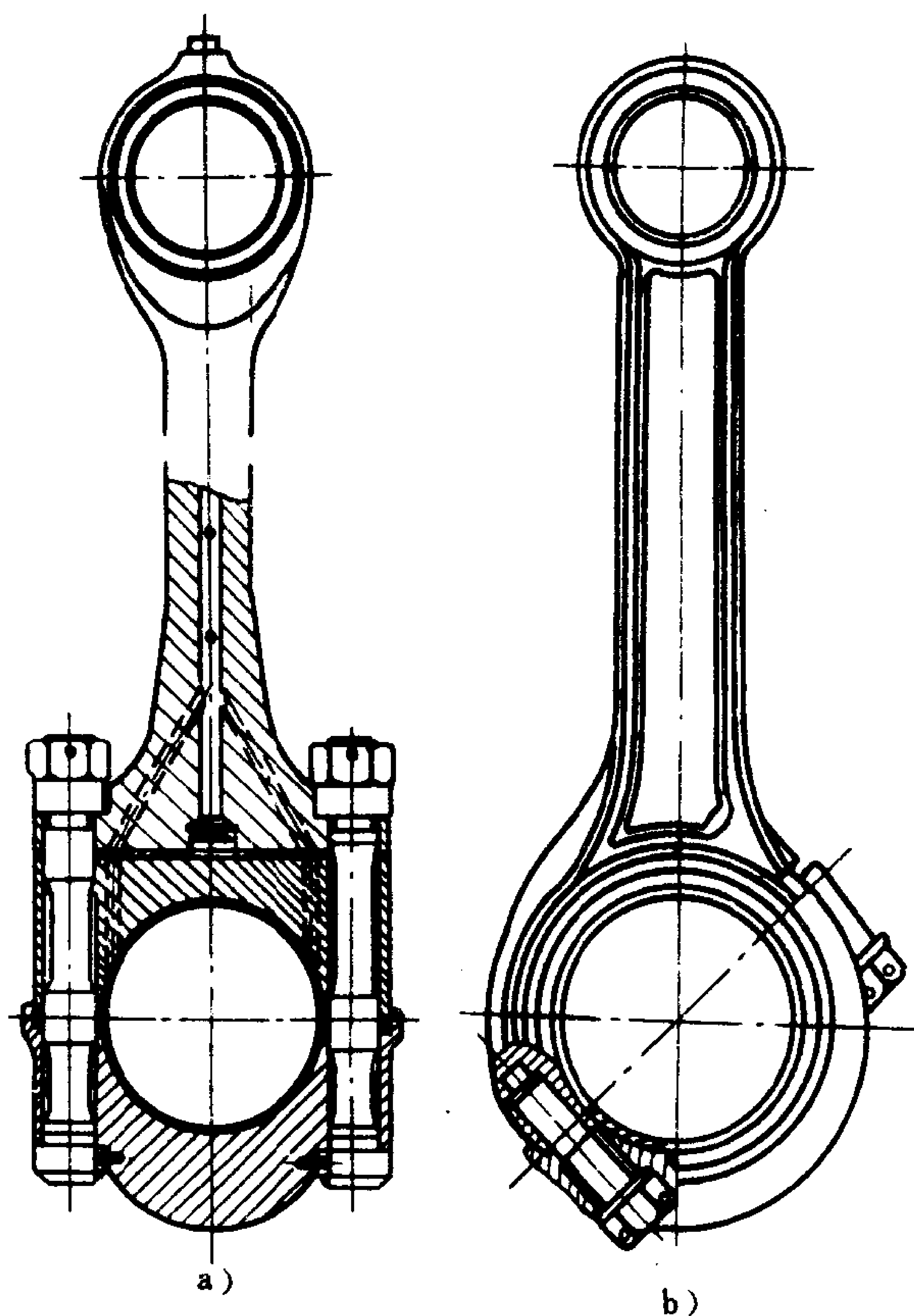


图 4.1.5-35 筒形活塞式连杆

V型柴油机连杆，有并列连杆、叉形连杆和主副连杆等三种型式，如图 4.1.5-37 所示。并列连杆在结构上与直列式柴油机连杆无多大差别。叉形连杆的大端结构稍复杂，刚度较差。主副连杆大端刚度较好，但结构复杂，副连杆销受载较重。

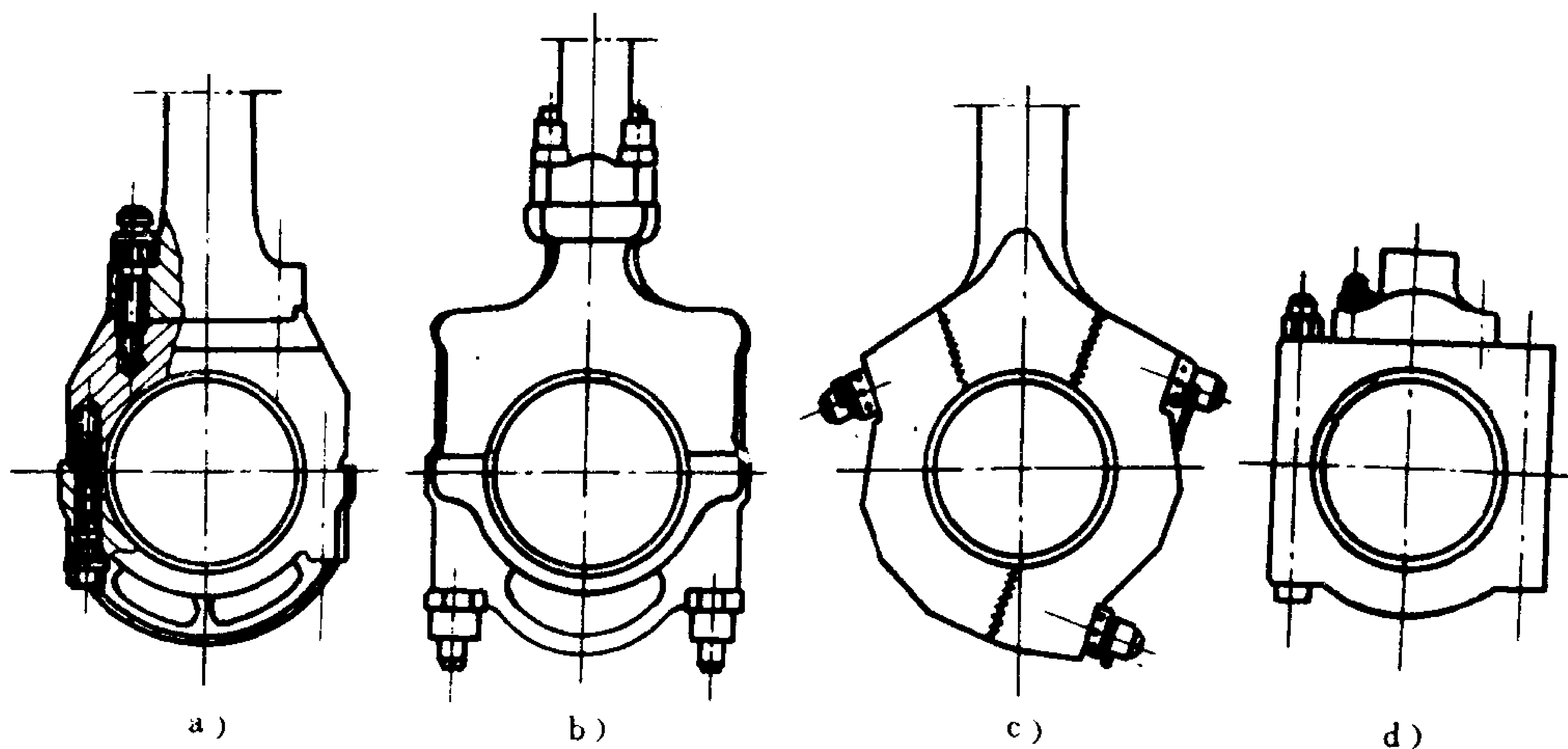


图 4.1.5-36 船用式（分体式）大端结构

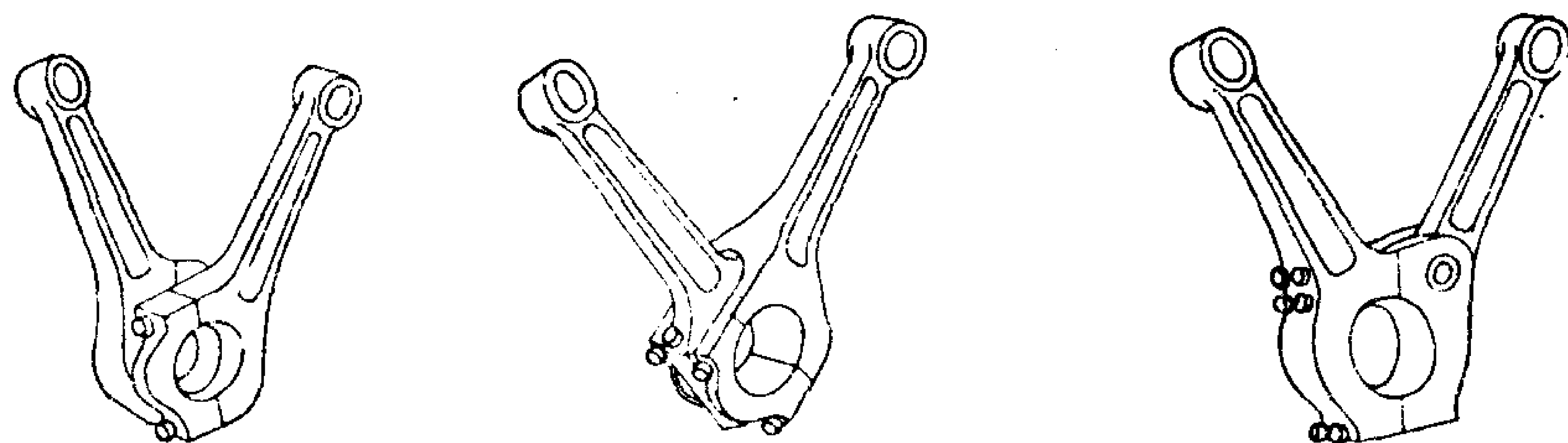


图 4.1.5-37　V型发动机连杆

a) 并列连杆；b) 叉形连杆；c) 主副连杆

筒形活塞的连杆小端绝大多数为不剖分的环形头，里面压入衬套，衬套内表面常开有各种形式的油槽。连杆杆身多为工字形截面，亦有圆形截面。杆身与小端、大端以较大的圆弧过渡，以减小应力集中。连杆材料多采用中碳钢或中碳合金钢，用模锻法制造。为了提高疲劳强度、强化柴油机连杆常采取表面抛光、喷丸或氮化等强化措施。

2.2　连杆的常见损坏及其原因

十字头式连杆因强度、刚度较好，发生损坏的情况比较少。筒形活塞式连杆，尤其是高速强化柴油机连杆，发生裂纹、弯扭变形的可能性则大得多。裂纹常发生在大、小端的应力集中部位。弯扭变形则发生在杆身部。连杆的变形及损坏常常是由于柴油机的运转故障所造成，也有因大端结合面配合不佳而产生裂纹的。因此，在发生严重故障后，应检查连杆的技术状况，尤其是弯曲、扭曲变形的情况。连杆变形，将引起活塞、缸套的单面磨损，活塞销、曲柄销的偏磨等，严重时则可能造成拉缸、咬缸或轴承发热等故障。

连杆变形的测量检查及校正见第 12 章。

2.3　连杆技术状态的检查[7]

1) 连杆表面硬度　35 号钢为 HB 149～212，45 号钢为 HB 170～235，35 CrMoA 为 HB 255～315。

2) 主要表面的粗糙度

(1) 连杆大端孔，采用薄壁轴瓦者不大于$\overset{0.8}{\triangledown}$，采用厚壁轴瓦者不大于$\overset{1.6}{\triangledown}$。

(2) 连杆盖与体的结合平面，有调整垫片者不大于$\overset{3.2}{\triangledown}$，无调整垫片者不大于$\overset{1.6}{\triangledown}$，大、小端与杆身分开者，其结合平面不大于$\overset{1.6}{\triangledown}$。

(3) 连杆小端孔采用固定衬套者不大于$\overset{0.8}{\triangledown}$，采用浮动式衬套者不大于$\overset{0.4}{\triangledown}$。

(4) 连杆螺栓孔，中、高速机不大于$\overset{0.8}{\triangledown}$，低速机不大于$\overset{3.2}{\triangledown}$。

(5) 连杆体加工的外圆不大于$\overset{3.2}{\triangledown}$，高速强化机连杆体表面可为$\overset{0.4}{\triangledown}$，并抛光或喷丸。

3) 主要精度

(1) 大、小端孔轴心线距离允差±0.05 mm，对有调整垫片者，其尺寸精度按H 9 级。

(2) 大、小端孔轴心线平行度，中、低速机每 1 m长不大于 0.10 mm，高速机每 100 mm 长不大于 0.02 mm。大、小端孔中心线歪扭允差，中、低速机每 1 m长不大于 0.15 mm，高

速机每100 mm长不大于0.05 mm。

（3）连杆螺栓的支承平面与螺栓孔轴心线的垂直度每100 mm长不大于0.02 mm。

（4）同一台柴油机成品连杆重量的允差为连杆名义重量的2%。

2.4 连杆螺栓的结构和材料

连杆螺栓的尺寸受到连杆结构的限制，而它们又受到很大的安装预紧力和周期性变化的工作载荷的作用。因此，现代柴油机的连杆螺栓都处于高应力状态下工作。为保证其可靠性，必须从结构、材料、制造装配等各方面采取措施。

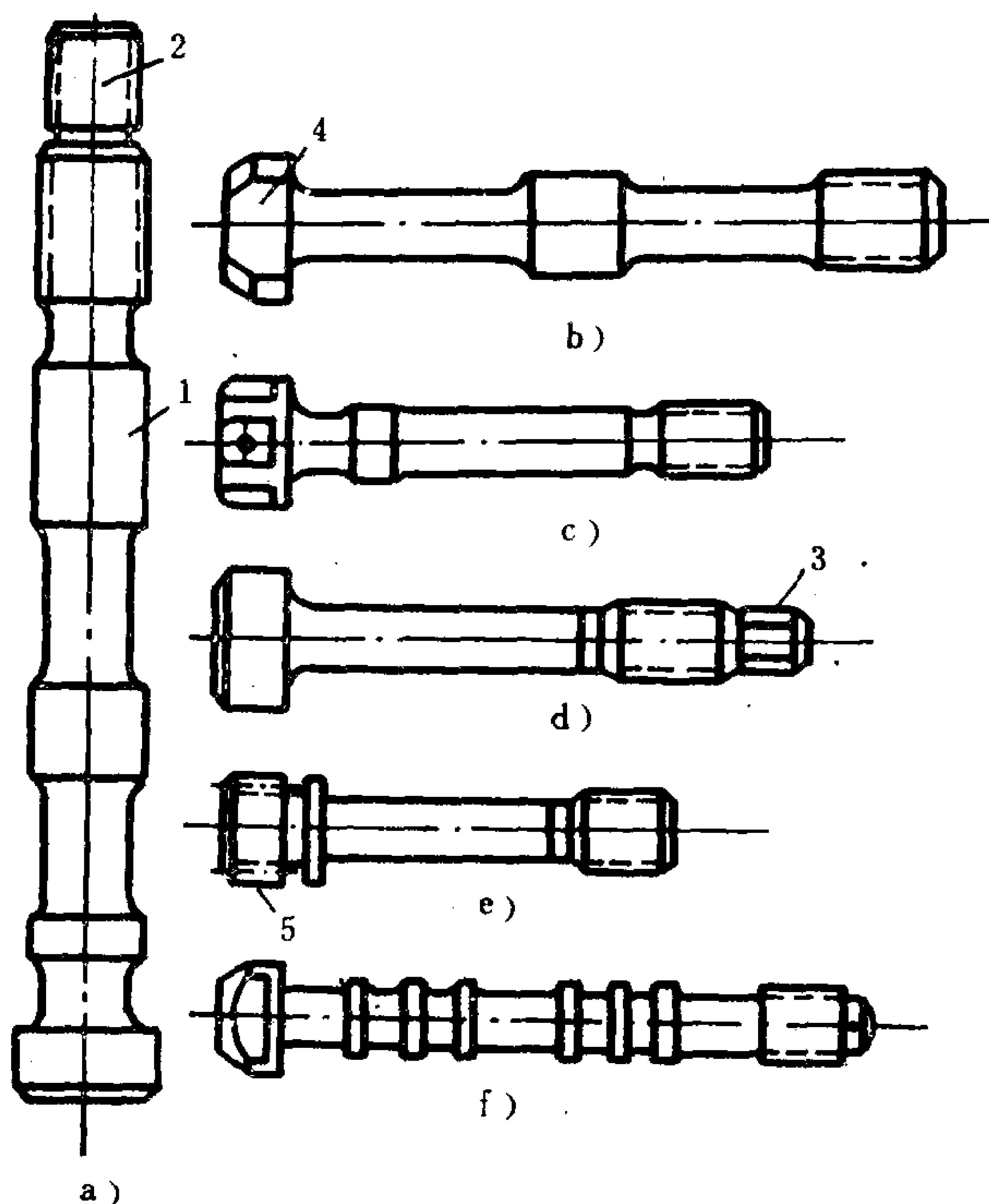


图 4.1.5-38 连杆螺栓的结构

1-凸肩；2-螺纹；3-螺栓的八角形端部；4-螺栓头部平面；5-螺栓头部齿形螺钉头结构

连杆螺栓的结构与普通螺栓有明显差别，图 4.1.5-38 是连杆螺栓的典型结构型式。图中a）为低速机常用型式，其中凸肩1用作连杆体和大端的对中、定位，螺纹2与液压拉伸器配合，以上紧螺母。b）～e）为中、高速机常用连杆螺栓或螺钉。其中d）的端部3为八角形，在上紧螺母时可用工具在八角形处制止螺栓转动，以避免在杆身及螺纹部产生扭转剪系力。b）头部的平面4用以在上紧螺母时防止螺栓转动。e）的头部5为齿形螺钉头结构，此种结构可减小上紧工具所需尺寸，从而使结构更紧凑。

连杆螺栓所用材料常与杆身相同，中、高速机采用35 GrMoA、40 Cr、45 Cr，低速机采用40、40 Cr钢。并应经调质处理。低速机螺栓亦可作正火处理。

2.5 连杆螺栓的工作应力及可靠性

2.5.1 连杆螺栓的工作应力

连杆螺栓在安装状态下受有轴向预紧力，并受有上紧螺母时产生的扭转剪应力（用液压拉伸器安装的除外）。在工作时还要受到轴向拉伸的工作载荷．此工作载荷对四冲程中、高速柴油机有较大数值，且是交变的。此外还应考虑拉缸、咬缸等意外情况所产生的附加载荷。轴向预应力应保证在工作时，大端剖分面不致松开，对于采用薄壁张紧轴瓦的大端，此预紧力更大。因此，现代强化柴油机的连杆螺栓，即使在安装状态，其所受应力已接近材料的屈服极限．如安装或使用不当，工作应力完全可能造成螺栓的塑性变形，导致大端接合面松弛，引起冲击载荷而使螺栓破坏。

此外，连杆螺栓的形状复杂，螺纹、凸肩等处存在应力集中现象，在交变的工作载荷作用下易导致疲劳破坏。因此，对于连杆螺栓的可靠性必须予以高度注意。

2.5.2 提高连杆螺栓可靠性的措施

1）采用有较高抗拉强度和疲劳强度的材料，如各种高强度合金钢来制造连杆螺栓；

2）提高连杆大端的刚度或增加连杆螺栓的柔度，以使在最大载荷相同情况下，载荷的变化幅度减小。为此，取消连杆大端垫片或减少垫片数目，或使大端与杆身做成一体及采用细长螺栓等均属此措施；

3）减少连杆螺栓的应力集中、改善螺纹载荷的分布以及用滚压法制造螺纹等；

4）减少或避免产生附加应力，如限制螺栓头部支承面与杆身及连杆大端支承面与孔中心线的垂直度等；

5）严格控制安装时的预紧力，既要保证必须的预紧程度，又要避免过紧。具体的方法有：用扭力扳手控制，用螺栓伸长量控制（例如用千分卡测量螺栓伸长量或按螺母转角刻度控制螺栓伸长量），用液压拉伸器控制（此法的另一优点是消除了上紧螺母时产生的扭转剪应力）。

为了保证连杆螺栓在工作中安全可靠，必须强调在安装时应严格遵照发动机使用说明书中的有关要求，如严格遵守上紧螺栓时所使用的上紧力矩值、扳手长度、上紧力的大小等，对使用液压拉伸器者，必须采用所规定的液压拉伸器型号、遵循其规定的使用液压。在上紧连杆螺栓时，应交叉而均匀地进行，通常先上紧到上紧力矩的一半，然后遵照操作说明书上紧至规定值。最后，按规定的防松方法，将螺母或螺钉头锁紧，必须确保锁紧装置处于预紧状态。

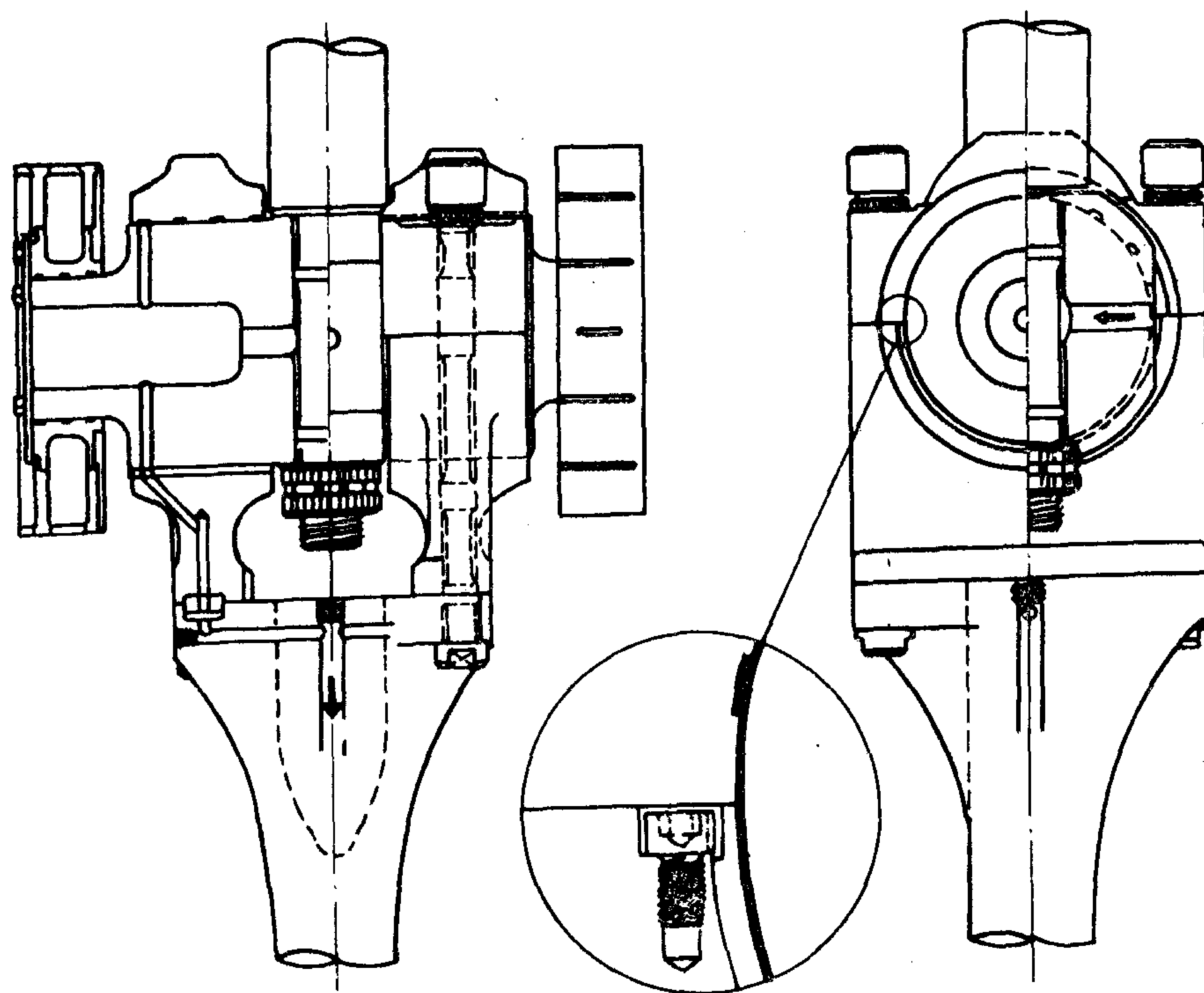


图 4.1.5-39 十字头构造

在定期保养时，还应检查连杆螺栓是否有裂纹等损伤。检查时按柴油机说明书要求，先洗去油污，再喷上或涂上带有色彩的渗入剂，经一定时间后，用洗涤液清洗螺栓，然后再喷上或涂上显示剂，就能使螺栓上的裂纹显现出来。若断定连杆螺栓有裂纹，则应立即更换。此外，在定期保养中，还应测量螺栓的残余变形，若超过说明书规定的值，也必须换新。

2.6 连杆螺栓技术状态的检查[8]

1)硬度　用中碳钢制造的螺栓为HRC 26～31，用合金钢制造的为HRC 28～32。

2)表面粗糙度　连杆螺栓导向部分，中、高速机不大于$\overset{0.8/}{\bigtriangledown}$；低速机不大于$\overset{1.6/}{\bigtriangledown}$；螺纹表面及支承端面不大于$\overset{3.2/}{\bigtriangledown}$。

3)端面跳动

(1)螺栓支承端面对导向部分轴心线的端面跳动为：螺栓直径≤20 mm者，不大于0.02 mm；螺栓直径>40 mm者，不大于0.03 mm；螺栓直径>40～60 mm者，不大于0.04 mm；螺栓直径>60 mm者，不大于0.05 mm。

(2)螺母的支承端面对螺孔的轴心线的端面跳动应不大于0.05 mm。

(3)磁力探伤检查　连杆螺栓应经磁力探伤检查，螺栓导向部分不允许有横向发纹，允许有与轴线交角小于30°的纵向发纹存在，长度不超过5 mm，总数不多于3条。探伤后应退磁。

2.7 十字头的结构及其材料

十字头用来连接活塞组与连杆，起导向作用，并承受侧推力。十字头由十字头销、十字头轴承（即连杆上端轴承）和滑块三部分组成，如图4.1.5-39所示。

十字头的工作条件恶劣，特别是十字头轴承，所受负荷很重，销与轴承之间的相对速度较低，而且是摆动，不易形成良好的油膜。销和轴承座在高负荷作用下易产生变形，导致轴承负荷的不均匀，使轴承工作条件更趋恶化。尤其是随着柴油机爆发压力的不断提高，十字头轴承的可靠性变得

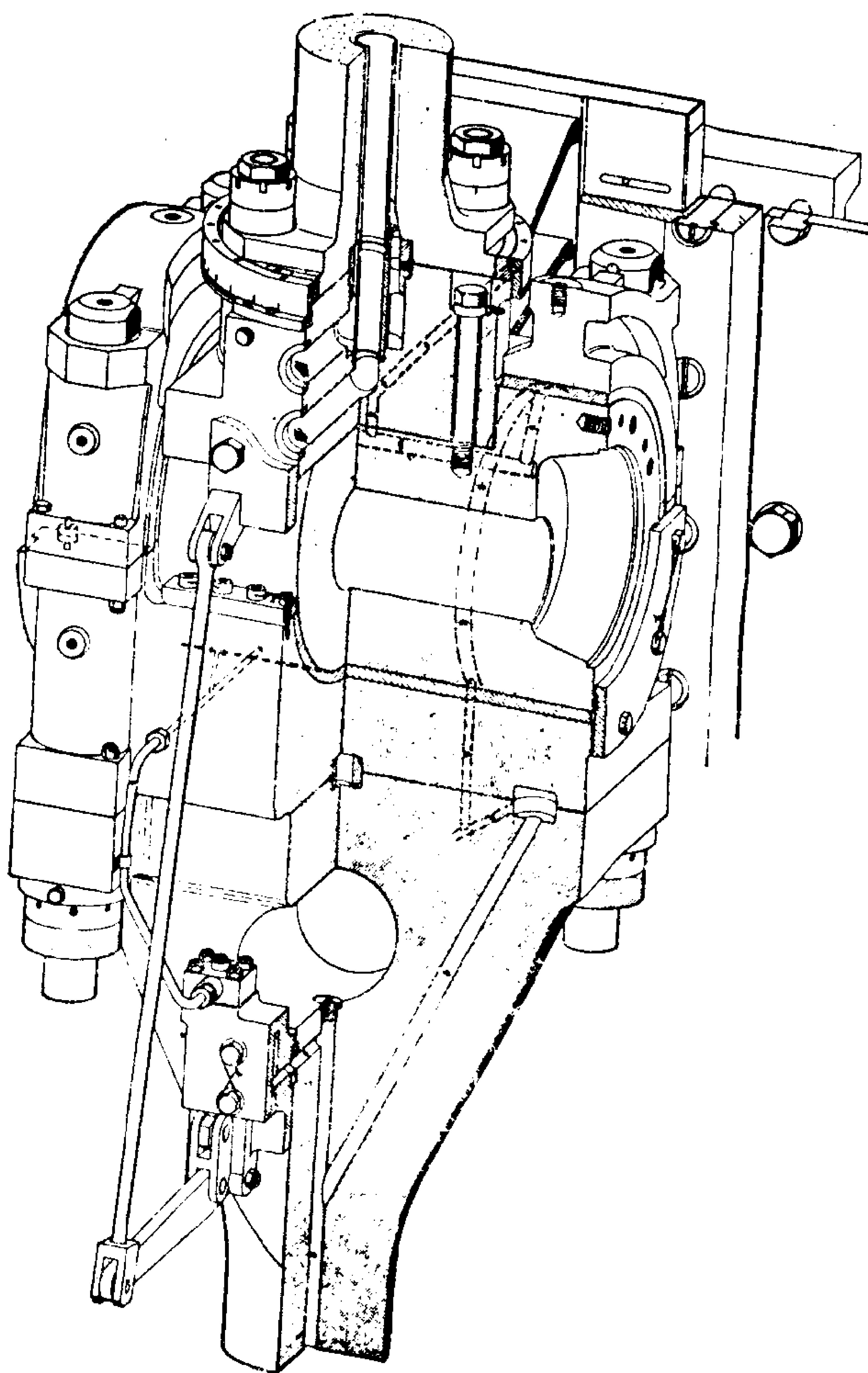


图4.1.5-40　全支承型十字头销

十分突出，成了柴油机强化过程中普遍关心的问题。

2.7.1 十字头销

十字头销的构造取决于十字头轴承的支承型式和活塞杆与十字头销的连接方式。对于分开支承式结构，如图 4.1.5-39，销体的中间部分呈多边形，中央有通孔，活塞杆用“海底”螺母与十字头销固定。对于全支承轴承结构，销体为圆柱形，中部加工出平面，以连接活塞杆法兰，如图 4.1.5-40 所示。

十字头销通常用优质碳钢锻造，也有采用合金钢的。为了减少销工作时的变形，有不断增加销的刚度的趋势，因而销被设计得越来越短而粗，而且这也可以增加销相对于轴承的线速度，有利于油膜的形成。采用全支承轴承结构，不仅加大了轴承的承压面，也有利于提高销的刚度，从而提高了轴承的工作能力。

有些分开支承结构的十字头销，常设计成上下对称的，以便在十字头销工作表面磨损或损伤时，可将其翻转 180°而继续使用，如B&W的KGF型柴油机即是。

2.7.2 十字头轴承

十字头工作的可靠性主要可归结为十字头轴承工作是否可靠。而十字头轴承的负荷高、不易形成油膜润滑是问题的症结所在。为了改善轴承的工作能力，除了设计时尽可能增大承压面积（如增大十字头销直径，采用全支承结构等）外，还必须保证轴承负荷分布均匀，亦即使十字头销和轴承在工作时有良好的配合。

2.7.2.1 弹性十字头轴承

早期的十字头式柴油机，其连杆小端多为叉形分开支承结构，因此在工作时，由于十字头销和叉形小端的变形，使轴承内侧负荷大大增加而引起故障，(图 4.1.5-41 a))。为解决此问题而出现了“弹性轴承座”的结构，这时连杆上端改为非叉形，连接有弹性的小端轴承座，

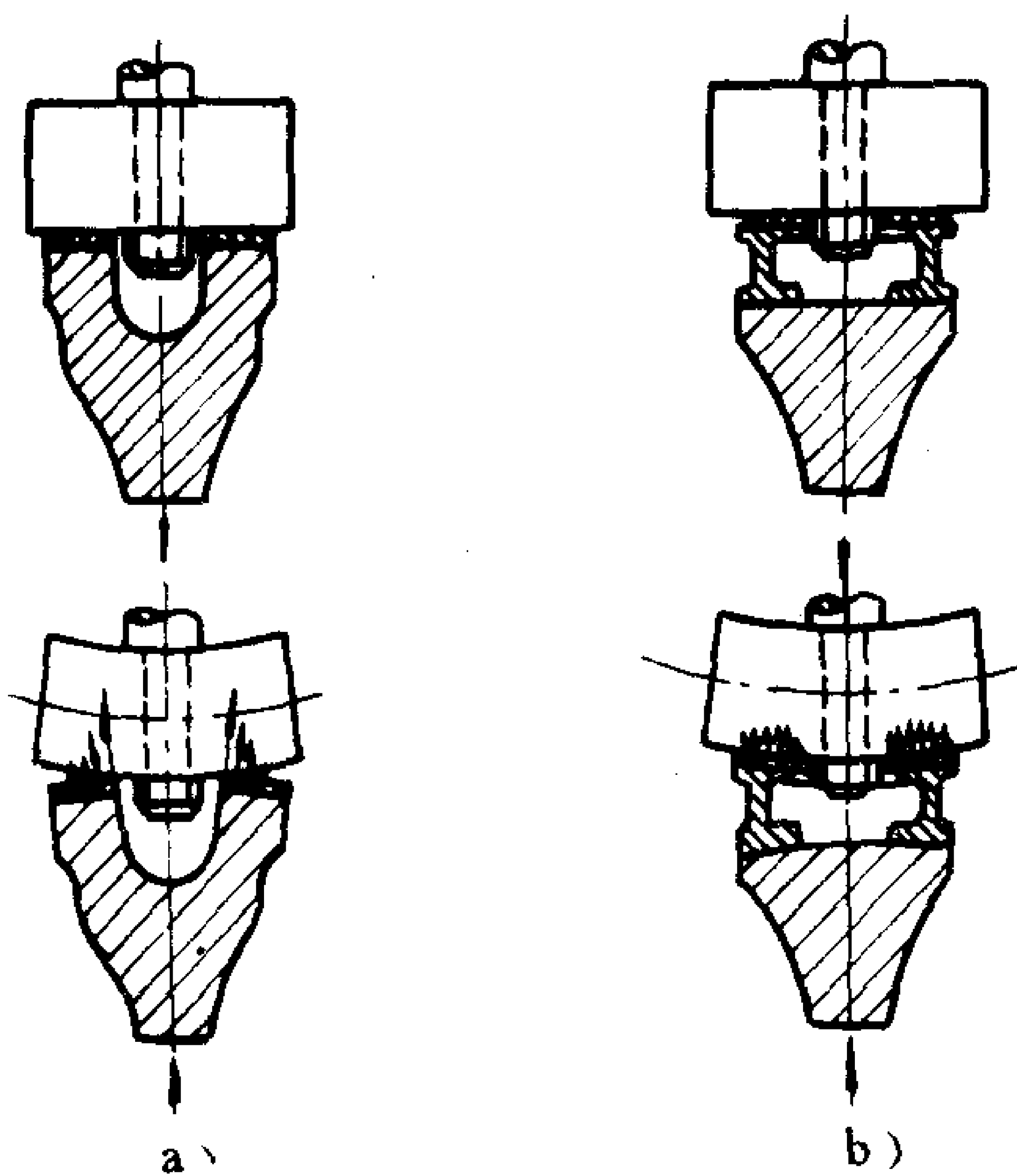
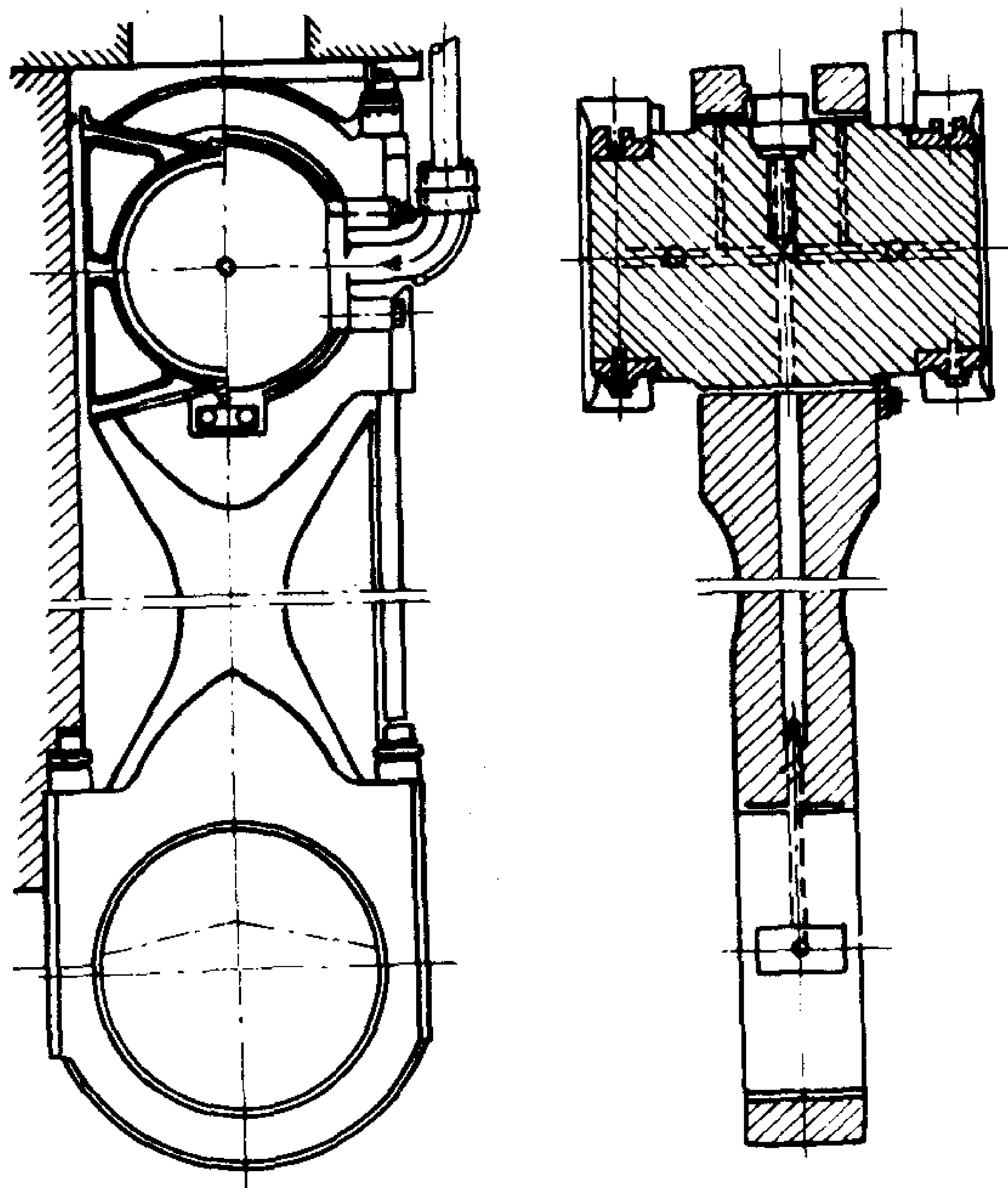


图 4.1.5-41 弹性十字头轴承示意图

以使轴承座在工作时能自动适应十字头销的变形，从而保证轴承负荷分布均匀（图 2.1.5-41 b)，因而提高了轴承工作的可靠性。这种结构在SULZER RD型及B&W的KGF型等柴油机中得到使用，效果良好。与此相仿，也有在安装


图 4.1.5-42 刚性结构十字头轴承

中特意将叉形小端轴承的两内侧拂刮得低一些，以此来适应工作时销及座的变形，以改善负荷的分布。

2.7.2.2 刚性十字头轴承

随着低速柴油机的爆发压力显著提高，这种“弹性设计”带来了较大的变形，且难于控制，也难适应不同工况运转时的要求。因此近来又较多地采取所谓“刚性设计”的方法，如L-MC/MCE和RTA等机型，其十字头销设计得短而粗（销径与气缸直径之比高达0.95)、轴承座也相应地增大刚性，采用全支承结构，如图4.1.5-42所示。

2.7.2.3 偏心支承式十字头轴承

此外，由于十字头轴承中的油膜非常薄，而且十字头销始终向下压在轴承上，其相对转动速度又很低，很难保持良好的油膜润滑。因此，保证轴承在工作时有一定的油隙、有足够高的滑油压力、有合理又良好的油槽结构、轴承和轴颈表面有足够小的粗糙度，彼此贴合良好以及工作时有合适的轴承温度等，对于形成良好的油膜有重要意义。例如，GMT柴油机为使十字头轴承能形成合适的油隙，设计了所谓“偏心支承式”十字头轴承，如图4.1.5-43所示。它的十字头销及轴承都加工成彼此稍具偏心的、以轴承中间周向油槽为界的前后两段，当连杆摆动时，使承压面轮流地出现在这两段轴承与销之间。这样，每一部分都能在不承载时获得一个较大的间隙，以便于滑油进入，并

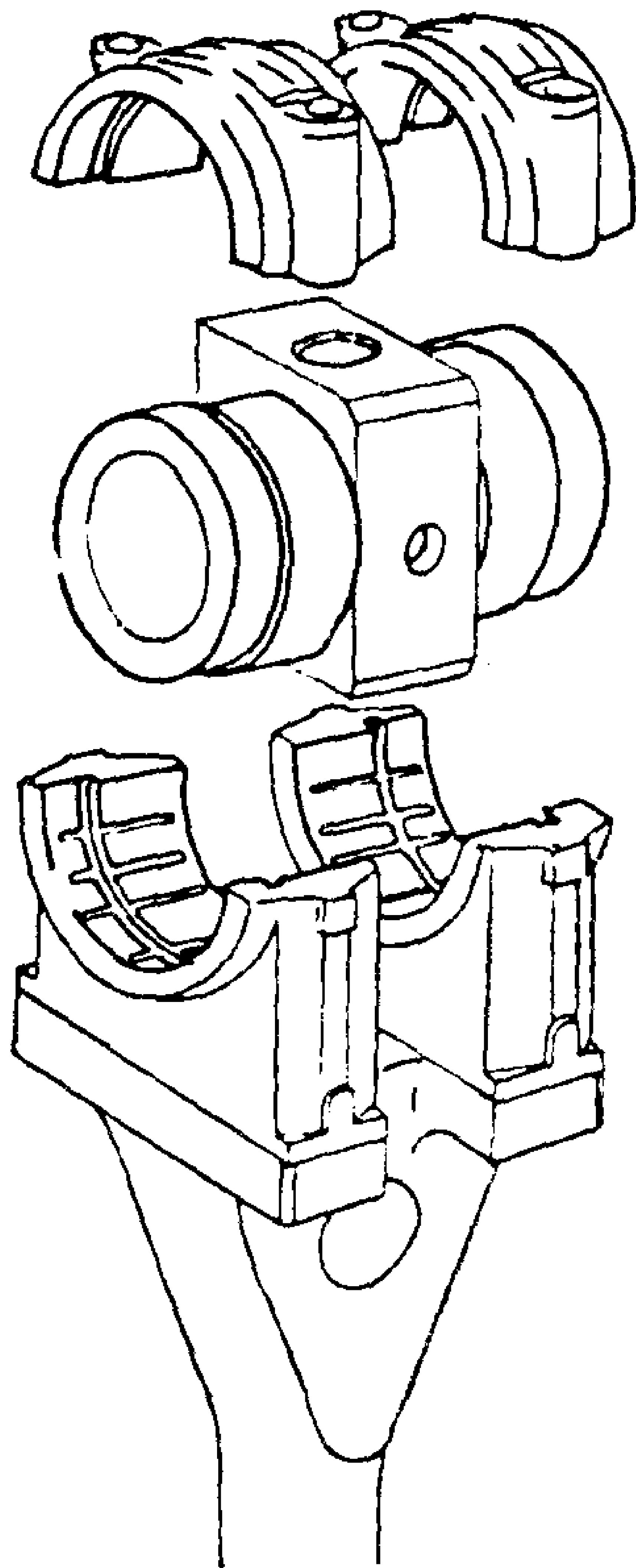


图4.1.5-43 偏心支承式十字头轴承

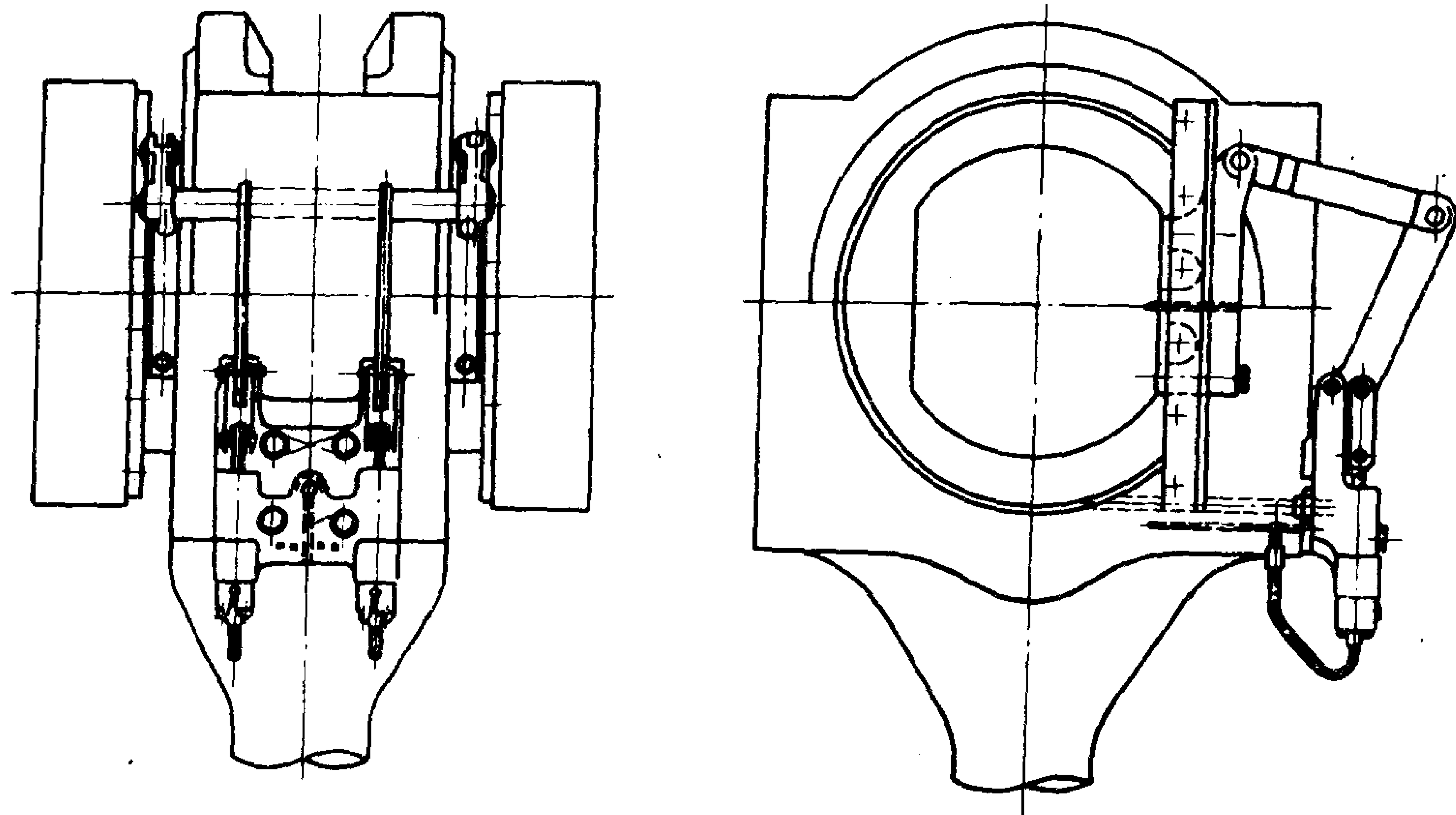


图4.1.5-44 十字头轴承的增压油泵

建立油膜，也保证了滑动面之间较好的冷却。由于其外侧轴承主要承受压缩压力，故面积较小，而内侧轴承主要承受爆发压力，故面积较大。

2.7.2.4　十字头轴承的增压油泵

MAN型柴油机采用了特设的增压油泵，如图 4.1.5-44 所示，它通过杠杆联动机构，由摆动的连杆驱动双柱塞泵，向轴承供给高压油（1.6～2.3 MPa），靠油压把销托起。增压油泵向轴承的供油是安排在下止点附近，即轴承负荷最小时，这样就保证了全液膜润滑。另一种增高十字头轴承进油压力的方法是RND-M柴油机所采用的加压系统，它是在滑油进入十字头轴承前通过加压泵把压力提高到 1.6 MPa，然后引至各十字头轴承，也有效地提高了十字头轴承的承载能力。

2.7.2.5　十字头轴承的油槽、油孔

十字头轴承中油槽、油孔的设置对轴承的承载能力也有很大影响。为了能把滑油分布到轴承表面的整个承载区，一般在下瓦底部不超过 90°的范围内开设 4 ～ 6 道轴向油槽。槽与槽间的周向夹角为 18～30°。间距过小，则轴承有效承载面积减小过多，轴承比压加大；间距过大，则轴承在摆动时，有部分表面得不到滑油，不利于油膜的建立。为了同时向连杆大端轴承供油并沟通 各轴向油槽，在轴承表面还开设周向油槽。周向油槽常设于负荷较轻的轴承外侧部位。也有将周向油槽布置在上瓦上。为了通过泄流来冷却轴承，还常在轴向油槽的两端或一端将泄流槽开通或钻出泄流孔。泄流槽的宽度和深度都较轴向油槽为小。(但新近发展的高润滑压力的十字头轴承则完全取消了这种泄流槽（孔），以利于油压的建立)。为了控制并调节泄流的油量，在连杆小端中孔处设有可更换的节流孔塞，用以控制润滑十字头轴承和连杆大端轴承这两路油的比例。

轴向油槽边缘都有一定半径的圆弧倒角或一定角度的斜坡，以防止油槽的边缘刮坏油膜。这种圆弧倒角的半径一般为油槽半径的 0.8～ 1 倍。过大的倒角或斜坡会减小轴承承载面积。

由于十字头轴承的油膜极薄，所以十字头销和轴承表面的粗糙度也十分重要。尤其是十字头销，其表面粗糙度应不大于$\overset{0.1}{\bigtriangledown}$。

十字头轴承通常采用白合金为材料，且多将白合金直接浇铸在轴承座和盖上。白合金的表面性能良好，工艺性优良，但疲劳强度较低。因此，已有不少柴油机开始采用高锡铝合金的薄壁轴瓦作为十字头轴承的衬瓦，以提高十字头轴承的承载能力。

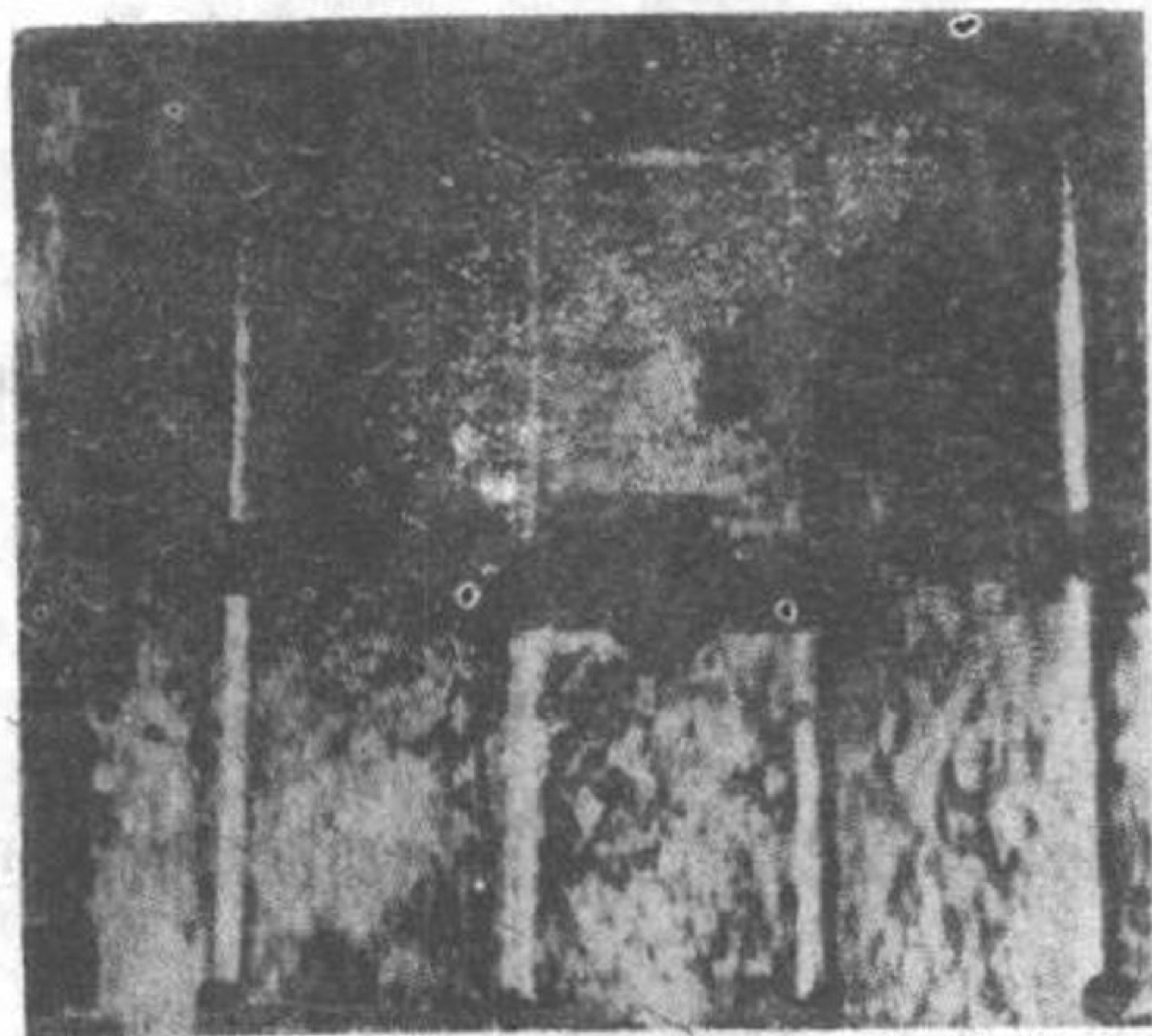


图 4.1.5-45　十字头轴承下半轴瓦龟裂

2.8　十字头常见故障及其原因

十字头工作中的常见故障有：十字头轴承合金疲劳、剥落和熔塌（铺铅）等。

2.8.1　轴承合金疲劳

表现为合金层龟裂。图 4.1.5-45 即为十字头轴承下半轴瓦的龟裂实例。裂纹通常由反复作用的滑动摩擦力引起，在周期性压应力的重复作用下扩展。轴承合金与轴瓦粘结不良时更易产生疲劳裂纹。合金

层在高温下的抗拉强度对裂纹的形成也有很大影响。

2.8.2 剥落

主要是冶金浇铸工艺不良所造成。它表现为合金层的剥离。白合金粘结不良造成的剥落可能是由于：溶剂不良使钢瓦背上有氧化膜；表面上有油脂、烟屑等脏物；熔融金属中带入铁屑；金属内含气及浇铸温度不合适等。合金层的剥落可以用听响法或超声法检查。

2.8.3 熔塌

俗称铺铅。当轴承油膜破坏，滑油量不足，无法带走摩擦产生的热量而使轴承温度超过白合金的熔点时，就会产生熔塌损坏。严重时，轴承与十字头销端部会有熔化的白合金滴淌下来。用测量轴承温度可以检查是否有熔塌现象。造成熔塌的原因有：十字头销或轴承表面粗糙；零部件形位公差超差；十字头轴承间隙不当；滑油量不足；十字头销或轴承刚性差，运转中变形及十字头轴承设计不合理等。其实质是十字头轴承压力分布不均匀，局部比压过高。造成的原因可能是设计或使用不当，或由于制造、装配上的疏忽。

2.9 十字头技术状态的检查

2.9.1 十字头销[9]

1）十字头销应进行正火处理，硬度为HB 200～240。

2）十字头销颈的工作表面不允许有裂纹，麻点、凹陷、毛刺及碰伤等缺陷。

3）十字头销应经磁力探伤检查。在销颈的圆弧过渡处及离圆弧节点 $0.02d$ 范围内（d——销颈直径）、不允许有发纹存在。其它部位允许有与轴线交角小于 30°的发纹存在，最大发纹长度不得超过 $0.04d$，同一截面上不多于 2 条。探伤后应退磁。

4）销颈表面粗糙度不大于 $\overset{0.1}{\bigtriangledown}$（镜面）。

5）销颈圆度和圆柱度不超过直径公差的一半。

2.9.2 十字头轴承

1）轴瓦合金层不允许有疏松、气孔、裂纹及夹杂物。轴瓦合金层与背壳应粘合牢固，不得有剥落及分层现象。

轴瓦表面和分口平面应光滑平整，不允许有毛刺、划痕、刀痕、碰伤等缺陷。

2）轴瓦合金层厚度的允许偏差是：白合金轴瓦，±0.1 mm；铝合金轴瓦，±0.1 mm；厚壁白合金轴瓦，±0.5 mm。

轴瓦壁厚偏差为：薄壁轴瓦不大于 0.02 mm，厚壁轴瓦不大于 0.04 mm。

3）轴瓦外圆背面的贴合面积不小于 85%。

4）薄壁轴瓦的内孔及外圆粗糙度不大于 $\overset{0.8}{\bigtriangledown}$，其余加工面不大于 $\overset{1.6}{\bigtriangledown}$。厚壁轴瓦的内孔不大于 $\overset{0.8}{\bigtriangledown}$，其余加工面不大于 $\overset{3.2}{\bigtriangledown}$。

3 曲轴

曲轴是柴油机的重要部件，也是造价最贵的机件。它把各气缸所作的功汇集后以回转运动的形式予以输出。

曲轴所受载荷有：燃气压力、往复和旋转质量惯性力。这些力在曲轴各部分引起弯曲、扭转、剪切和拉压等复杂交变应力。周期性的作用力也引起曲轴的扭转振动、纵向振动和横向振动，从而有可能引起很大的振动应力。

曲轴形状复杂，应力分布极不均匀，在曲臂和轴颈的过渡圆角区及油孔附近，存在着严重的应力集中，从而成了疲劳裂纹的发源地。主轴颈及主轴承的不正常磨损，使曲轴轴线失准。机座及船体的变形更加剧了曲轴轴线的不准直性。从而也会造成严重的附加应力。

因此，曲轴除必须保证有足够的强度和刚度，轴颈有足够的耐磨性外，在安装和使用中必须保证轴线的准直性，并避免各种不允许的超速、超负荷工况。

3.1 曲轴的结构和材料

3.1.1 曲轴的结构

曲轴由若干个曲拐（也称曲柄）所构成。根据曲拐的构造特点，船舶柴油机曲轴，有以下几种构造型式：

1）整体式曲轴　如图 4.1.5-46 所示，它可以锻造或铸造而成。中、高速柴油机曲轴多为此种型式。

2）套合式曲轴　它又分为半套合和全套合式两种，如图 4.1.5-47 所示。半套合曲轴的曲柄销和曲臂作为一个整体由锻造法或铸造法制成，主轴颈单独锻造，然后套入曲臂（红套或液压套）。而全套合曲轴的主轴颈、曲臂及曲柄销都是分别制造，而后用套合的方法装成一体。套合式曲轴多用于大型低速柴油机，其特点是消除了大件锻造的困难。

3）圆盘式曲轴　这种曲轴是将曲臂和主轴颈合并成一个大圆盘，如图 4.1.5-48 所示。

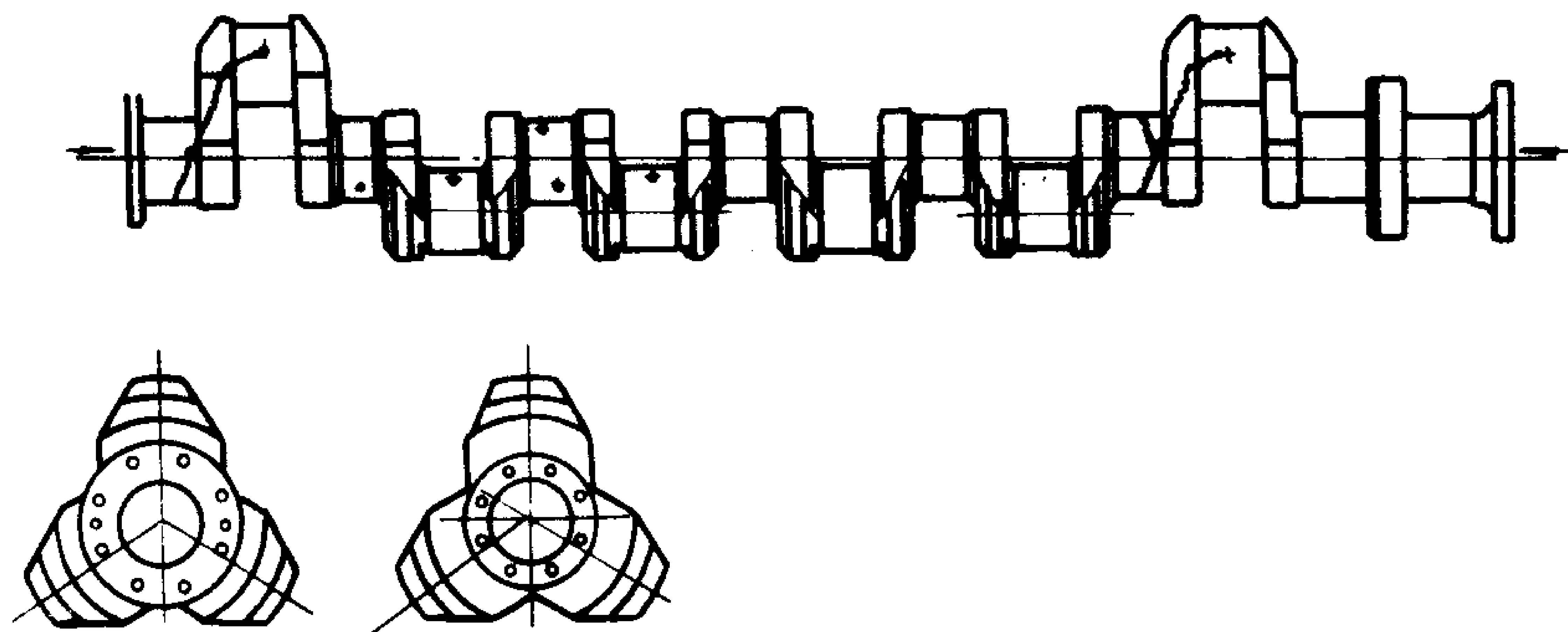


图 4.1.5-46　整体式曲轴

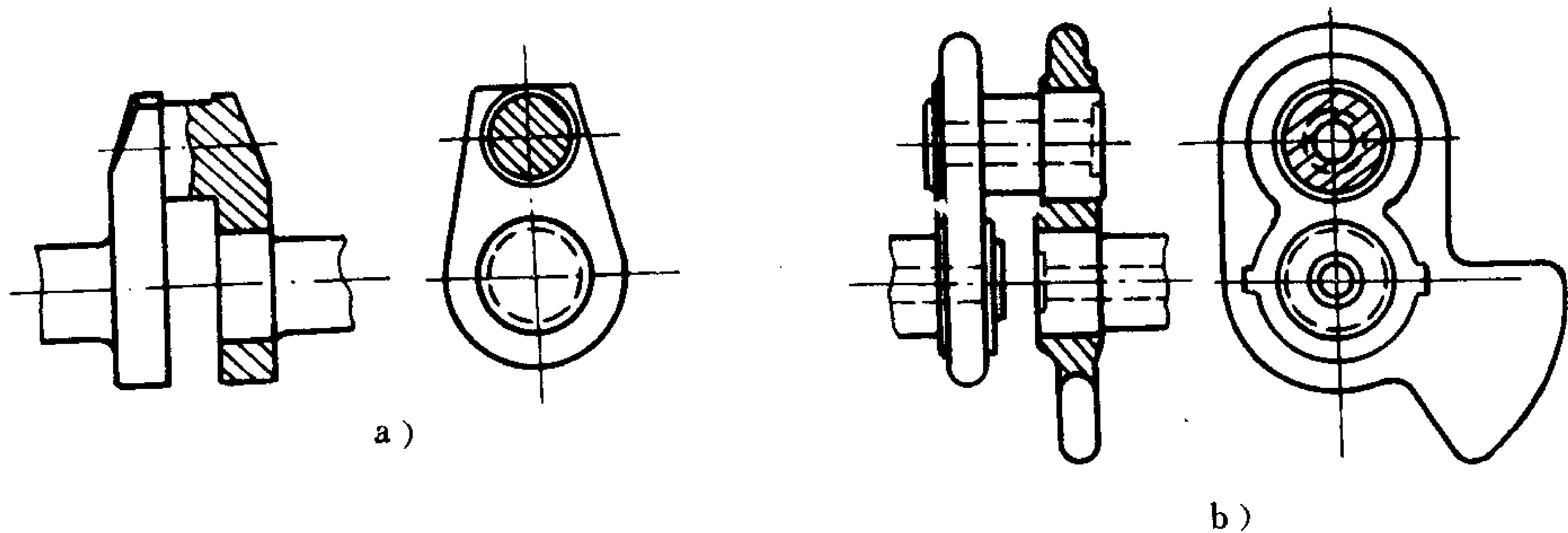


图 4.1.5-47　套合式曲轴

a）半套合式；b）全套合式

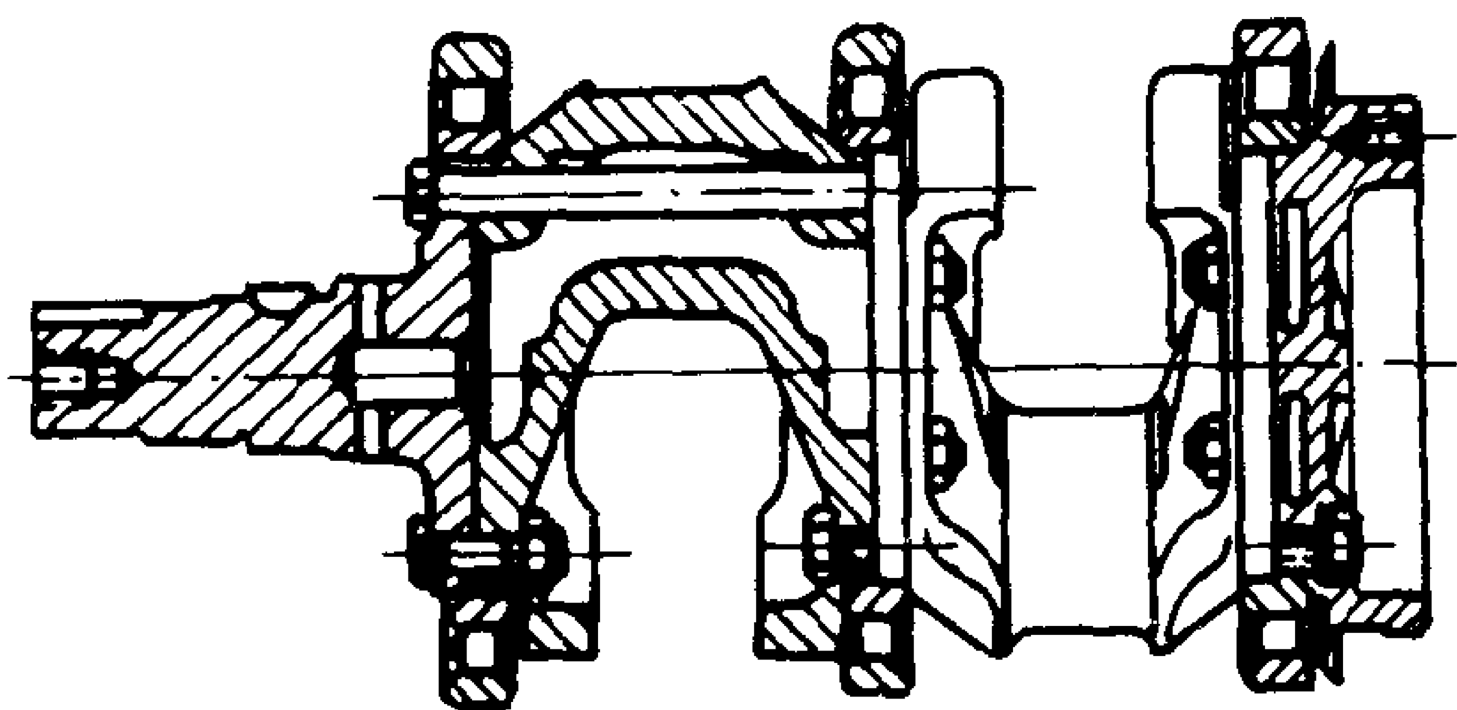


图 4.1.5-48　盘式曲轴

圆盘式曲轴主要用于结构要求紧凑的某些高速柴油机，它可以是组合式结构，也可以整体锻造，材料可以是球墨铸铁或钢。其拆装方法与一般曲轴不同，系从机端装入。

曲轴的构造和尺寸主要取决于柴油机的型式、强载度和总体布置，与曲轴材料也有关。

为了获得足够大的轴承承压面，以改善主轴承和曲柄销轴承的工作可靠性，同时也为了获得足够的强度和刚度，主轴颈和曲柄销的直径都设计得很粗。为了减轻重量，轴颈常制成空心，这也有利于轴的强度，曲柄销制成空心还能减少不平衡离心力，从而减轻主轴承负荷，且有利于提高曲轴的固有频率，有利于避免扭振。

曲臂是曲轴中最薄弱的环节，因为受到纵向尺度的限制，曲臂不可能做得很厚。而应力集中最严重之处又正好发生在曲臂与轴颈的邻接处。因此，曲轴的弯曲断裂较多发生在曲臂上。

为了改善柴油机的平衡性或减轻主轴承负荷，曲臂的下方有时装有平衡块。平衡块有与曲臂制成一体的，但更多的是分开制造然后固定在曲臂上。对于后者，拆装时必须注意对号、定位，切不可装错。

在筒形活塞式柴油机中，曲轴轴颈的润滑是将滑油先从滑油总管送入各主轴承中，然后通过曲轴中的油道输送到曲柄销的工作表面。因此在曲轴及其轴颈上均钻有油孔。油孔会导致应力集中，故油孔的孔口必须仔细倒圆并抛光。

同样，在轴颈与曲臂的过渡圆角处，为了降低应力集中，必须保证圆角的尺寸、形状和表面光洁，避免碰伤或擦伤。

3.1.2　曲轴的材料

曲轴的材料有优质碳钢（35、40、45）、合金钢（40 Cr、35 CrMo、18 Cr 2 Ni 4 WA）和球墨铸铁（QT 60-2、QT 70-2）。通常，柴油机曲轴多采用碳钢制造，中、高速强载柴油机曲轴，为提高疲劳强度和耐磨性，采用合金钢制造。球墨铸铁曲轴由于价格低廉、制造时不需大型锻压设备而且对应力集中不敏感，疲劳强度接近中碳钢，因此在一些强载度不太高的中、高速柴油机中得到广泛采用，但它的延伸率和冲击韧性较低，综合性能不如中碳钢，且铸造质量不易稳定，材料的疲劳极限分散率高，故它的应用受到一定限制。

铸钢曲轴仅在大型低速机的套合式曲轴中被采用，仅作为全套合式曲轴的曲臂或半套合式曲轴的曲柄销和曲臂的材料，如ZG 35、ZG 45、ZG 25 MnV等。

为了进一步提高曲轴的疲劳强度和轴颈的耐磨性，在曲轴制造中还常采取一些表面强化的方法，如圆角滚压、氮化和软氮化及高频淬火等。它们都是利用使曲轴工作表面层材料的应变硬化以及在表层内形成残余压应力的原理，从而使疲劳强度和耐磨性都得到提高。

经表面强化的曲轴，在修理过程中表面硬化层如被磨削去，则会降低曲轴的疲劳强度和耐磨性。此外，曲轴变形，在修理过程中进行冷校直，也容易造成圆角处裂纹，必须十分慎重。

3.2 曲轴的应力状况和常见损伤

3.2.1 曲轴的应力状况

曲轴由于横截面沿轴线方向急剧变化、外力的作用和分布也不均匀，从而使曲轴内部的应力分布极不均匀，在曲臂与轴颈的过渡圆角区及润滑油孔周围产生严重的应力集中。

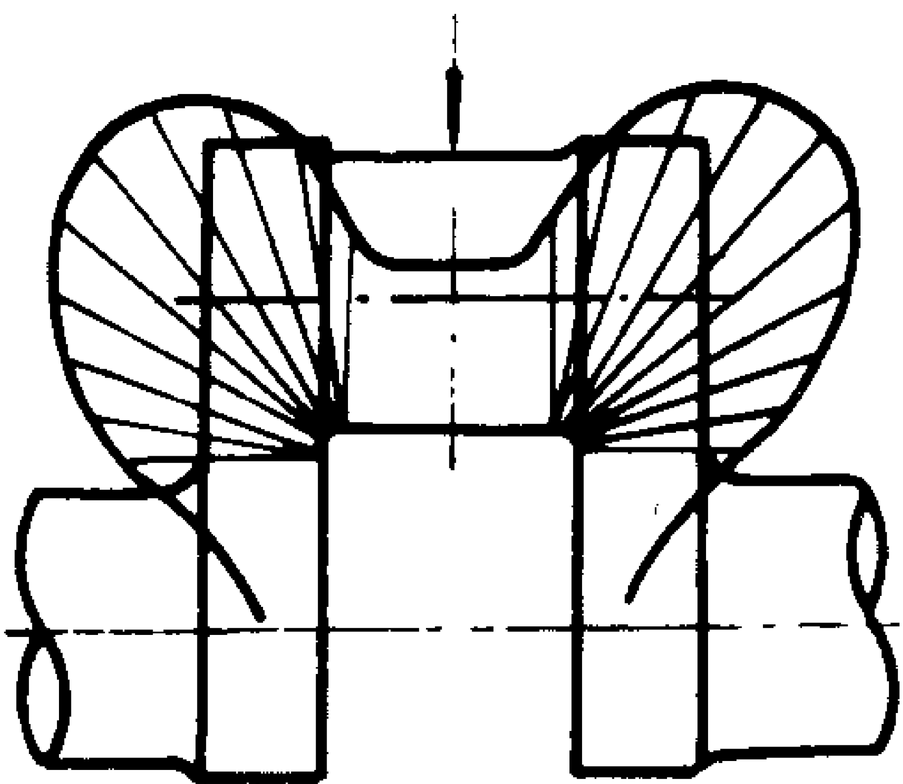


图 4.1.5-49 曲柄销圆角弯曲应力分布

图 4.1.5-49 是在曲柄销中央作用一集中载荷时，曲拐内侧表面弯曲应力分布的情况。可见曲柄销过渡圆角处应力局部增高，即有很大的应力集中现象。在主轴颈圆角处也有类似的现象（图中未画出）。当曲拐受扭时，圆角区的扭应力分布也有类似的情况。

图 4.1.5-50 是轴颈上的润滑油孔在曲拐受扭时油孔周围的应力分布情况。扭转时最大正应力发生在与轴线成 45°的油孔边缘，而且是发生在距轴颈表面（1／4 ～ 1／2）d_h的孔深处，这里d_h是油孔直径。油孔直径越大，应力集中也越严重。为了降低应力集中，不仅油孔的孔口必须倒圆并抛光，而且在孔深处的表面也必须加工得十分光洁。

3.2.2 曲轴的疲劳破坏

曲轴上应力集中的部位，常是疲劳裂纹的发源地，这些部位若有擦伤、碰伤，将使应力集中进一步恶化，因此是必须避免的。

此外，在同一曲轴上，各曲拐的应力也不相同。统计表明，多缸机曲轴，发生疲劳破坏的多为靠近曲轴中央部位的曲拐(尤其是四冲程机)。首、尾端曲拐也常有损坏。从扭应力(包括扭转振动附加应力）的大小不同，还不能解释上述现象，因为扭应力较大的曲拐总是靠近飞轮端的曲拐，只有从曲轴连续梁应力计算的角度、从各曲拐弯曲应力分布不均匀的现象才能予以解释。

图 4.1.5-51 是用连续梁法计算得的几种曲轴的曲柄销圆角处弯曲应力幅值沿曲轴长度方向的分布情况[10]。也就是说，曲轴作为连续梁，在考虑了相邻曲拐和支座弹性的影响后，

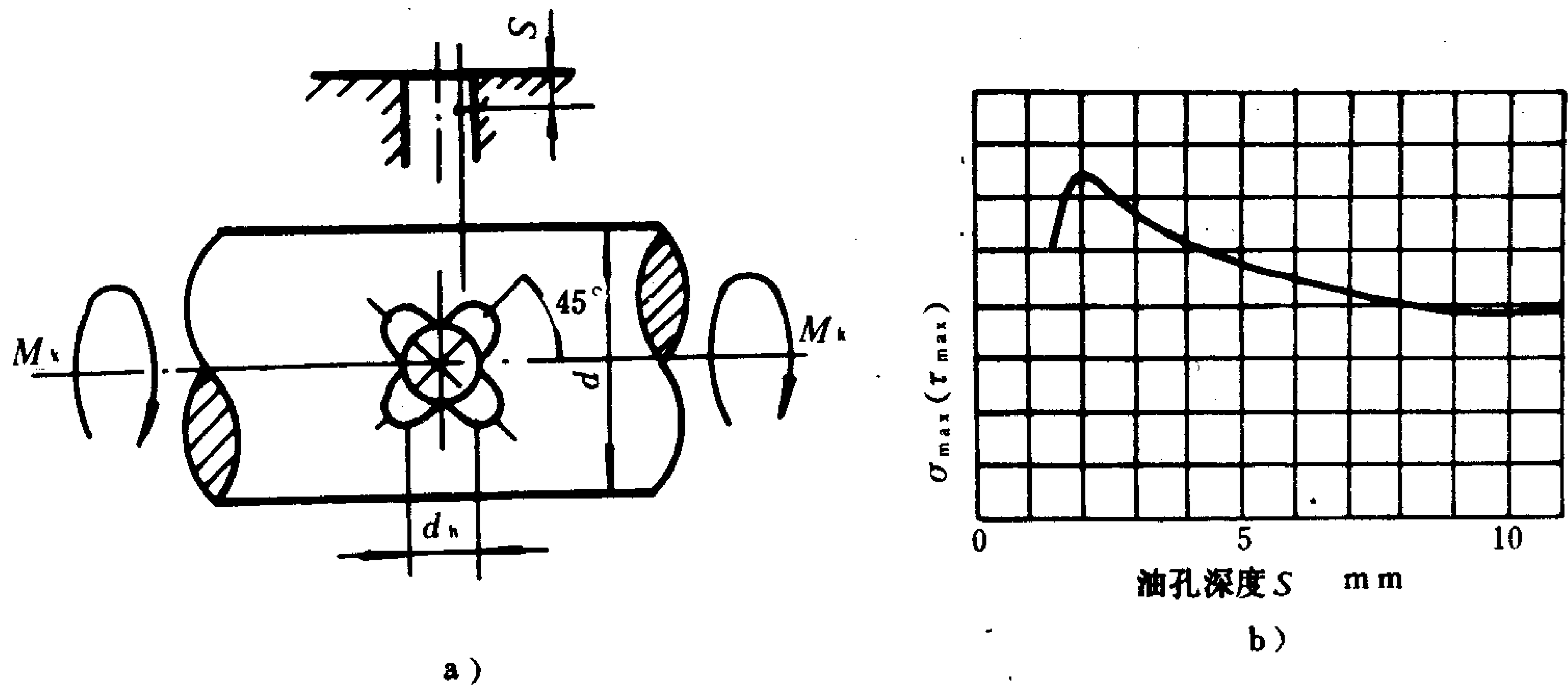


图 4.1.5-50 曲拐受扭时油孔的应力分布

a)油孔周围的正应力； b)正应力随油孔深度的变化

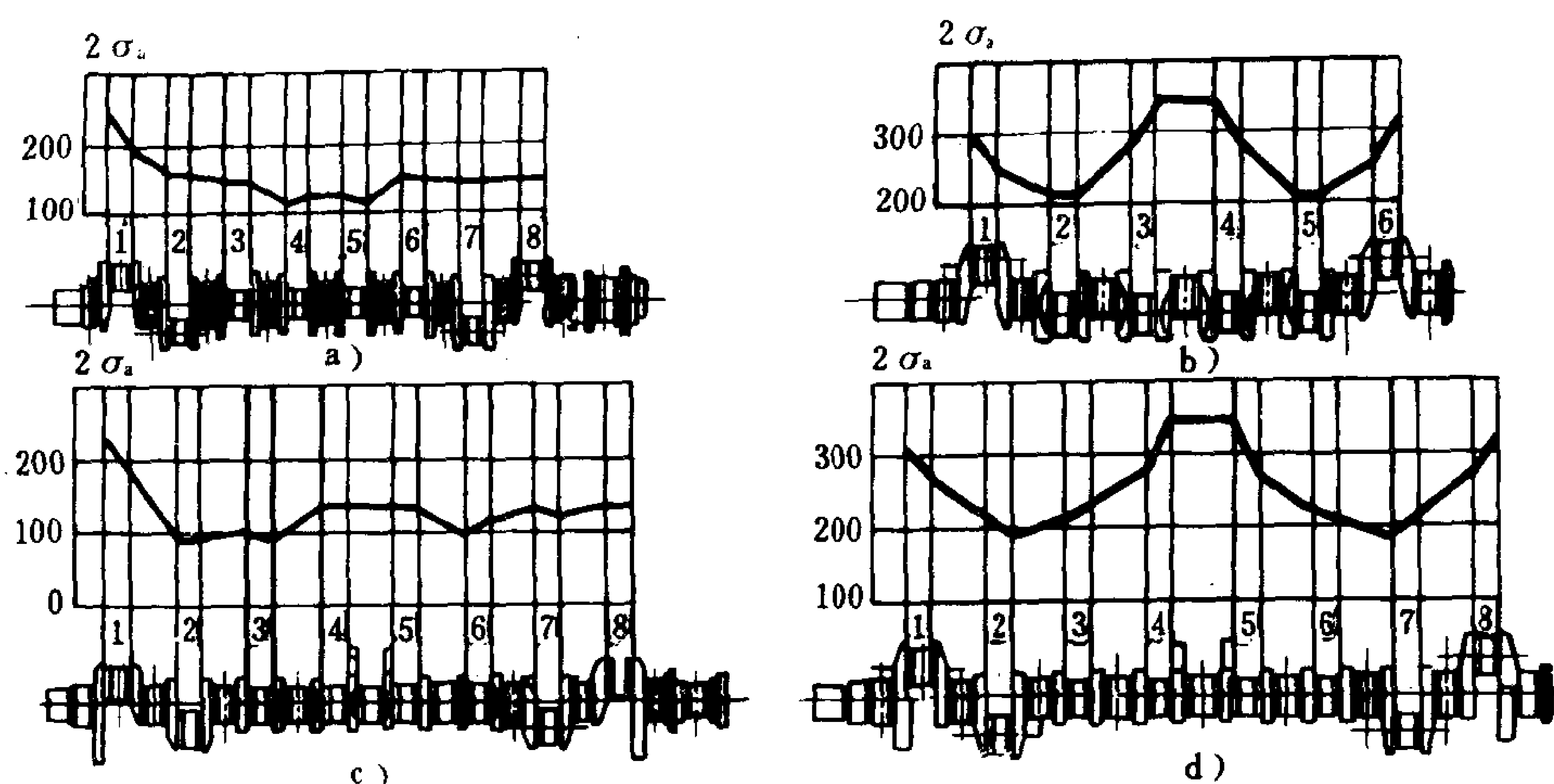


图 4.1.5-51　曲柄销圆角应力沿轴长分布

曲轴各曲柄销圆角处的弯曲应力幅值差别是较大的，常常是首、尾端部曲拐和某些中间曲拐有最大值。在多缸机曲轴上进行的应力实测也证实了上述结论。当各主轴承的同轴度偏差增大时，各曲拐弯曲应力幅值的差别将更大。

因此，在使用中，除了应加强对受力较大的曲拐（如端部或中央曲拐）的维护外，还应十分注意曲轴轴线的准直度。不然的话，将会使某些曲拐受到极高的附加弯曲应力（参阅本章 3.5）。

曲轴应力分布的不均匀使某些应力较大之曲拐易于过载而发生疲劳破坏。疲劳裂纹可以由弯曲、扭转或两者的综合作用所引起。典型的弯曲疲劳破坏常从应力集中严重的曲柄销或主轴颈圆角处开始，逐渐发展成横断曲臂的疲劳断裂。柴油机长期运转后，由于轴颈和主轴承的不均匀磨损，或机座刚度不足、严重变形等造成的曲轴轴线失中，均会导致曲轴产生弯曲疲劳破坏。扭转疲劳破坏通常从应力集中很大的油孔或轴颈过渡圆角处开始，逐渐沿与轴线约成 45°角的方向在轴颈上延伸。曲轴系统的扭转振动常是造成扭转疲劳破坏的直接原因。

由于扭振应力的计算较有把握，在使用中只要不在转速禁区内停留、不超速运转、扭振减振器不发生故障，一般就不会发生扭转导致的疲劳破坏。相反，由于弯曲应力较难把握，而且由于造成轴线失中的原因很多，因此船舶柴油机曲轴弯曲导致的疲劳破坏远远超过扭转导致的疲劳破坏。

图 4.1.5-52　为弯曲疲劳破坏的典型实例。裂纹起始于圆角处，图中箭头为裂纹的起点。逐渐发展为横断整个曲臂[3]。

图 4.1.5-53　为扭转疲劳破坏的典型实例。破坏由扭振所引起，裂纹自油孔处开始，并以与轴线成 45°方向呈对称发展[3]。

3.2.3　红套滑移

红套滑移是发生于套合式曲轴的另一种损伤形式。尽管设计时已保证了红套处的夹紧力大于发动机的最大扭矩，但当红套工艺不良或超负荷运转或螺旋桨碰到大的浮游生物、岩石等也可引起红套滑移。

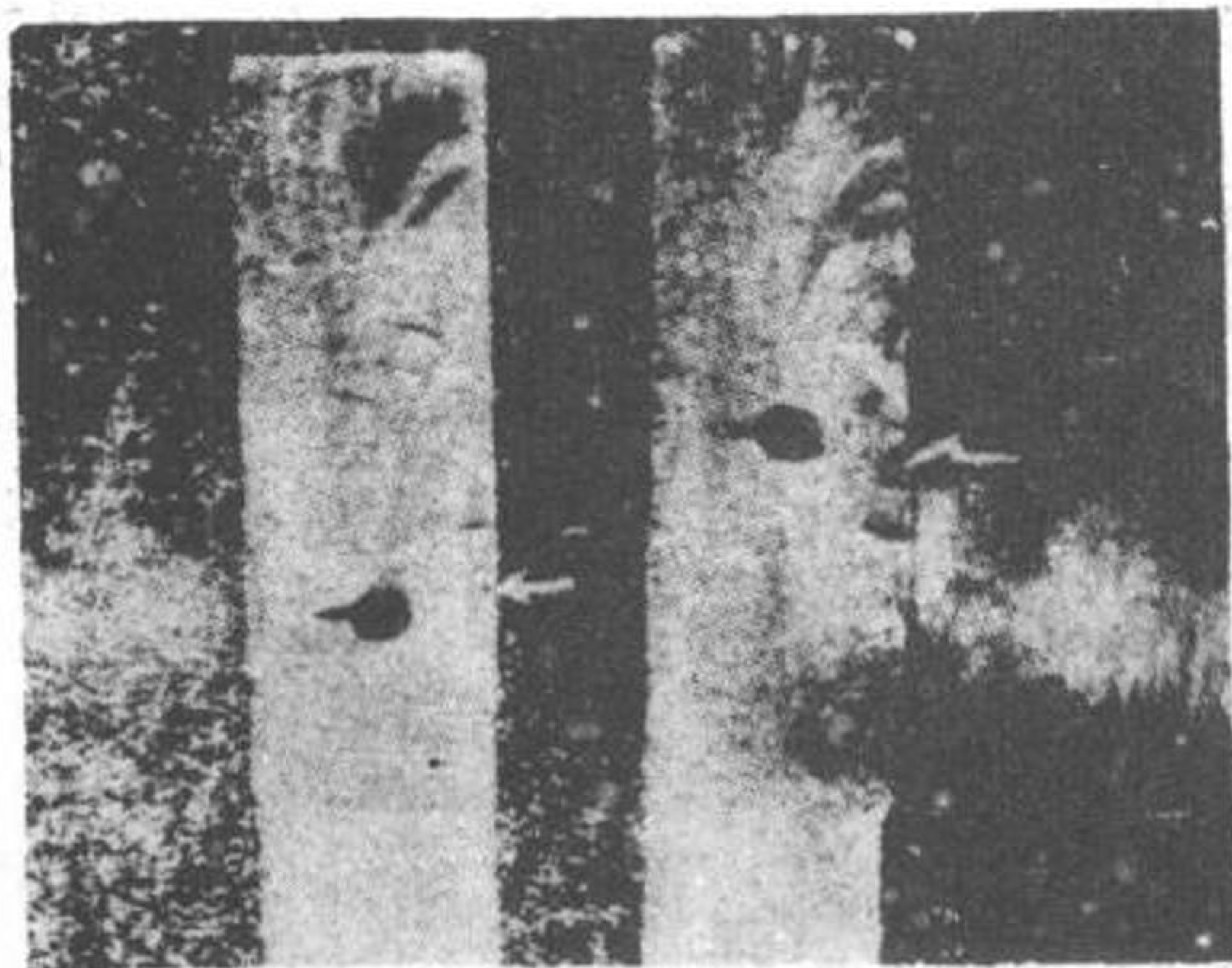


图 4.1.5-52 曲轴弯曲疲劳破坏断面

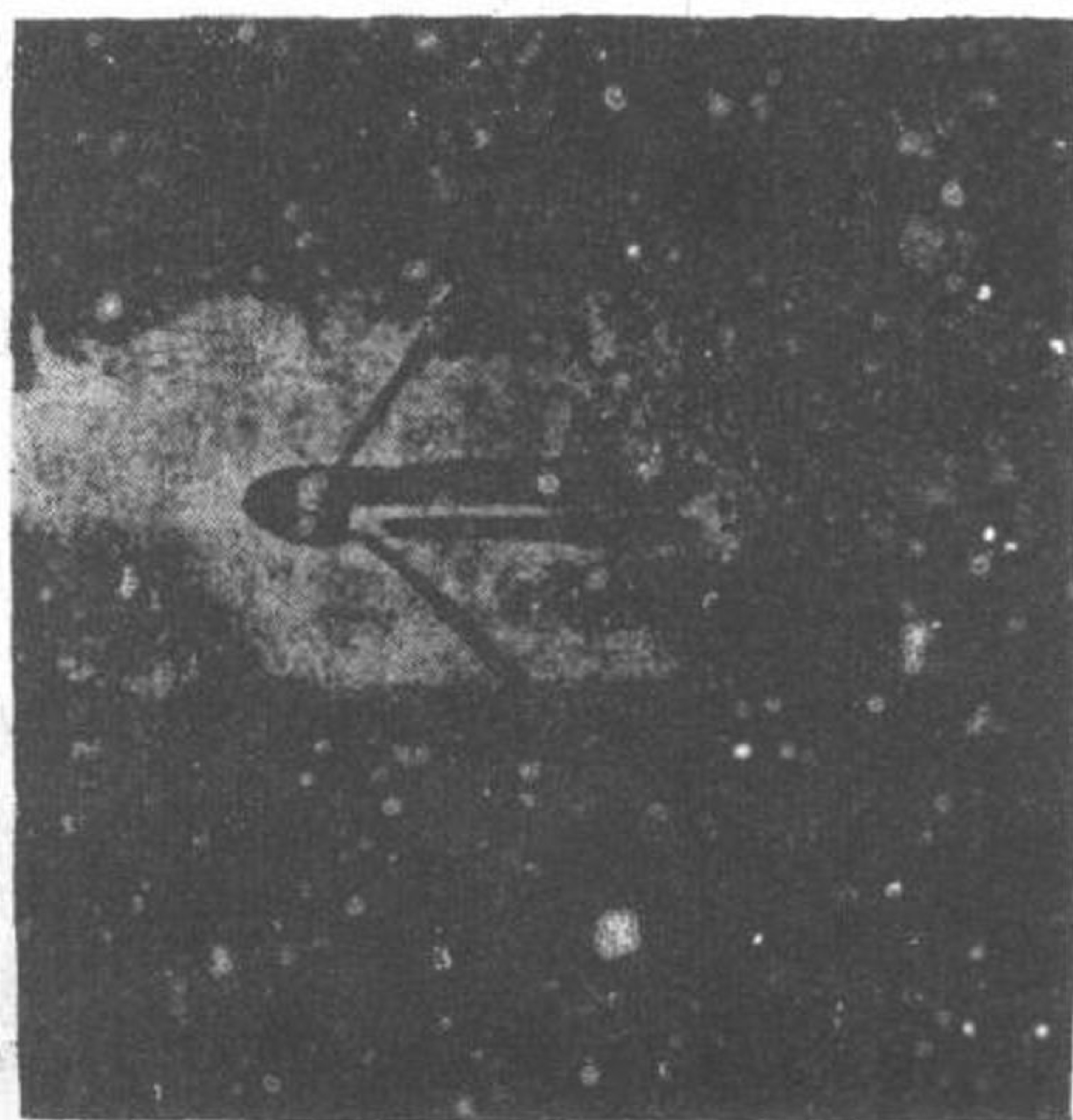


图 4.1.5-53 曲轴扭转疲劳破坏实例

3.3 曲轴的船级规范

为了保证船舶柴油机曲轴的可靠性，各船级社都制定有曲轴的船级规范。自曲轴材料、曲轴结构尺寸至扭振附加应力等，都作了明确的规定。

我国船舶检验局《钢质海船入级与建造规范（1989）》对船舶柴油机曲轴有如下规定：

对整锻、铸造、半组合或全组合曲轴的主轴颈及曲柄销，其最小真径d按下式计算：

对锻钢、铸钢、合金钢材料的曲轴：

$$d=\sqrt[3]{\frac{D^2\left[A\cdot\alpha_B\cdot p_z\,(L-L_P)+C\cdot\alpha_T\cdot p_i\cdot S\right]}{65\left(\frac{\sigma_b+160}{590}\right)}}\ \text{mm} \qquad (4.1.5\text{-}7)$$

对球墨铸铁材料的曲轴：

$$d=\sqrt[3]{\frac{D^2\left[A\cdot\alpha_B\cdot p_z\cdot(L-L_P)+C\cdot\alpha_T\cdot p_i\cdot S\right]}{59\left(0.3+\frac{0.7\sigma_b}{490}\right)}}\ \text{mm} \qquad (4.1.5\text{-}8)$$

式中：D——气缸直径，mm；

S——活塞行程，mm；

L——相邻两主轴承中心线间的距离，mm；

L_P——曲柄销长度，mm；

p_z——最高爆发压力，MPa；

p_i——平均指示压力，MPa；

σ_b——材料标定抗拉强度下限值MPa，一般在下列范围：碳钢和碳锰钢 430～600 MPa，合金钢 600～1000 MPa，球墨铸铁 490～785 MPa；

A——系数，对直列式单作用柴油机，$A=0.5$，对V型柴油机，二冲程按表 4.1.5-4 选取，四冲程按表 4.1.5-5 选取；

C——系数，对直列式单作用柴油机，按表 4.1.5-6 选取，对V型机，二冲程按表 4.1.5-7 选取，四冲程按表 4.1.5-8 选取；

α_B——弯曲应力集中系数，按下式计算 $\alpha_B=0.625f_1(r)f_2(h)f_3(e_k,h)f_4(b)f_5(\alpha_0)$，式中 $f_1(r)$、$f_2(h)$、$f_3(e_k,h)$、$f_4(b)$、$f_5(\alpha_0)$ 分别按图 4.1.5-54，图 4.1.5-55，图 4.1.5-56 a)，b)，c)，图 4.1.5-57 和图 4.1.5-58 查得，如果曲柄销或主轴颈过渡圆角为内凹圆弧，则上述 α_B 值还需乘以按表 4.1.5-9 所查得的 $f_6(\delta)$ 值；

α_T——扭转应力集中系数，由图 4.1.5-59 查得。

在图 4.1.5-54～图 4.1.5-59 中，

$r=\frac{R}{d}$——过渡圆角相对半径，$0.03\leq r\leq 0.10$，

$h=\frac{H}{d}$——曲臂相对厚度，$0.25\leq h\leq 0.60$，

$b=\frac{B}{d}$——曲臂相对宽度，$1.30\leq b\leq 2.00$，

$e_k=1-\frac{E}{d}$——曲柄偏心度，$0.50\leq e_k\leq 1.50$，

E——曲柄销搭叠量，在没有搭叠时 E 可能等于零或负值，

表 4.1.5-4　V型二冲程柴油机系数 A

系数	同一曲拐上的气缸发火间隔			
	36°	45°	60°	90°
A	0.70	0.66	0.615	0.585

表 4.1.5-5　V型四冲程柴油机系数 A

系数	同一曲拐上的气缸最小发火间隔							
	45°	60°	75°	90°	270°	285°	300°	315°
A	0.665	0.630	0.610	0.599	0.594	0.596	0.597	0.598

表 4.1.5-6　直列式单作用柴油机系数 C

气缸数	C 值	
	二冲程	四冲程
4	2.933	2.082
5	3.273	2.553
6	3.300	2.553
7	3.446	2.915
8	3.960	2.915
9	4.148	2.993
10	4.661	2.993
11	4.782	3.300
12	4.840	3.300

表 4.1.5-7　V型二冲程柴油机系数 C

缸　数	同一曲拐上的气缸发火间隔			
	36°	45°	60°	90°
2×3	3.768	3.464	3.546	3.675
2×4	4.138	3.800	4.400	5.630
2×6	5.469	5.684	6.563	5.286
2×8	6.504	7.010	6.469	7.003

表 4.1.5-8　V型四冲程柴油机系数 C

缸数	同一曲拐上的气缸最小发火间隔							
	45°	60°	75°	90°	270°	285°	300°	315°
2×3	2.934	2.833	2.648	2.511	3.307	3.309	3.380	3.309
2×4	3.224	3.103	3.056	3.159	3.105	3.183	3.150	2.848
2×6	3.859	3.613	3.404	3.471	3.864	4.146	4.155	4.187
2×8	4.274	4.035	4.500	4.455	4.706	4.314	3.648	3.480

表 4.1.5-9
圆角为内凹圆弧时 α_B 的修正系数 $f_b(\delta)$

δ	0	0.267	0.400	0.530	0.667
$f_b(\delta)$	1	1.004	1.026	1.040	1.170

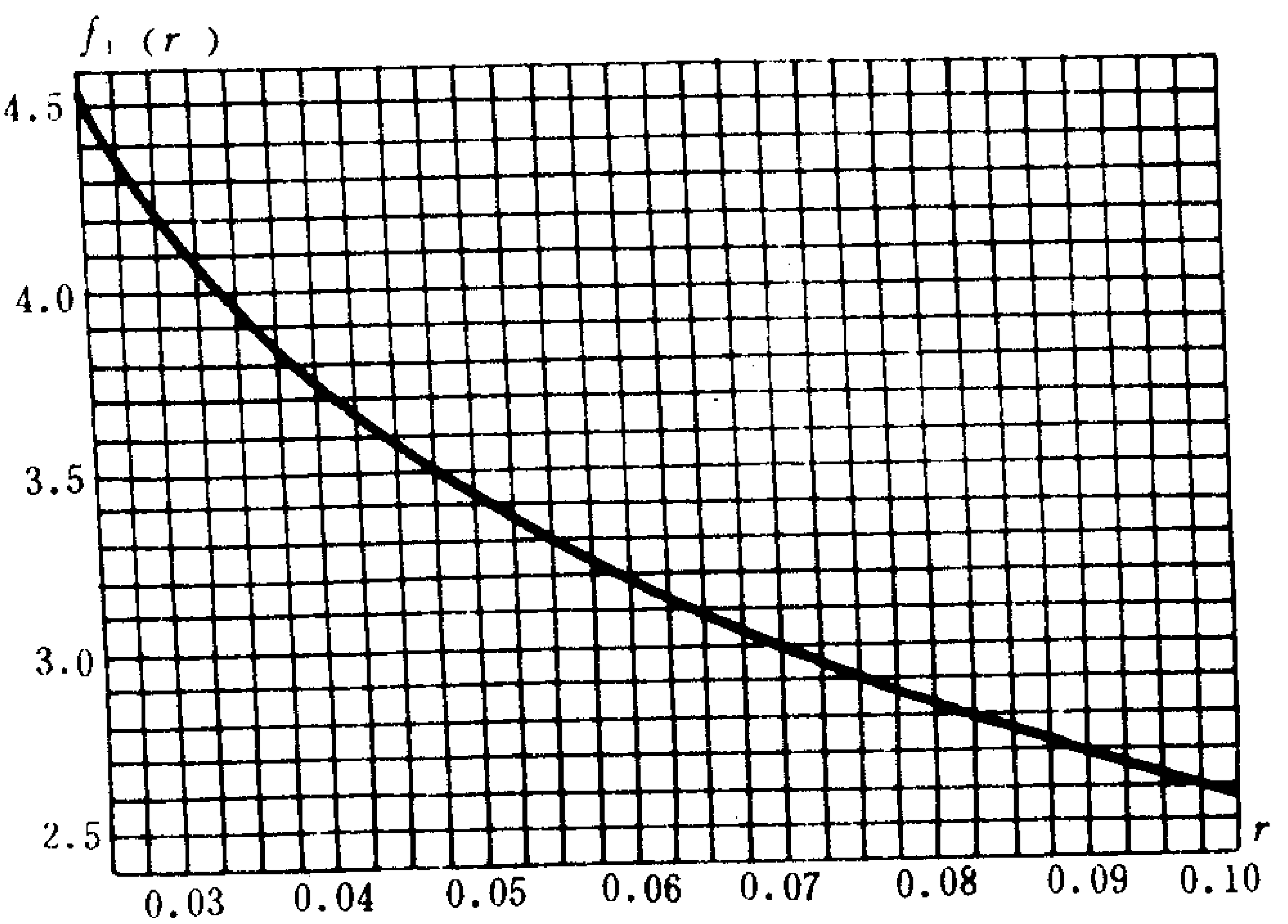


图 4.1.5-54 $f_1(r)$ 曲线

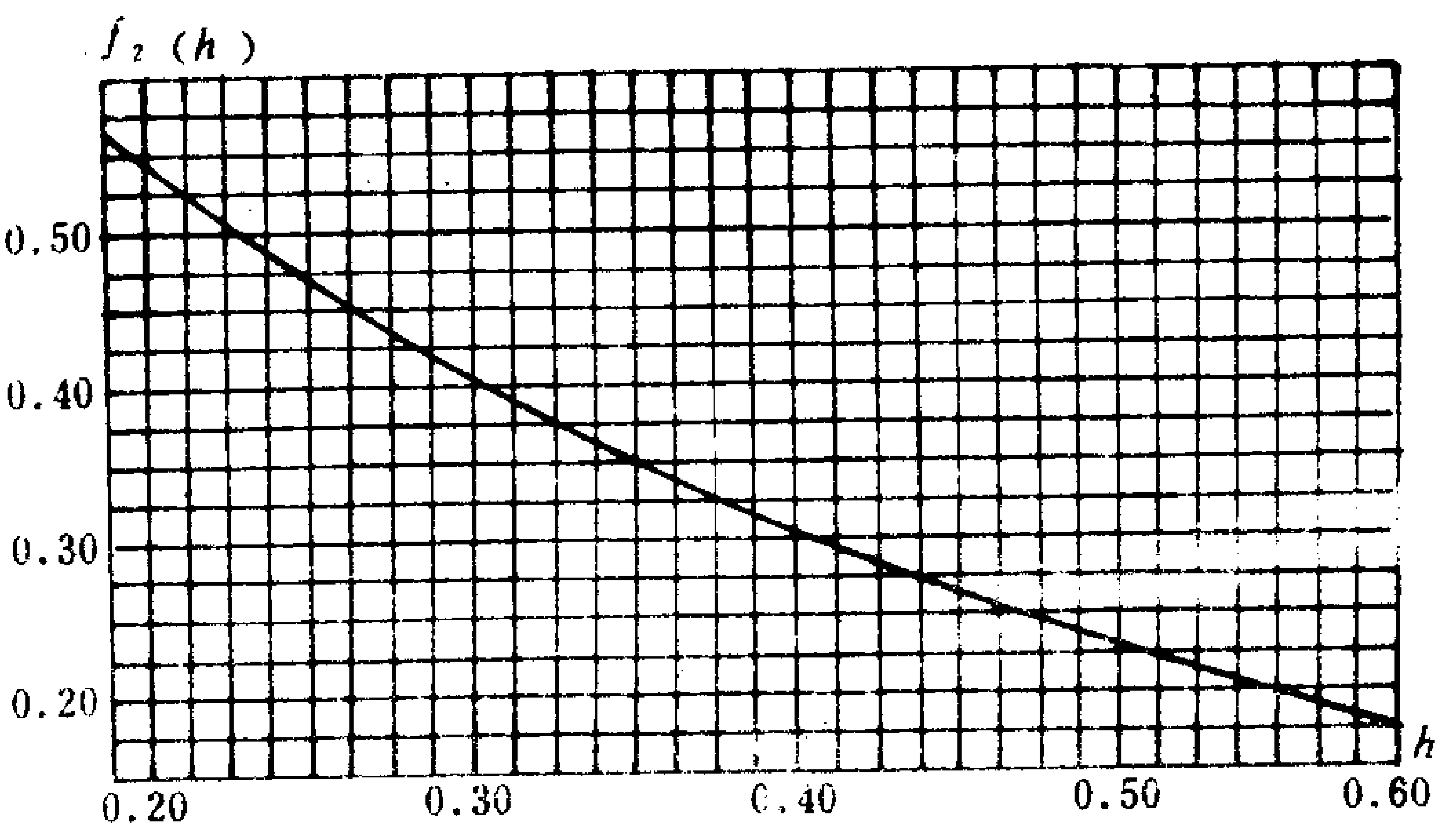
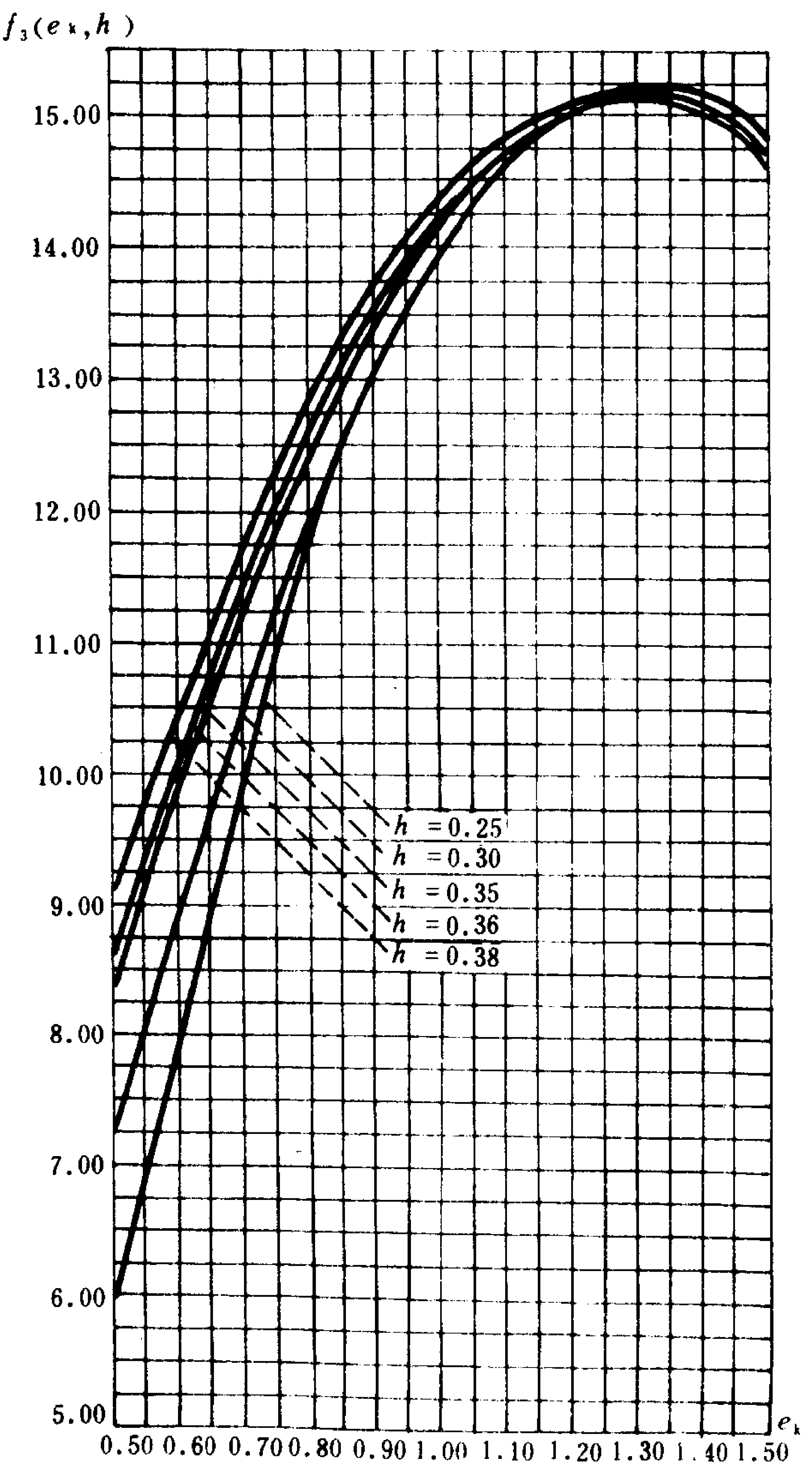


图 4.1.5-55 $f_2(h)$ 曲线



a)

图 4.1.5-56 a) $f_3(e_k, h)$ 曲线

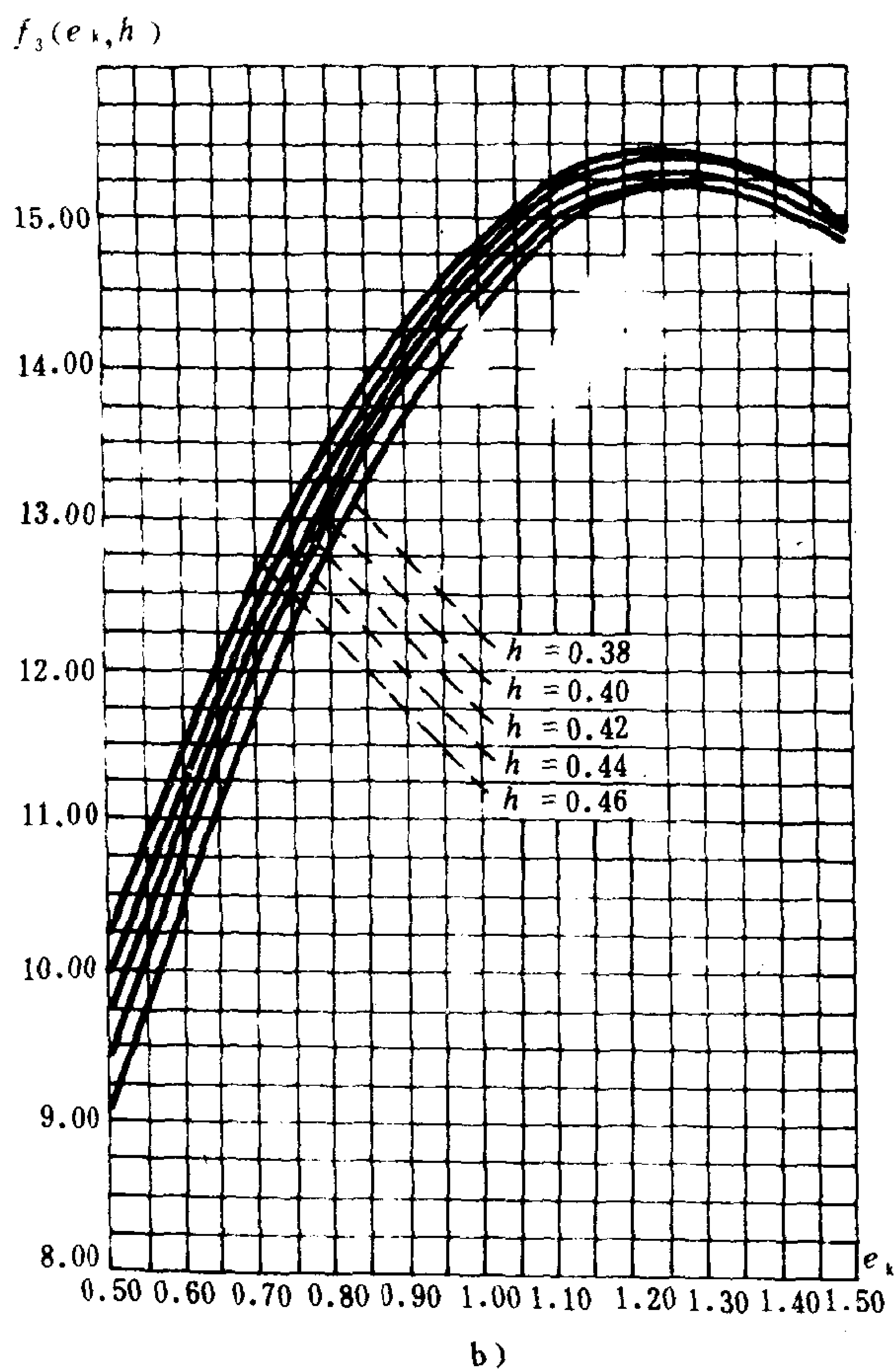


图 4.1.5-56 b) f_3（e_k, h）曲线

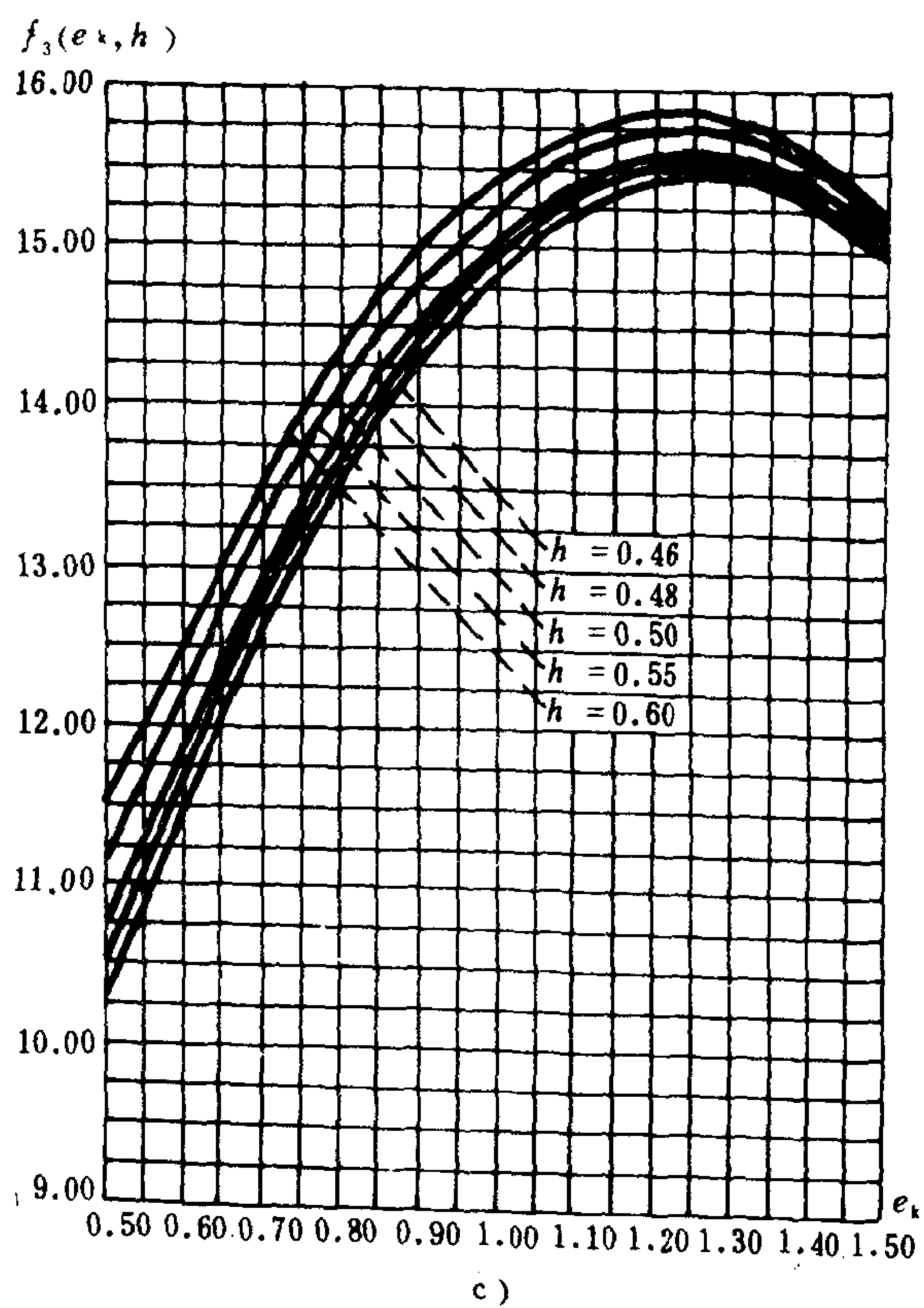


图 4.1.5-56 c) f_3（e_k, h）曲线

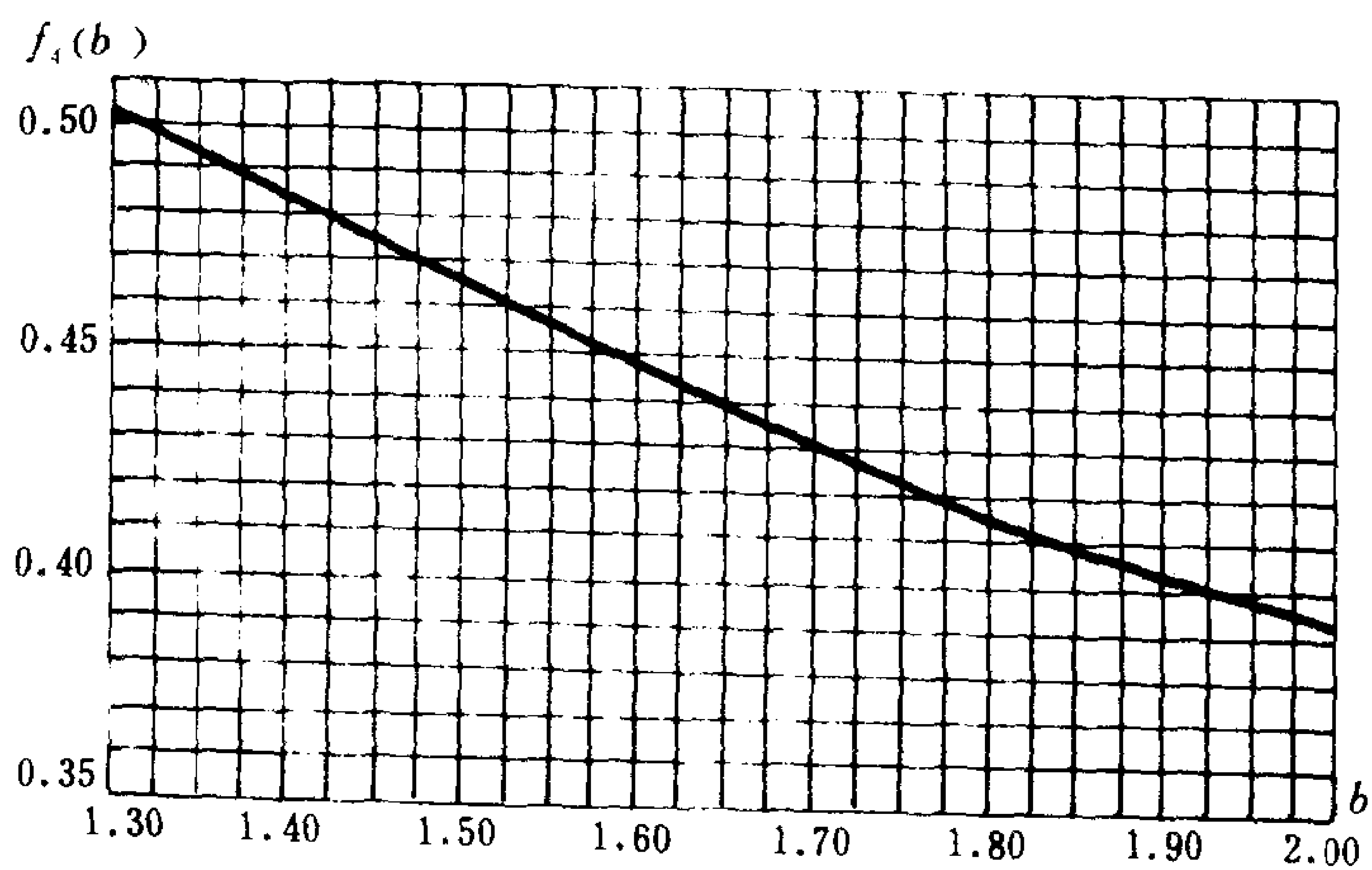


图 4.1.5-57 f_4（b）曲线

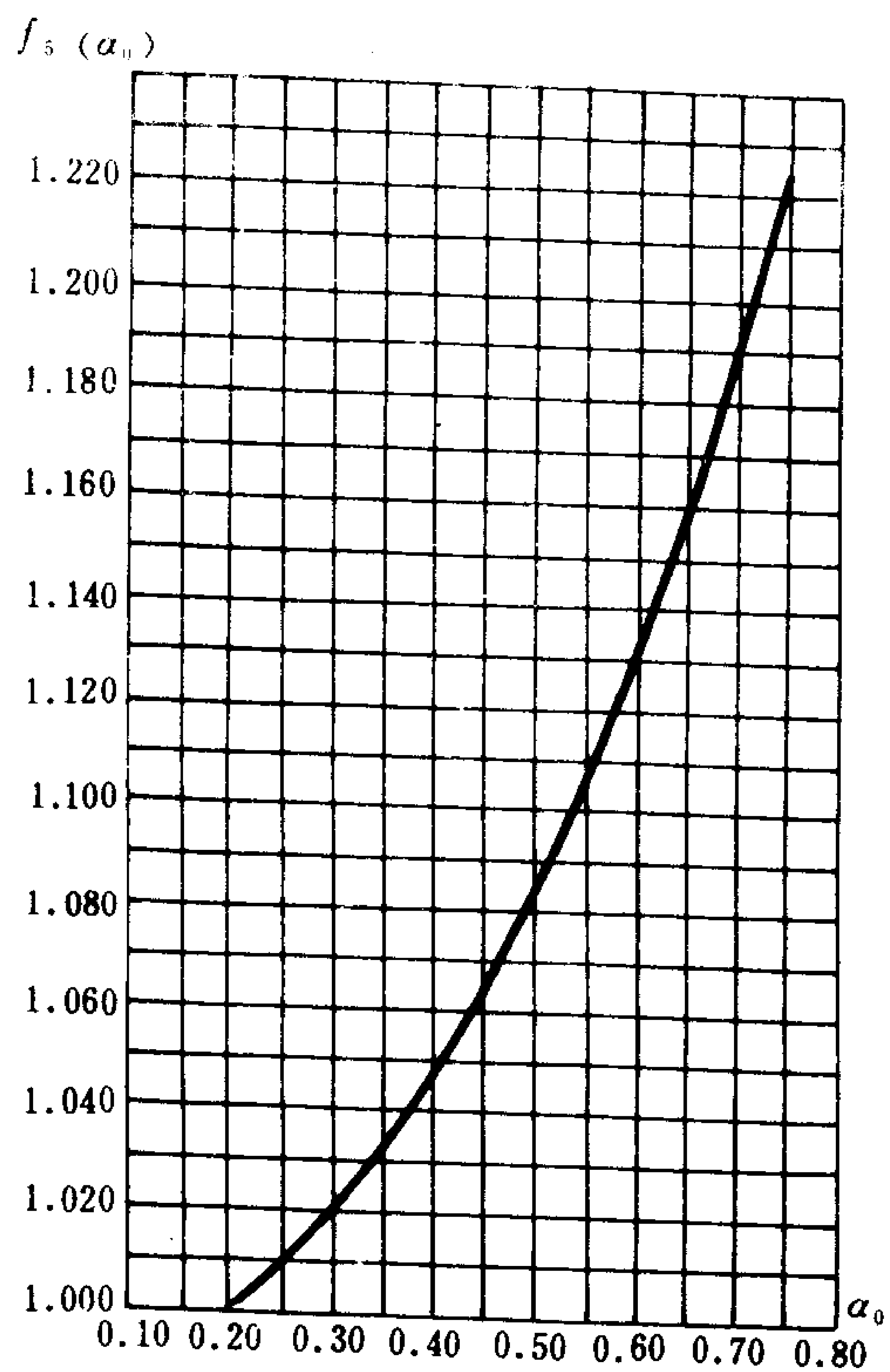


图 4.1.5-58 $f_5(\alpha_0)$ 曲线

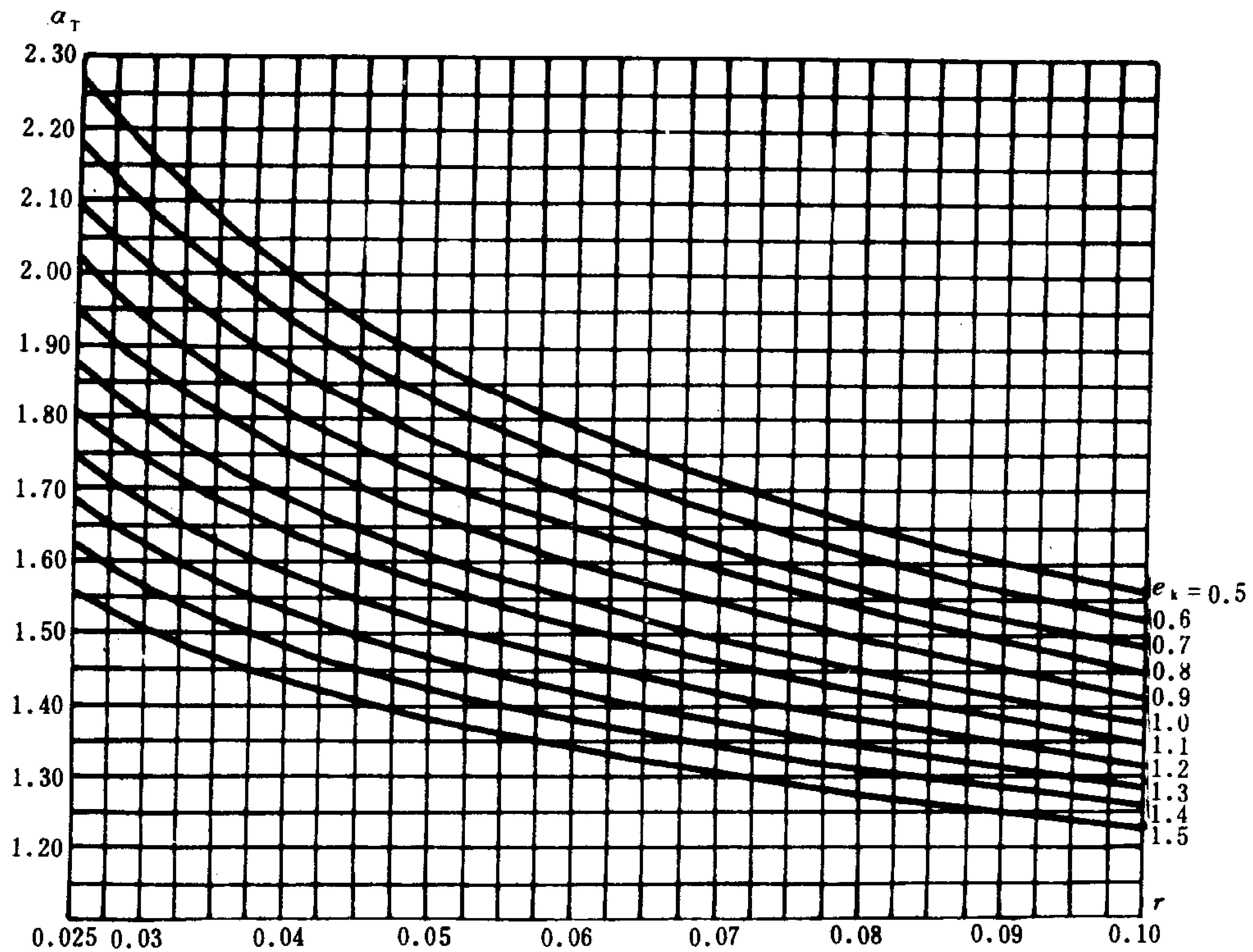


图 4.1.5-59 扭转应力集中系数α_T

$\alpha_0=\dfrac{d_0}{d}$——曲柄销或主轴颈中心孔直径与外径之比，$0\leq\alpha_0\leq0.70$，对套合式曲轴，中心孔径不得大于轴颈外径的0.4倍，

$\delta=\dfrac{\rho}{R}$——圆角凹入部分相对深度，$0\leq\delta\leq0.65$。

规范还规定：按上述式（4.1.5-7）和（4.1.5-8）计算得的曲轴，其扭转振动的附加应力应符合规范的有关规定（参阅该规范扭转振动篇）。

组合式曲轴如采用红套配合时，规范还规定：其径向过盈量应限制在$\delta_{min}\sim\delta_{max}$范围内：

$$\text{最小过盈量}\ \delta_{min}=0.765\times10^{-4}\frac{M_{max}\cdot d_s^2\ (D^2-d_0^2)}{h\ (D^2-d_0^2)\ (d_s^2-d_0^2)},\ \text{mm},\tag{4.1.5-9}$$

$$\text{最大过盈量}\ \delta_{max}=6.83\times10^{-6}\frac{\sigma_s\cdot d_s^2\ (D^2-d_0^2)}{D^2\ (d_s^2-d_0^2)},\ \text{mm},\tag{4.1.5-10}$$

式中：d_s——红套孔直径，mm；

h——红套孔的轴向厚度，应不小于$0.45d$，d为按式（4.1.5-7）或（4.1.5-8）确定的曲轴最小直径，mm；

D——曲臂外圆直径，mm；

d_0——套合轴颈中心孔直径，mm；

σ_s——曲臂材料屈服强度，MPa；

M_{max}——柴油机瞬时最大冲击扭矩，N·mm；$M_{max}=T_{max}\cdot R$，这里T_{max}是柴油机瞬时最大总切向力，N；R是曲柄半径，mm。

为了保证船舶柴油机曲轴的安全可靠，除了应满足规范要求外，在使用及修理中，还务须保持柴油机良好的技术状态。无论是超速、超负荷、负荷分配不均，或主轴承过度磨损、轴系修理安装状态不良等，均可危及曲轴工作的可靠性，应尽力避免。

3.4 曲轴质量检查的技术要求[11]

1）曲轴材料热处理后的硬度

碳钢锻件经正火处理，粗加工后经退火处理，硬度为HB 180～240。合金钢锻件经退火处理，粗加工后经调质处理，硬度为HB 207～286。轴颈表面要求淬硬的合金钢曲轴，表面淬火处理后，硬度在HRC 50以上。球墨铸铁曲轴经正火处理，精加工前作退火处理，硬度为HB 220～290。

2）曲轴的表面状况

曲轴加工表面不允许有裂纹、麻点、凹陷、毛刺及碰伤等缺陷，非加工表面不允许有氧化皮、分层、裂纹、折叠及过烧等缺陷。曲轴轴颈及红套孔的加工表面应经磁力探伤。整体式曲轴轴颈的圆角、油孔及距圆角、油孔5 mm以内均不允许有发纹。其余部分允许有与轴线夹角小于30°的纵向发纹存在，同一轴颈上总数不多于3条，同一截面上不多于2条，其长度不得超过表4.1.5-10之规定。

表4.1.5-10 纵向发纹允许长度 mm

轴颈直径	～200	＞200～250	＞250～350	＞350
发纹长度	＜15	＜20	＜25	＜30

3）曲轴的主要精度及形位公差

（1）主轴颈与曲柄销颈的精度，低速柴油机按h 7 级，中、高速柴油机按h 6 级。

（2）主轴颈对曲轴轴心线的径向跳动，在每个主轴颈两端测取，不得超过表 4.1.5-11 的规定。

表 4.1.5-11　　**主轴颈对曲轴轴心线的径向跳动量**

曲柄销数目	轴颈支承数目	轴颈直径 mm						
		~75	>75~100	>100~150	>150~250	>250~350	>350~500	>500~600
3	1	0.015	0.02	0.025	0.03	0.04		
4	2 ~ 3	0.02	0.025	0.03	0.04	0.05		
5 ~ 8	3 ~ 4	0.025	0.03	0.035	0.05	0.06	0.07	0.08
9 ~12	5 ~ 6			0.040	0.055	0.065	0.075	0.085

注：栏中值系指曲轴在车床上检验时的支承数目。曲轴在平台上检验时的支承数目应比车床上的支承数目各增加 2 个。

（3）主轴颈与曲柄销颈的圆度及圆柱度（公差）不得超过表 4.1.5-12 的规定。

表 4.1.5-12　　**主轴颈与曲柄销的圆度和圆柱度**　　mm

类别＼直径	~75	>75~100	>100~150	>150~250	>250~350	>350~500	>500~600
主轴颈	0.01	0.015	0.02	0.025	0.03	0.04	0.05
曲柄销颈	0.01	0.02	0.025	0.03	0.04	0.05	0.06

（4）曲柄销颈轴心线与主轴颈轴心线的平行度，在 0°、90°、180°、270°四个位置测量，每 100 mm长不大于 0.01 mm。

4）曲轴主要表面的粗糙度主轴颈及曲柄销，低速柴油机不大于$\overset{0.8}{\nabla}$，中、高速柴油机不大于$\overset{0.4}{\nabla}$。油孔孔口及轴颈过渡圆角处不大于$\overset{0.8}{\nabla}$。

3.5 营运中曲轴技术状态的检查

3.5.1 磨损特征

曲轴经长期运行后，其主轴颈常磨成椭圆形及锥形。此外，多缸机曲轴各主轴颈表面的磨损量也各不相同，因此各轴颈的实际中心线也就与曲轴的轴心线产生偏离。

曲柄销的磨损比主轴颈还严重。在四冲程柴油机中，曲柄销内侧（靠近曲轴中心线的一侧）的磨损量常比外侧（远离曲轴中心线的一侧）的磨损量为大。在二冲程发动机中则相反，曲柄销外侧较内侧磨损严重。

应定期检查并测量主轴颈和曲柄销的磨损情况，做好记录。

3.5.2 曲轴臂距差测量和主轴承对中检查

主轴颈不均匀磨损引起的主轴颈中心线相对于曲轴轴心线的偏移，各主轴承的不均匀磨损以及机座和船体的变形等，都会使曲轴的轴线失中，从而引起主轴承发热等故障，并导致曲轴工作时附加应力的增大。当轴心线失中严重时，附加弯曲应力可以达到相当大的数值。例如，对轴颈直径为 200~250 mm的多缸机曲轴，用连续梁法计算其弯曲应力表明：当第二主轴承下降 0.1 mm时，第一曲拐曲柄销圆角处的弯曲应力幅值增加 15~30 MPa，对中间曲拐，当主轴承下降 0.1 mm时，紧挨着下降主轴承的曲柄销圆角处的弯曲应力幅值增加 30~50 MPa[10]。

曲轴损伤事故的统计也表明，由曲轴轴线失中而造成的弯曲疲劳破坏占了很大比例。

为了知道曲轴轴线的失中程度，应定期检查测量曲轴的臂距差。臂距差的测量及检查方法见本篇第 12 章。

曲轴臂距差应调整至柴油机说明书中所规定之标准值。无说明书数据时，可参照我国船检局的有关规定，也可参照交通部的有关部标准。

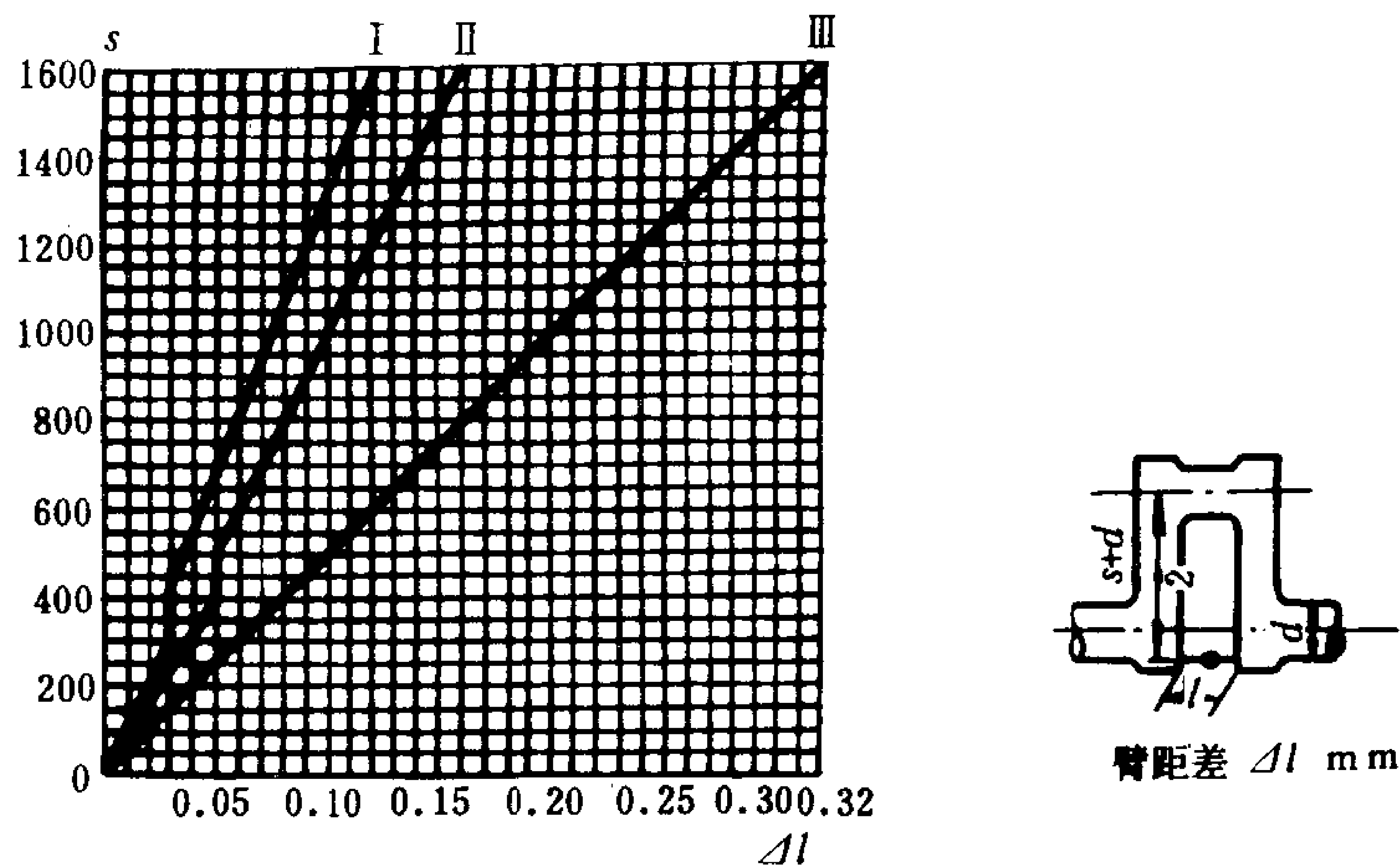


图 4.1.5-60 曲轴臂距差标准

（1）图中I、II、III所示为曲轴臂距差在修理安装时的标准。

在I线左方表示在车床或平台上的最佳值。

在I、II线之间表示安装情况优良值。

在II、III线之间表示营运期间合格值。

（2）图中III线为船舶在营运期间，曲轴臂距差的最大容许极限值。

我国船舶检验局《营运船舶检验规程》中，关于营运船舶内燃机曲轴臂距差的许可范围规定为：新造或修理后的柴油机，臂距差一般不超过 $0.00010 \times S$。对于活塞冲程小于 400 mm者可适当放宽为 $(0.000125 \sim 0.00025) \times S$；最大极限为 $0.0003 \times S$，式中S为活塞行程。

《长江水系钢船建造规范》中规定：对于活塞冲程S在 200 mm以上的柴油机，应测定曲轴的臂距差，当活塞、连杆和飞轮装妥后，其臂距差每 1 m活塞行程应不大于 0.12 mm。此规定适用于车间和装船的要求。

交通部部标准JT 4055—77 对曲轴臂距差① 所规定的标准如图 4.1.5-60 所示。它规定：曲轴装妥及轴系连接后，在 0°、90°、180°、270°四个位置测量的曲轴臂距差，应符合图中II线左方的数值。对于活塞行程≤400 mm者，II线左方的数值为每 1 m活塞行程不大于 0.125 mm。对于大重量飞轮且属挠性连接的法兰，当飞轮装妥后，近飞轮端的第一道曲柄臂距差可放宽为每 1 m活塞冲程不大于 0.175 mm。

3.5.3 主轴颈下沉量的测量

在测量了臂距差并绘出了曲轴轴线失中状态曲线后，再配合以测量主轴颈下沉量，便可判断轴线失中是由于主轴承磨损还是其它原因所造成，以便确定消除臂距差应采取的措施。若是主轴承磨损，则应修刮或换新轴承，若是船舶配载不当则改变配载，若是机座变形，则应检查底脚螺栓、机座与船体基座间的垫块是否松脱，必要时重新调整。

主轴颈下沉量的测量方法见本篇第 12 章。

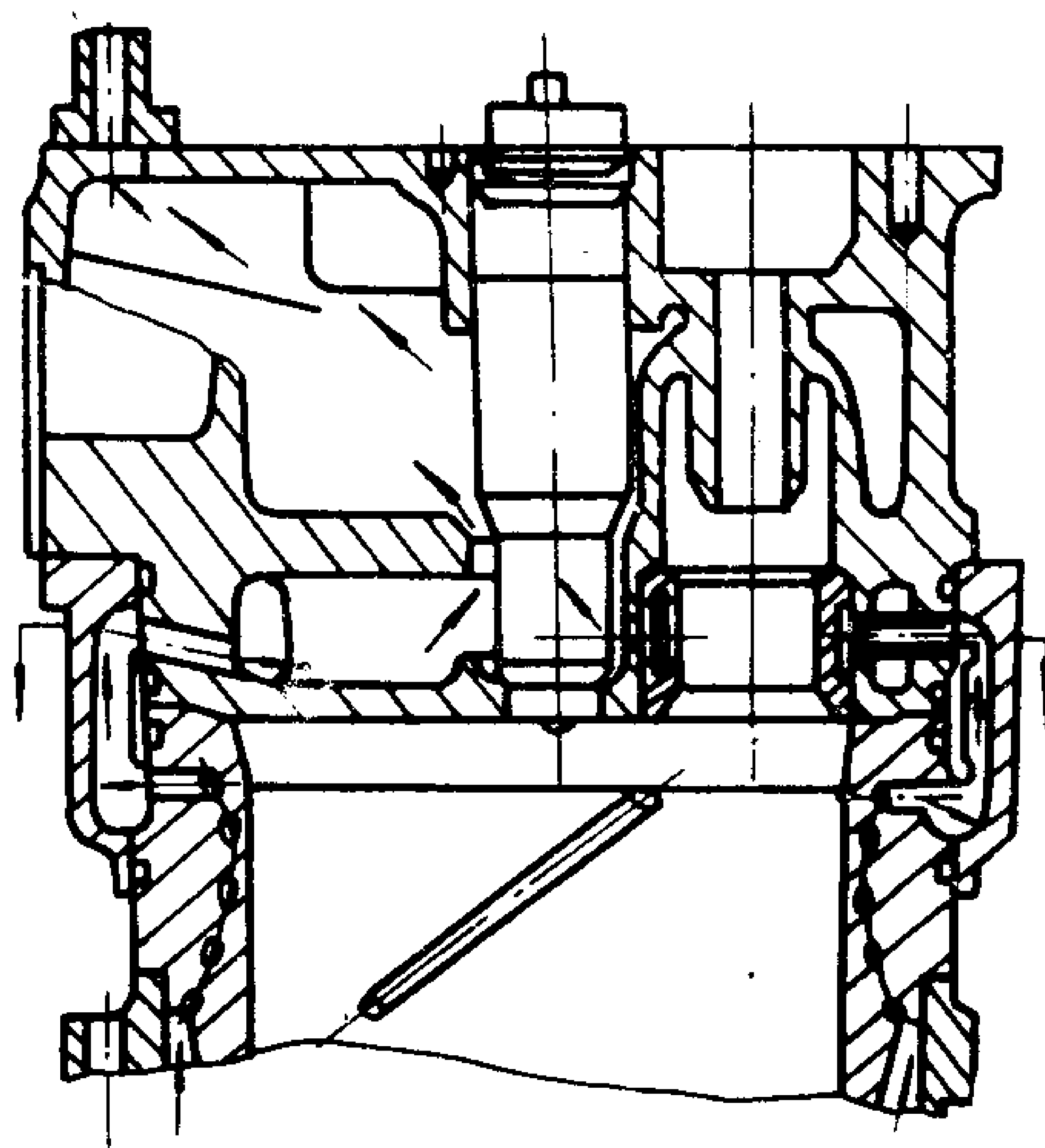
4 气缸盖

气缸盖除了封闭气缸组成燃烧室外，还被用来安装喷油器、起动阀、示功安全阀；在采用气阀配气机构的柴油机中，还要布置进、排气道，安装进、排气阀及其驱动机构；在采用

① 曲轴臂距差的测量点应为距曲柄销轴心线的$\frac{S-d}{2}$（S为活塞行程；d为主轴颈直径）处。若不在规定的测量点，则必须加以换算。

分隔式燃烧室的柴油机中还需设置副燃烧室。它是柴油机中结构最复杂的部件之一。

气缸盖的工作条件非常苛刻。它要承受安装应力和由缸内周期变化的气体压力所产生的高频脉动机械应力；气缸盖底板还要受到高温燃烧气体的剧烈加热和腐蚀，以及由壁面温差所产生的热应力。当柴油机的工况大幅度变化或频繁"起动—运转—停车"时，热应力将随工况发生低频循环变化。



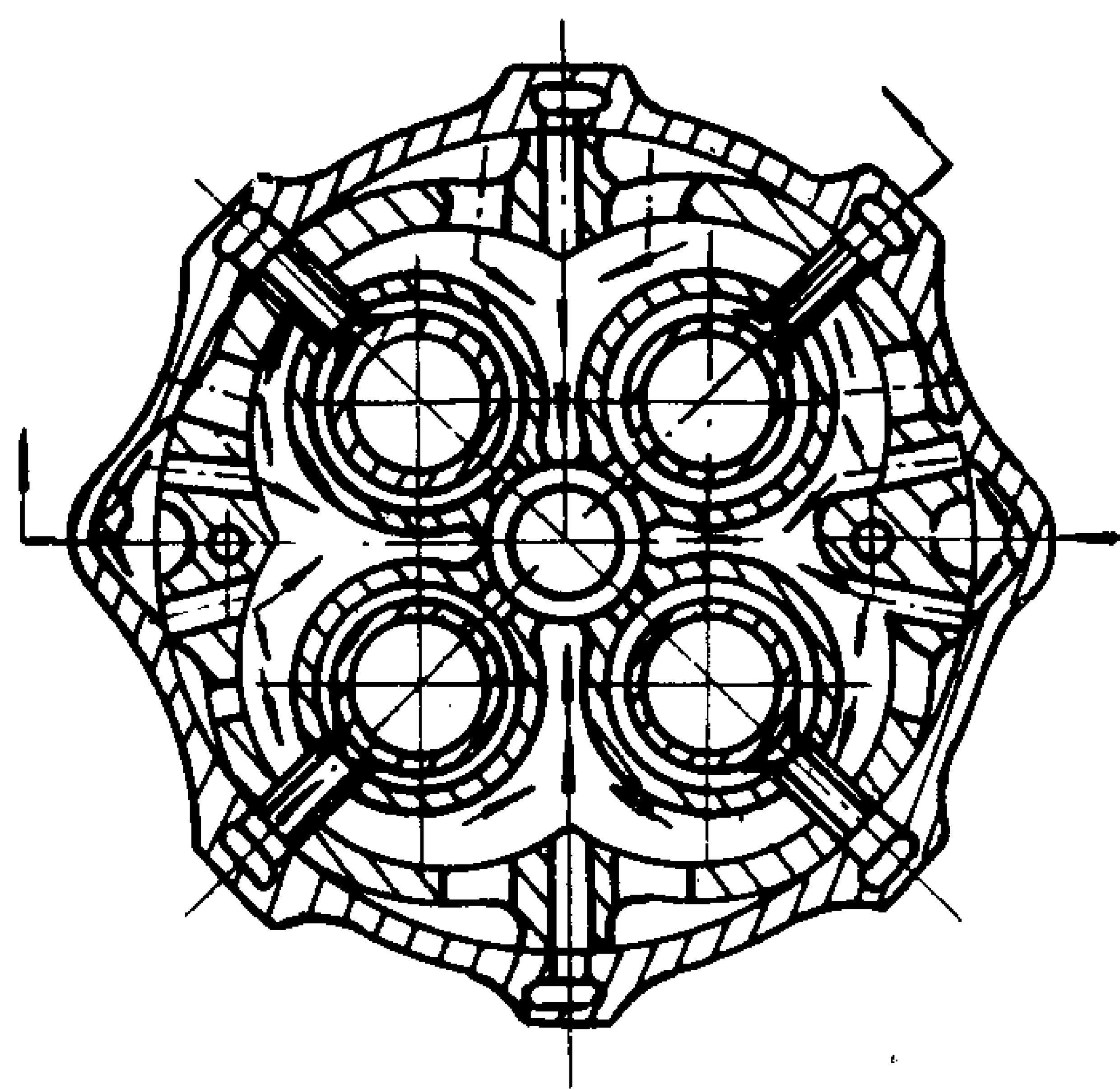


图 4.1.5-61　SULZER Z 40 型柴油机气缸盖

4.1　气缸盖的结构和材料

4.1.1　气缸盖的结构

船舶柴油机大多采用单体式气缸盖。单体式气缸盖按其结构特点，可分为以下几种：

1）双层底式气缸盖

图 4.1.5-61 所示为 SULZER-Z 40 型柴油机单体式铸铁气缸盖，是典型的"薄壁强背"双层底式结构。它的底板很薄，其厚度δ与缸径d之比$\delta/d=0.0375$。用中隔板将冷却水腔分隔成上、下两部分，使冷却水首先流入狭窄的下水腔，并以较高的流速从四周涌向中央，以加强对底板（尤其是热负荷较高的中央部分）的冷却，从而降低了底板的温度和热应力。利用较厚的中隔板并通过气道壁对底板支撑等结构措施形成刚强的"背部"。这种用薄的底板承受热负荷、用刚强的"背部"结构承受机械负荷来提高气缸盖的综合承载能力的方法，已被强化柴油机所广泛采用。

图 4.1.5-62 是PIELSTICK PC 2-5 型柴油机的"薄壁强背"双层底式铸铁气缸盖。气缸盖的底板厚度δ与缸径d之比$\delta/d=0.07$，气缸盖的高度h与缸径之比$h/d=0.69$。中隔板将冷却水腔分隔为两部分，使下水腔高度只占整个水腔高度的 36%。冷却水从进气道下方引入，在导流板的控制下以较高的流速沿图示的（A-A剖视图）流动路线流过各"鼻梁区"狭小的通道后，由中隔板上的出水孔（在排气阀孔两侧）流入上部水腔，最后经排气阀箱由排气道侧的出水孔排出。在各块导流板上均钻有ϕ 8 的泄水孔，借以消除水流的呆滞区，中隔板上钻有ϕ 8 的除气孔，以免形成气囊引起过热。

2）组合式气缸盖

图 4.1.5-63 所示为SULZER RND型柴油机气缸盖，它由内、外缸盖组成。外缸盖由铸钢制造，内缸盖则用球墨铸铁制造。它们的底板较薄，顶板和圆柱形侧壁则较厚；使其所受脉动机械应力处于较低水平。内、外缸盖通过其各自的顶板外侧凸缘，用螺栓分别均匀压紧

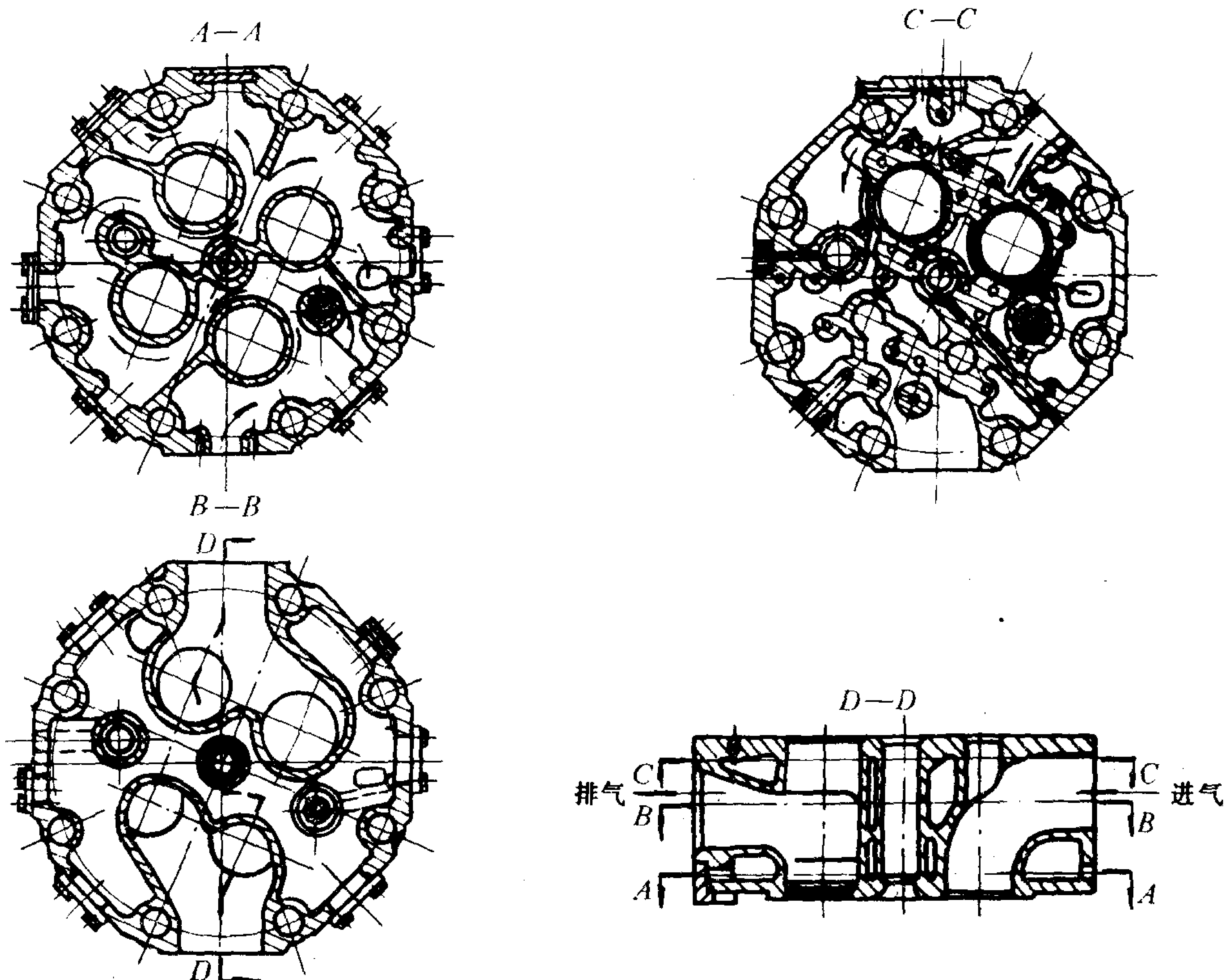
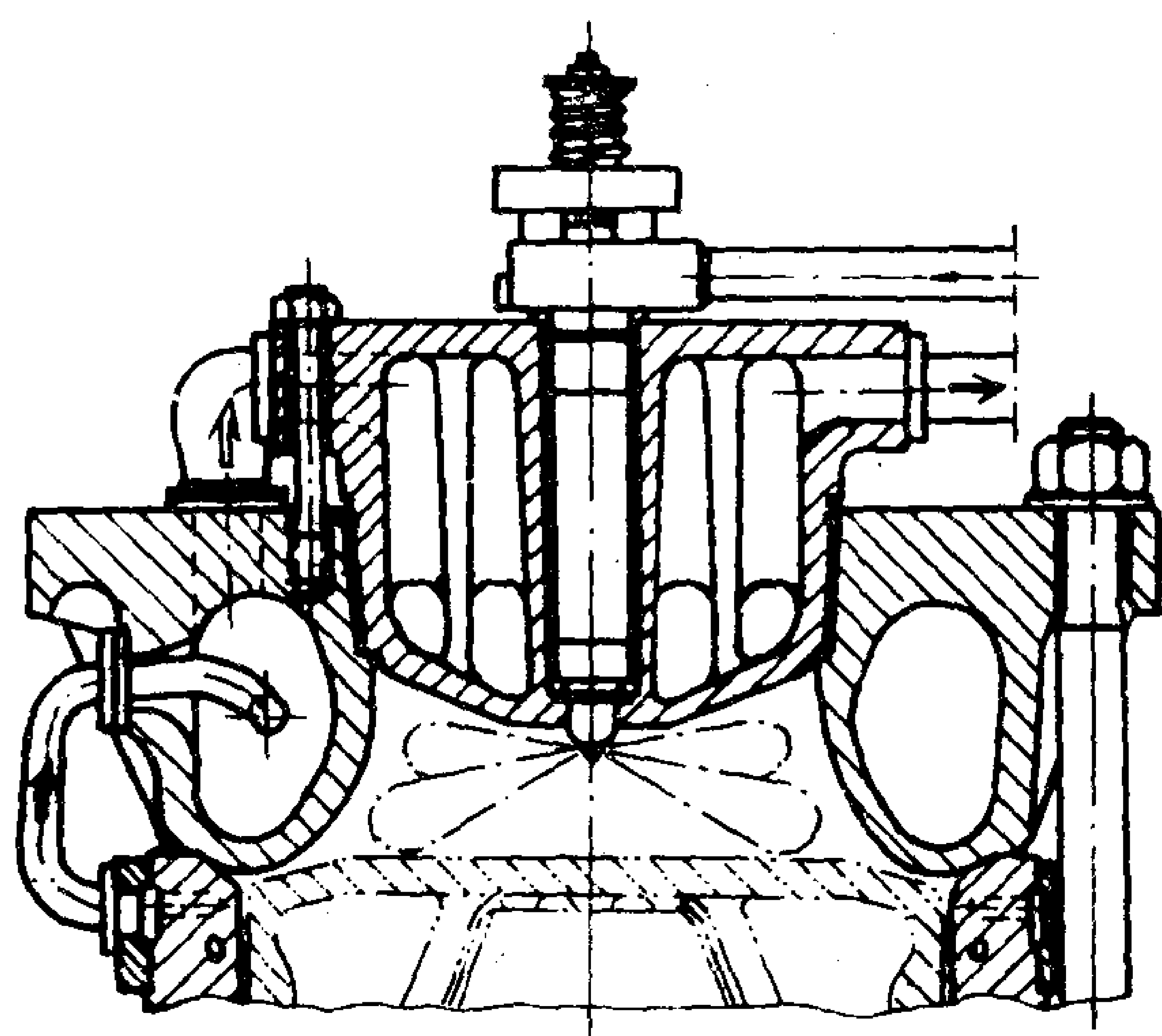


图 4.1.5-62 PC 2-5 型柴油机气缸盖


图 4.1.5-63 SULZER RND型柴油机气缸盖

于外缸盖和气缸套上。冷却水首先按切向引入外缸盖，再经外接水管引至内缸盖，沿环形通道加强对喷油器和各阀孔处的冷却后，由顶部排出。

MAN KSZ-B/BL型柴油机气缸盖如图 4.1.5-64 a）所示，气缸盖由上、下两层组成。锻钢下盖高度小，底板薄，对热膨胀的约束和所受热应力均小。铸铁上盖内设辐射状筋板，它通过环形加强筋支撑气缸盖下层，使整个气缸盖仍具有足够的轴向刚度。气缸盖底面内凹，呈“帽式”结构，使气缸套上部凸缘和密封垫片的热负荷得以减轻。冷却水由气缸盖下层外侧引入，沿环形通道流向中央后排出。喷油器直接安装在气缸盖下层，避免了喷油器与气缸盖由于热膨胀不同而产生附加应

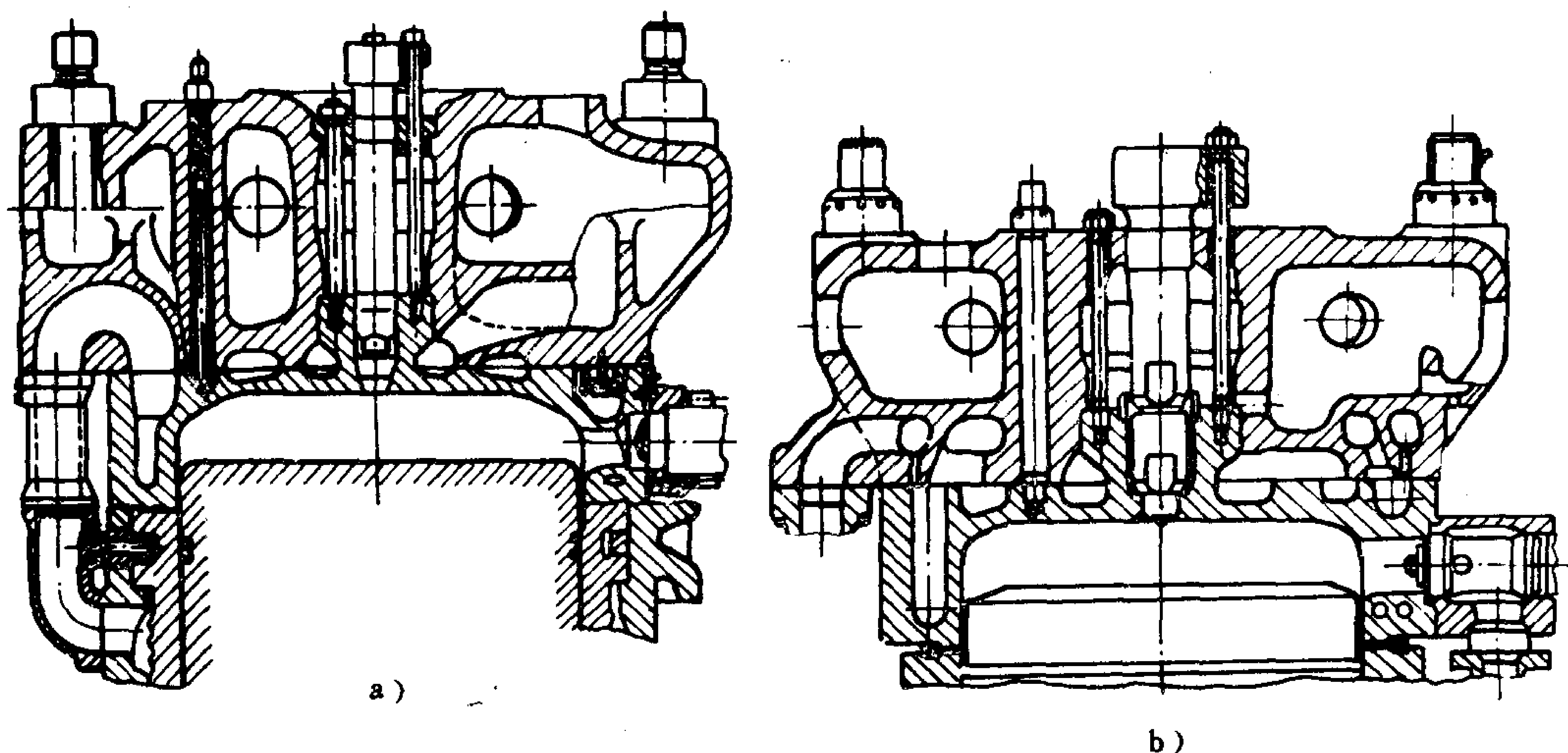


图 4.1.5-64 MAN KSZ型柴油机气缸盖

a)KSZ-B/BL型；b)KSZ-C/CL型

力。

KSZ-C/CL型气缸盖的下层外围钻有许多盲孔（图 4.1.5-64 b)），冷却水通过喷嘴向盲孔高速喷射，借以加强冷却效果（称蜂窝喷射冷却）。

3）钻孔冷却式气缸盖

图 4.1.5-65 是SULZER RND 90 M型柴油机钻孔冷却式气缸盖。气缸盖本体为-刚性强的厚实金属体，承受高机械负荷。在靠近燃烧室壁面处钻有许多冷却水孔，冷却水流经气缸盖下部的径向水孔以及靠近燃烧室受热表面的水孔，由喷油器周围排出。这样，使热流被限制在燃烧室壁面与冷却水孔之间狭窄的区域使燃烧室壁面温度低并有较均匀的温度场。

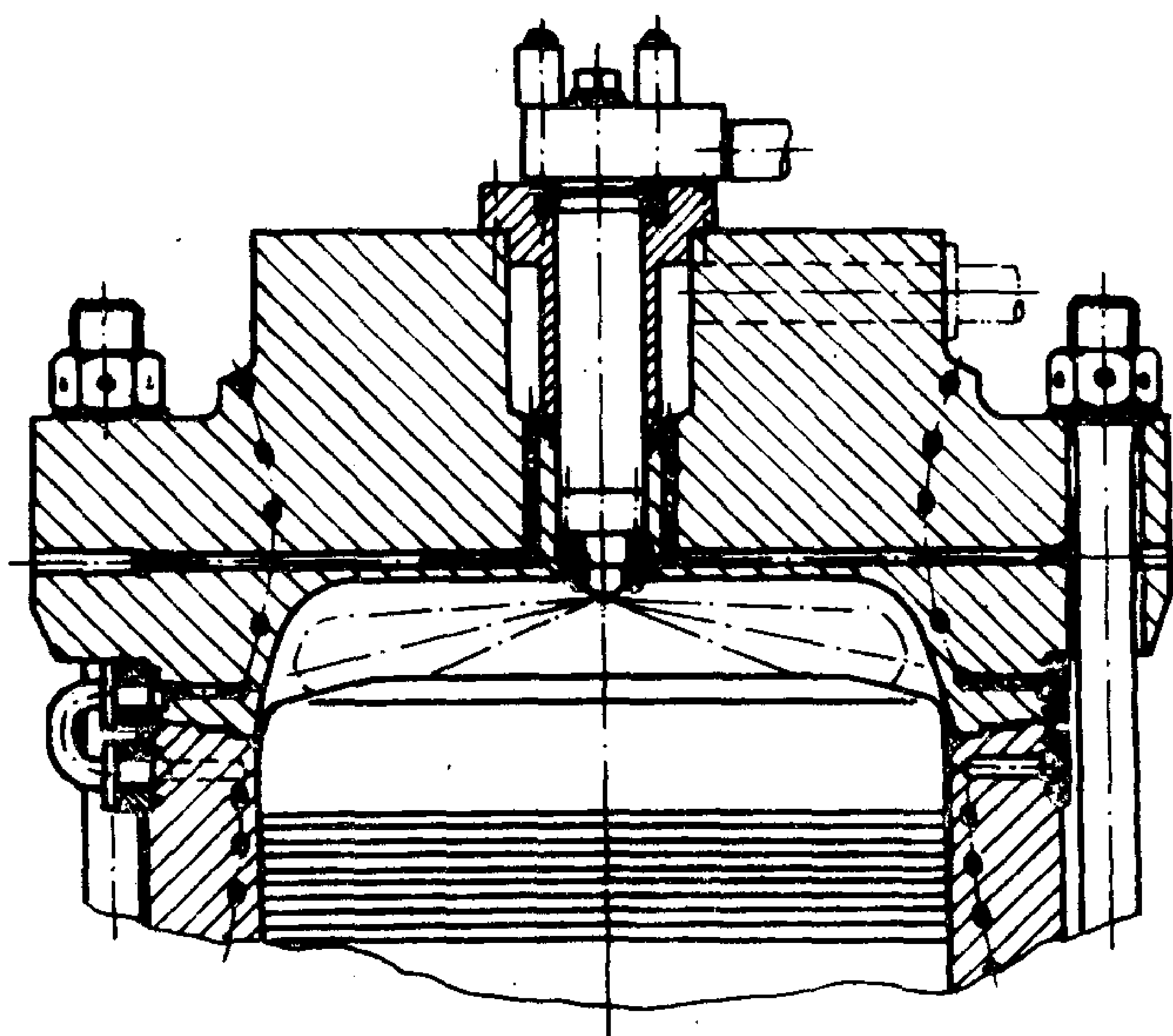


图 4.1.5-65 SULZER RND 90 M型柴油机气缸盖

在四冲程强化柴油机中，也有采用灰铸铁钻孔冷却式气缸盖的。

4.1.2 常用材料

气缸盖的常用材料有灰铸铁（HT 20-40、HT 25-47、HT 30-54 等）和相当于上述牌号的合金铸铁(添加铜、铬、钼或镍等合金元素)、球墨铸铁（QT 60-2、QT 70-3 等）、铸钢ZG 30 M_0、ZG 30 CrMo等）

或锻钢（25、15 CrMoA等）。

灰铸铁气缸盖的长期使用极限温度为300～350℃[14]；合金铸铁具有较高的高温抗拉强度和蠕变强度，其长期使用极限温度可达400℃。缸径超过400 mm的气缸盖，常采用具有较高疲劳强度和抗冲击性能的球墨铸铁、耐热铸钢或锻钢．后者的长期使用极限温度可达400～450℃。

"蠕虫石墨"铸铁的机械性能介于片状石墨和球状石墨之间，其导热性能优于后者，也可作为强化柴油机的气缸盖材料。

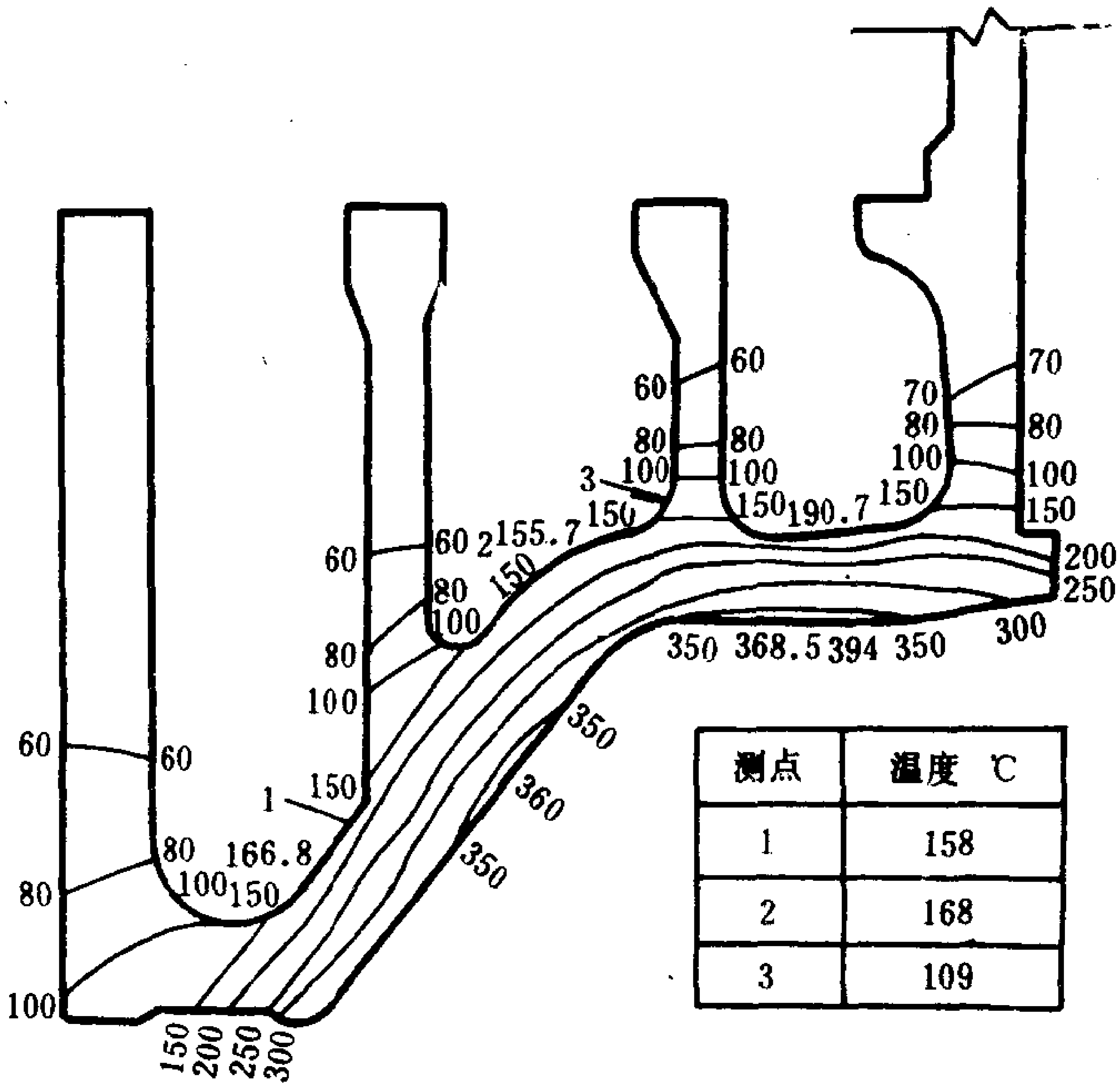


图 4.1.5-66　温度场计算结果

4.2　气缸盖的工作应力、温度和可靠性

气缸盖承受安装应力、高频脉动机械应力和热应力的共同作用，其应力型式如图 4.1.5-12 所示。

表 4.1.5-13　　测点 1 的应力值MPa[14]

最高爆发压力	计算值		实测值	
	平均应力	应力幅	平均应力	应力幅
7.2	4.33	0.98		
6.8			3.56	0.77
7.35			4.42	0.82

气缸盖的工作可靠性主要取决于所受的综合应力和受热面的工作温度。通过计算或实测气缸盖的温度场和应力，结合所用材料的允许使用极限温度和高温疲劳极限图，可以判断该气缸盖的结构合理性及其工作可靠性。

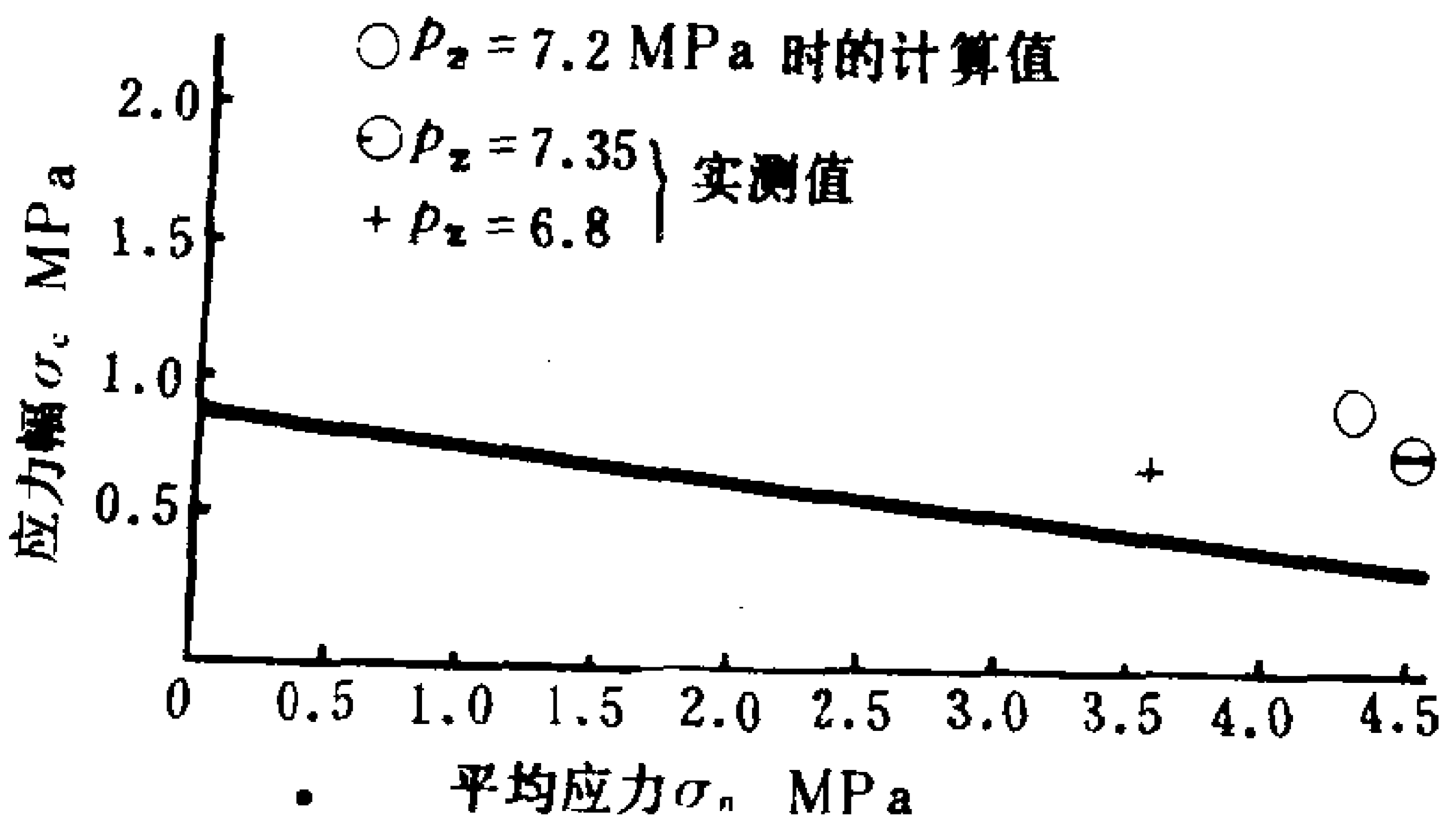


图 4.1.5-67　疲劳极限图

图 4.1.5-66 是计算所得的 6 ESDZ 76/160 型柴油机气缸盖的温度场，图中附有实测点的温度值。测点 1 是该气缸盖产生疲劳裂纹的部位，所计算和实测的应力值如表 4.1.5-13 所示，把这些数值绘在疲劳极限图（图 4.1.5-67）上，可知其工作应力级已处于危

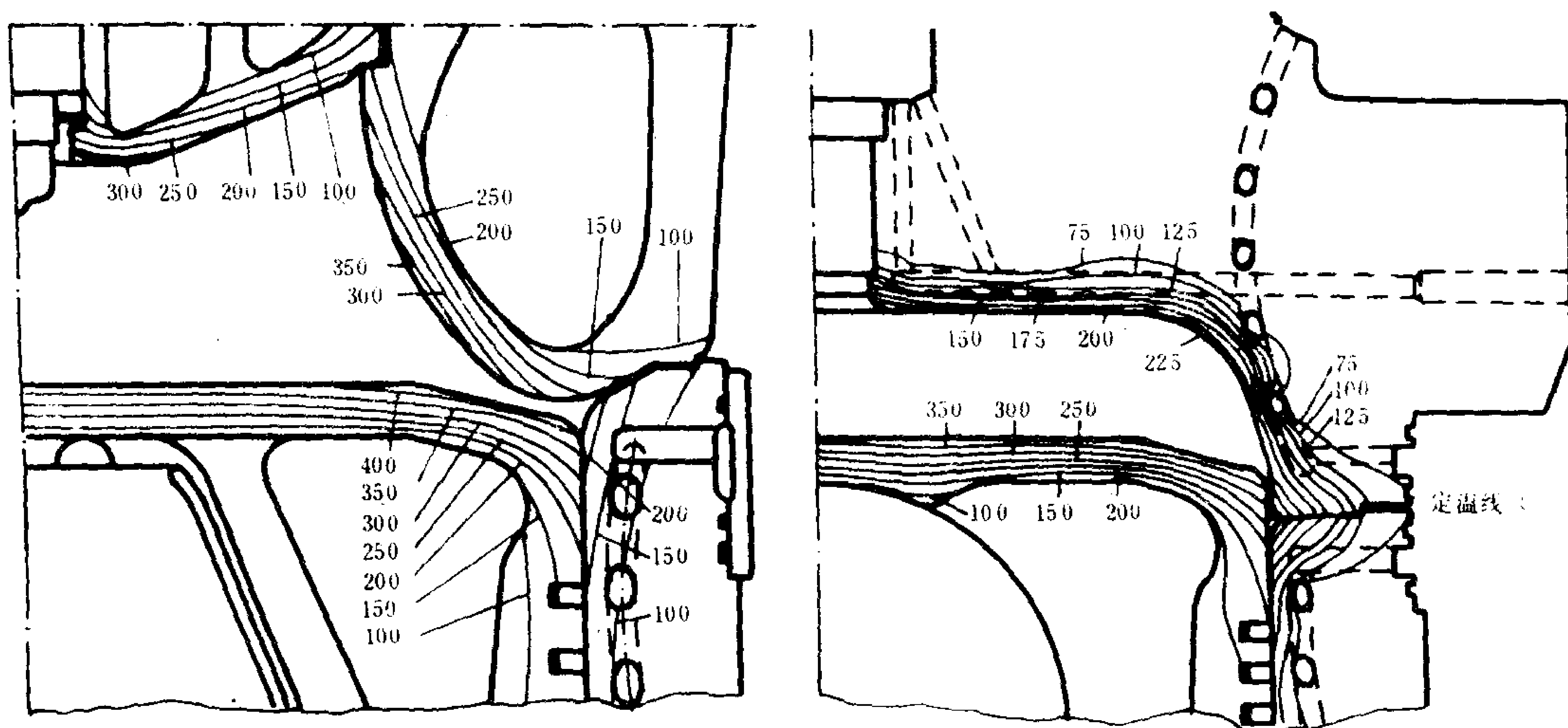


图 4.1.5-68　RND 90 和RND 90 M型柴油机燃烧室部件温度场

险区。

图 4.1.5-68 是SULZER RND 90 型和RND 90 M型柴油机在同一工况（$n=122$ r/min，$P_{em}=1.3$ MPa）下燃烧室部件的温度场。由图可见，后者气缸盖的温度分布较均匀，而且温度峰值也比前者约低 125℃。图 4.1.5-69 是这两种气缸盖所受应力的比较。尽管RND-M型的强化系数比 RND 型提高了15%，最高爆发压力增加了 10%，但各相应点的应力却反而降低，尤其是热应力竟减少了一半以上。由图 4.1.5-70 也可看出，SULZER ZA 40 型钻孔冷却式气缸盖与其早期的Z 40 型“薄壁强背”双层底式气缸盖相比，在强化系数增加 9 %、最高爆发压力增加 13.6%的情况下，气缸盖底板的变形量Z减少了 2 / 3，工作温度也下降了约

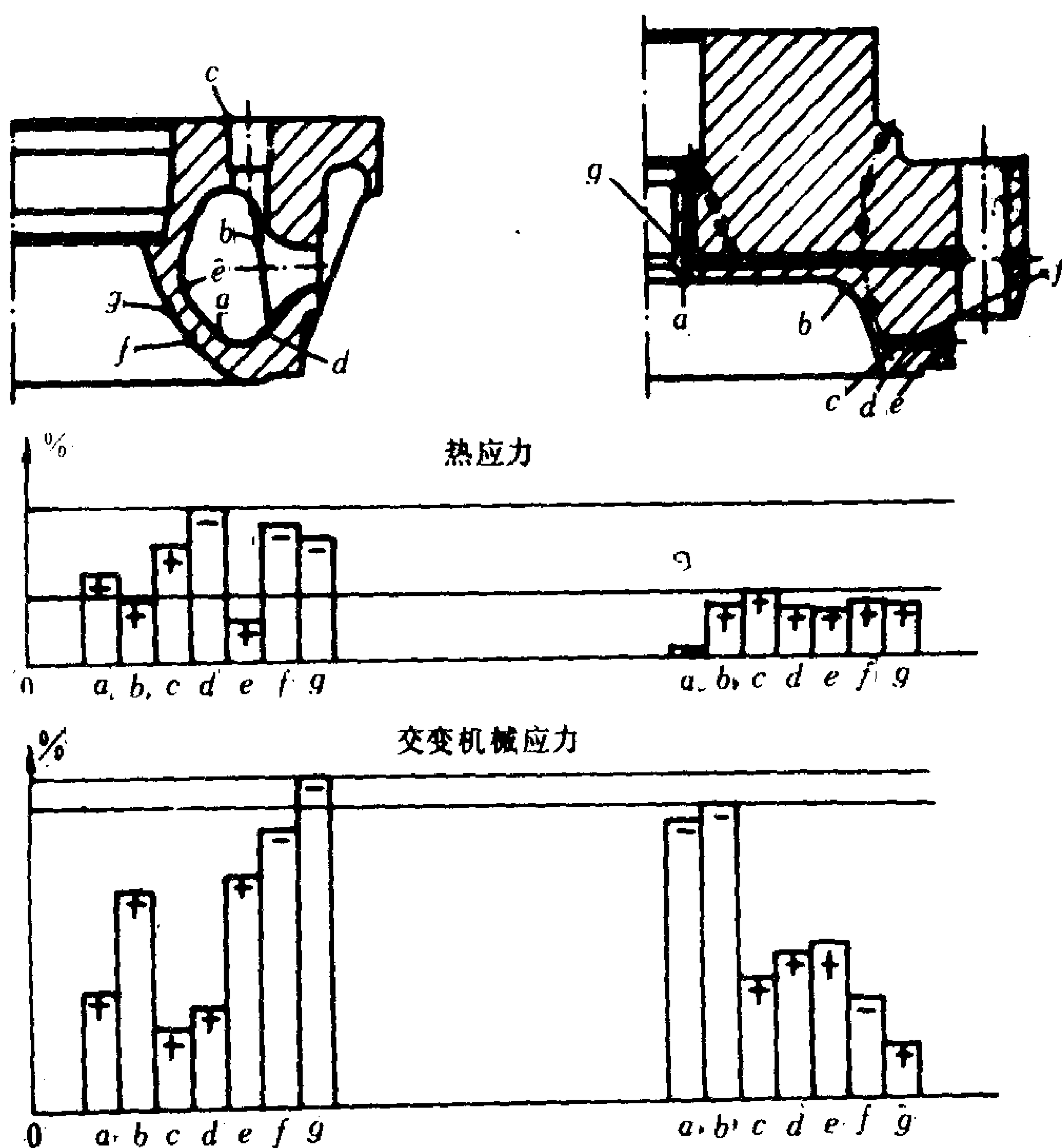


图 4.1.5-69　RND 90 和RND 90 M型柴油机气缸盖的应力比较

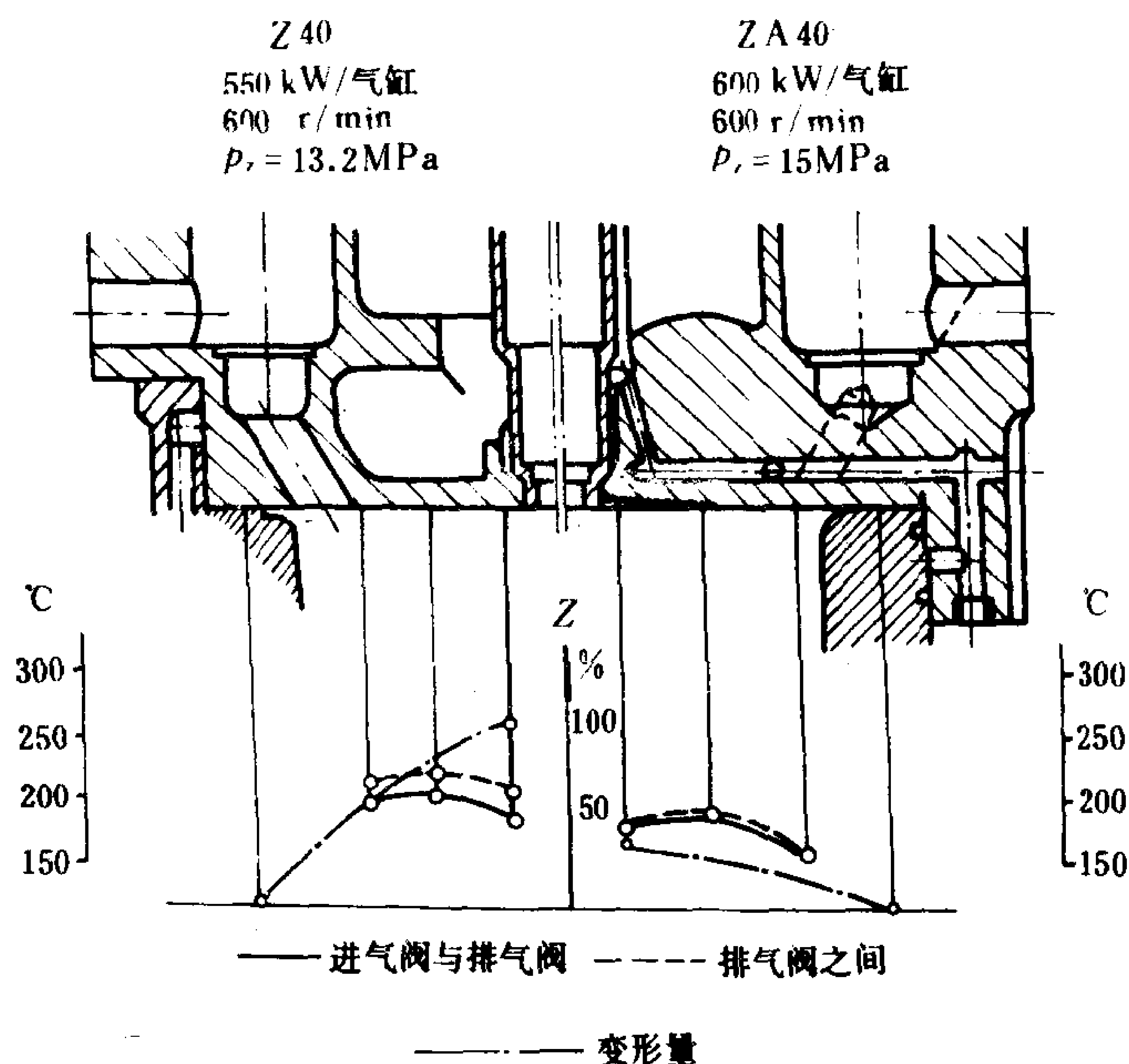


图 4.1.5-70 ZA 40 和 Z 40 型柴油机气缸盖底板的变形量和进、排气阀之间的温度分布[15]

45℃，且底板的温度分布非常均匀，仅在 160～185℃之间。

4.3 气缸盖常见损坏形式及其预防措施

4.3.1 气缸盖常见损坏形式

气缸盖在极为苛刻的条件下工作，其底板受热面“鼻梁区”或内侧表面可能产生裂纹及腐蚀型式的损坏，引起这种损坏的原因如下：

1）热疲劳

在底板受热面“鼻梁区”产生热疲劳裂纹是四冲程柴油机气缸盖较为常见的损坏型式，如图 4.1.5-71 所示。产生热疲劳裂纹是由于受热面的温度超过材料的使用极限而发生蠕变，引起塑性变形。当气缸盖在冷热交替情况下工作时，受热面的收缩因塑性变形而受阻，从而产生残余拉伸应力。受热面温度超过使用极限温度越多，运行时间越长，残余拉伸应力就越

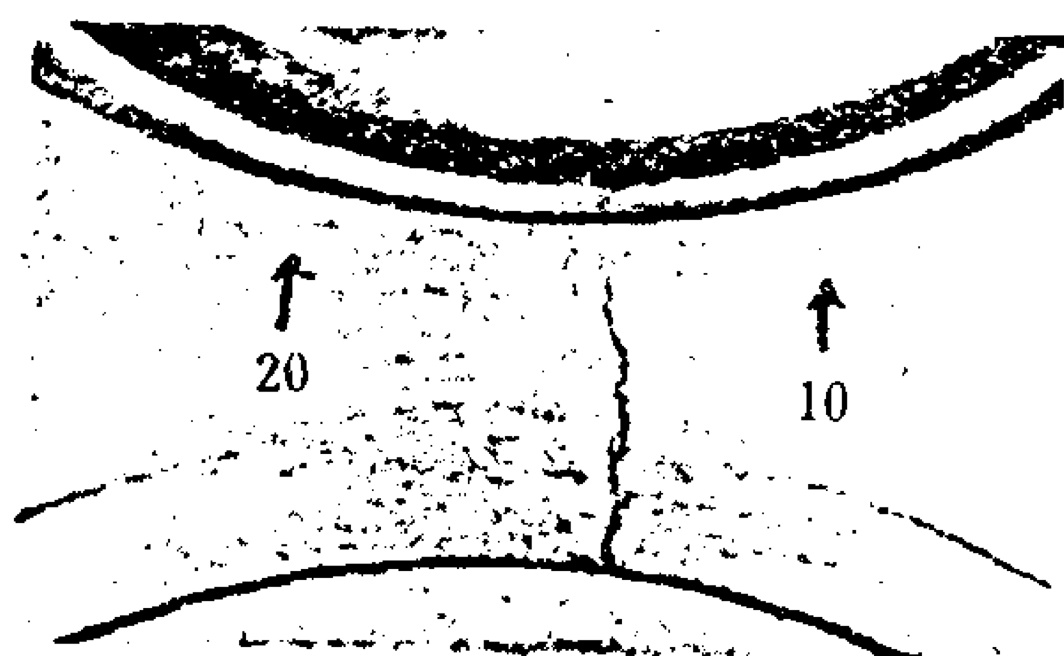


图 4.1.5-71 热疲劳裂纹

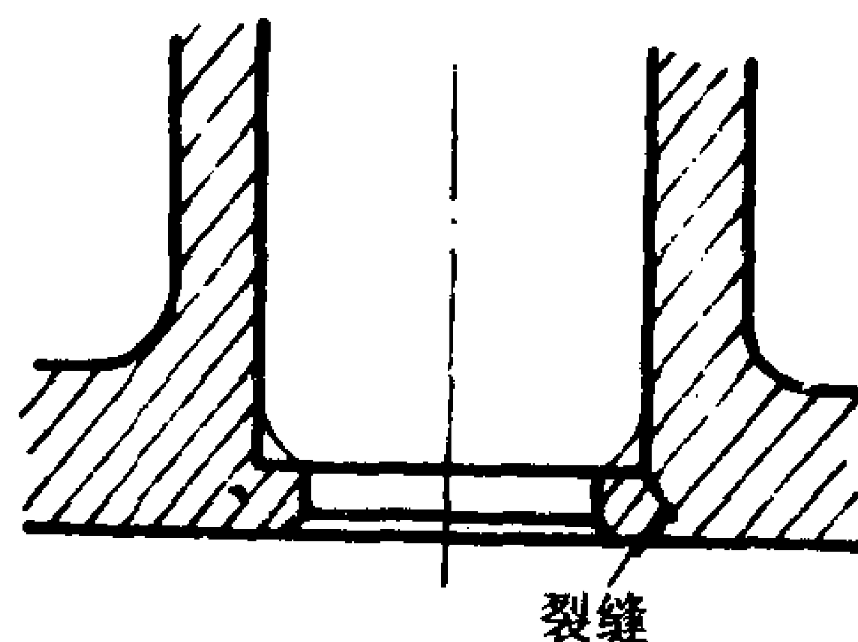


图 4.1.5-72 机械疲劳损坏

大，终因应力的反复交变而出现疲劳裂纹。严重时可能经过一次冷热循环便出现裂纹。因此，热疲劳是取决于“冷热”循环次数的低循环疲劳。

2）机械疲劳

图 4.1.5-72 所示为机械疲劳损坏的实例[3]。气缸盖底板在缸内气体压力作用下发生周期性弯曲变形，其最大拉伸应力发生于底板的内侧表面，阀孔尖角处应力集中严重，再叠加上热应力（底板内侧表面所受热应力也为拉伸应力）的作用，于是机械疲劳裂纹以此尖角为起点，沿阀孔周围逐渐向受热面扩展而裂穿。机械疲劳损坏是与发动机的累计转数有关，称高循环疲劳。

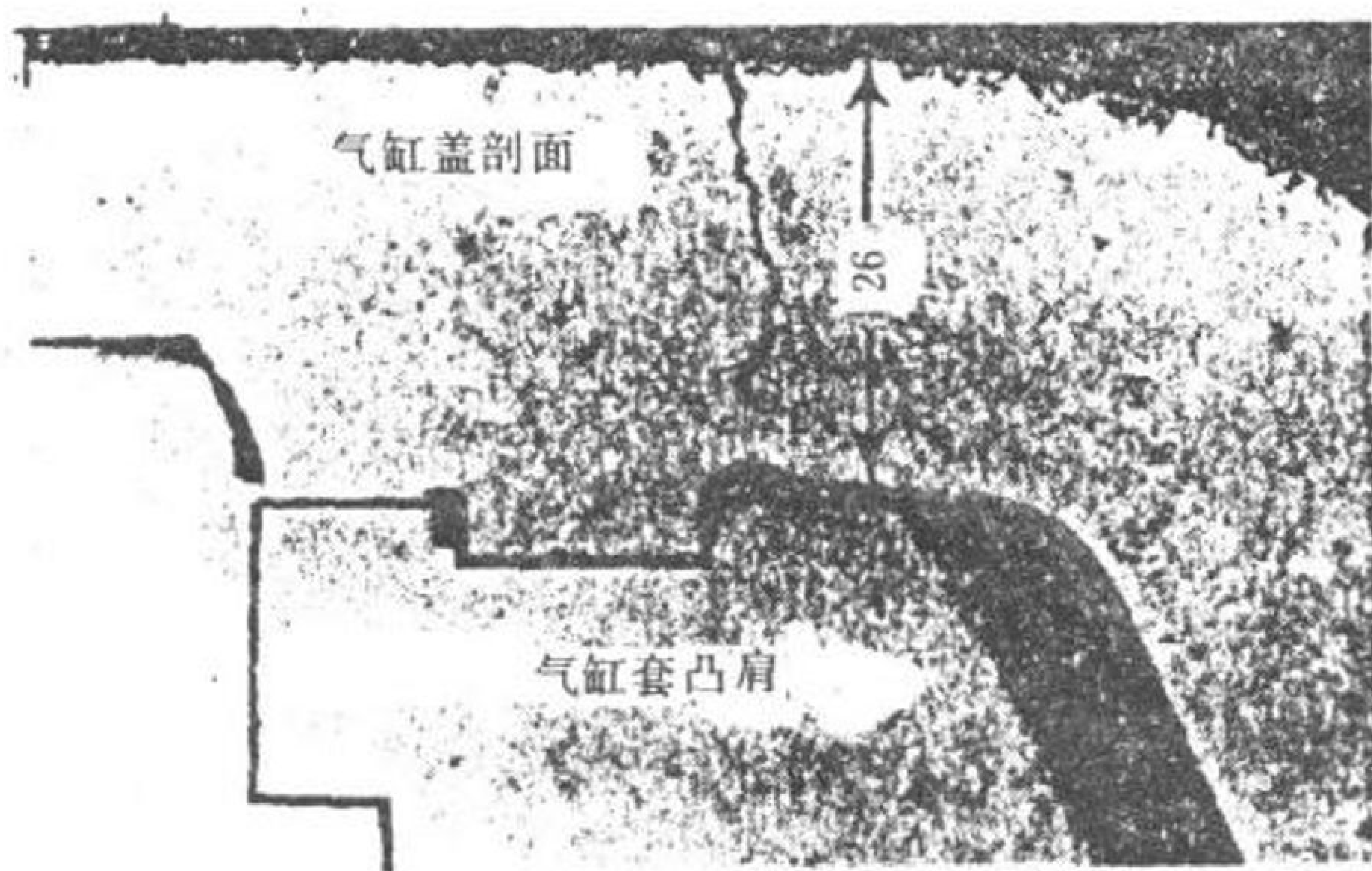


图 4.1.5-73　腐蚀疲劳损坏

MAN KSZ型和SULZER RD型柴油机气缸盖所发生的疲劳损坏，大多在底板冷却水侧，均属机械疲劳损坏。

3）腐蚀疲劳

图 4.1.5-73 所示为二冲程柴油机铸钢气缸盖在密封凸缘处冷却水侧发生腐蚀疲劳裂纹的实例[3]。冷却水中含有的各种酸根离子和溶解氧将对金属发生电化学腐蚀和氧化，金属晶界是首先被腐蚀和氧化的部位。这将导致被腐蚀的表面变得粗糙并产生应力集中，使材料的疲劳强度显著下降。又由于该气缸盖与气缸套的圆锥部分配合不良，以及气缸盖螺栓的过分紧固，在柴油机运转时，使密封凸缘冷却水侧产生较大的脉动机械应力。在腐蚀和较大的脉动机械应力共同作用下，从冷却水侧开始发生腐蚀疲劳裂纹。


图 4.1.5-74　低温腐蚀

4）低温腐蚀

图 4.1.5-74 是二冲程发动机的气缸盖和喷油器表面因温度过低而受低温腐蚀的实例[3]。

4.3.2　气缸盖裂纹的检验

气缸盖裂纹可以采用渗透探伤或水压试验等方法检验。在柴油机运转中，也可根据以下现象来判断气缸盖是否产生裂纹。

1）开车前冲车时，观察示功阀有无水气、水珠喷出。如有，表明气缸盖可能产生了裂纹。

2）运转中，观察冷却水压力是否波动，冷却水出口温度是否升高；滑油中是否有水，油位是否升高。如有，表明气缸盖或气缸套存在问题。

3）吊缸时，活塞顶部有积水或锈痕，表明气缸盖有裂穿现象。

4.3.3 预防措施

气缸盖的工作可靠性和使用寿命，固然与其设计有关，而产品质量以及日常维护管理水平同样也有很大影响。因此：

1）在柴油机投入运行前，彻底清洗冷却水腔，保证水路畅通。

2）运转中适时清除水垢和铁锈，保证传热条件良好。

3）控制冷却水的质量，按说明书的规定控制好冷却水的温度、温差和流量。

4）避免长时间超负荷运转，防止过热。

5）当采用外源驱动冷却水泵时，柴油机停车后，不应过早停止冷却水循环，以免产生冷却水“过后沸腾”现象；起动柴油机时，应避免暖机不足而过猛增加负荷。

4.4 气缸盖技术状态的检查

气缸盖的检查和试验应按有关规范和技术文件进行[12][13]。

1）气缸盖不允许有裂纹、缩孔、疏松及其它影响质量的缺陷。

2）气缸盖燃烧室表面、压缩空气通道和冷却水腔，按1.5倍工作压力进行液压试验，历时5 min不得渗漏。冷却水腔的试验压力不得小于0.7 MPa。

在燃烧室表面质量良好的前提下，也可采用抽查方法检验。抽查数量不少于总数的10%，但不少于2个。

3）气缸盖密封凸肩平面与顶面的平行度不得低于8级；密封凸肩平面的粗糙度不得大于$\overset{3.2}{\bigtriangledown}$，燃烧室表面粗糙度不得大于$\overset{1.6}{\bigtriangledown}$；气阀座面粗糙度不得大于$\overset{0.2}{\bigtriangledown}$。

4）气阀座面对气阀导管孔中心线的径向跳动不得大于0.03 mm。

有些柴油机除上述各项要求外，还需对气缸盖的冷却水流量进行检验。如PC 2-5型柴油机的气缸盖，当进、出水压差为0.05 MPa时，下水腔流量不得低于220 L/min、上水腔不得低于180 L/min。

4.5 阀座

在强化或缸径较大的柴油机中，广泛采用座圈式阀座或阀箱结构，把阀座作为易损零件。但座圈式阀座结构将使气阀热阻增大，温度将升高40～65℃。

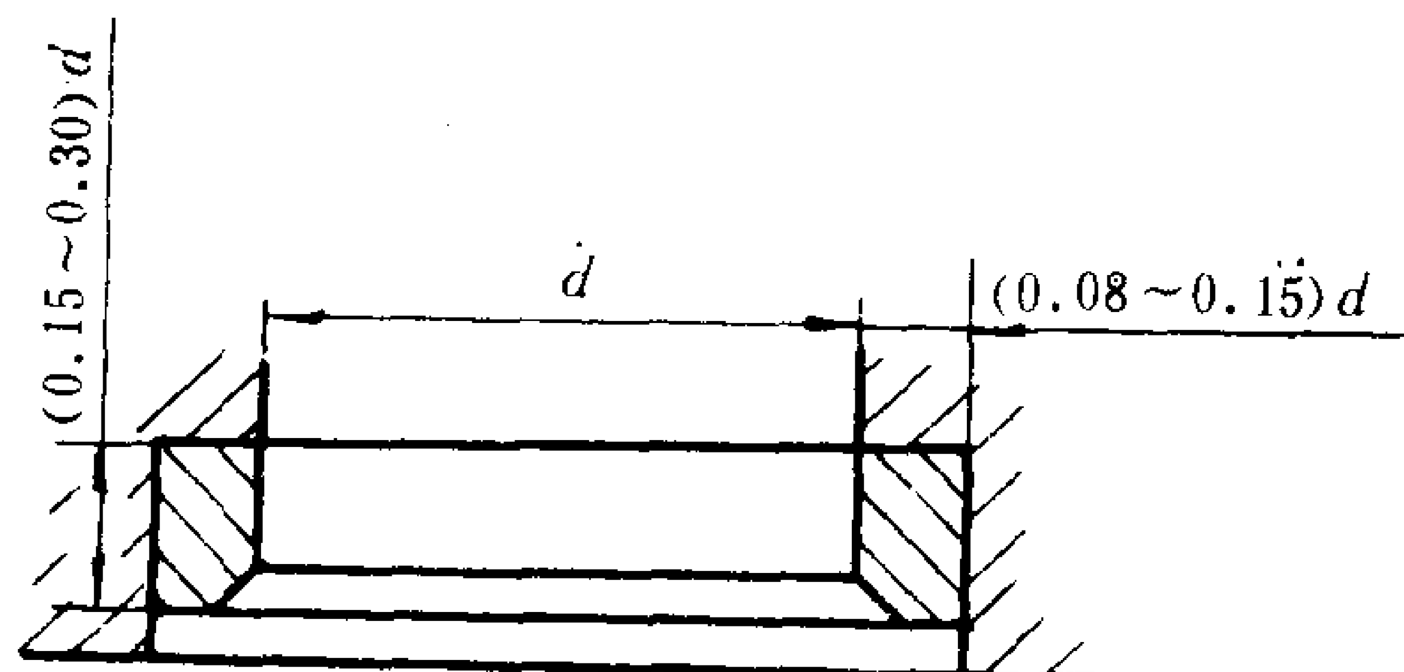


图4.1.5-75 座圈式阀座的尺寸比例

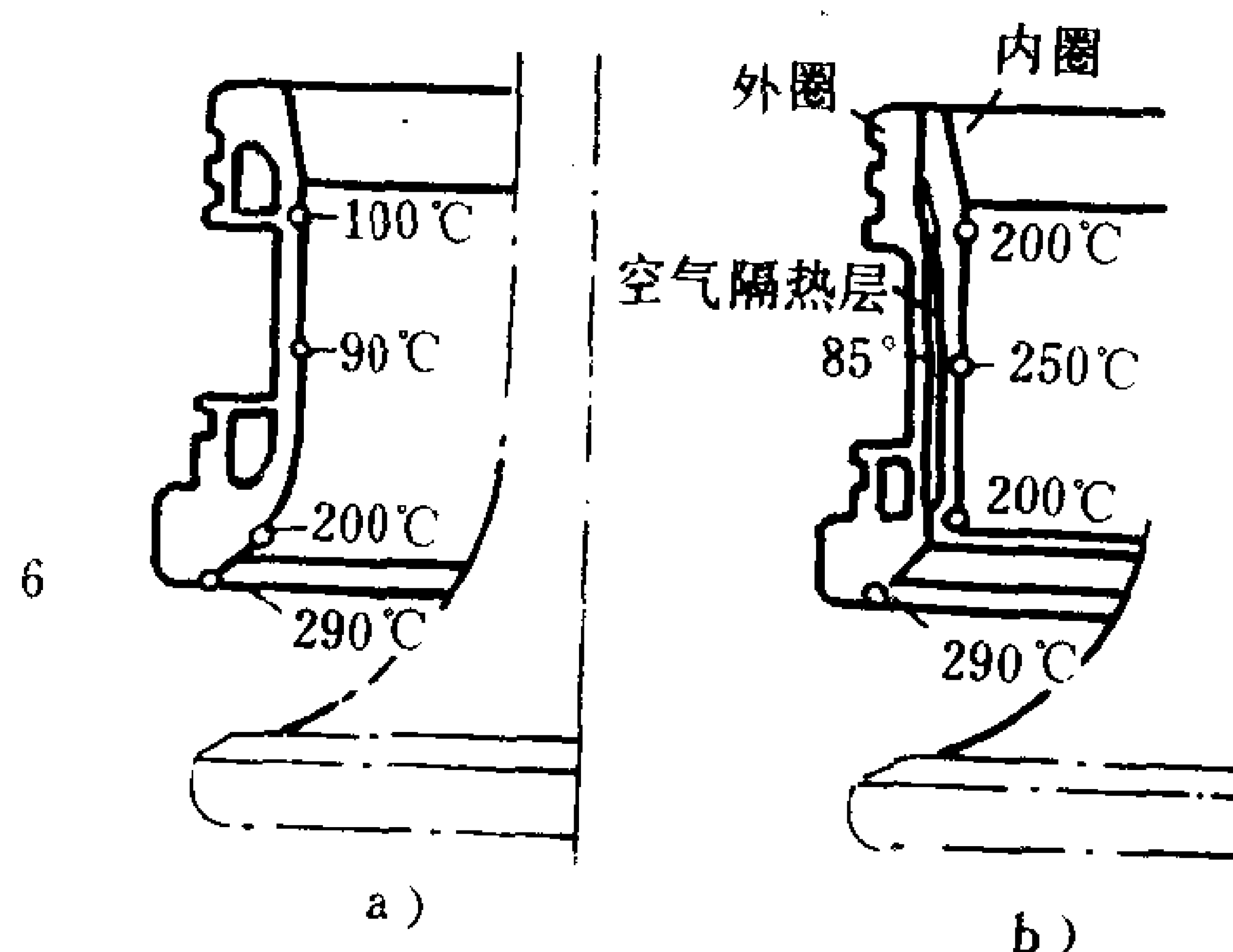


图4.1.5-76 SULZER Z 40型柴油机阀座的两种结构

为了使阀座具有良好的散热条件，必须正确选择阀座与气缸盖座孔的配合过盈量、材料匹配以及阀座结构尺寸比例。一般过盈量为阀座外径的 0.1%～0.2%，以阀座装入座孔后所受压应力不超过阀座材料的屈服强度为限。如果过盈量过大，阀座会发生塑性变形，造成松脱或扭曲变形，影响气阀散热和密封。阀座的尺寸比例如图 4.1.5-75 所示。阀座材料应具有与气缸盖本体相近或稍低的线膨胀系数，在工作温度下抗蠕变性能好、硬度高，并有良好的导热性。常用材料有合金铸铁、球墨铸铁、马氏体耐热钢以及合金结构钢（其座面应堆焊硬质合金）。

在强化中速柴油机中，也有采用冷却式阀座结构。SULZER Z 40 型柴油机的阀座如图 4.1.5-76 所示[15]。由于阀座结构对称以及有效冷却，阀座温度低而均匀。图a)结构的燃气侧的最低温度只有 90℃，会引起低温腐蚀。图b)结构是在阀座内部镶有一个内圈，内、外圈之间形成空气隔热层，使内圈燃气侧表面温度提高到 200℃ 以上，从而避免了低温腐蚀，而座面温度仍保持在图a)结构的水平。

4.6 气缸盖螺栓和密封

4.6.1 气缸盖螺栓

气缸盖螺栓要承受紧固气缸盖的预紧力和缸内气体压力的拉伸作用，以及气缸盖螺栓连接系统因热膨胀不同和振动动载荷所产生的附加应力。为减小其循环应力幅，提高其疲劳强度，并减轻因气缸盖和气缸盖螺栓的热膨胀引起预紧力的变化，常将螺栓杆身直径制成小于螺纹内径的柔性结构。螺纹与杆身部分用较大圆弧半径过渡（过渡圆弧半径为螺纹外径的0.75～1.0 倍），过渡圆弧的粗糙度在$\overset{0.8}{\bigtriangledown}$～$\overset{0.4}{\bigtriangledown}$，且不允许有任何缺陷。螺纹根部有足够的过渡圆角半径（圆角半径与螺距之比为 0.18～0.21）。

气缸盖与气缸套间燃气的密封是靠足够而均匀的压紧力。因此，各气缸盖螺栓预紧力应足够且均匀；但不宜过大，否则将引起气缸盖或气缸套变形过大或螺栓断裂。

气缸盖螺栓的预紧力及其上紧方法和步骤，应按使用说明书规定进行。

控制气缸盖螺栓预紧力的方法有[12]：扭矩法、螺母转角法和控制螺栓伸长量等。扭矩法由于螺栓加工状况和润滑条件不同，预紧精度误差可达±25%以上；而后两种方法的预紧精度误差，取决于材料的机械性能和尺寸公差，与加工状况和润滑条件无关，常在±3.5%（伸长量法）至±10%（转角法）之间。

4.6.2 气缸盖与气缸套间的燃气密封

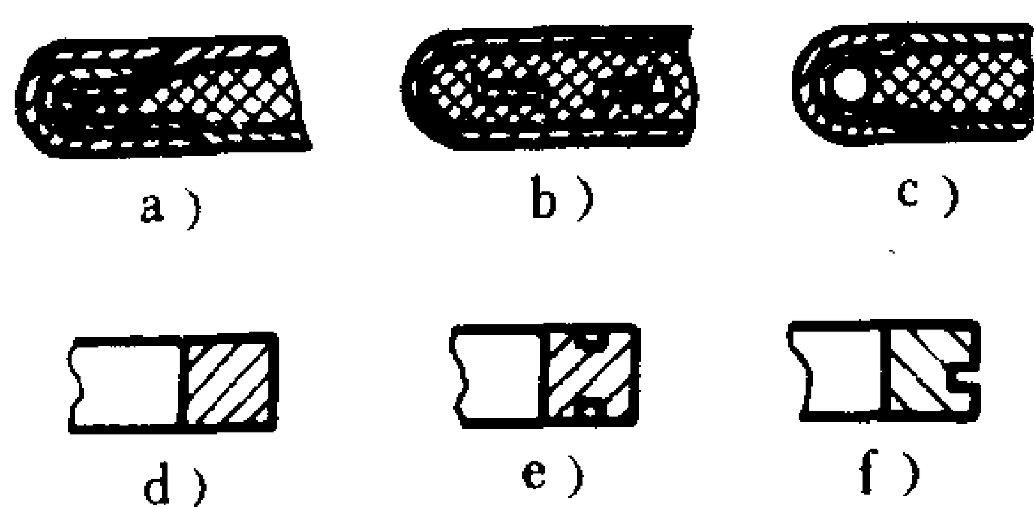


图 4.1.5-77 密封垫片和密封环的截面形状

气缸盖与气缸套间的燃气密封是一种高温高压密封，技术上难度较大。由于结构上的原因，气缸盖和气缸体之间的刚度并非均匀一致；同时，当柴油机工作时，密封件不同部位的热膨胀也不相同，使密封面发生不均匀变形。缸内气体压力也会使密封件发生运动（如缸径胀大、密封面动态翘曲等），引起密封压力不均。

通常都采用加装密封垫片或密封环的方法来实现气缸盖和气缸套间的密封。密封垫片和密封环应耐热、耐腐蚀和抗压，并具有适当的可塑性和弹性，以便在装配时能够补偿密封面的粗糙度，且在柴油机运转时，能适

应热负荷、气体压力和振动动载荷的变化。

密封垫片的截面形状如图 4.1.5-77 a)、b)、c)所示，它们用紫铜（或镀锡钢皮）包敷橡胶-石棉（图a)）或合成橡胶-石棉，其中嵌有钢质爪形骨架（图b)）的复合材料制成。密封孔口用卷边或钢丝环（图c）加强，使密封孔口具有较高的比压，以保证密封的可靠性。密封垫片用于小型柴油机中。

单体式气缸盖多用紫铜或镀铜低碳钢（B 2）制成密封环，如图d)、e)、f)所示。

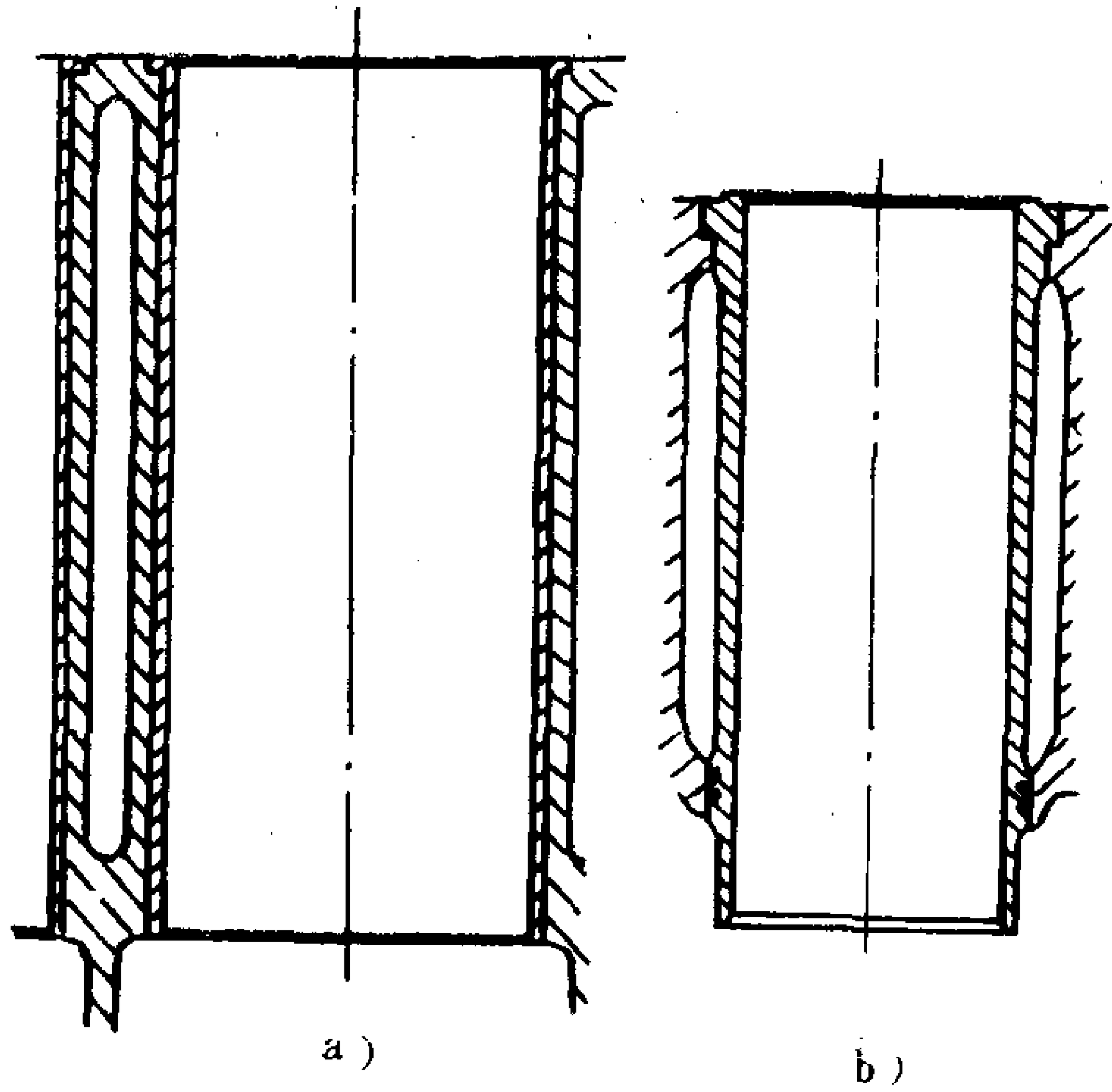


图 4.1.5-78　气缸套的基本结构型式

a)干式气缸套；b)湿式气缸盖

5　气缸套

气缸套在紧固力和高温高压燃气作用下，承受相当大的机械应力和热应力，并可能遭受低温腐蚀；活塞组在气缸套内的高速往复运动，将引起强烈的摩擦和磨损；筒形活塞式柴油机的湿式气缸套还受到活塞组的撞击，发生变形和高频振动，尤其是当撞击能量较大时，将引起穴蚀损坏。

因此气缸套必须具有足够的强度和刚度，具有良好的耐磨性和抗蚀能力，并进行适当的冷却、润滑和可靠的密封。

5.1　气缸套结构

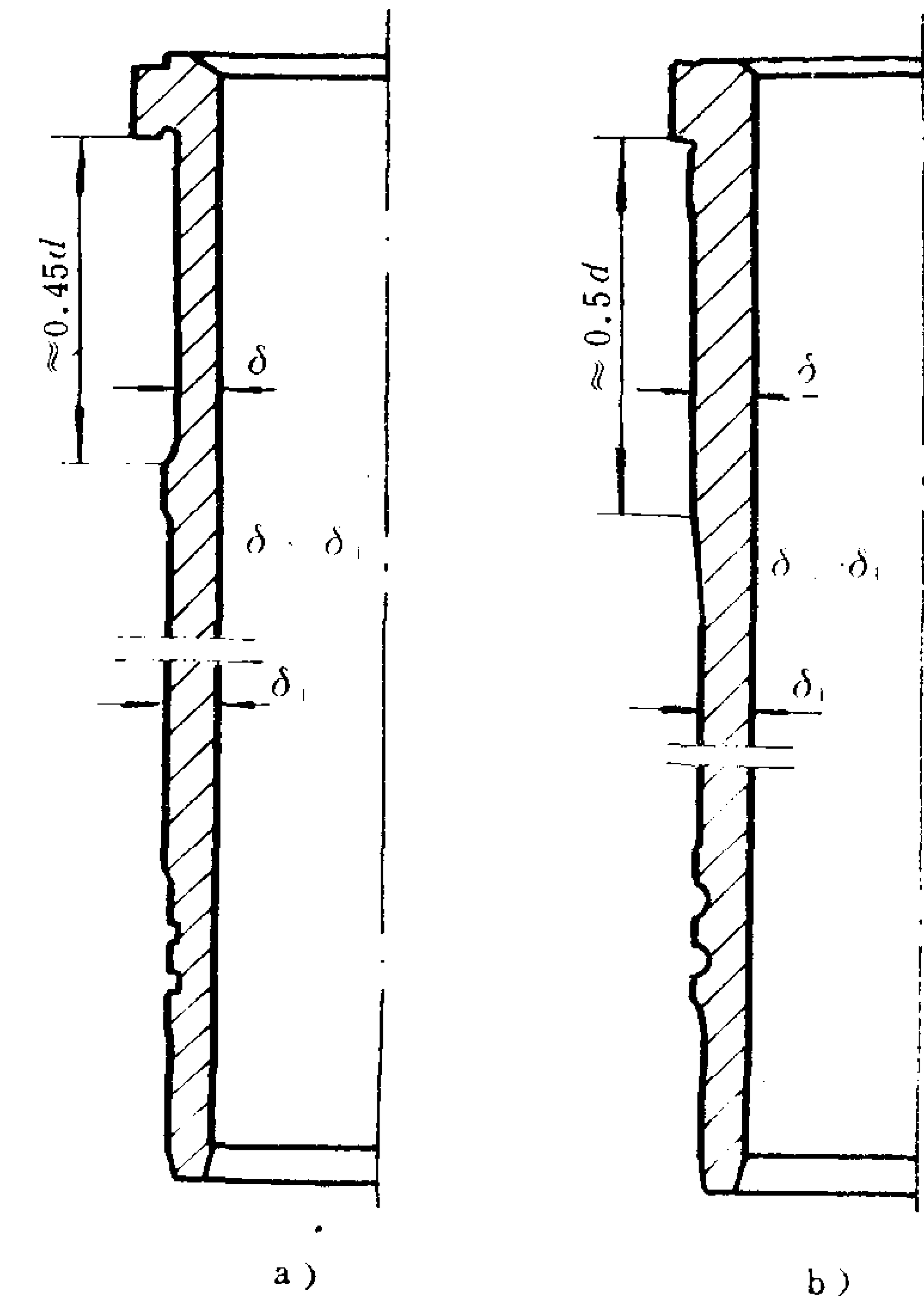


图 4.1.5-79　MAK M 551 型和PA 6-280 型柴油机气缸套

a)MAK M 551 型；b)PA 6-280 型

气缸套有干式和湿式两种基本结构型式。干式气缸套如图 4.1.5-78 a)所示，为 1 ~3.5 mm厚的薄壁圆筒，与气缸体内孔按H 6/g 6 配合，用于大批量生产的小型柴油机中。湿式气缸套的散热条件好，制造和维护也比较方便，在各种类型柴油机中都得到广泛应用。

常用的湿式气缸套，按其结构上的特点又可分为以下几种：

1）直筒式气缸套

强化程度较低的中、小型柴油机的湿式气缸套如图 4.1.5-78 b)所示，壁厚为$\delta=(0.035\sim0.068)d$（d为缸径）。图 4.1.5-79 所示的气缸套，其下部或上部的壁厚增加到$\delta=(0.07\sim0.10)d$，借以增强刚性，减小变形和振动强度，用于强化程度较高的柴油机。

2）“强背”式气缸套

图 4.1.5-80 所示为“强背”式气缸套，上部壁厚较薄（RD 90 型的$\delta=0.061d$），外侧具有冷却水导向肋，与箍在上部的铸钢加强环形

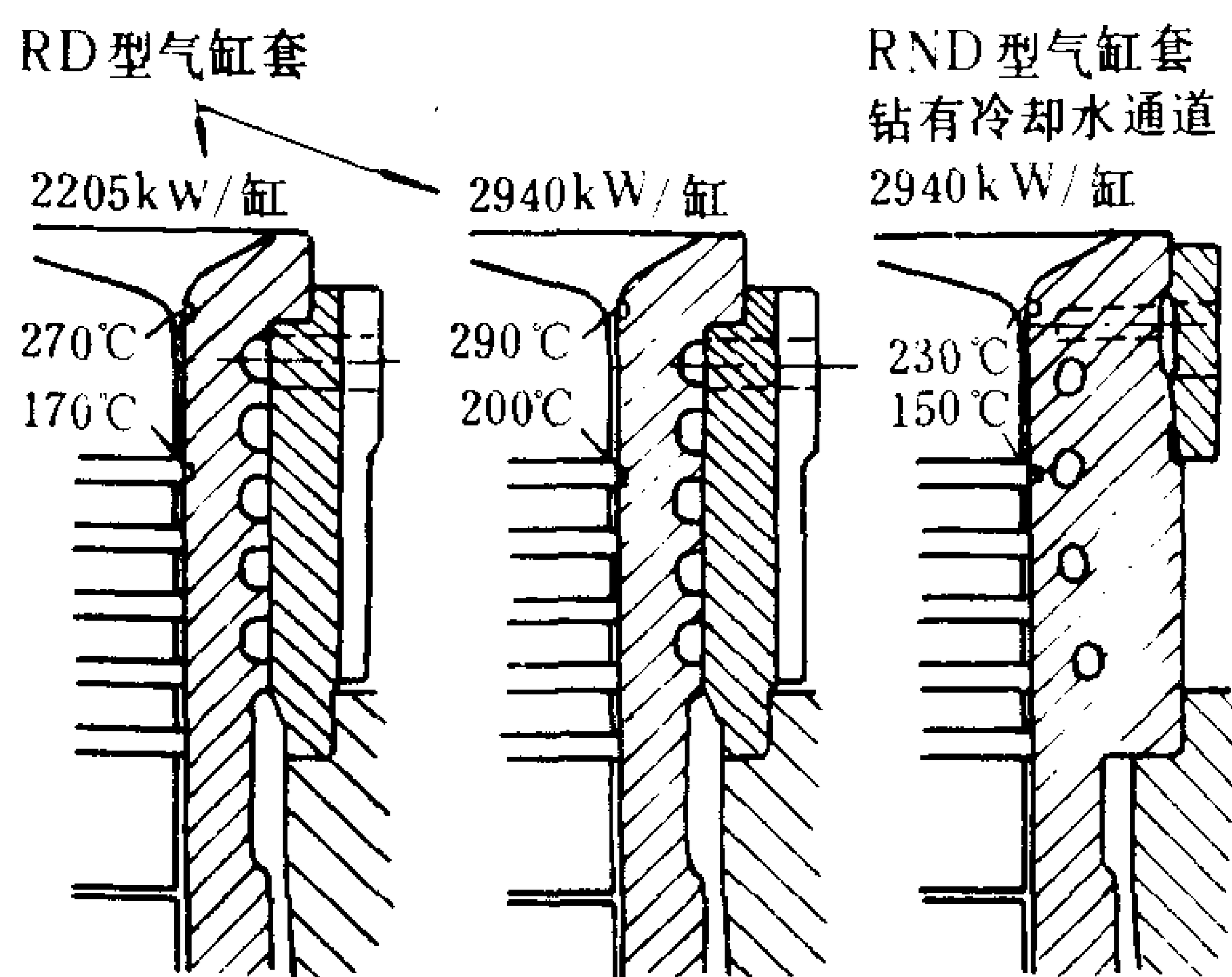


图 4.1.5-80 中、大型柴油机的气缸套上部结构

成冷却水通道，加强环与导向肋之间在冷态时有大约 0.02%的间隙，在柴油机运转期间间隙消失，导向肋压配在加强环上，增强了气缸套上部的刚性，减小了气缸套所受机械应力。这种“强背”作用依赖于两者的配合精度，当间隙偏大或经长期使用配合面遭受腐蚀后，“强背”作用将被削弱。

3）钻孔冷却式气缸套

图 4.1.5-80 RND型气缸套属于钻孔冷却式，在高而厚的上部凸缘四周斜钻均布的冷却水孔，既提高了气缸套上部的刚度，又改善了冷却效果，它广泛应用于当前高强化的中、低速柴油机中。

对 PC 3 型柴油机气缸套的研究证实[16]，用厚壁来承受机械应力，用调整冷却水孔的直径以及与气缸套内壁的距离，既可以避免因气缸套壁面温度过高而恶化活塞环的工作条件，又不会因温度过低引起气缸套和活塞环遭受腐蚀磨损。不同直径的冷却水孔及其与内壁的距离C，对活塞处在上止点时第一道活塞环所在位置的气缸套壁面温度的影响、气缸套壁面温度分布以及用有限元法计算所得的气缸套表面应力分布示于图 4.1.5-81。

图 4.1.5-82 所示的 MAN-B&W 58/64 型柴油机气缸套，其上部凸缘均匀地钻有许多

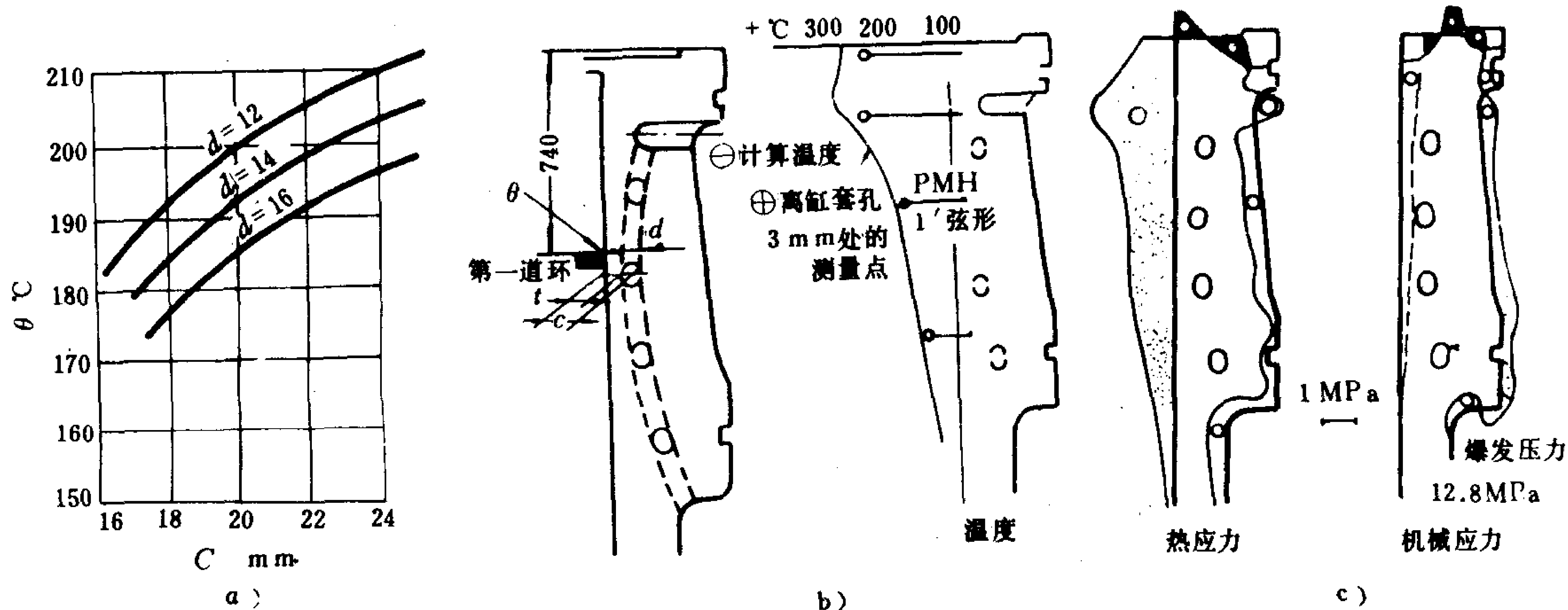


图 4.1.5-81 钻孔与壁温的关系，表面温度和应力分布[16]

a）钻孔与壁温的关系；b）内表面温度分布；c）表面应力分布

径向盲孔，冷却水通过缝式喷嘴高速喷射，以加强气缸套上部的冷却效果，而气缸套中部只进行一般冷却，这样整个气缸套的工作面都具有适宜的温度。冷却水套箍在气缸套外部也起到了“强背”的作用。

对于二冲程弯流扫气式柴油机，气缸套中部有进、排气口，由于其热状态不同，而会产生不均匀的热变形，可能引起漏气和拉缸等故障。因此，在排气口间铸有或钻有冷却水道，使温度沿圆周分布趋于均匀，并采用弹性支承结构来适应气缸套的变形。

5.2 气缸套的工作应力、温度和可靠性

气缸套的工作可靠性主要取决于所受综合应力、壁面工作温度和变形、振动强度以及磨损情况。综合应力常导致上部凸缘内、外侧应力集中处产生疲劳裂纹；壁面温度过高将使润滑油膜遭受破坏，而壁面温度过低又将引起低温腐蚀；变形过大将破坏气缸套与活塞组的正常配合间隙，引起窜气造成局部过热，加剧气缸套与活塞组的磨损，甚至发生拉缸现象；振动加速度过大则会引起穴蚀损坏。

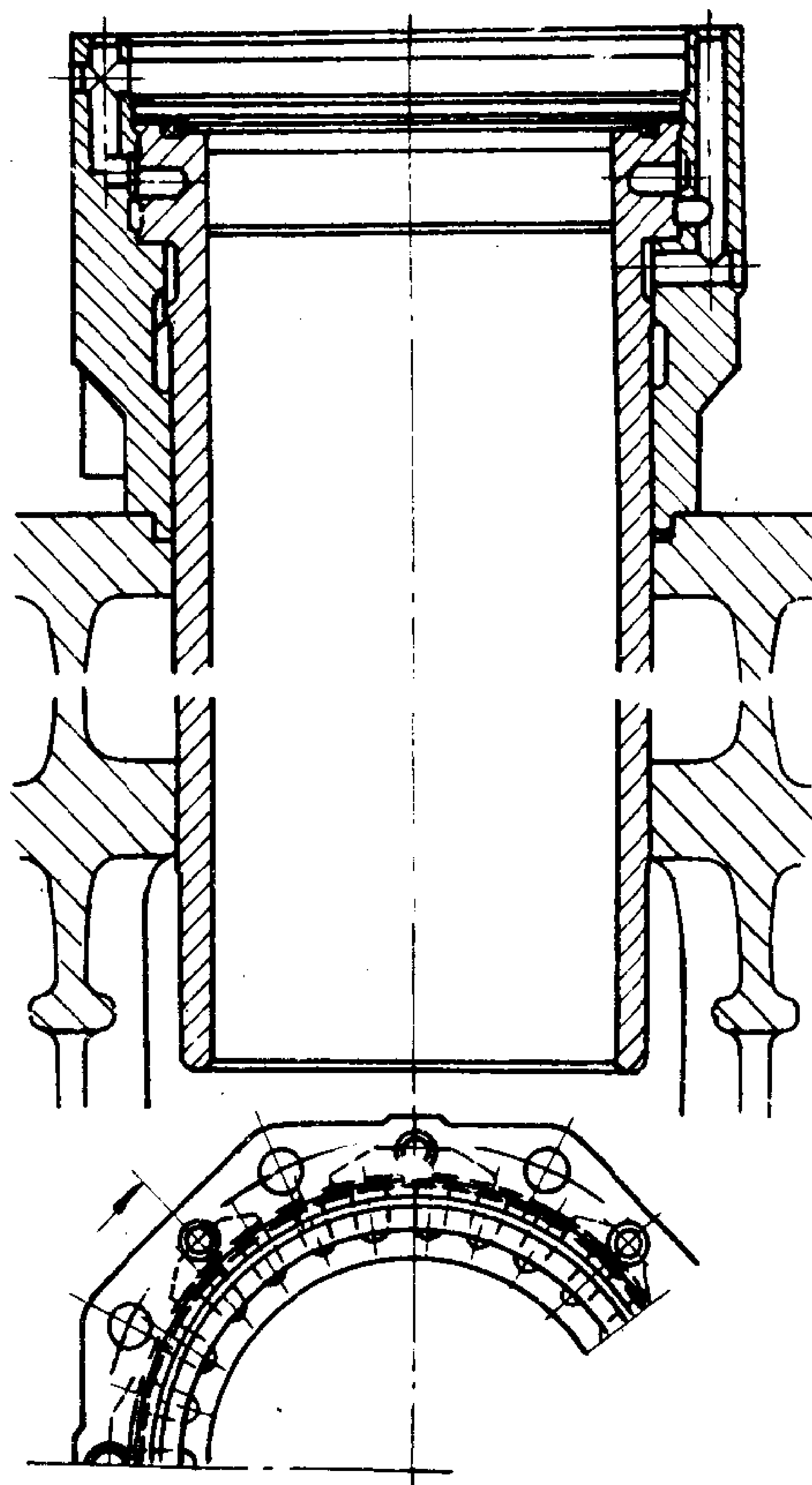


图 4.1.5-82 MAN-B&W 58/64 型柴油机气缸套

图 4.1.5-83 所示为某二冲程柴油机的两种结构型式的气缸套上部温度场和综合应力分布（计算值）[17]。由图可见，两种结构的切向应力最大值都发生在上部凸缘内侧圆角处，皆为 15 MPa。原凸缘结构处的最高温度达 360℃。显然该温度已高于其所用铜铬钼合金铸铁的蠕变温度，引起该处发生低循环热疲劳破坏，这与实际发生的损坏情况相符；而改进后的冷却式结构的温度较低（仅 255℃），故抑止了材料发生蠕变，避免了热疲劳损坏。

气缸套壁面最高温度应在 300℃ 以下，相应于活塞在上止点时第一道活塞环处的壁面温度应在 150～210℃。

5.3 密封和润滑

5.3.1 密封

气缸套与气缸盖间燃气的密封见本章 4.6.2。

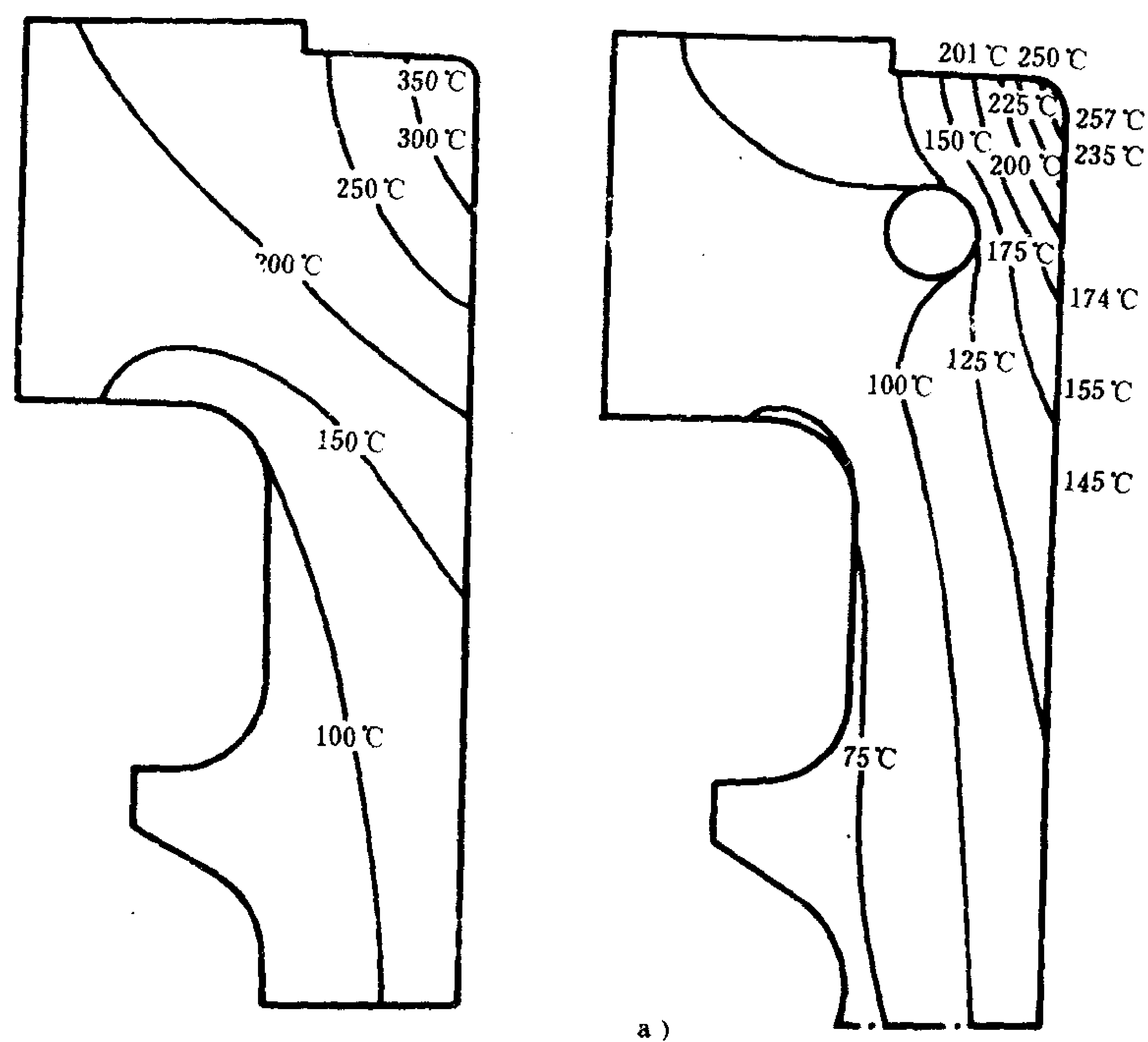
气缸套上部与气缸体间的冷却水密封，是依靠气缸套凸缘和气缸体支承平面的精确加工和涂密封胶来实现，也可加装紫铜垫片予以密封。

气缸套下部配合环带部分常用 2 ～ 3 道耐热、耐油橡胶圈来密封，它允许气缸套在受热后能自由膨胀。密封槽和密封圈的结构如图 4.1.5-84 所示。密封圈在松弛状态下的内径 D_i 一般比密封槽底直径 D_N 小，即 $D_i=(0.85\sim0.95)D_N$。密封圈截面积为密封槽截面积的 75%～95%，以免装配时发生“容积束缚”现象，引起气缸套变形而导致拉缸。

5.3.2 润滑

气缸套内壁应具有适量的润滑油膜。筒形活塞式柴油机多采用飞溅润滑方式，十字头式柴油机都用注油润滑方式；而燃用重油的大缸径中速筒形活塞式柴油机，则采用注油和飞溅结合的润滑方式。

采用注油润滑方式的气缸套，按其尺寸沿圆周布置 2 ～10 个注油孔，并在注油孔两侧开人字形布油槽，以便布油和贮油，如图 4.1.5-85 所示。图c）是采用蓄压式注油器的 SULZER RTA 38 型柴油机的布油槽，其人字形布油槽夹角已增大至 176°，轴向高度降低至 3 mm，从而减少了漏气量，降低了活塞环槽的温度。



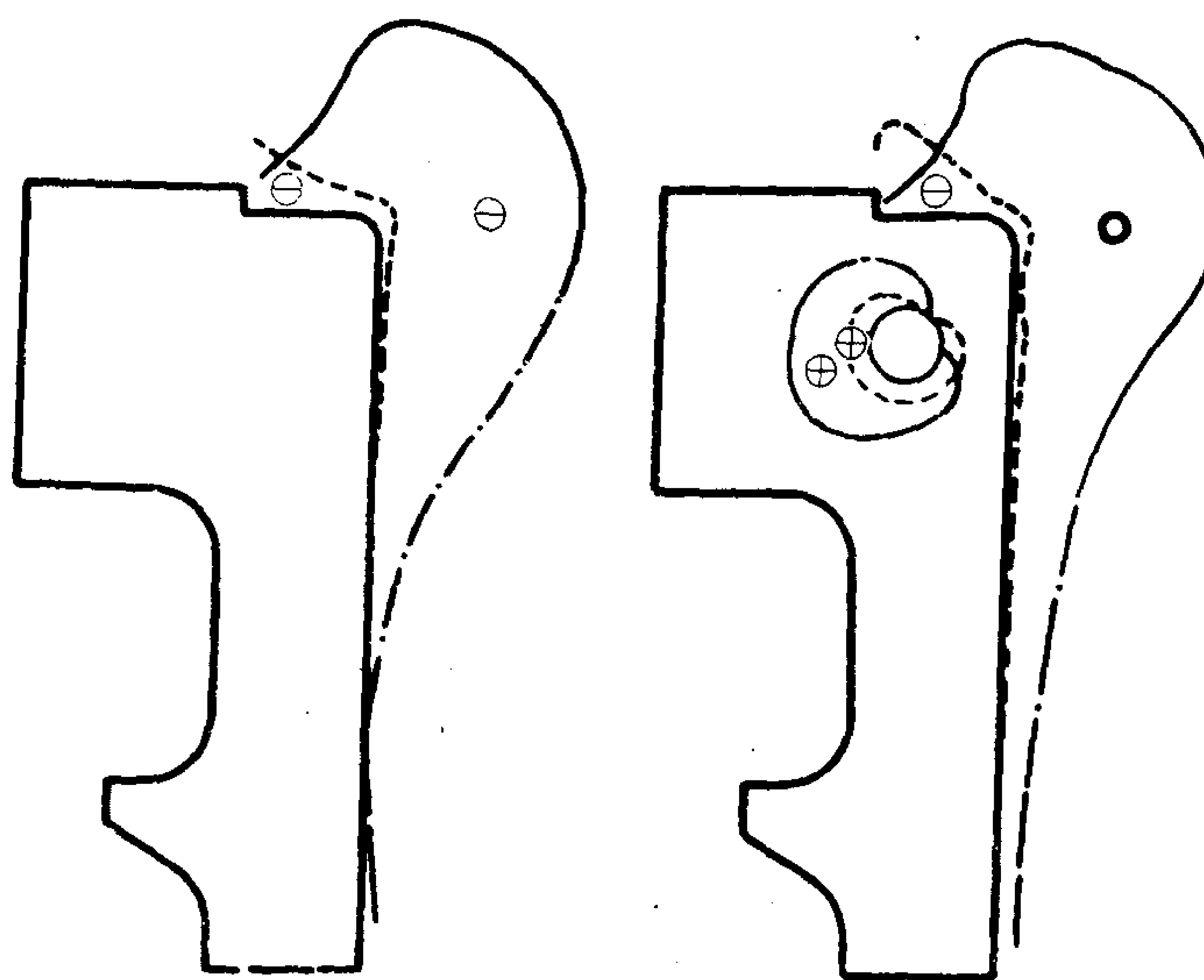


图 4.1.5-83　两种气缸套温度场和内表面的应力分布

a）温度场；b）内表面的应力分布

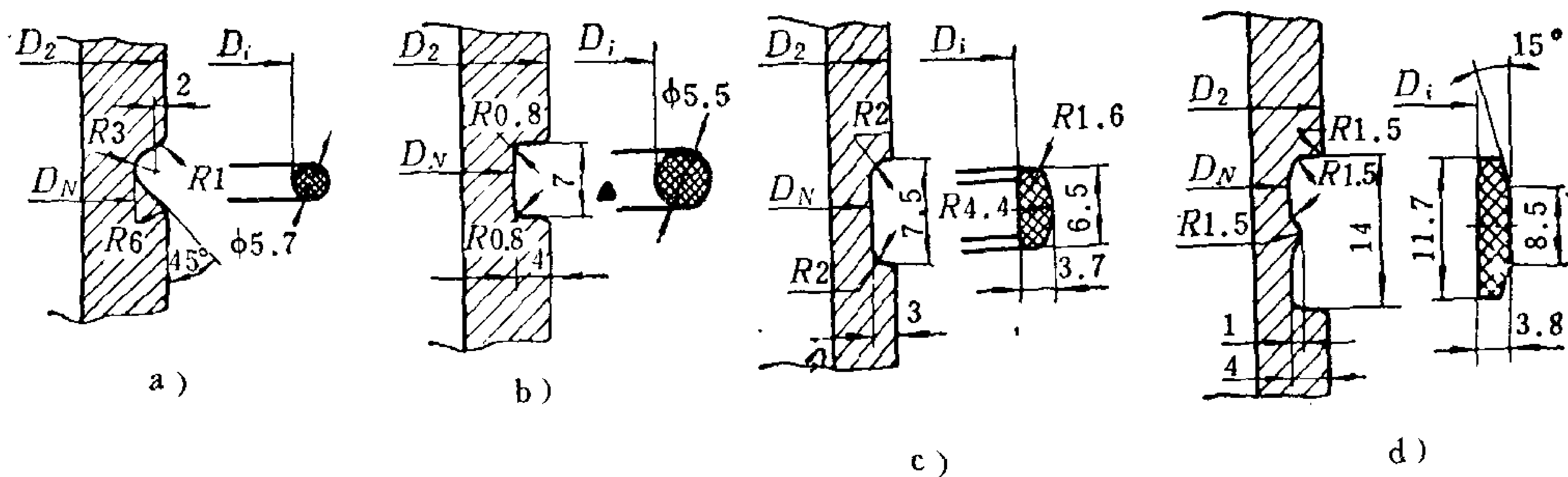


图 4.1.5-84　密封槽和密封圈的结构型式

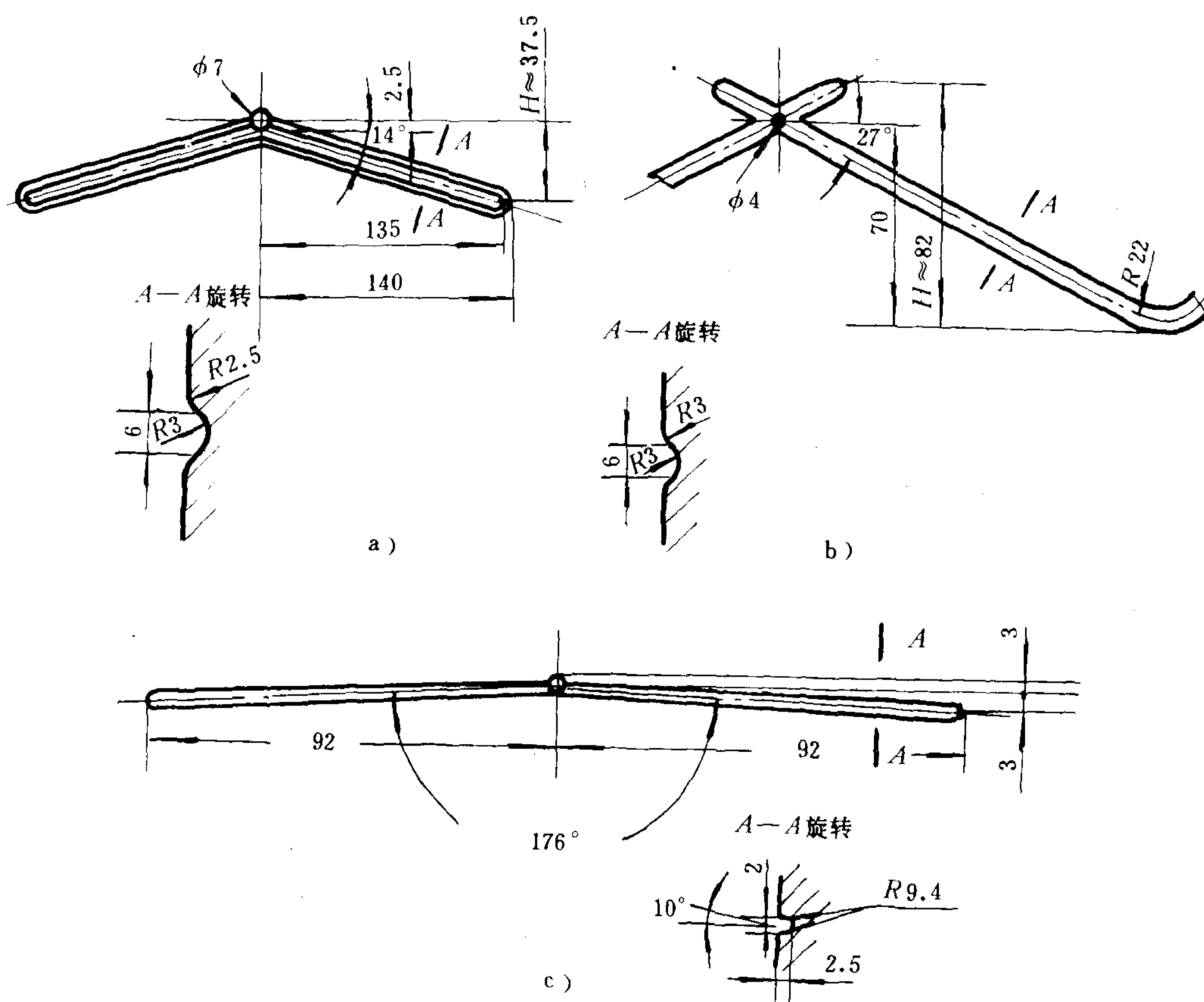


图 4.1.5-85　布油槽形式

5.4 常用材料及提高其使用寿命的措施

5.4.1 常用材料

选择气缸套材料的首要条件是它的耐磨性。除少数军用轻型强载柴油机采用氮化钢（如38 CrMoAl）外，一般多采用 HT 25-47、HT 30-54 灰铸铁或相当于该类牌号的耐磨合金铸铁，以及 QT 50-1.5、QT 60-2 球墨铸铁。

铸铁具有独特的耐磨性。铸铁的耐磨性取决于基体组织和石墨的大小、形状及排列。石墨含量在 7 %左右并以中细片状均布的均匀而致密的珠光体组织，具有最好的耐磨性。由于铁素体耐磨性较差，故其含量不得大于 5 %，且须呈小块分散分布。燃用重油时，气缸套主要是腐蚀磨损。因此常在铸铁中，添加 Cr、Ni、Mo、Cu、P、V、Ti、B、Nb 等合金元素，以提高材料的强度、耐磨和耐腐蚀性能。目前应用较多的有高磷（含 P 量为 0.3%～0.6%）、含硼、钒钛和铌铸铁。

表 4.1.5-14 是一些公司或机型所用气缸套材料的化学成分。由于金相组织对铸造的冷却速度变化敏感，因此，应根据不同的铸造方法选择合适的化学成分。

5.4.2 提高耐磨性的措施

1）选择合适的材料并控制基体组织以及石墨的大小、形状和排列。

表 4.1.5-14　气缸套材料化学成分

公司或机型	化学成分（%）										硬度
	C	Si	Mn	P	S	V	Ti	Cu	Cr	Mo	HB
SULZER RTA 38	3.25～3.5	0.9～1.2	0.4～0.6	0.35～0.45	≤0.12	0.15～0.25		0.8～1.2			180～240
MAN	3.1～3.3	1.0～1.6	0.7～0.8	≈0.5	<0.1						200～230
B&W	3.0～3.2	0.6～1.3	0.8～1.0	0.2～0.6	<0.15	0.23～0.30	0.05～0.07				180～210
UEC	2.9～3.2	0.7～1.0	0.6～0.8	0.2～0.4	<0.1	0.1～0.3	≈0.03				190～230
FIAT	3.0	1.7	0.75	0.7	<0.1						200～230
PC 2—5	2.9～3.3	1.4～2.2	0.75～1.0	0.4～0.6	≤0.15			0.7～1.3	0.15～0.3	0.15～0.3	190～250

2）对内表面进行多孔性镀铬、软氮化或离子氮化、淬火、磷化等处理。

多孔性铬层硬度和熔点高，贮油性能好，与铸铁活塞环匹配摩擦系数小，耐磨性可提高3倍（活塞环的磨损也可减少 1/2～1/3）。

由氮化生成的氮化层具有很高的化学稳定性，耐腐蚀和抗穴蚀性能均好，耐磨性可提高1倍。

高频淬火、电接触表面淬火、激光淬火或定温淬火，使硬度达到 HRC 50～60，耐磨性可提高 1 ～ 2 倍。

磷化处理形成一层有松孔的磷化膜，贮油性能好，可改善初期磨合性能。

此外，渗硫处理、氧化膜处理等也可获得同样效果。

3）保证工作表面具有较高的几何精度和适当的粗糙度。

几何精度高，可保证与活塞环的配合良好，减少漏气和磨损。

工作表面的加工情况直接影响到气缸套的初期磨合性能和以后的润滑性能。船舶柴油机气缸套内表面有用珩磨、波纹和振动等加工方法，使气缸套内表面具有较好的贮油润滑性能，

并能在短期内达到良好磨合。

表面粗糙度过小则贮油能力差，过大又破坏油膜的形成。一般认为贮油性能好的表面结构，其粗糙度在 $\overset{0.4}{\triangledown}$～$\overset{0.1}{\triangledown}$，贮油性能差的以 $\overset{1.6}{\triangledown}$～$\overset{0.8}{\triangledown}$ 为宜。

4）活塞环的表面状况以及活塞环与气缸套的硬度匹配应适宜。

采用活塞环镀铬、喷钼等方法可使气缸套使用寿命提高 1～1.5 倍。活塞环的硬度应比气缸套的硬度稍高。

5）在使用中应保证燃油雾化良好，保持正常的燃烧状况，防止爆发压力过高；气缸套的壁面温度应控制在适宜的范围之内，并尽量沿圆周均匀分布；应根据燃油的含硫量选用相应总碱值的清净性气缸润滑油。

5.4.3 预防气缸套穴蚀的措施

气缸套的穴蚀是空泡腐蚀与电化学腐蚀共同作用的结果，其中又以空泡腐蚀的作用更为主要。

活塞组在运动中，由于侧推力方向改变而不断撞击气缸套，使气缸套发生变形和高频振动。当活塞撞击能量较大或气缸套刚性不足时，气缸套将发生强烈振动，使气缸套外壁的冷却水腔出现局部真空，从而产生空泡，当空泡受压爆破时产生高压冲击波，它反复冲击气缸套和气缸体，使其疲劳损坏形成孔洞，并不断加深和扩大产生蜂窝状孔群。

气缸套通常都是多相合金材料，各相电位不同，未经处理的冷却水是一种电解质溶液，将引起电化学腐蚀。气缸套外表面各处变形和所受应力不同，应力大的部位成为阳极易受腐蚀。冷却水腔内各处的含氧量不同，穴蚀的孔洞和配合环带间隙中的“死水区”含氧量较少，从而形成了氧浓差电池引起腐蚀。

预防穴蚀的措施有：

1）增加气缸套和气缸体的刚度，如增加气缸套壁厚、缩短气缸套的支承跨度或增设中间支承（但支承间隙必须恰当）以及适当减小配合环带的配合间隙，减小气缸套振动加速度。

2）减小活塞与气缸套的配合间隙，减小活塞的撞击能量。

3）适当增大冷却水腔中水层厚度（应为 8％d）。

4）改善水质，提高冷却水循环压力和温度。

5）在高速机中，可在冷却水中添加防蚀剂。

6）对气缸套外表面进行镀铬、钼、镉或氮化等表面处理，或涂环氧树脂等阻尼涂层。

6 机体与机座

6.1 机体与机座的结构型式

1）筒形活塞式柴油机正置式主轴承机体-机座结构

如图 4.1.5-86～90 所示，具有这类结构的柴油机都有刚强的整体式机座，正置式主轴承设置在机座的横隔壁上。这种结构型式安装和维护方便，但质量和尺寸较大。它们被广泛应用于中速柴油机中。

图 4.1.5-86 为洋马 T 240 型柴油机的机体-机座结构及其应力实测结果。它的气缸体与曲轴箱铸成一体（称机体），用短螺栓与机座连接。这种连接方式，机体部分要受到气体压力的拉伸作用。

图 4.1.5-87 的铸铁机体是通过长贯穿螺栓与铸铁机座连接。这种连接方式，气体压力所

产生的拉力由贯穿螺栓承受，机体与机座在贯穿螺栓预紧力作用下，始终处于受压状态，发挥了铸铁耐压的特点，并可降低对铸件的质量要求。

对于尺寸较大的柴油机，考虑到生产能力和制造方便，常如图 4.1.5-88 所示，将气缸体、曲轴箱和机座分开制造，再用长贯穿螺栓将三者连接起来，构成刚强的机体-机座结构。

图 4.1.5-89 是将曲轴箱与机座合并为一体，构成高大的“U”型机座结构，用长贯穿螺

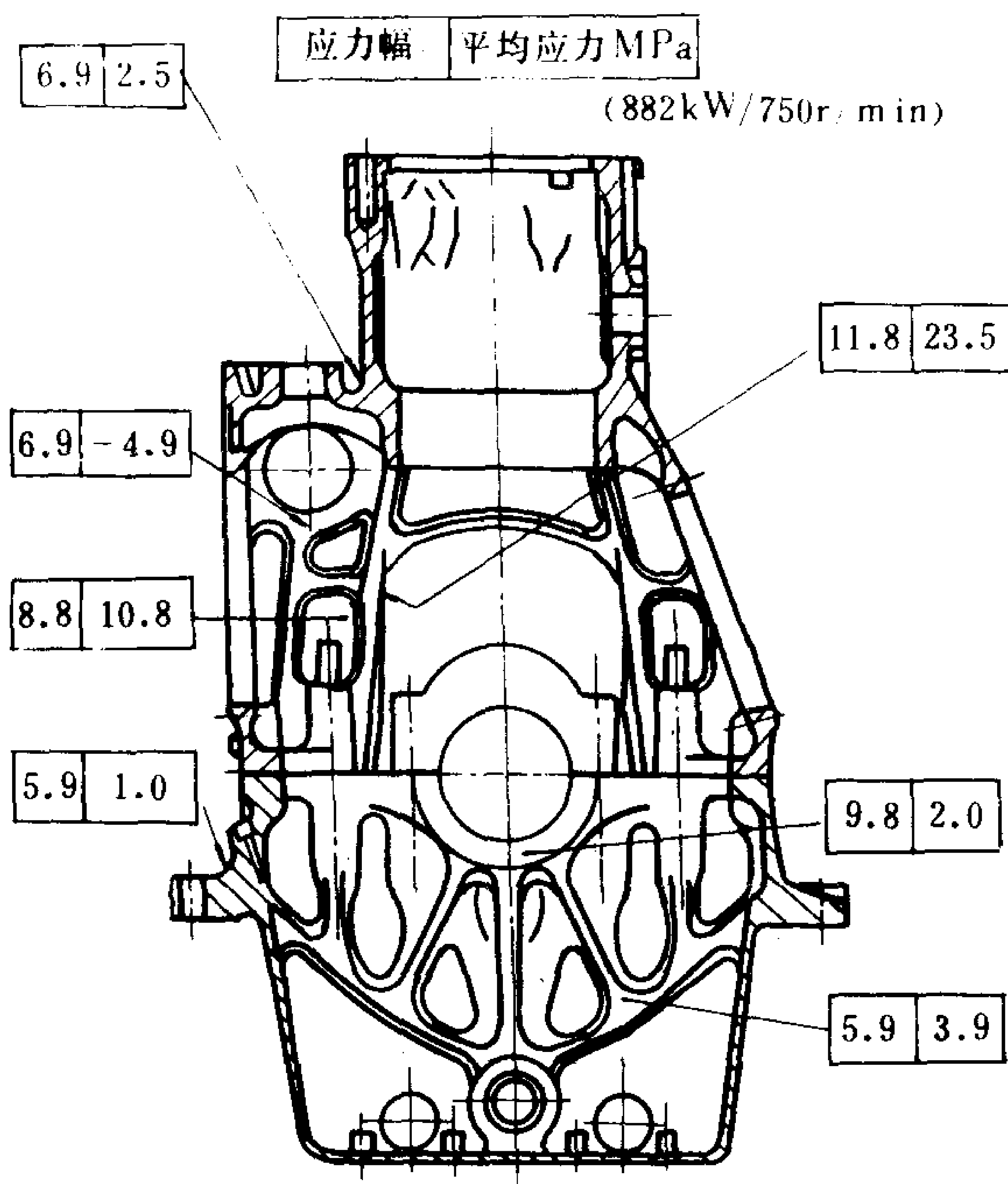


图 4.1.5-86　洋马T 240 型柴油机机体-机座

$D \cdot S = 240 \times 310$；$p_{em} \cdot c_m = 1.75 \times 7.44$ MPa · m/s

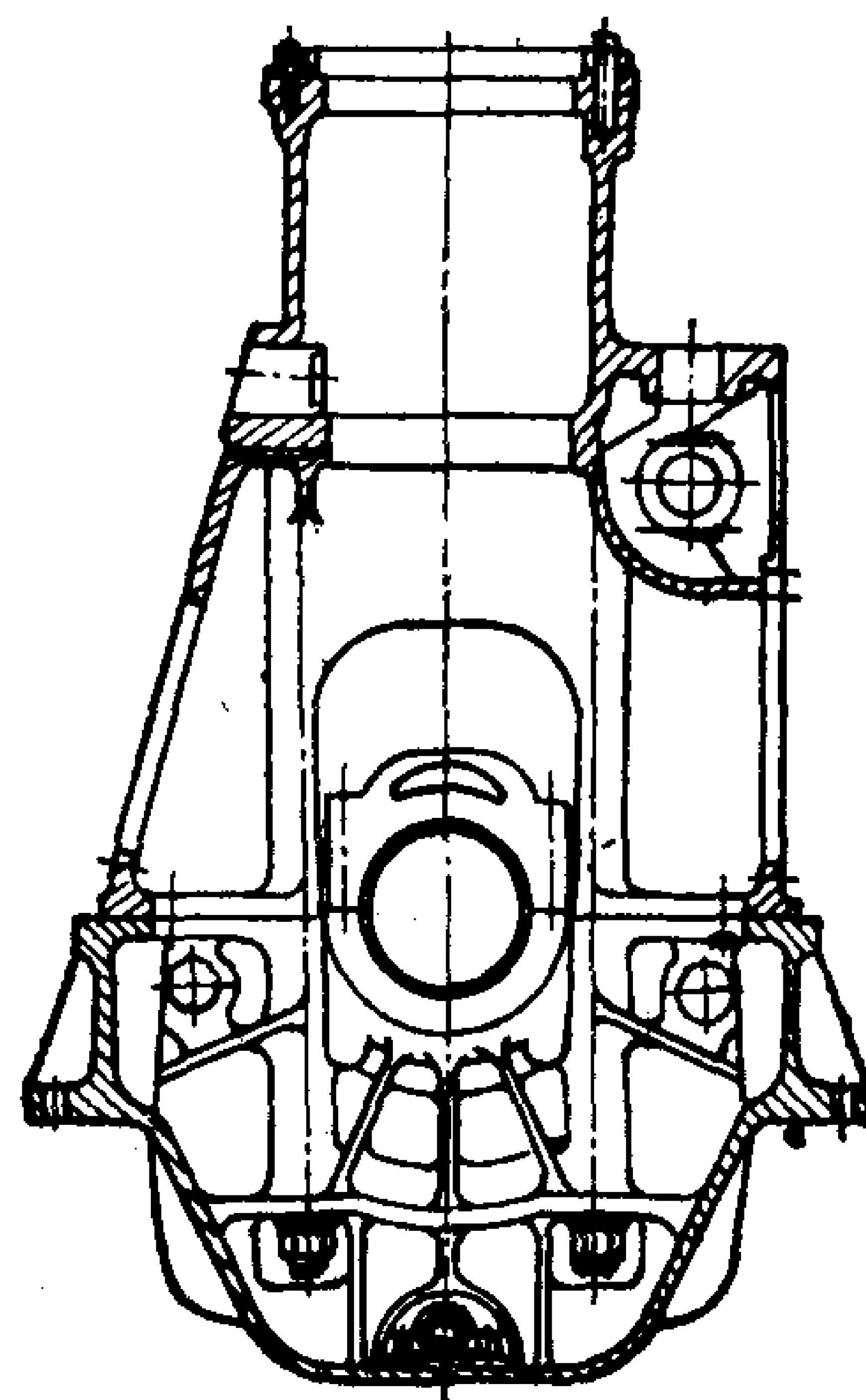


图 4.1.5-87　G 300 型柴油机机体-机座

$D \cdot S = 300 \times 380$；$p_{em} \cdot c_m = 1.38 \times 5.07$ MPa · m/s

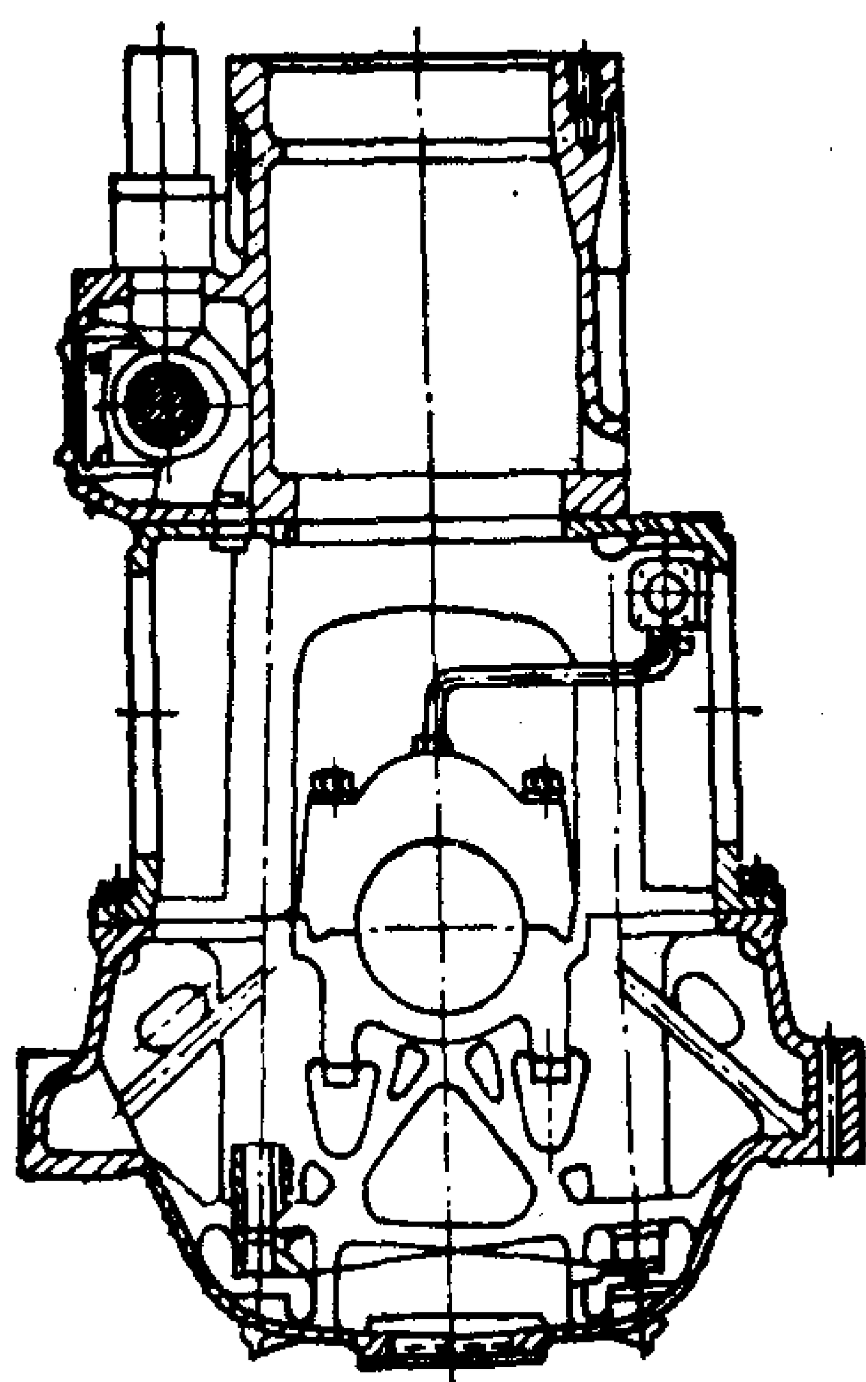


图 4.1.5-88　MAK M 601 型柴油机机体-机座

$D \cdot S = 580 \times 600$；$p_{em} \cdot c_m = 1.64 \times 8.5$ MPa · m/s

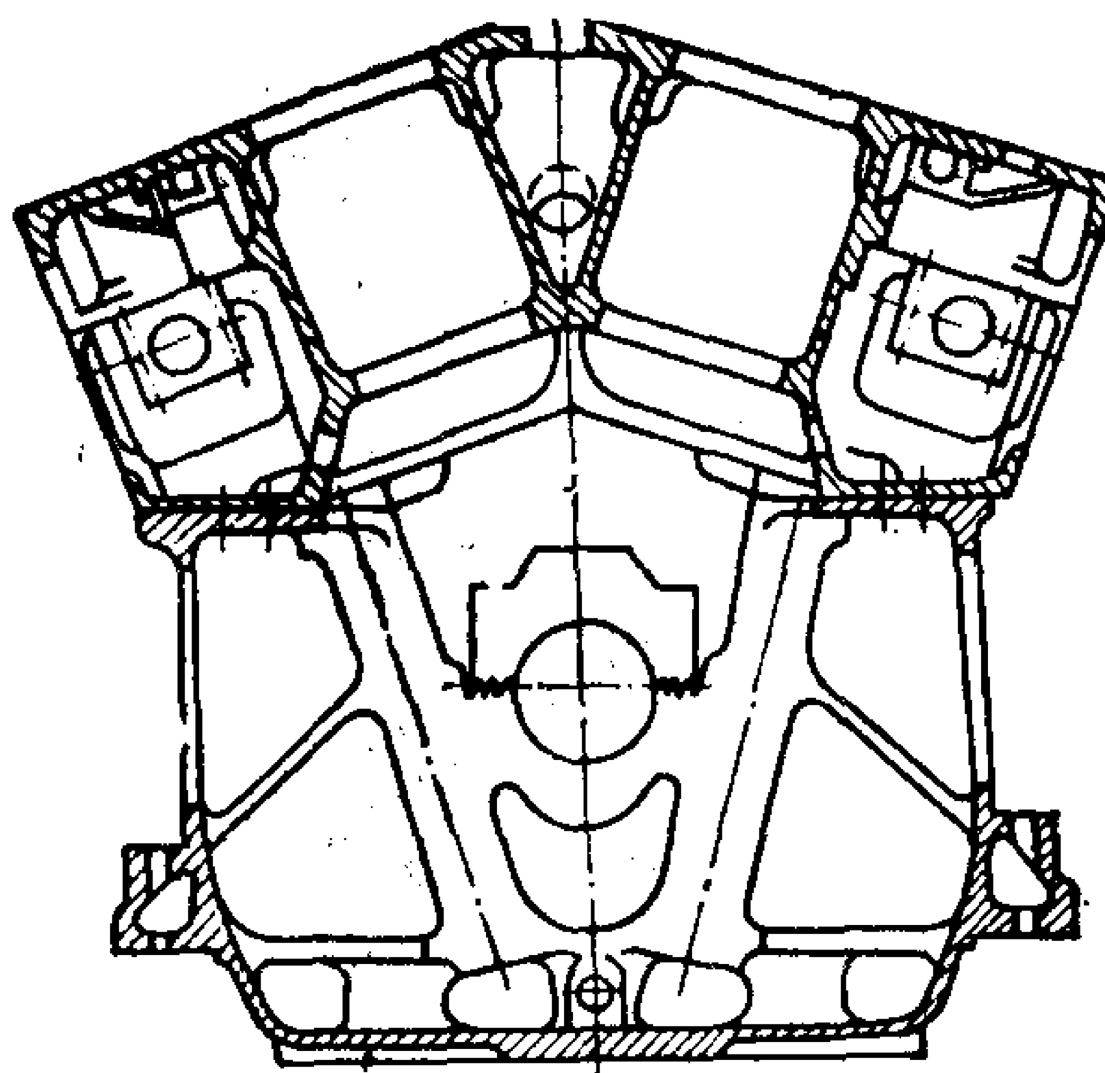


图 4.1.5-89　TM 410 型柴油机机体-机座

$D \cdot S = 410 \times 470$；$p_{em} \cdot c_m = 1.76 \times 9.4$ MPa · m/s

栓将其与气缸体连接。这种结构具有刚度大、质量轻的特点，但曲轴和主轴承的拆装不便。

图 4.1.5-90 是用短贯穿螺栓将两列铸铁气缸体紧固在铸钢横梁上，横梁又用短贯穿螺栓和铸铁“U”型机座连接，使“U”型机座顶部封闭，从而提高了机体-机座的刚度。

2）筒形活塞式柴油机倒挂式主轴承机体结构

这类结构示于如图 4.1.5-91～93。倒挂式主轴承设置在曲轴箱的横隔壁上，用坚固的主轴承盖悬挂曲轴。曲轴箱下部安装一个薄壁的油底壳，用来封闭曲轴箱和盛贮滑油。它具有结构紧凑、质量轻的优点，但对机体的刚性和加工要求较高。它们广泛应用于中、高速柴油机中。

图 4.1.5-91 为 MAN 20/27 型柴油机的倒挂式主轴承机体结构。它用高强度灰铸铁材料将机体和进气总管、空冷器壳体结合为横截面呈矩形的整体结构，中央设有两道支承气缸套的环带，使机体刚强紧凑。

图 4.1.5-92 为 PC 3 V 型柴油机的焊接机体。它是用铸钢件和钢板焊接成整体，其应力较大的人字形纵隔板和主轴承座为铸钢件，焊缝处于应力较低的部位。两侧焊有凸轮轴箱。轴对称形气缸水套用短贯穿螺栓固定在纵隔板上，以避免机体的焊缝遭受冷却水的腐蚀。主轴承盖用两只长螺栓倒挂，并用两只横向拉紧螺栓紧固于横隔壁上，使机体下部应力线封闭，增强了机体和主轴承的刚性，提高了主轴承的工作可靠性，也消除了主轴承盖相对机体滑动而磨蚀。

图 4.1.5-93 为 MAN-B&W 58/64 型柴油机的机体。机体与主轴承盖用贯穿螺栓和横向拉紧螺栓连接。单体式气缸盖和轴对称形气缸水套，用均布的短贯穿螺栓紧固在机体上部加强板上，有利于气体压力的传递，并可减小拆装高度。

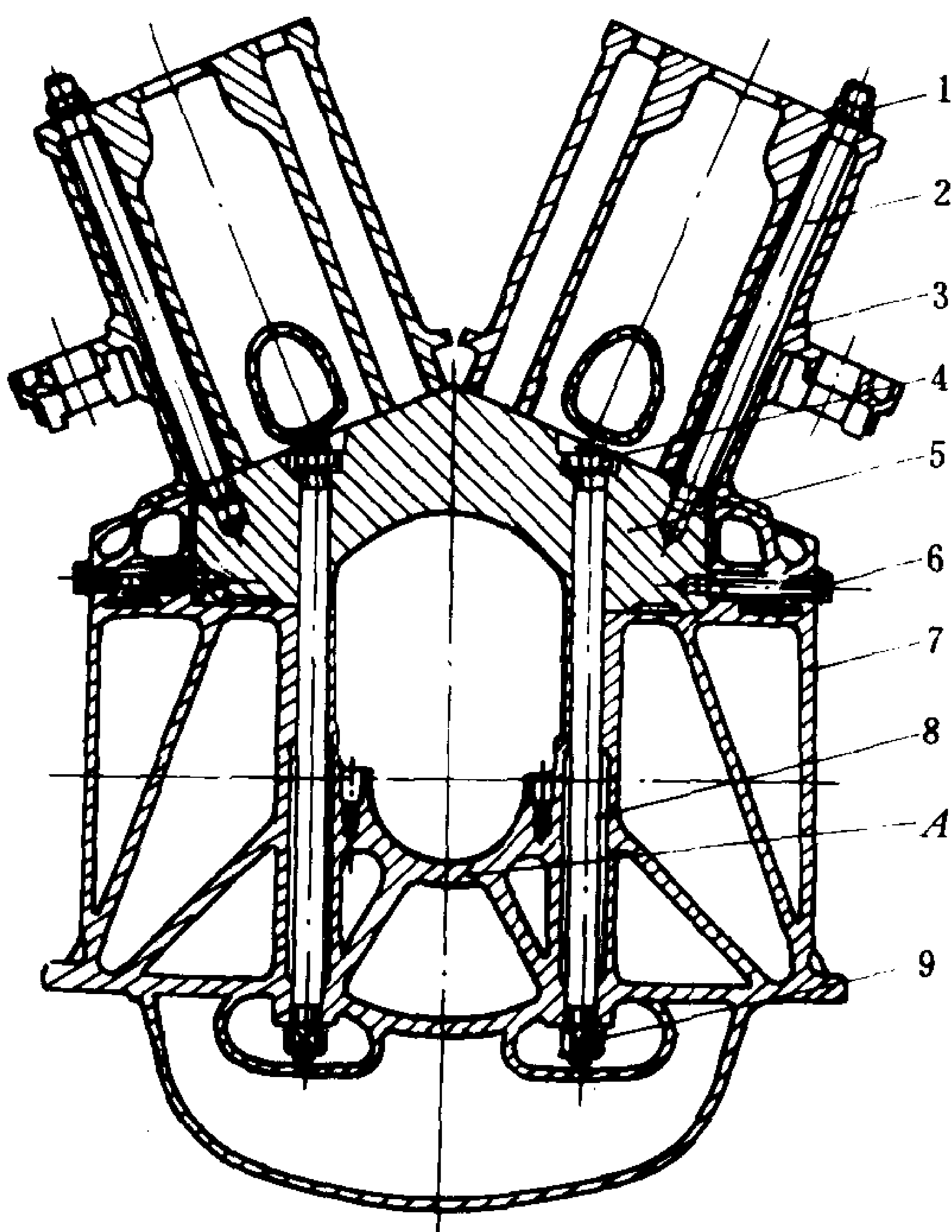


图 4.1.5-90　MAN VV 52/55 型柴油机机体-机座

$D \cdot S = 520 \times 550$；$p_{em} \cdot c_m = 1.77 \times 8.25$ MPa · m/s

3）十字头式柴油机的机体-机座结构

十字头式柴油机的机体-机座由机座、机架、扫气箱和气缸体等组成，并通过长贯穿螺栓连接成整体，以保证具有足够的纵向、横向和扭曲刚性。

在尺寸较小的十字头式柴油机中，多采用整体式或分段式铸造机座，如图 4.1.5-94 所示。而尺寸较大的柴油机，经常是将应力集中严重的轴承座部分做成铸钢件，然后焊接成整体或分段式机座结构，如图 4.1.5-95 所示。MAN KSZ 型柴油机为凸底式机座结构，它重心低，结构紧凑、质量轻。KSZ-B、C 型柴油机为平底式机座结构，这种机座较高，纵向和扭曲刚性较大。

十字头式船舶柴油机常将承受螺旋桨推力的推力轴承座与柴油机的机座铸成一体（图 4.1.5-94），以便缩短机座与推力轴承的总长度并增大刚度，改善推

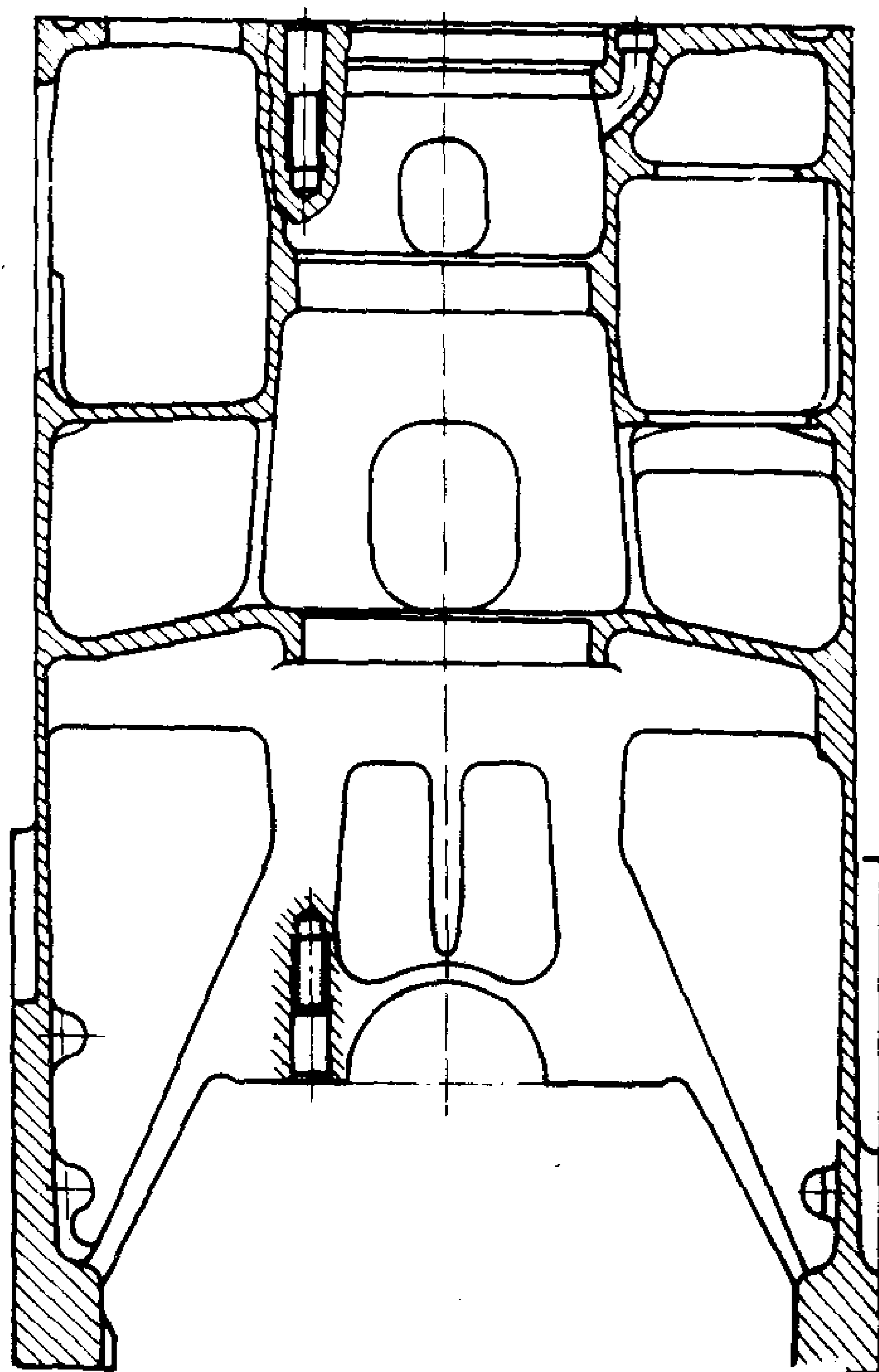


图 4.1.5-91　MAN 20/27 型柴油机机体
$D \cdot S = 200 \times 270$；$p_{em} \cdot c_m = 1.42 \times 9$ MPa · m/s

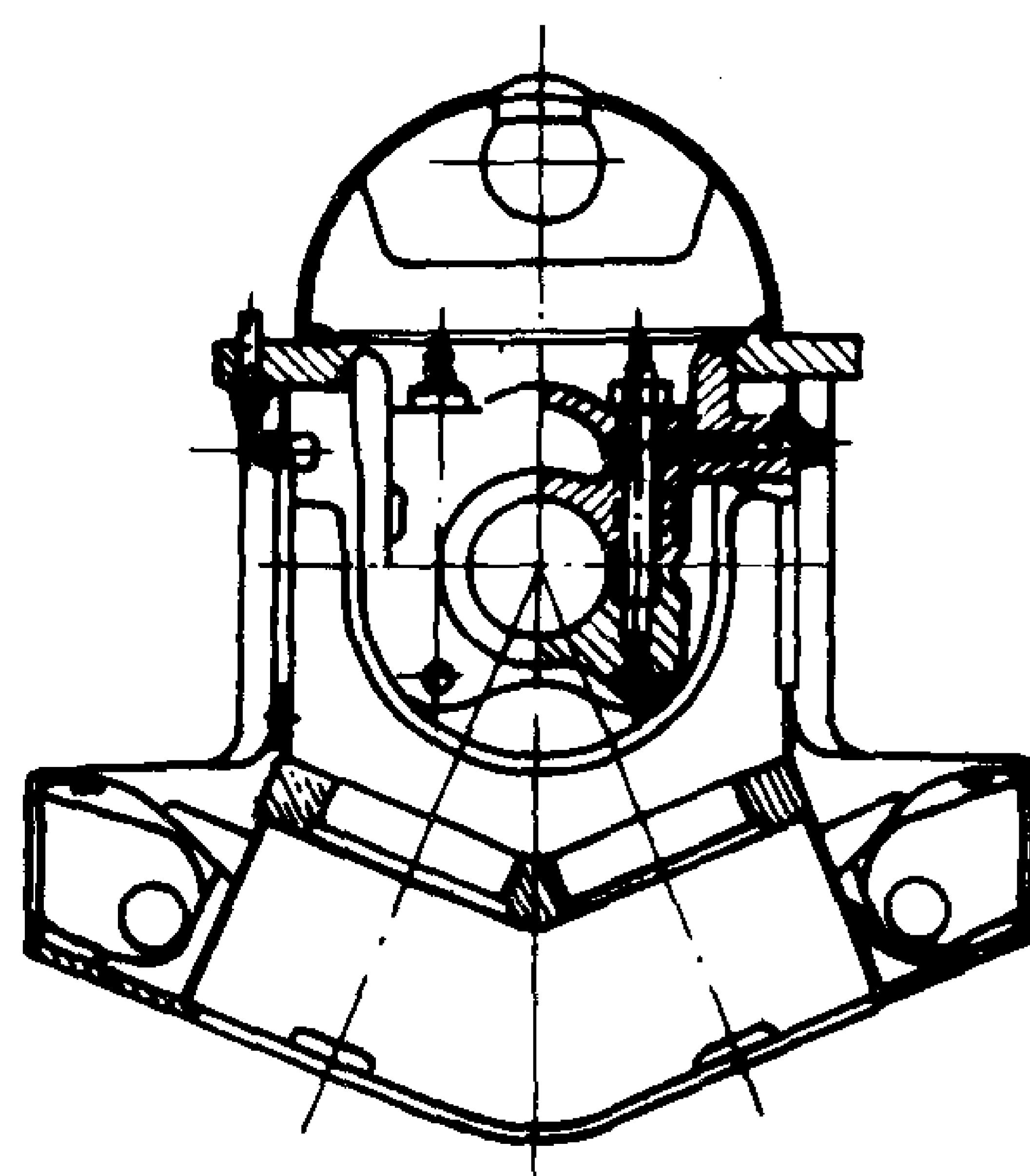


图 4.1.5-92　PC 3 V型柴油机机体
$D \cdot S = 480 \times 520$；$p_{em} \cdot c_m = 1.89 \times 8.15$ MPa · m/s

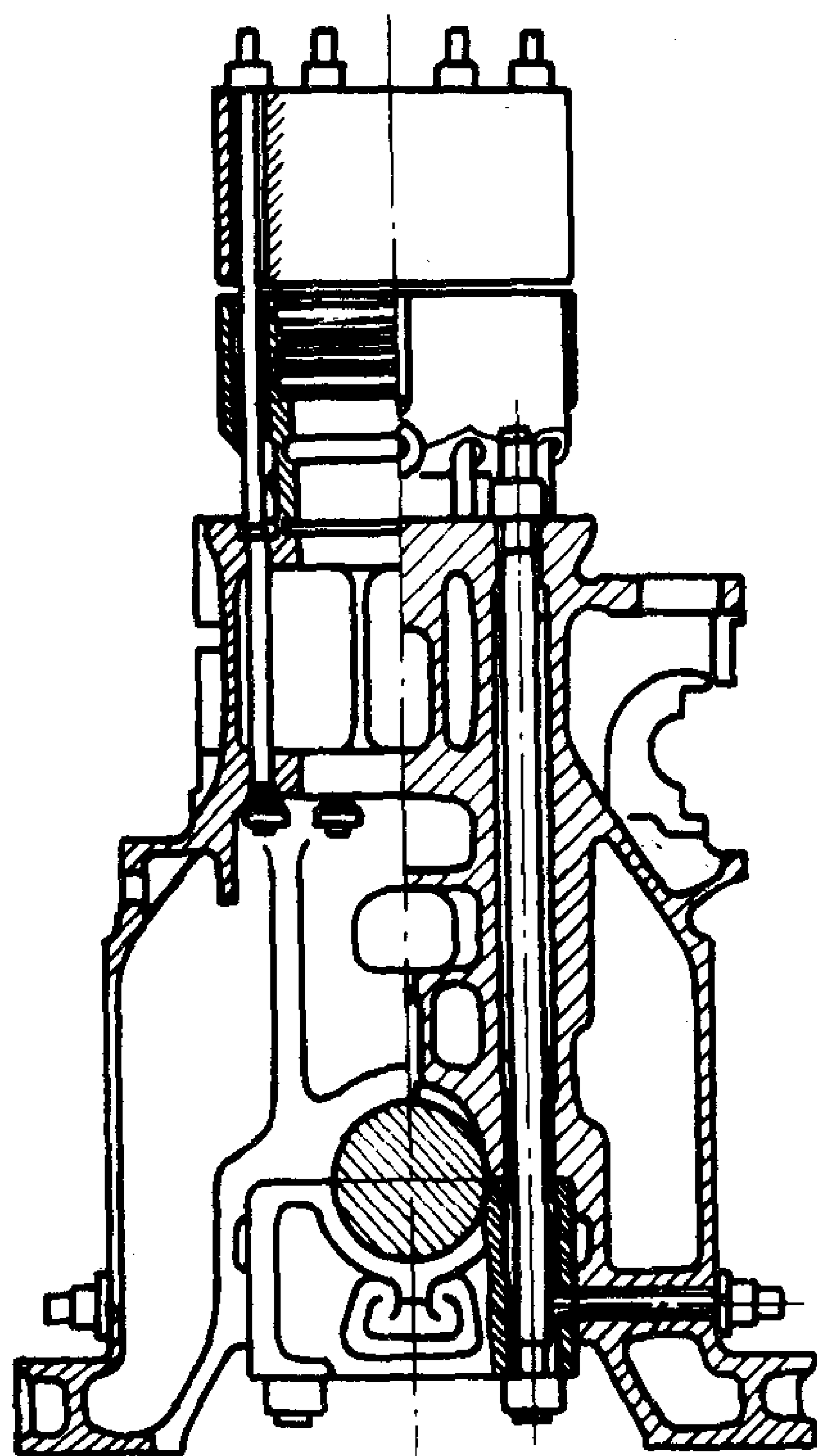


图 4.1.5-93　MAN—B&W 58/64 型柴油机机体
$D \cdot C = 580 \times 640$；$p_{em} \cdot c_m = 2 \times 9.1$ MPa · m/s

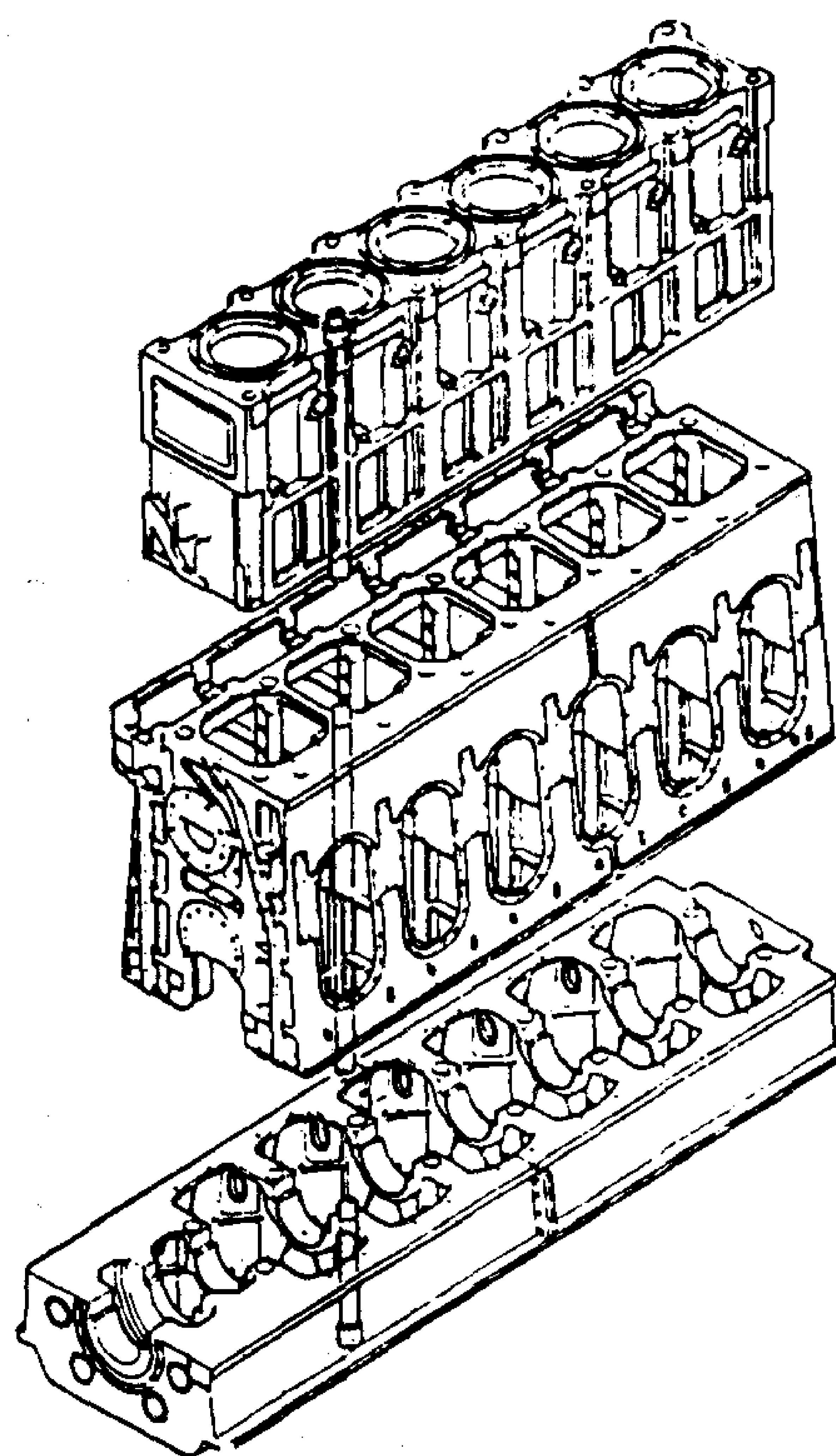


图 4.1.5-94　UEC 52/105 型柴油机机体-机座

力轴承的工作条件。

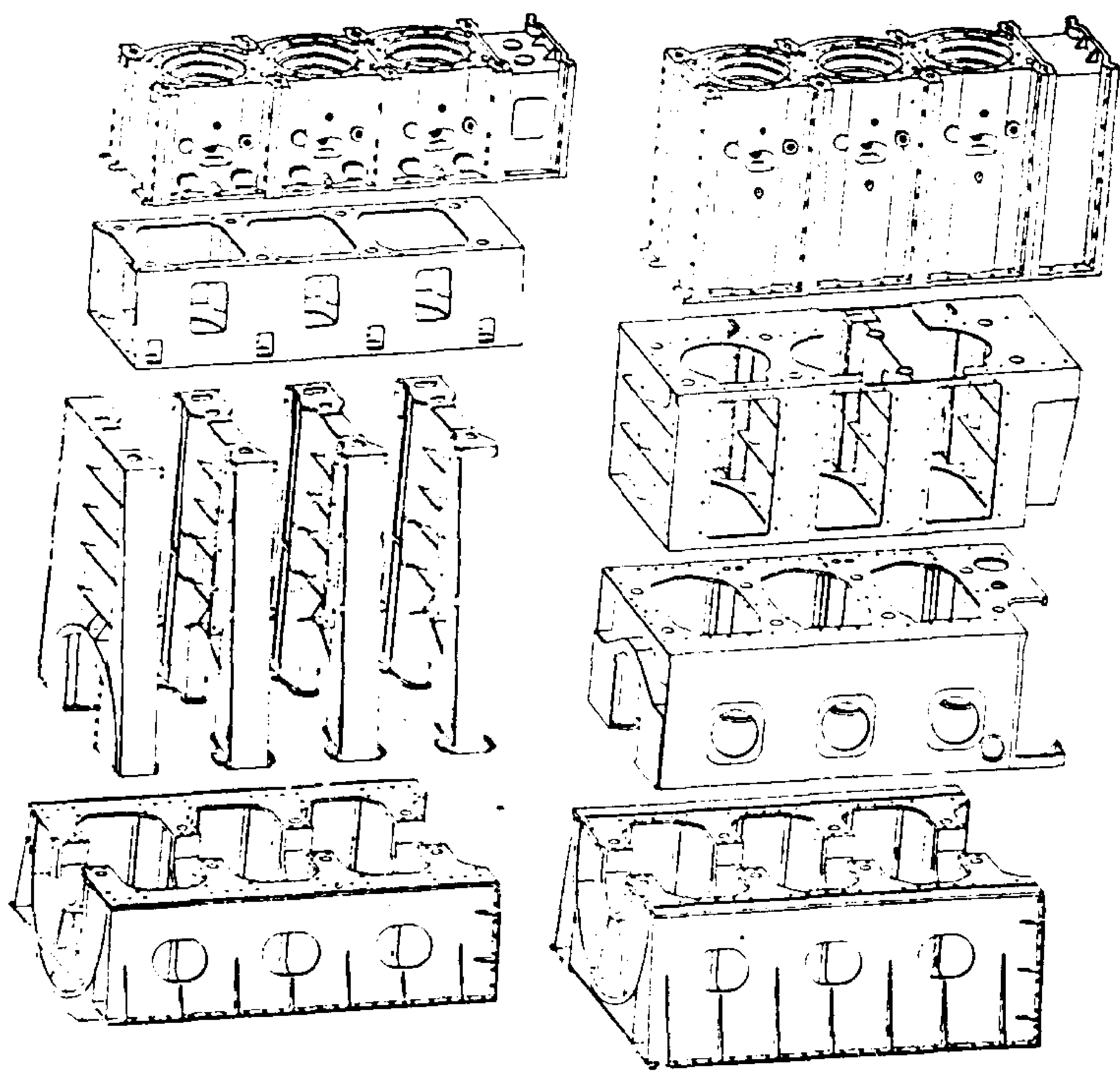


图 4.1.5-95 MAN KSZ 与 KSZ-B、C型柴油机机体-机座

机架有A字架和箱式两种结构型式(图 4. 1. 5-95)。A字架机架是用纵向加强板连接铸造或焊接的单片A字架构成。A字架的横隔板有双夹板（图 4.1.5-96）和单夹板两种型式。双夹板结构刚性较好，但结构复杂，对焊接质量要求较高。箱形机架是将机架铸造或焊接成整体式或分段式的箱形结构，具有刚性大、组装方便、安装精度高和密封性好的特点。

SULZER RLA 56 型柴油机机架是沿纵向分为左、右两个焊接框架，中间用铸铁导板连接成整体的结构。

气缸体和扫气箱内部设有冷却水腔和扫气空间(弯流扫气的还设有进、排气通道)，结构比较复杂。根据加工条件和柴油机的尺度，常将气缸体与扫气箱（指气缸体以下部分）连成一体，铸造成单体（图 4.1.5-95右)、分段（两或三缸一段）或整体式（图 4.1.5-94）结构。气缸体与扫气箱连成一体的整体式结构纵向刚度大，可减小贯穿螺栓所承受的脉动机械应力。

6.2 十字头式柴油机导板

与十字头滑块相对应，导板有双导板和单导板两种结构型式，个别的也有用筒形气缸作为导板。双导板结构如图 4.1.5-96所示，图a)是将铸铁正、倒车导板用螺栓固定在机架的导板座上，轴向定位板固定在各导板内侧。可以通过调整垫片来保证活塞的对中，以及滑块与导板、轴向定位板之间的配合间隙。图b)

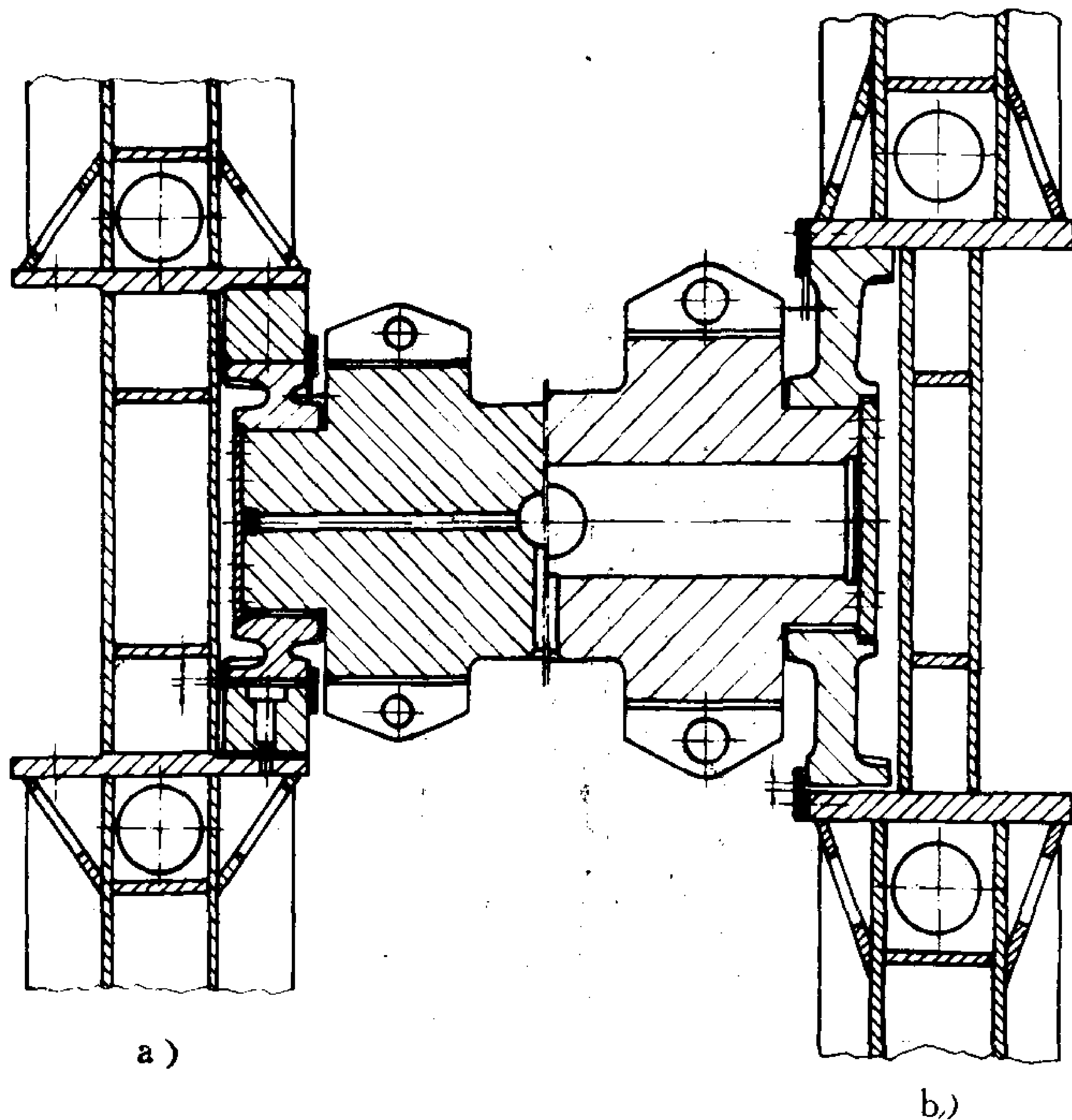


图 4.1.5-96 双导板

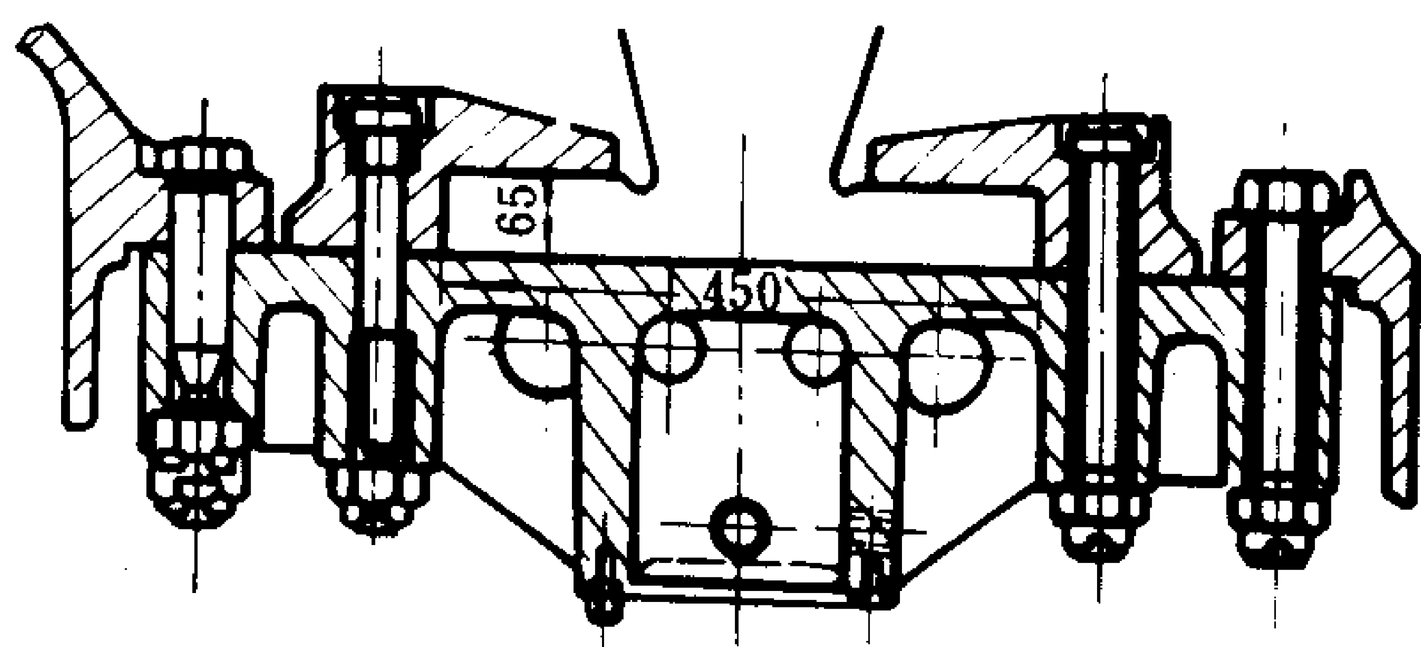


图 4.1.5-97 单导板

是在机架上直接加工出导板工作面的结构，十字头横向位置精度以及滑块与导板的配合间隙，由加工精度保证。纵向的位置精度可通过垫片调整。

单导板结构如图 4.1.5-97 所示。同样可通过调整垫片来保证十字头的位置精度和滑块与导板的配合间隙。

6.3 贯穿螺栓

贯穿螺栓常用优质碳钢或合金结构钢制造。提高贯穿螺栓疲劳强度的措施，请参阅本章 4.6.1。

在中、低速柴油机中，常用长贯穿螺栓将机体-机座各分段连成一体，以增强其整体刚性，改善各连接件的应力状态和工作条件。对于较长的贯穿螺栓，为防止其发生横向振动而产生附加应力，设置部分的导套做中间支承，并将中间支承紧固于扫气箱的孔壁上。

为了布置方便，V型柴油机采用两列斜贯穿螺栓（图 4.1.5-89），但机体-机座将受到附加弯曲应力。如果贯穿螺栓中心线不与气缸中心线平行，贯穿螺栓还将受到附加弯矩作用。V型柴油机中用短贯穿螺栓将气缸体（或气缸水套）与曲轴箱、曲轴箱与机座紧固在一起，使贯穿螺栓的布置方便灵活，紧固气缸体（或气缸水套）的短贯穿螺栓中心线平行于气缸中心线。

贯穿螺栓的预紧力及其上紧方法、步骤，必须按说明书的规定从中央向两端交替成对分阶段上紧。为了防止贯穿螺栓受到附加弯曲应力，安装时应注意对中。

新机器运转一段时间后，建议按正确的上紧程序检查全部贯穿螺栓的预紧力。此后，只在大修期间任意抽检即可。

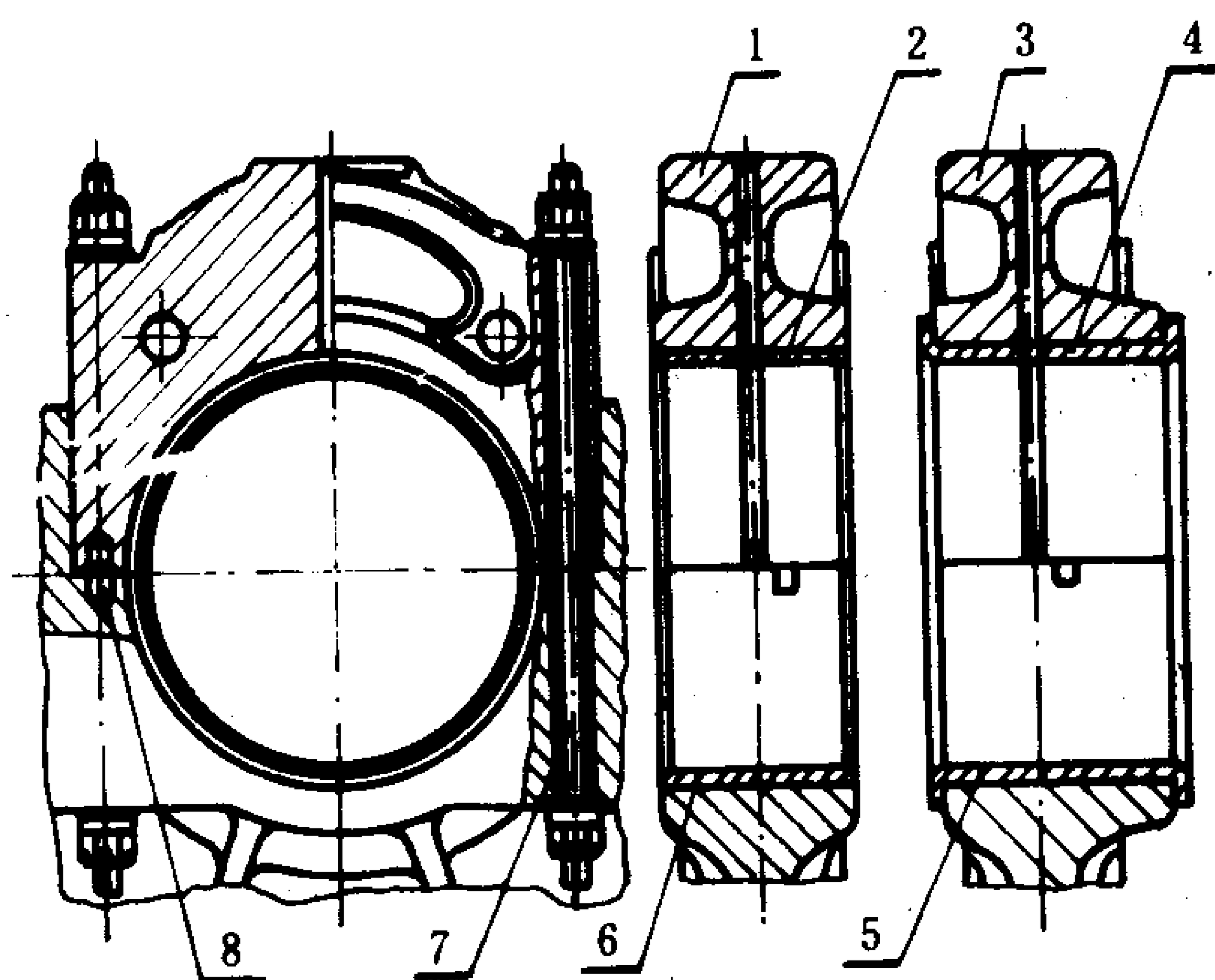


图 4.1.5-98 正置式主轴承

1-主轴承盖；2、6-上、下平轴瓦；3-推力轴承盖；4、5-上、下翻边轴瓦；7-主轴承螺栓；8-定位销

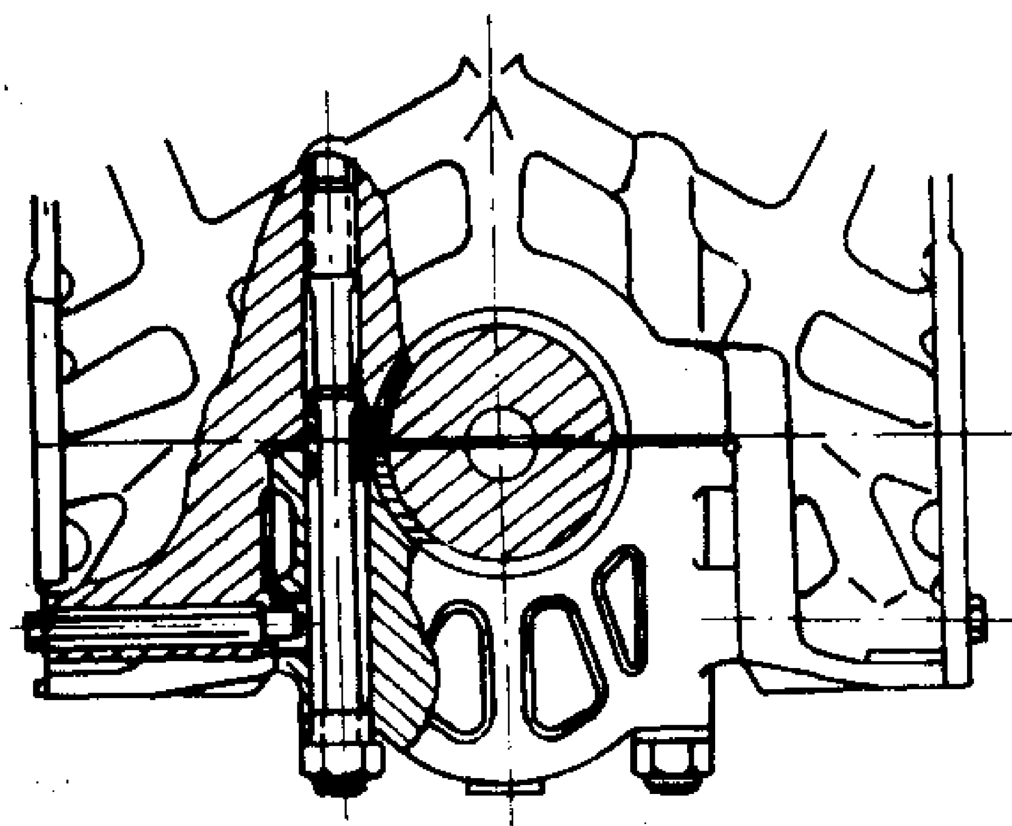


图 4.1.5-99 倒挂式主轴承

7 轴承

7.1 轴承的类型

7.1.1 主轴承

船舶柴油机的主轴承和连杆轴承几乎都是滑动轴承，只有个别高速柴油机采用滚动轴承。

图 4.1.5-98、图 4.1.5-99 分别为中、高速柴油机的正置式和倒挂式主轴承的典型结构。图 4.1.5-100 是十字头式柴油机主轴承的典型结构。主轴承盖常用垂直定位面或齿形接合面、套筒或定位销定位。垂直定位面间的配合，在尺寸较小时常用过盈配合，尺寸较大时用间隙配合。齿形接合面应有足够高的齿形表面精度，涂色检查的齿面贴合面积应大于 75%。

中、高速柴油机的主轴承中常用薄壁轴瓦，定位唇定位，与轴承座过盈配合；十字头式柴油机的主轴承中常用厚壁轴瓦，定位销定位，并可用瓦口平面间的调隙垫片，在一定的范围内调整垂直方向的轴承间隙。

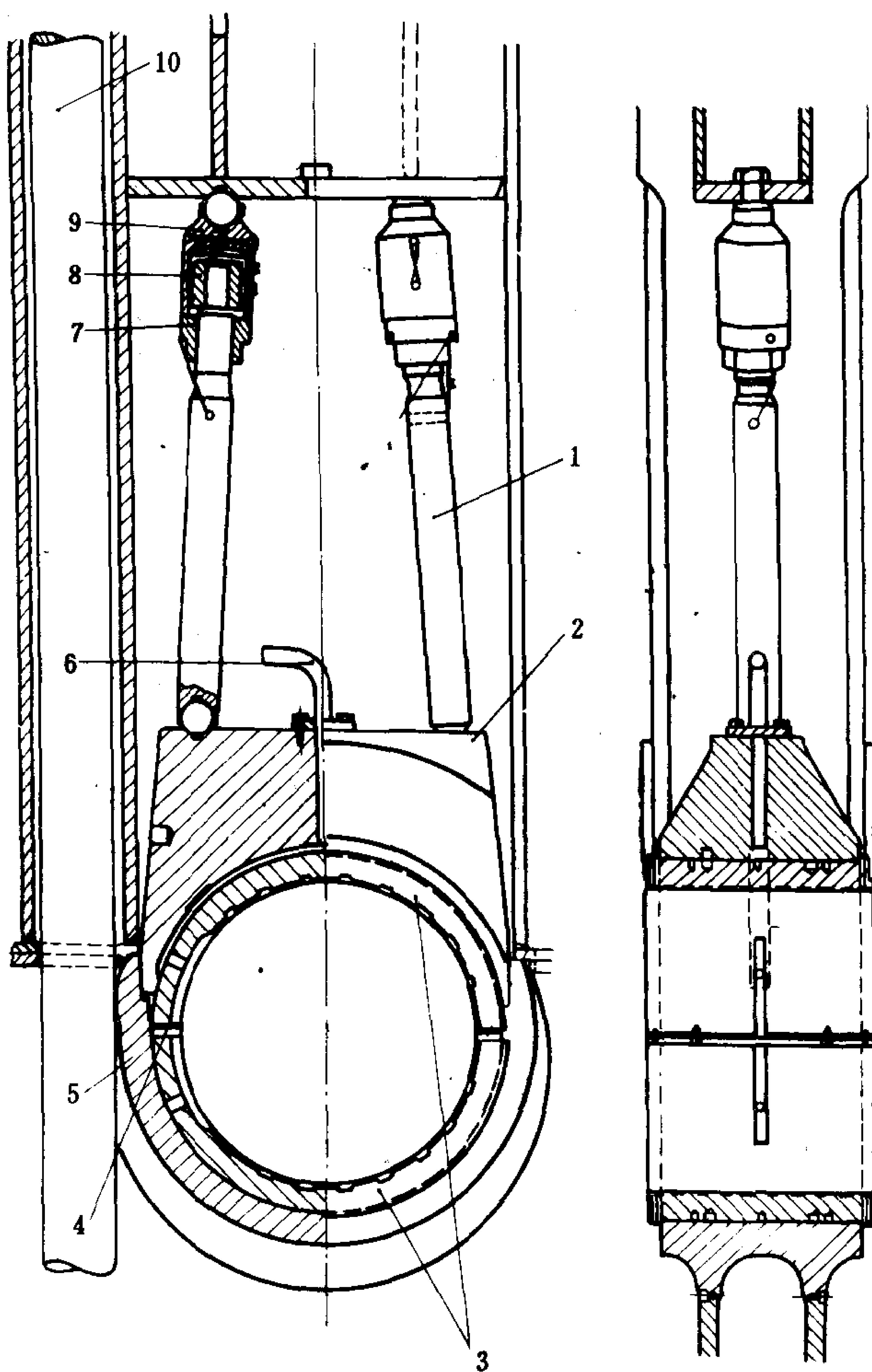


图 4.1.5-100 十字头式柴油机主轴承

1-撑杆螺栓；2-轴承盖；3-上、下轴瓦；4-调隙垫片；5-轴承座；6-进油管；7-撑杆螺母；8-柱塞；9-撑杆螺母座；10-贯穿螺栓

7.1.2 止推定位轴承

主轴承中有径向轴承和止推定位轴承。径向轴承承受径向负荷，止推定位轴承还可对曲轴进行轴向定位，并承受一定的轴向负荷。止推定位轴承可用翻边轴瓦（图 4.1.5-98）或平轴瓦与止推片的组合型式，如图 4.1.5-101 所示。在主轴承中，通常是把飞轮端第一档或中间受力较大的一档作为止推定位轴承。十字头式船舶柴油机常将承受螺旋桨推力的推力轴承座与柴油机机座制成一体，此时曲轴的轴向定位由推力轴承承担。

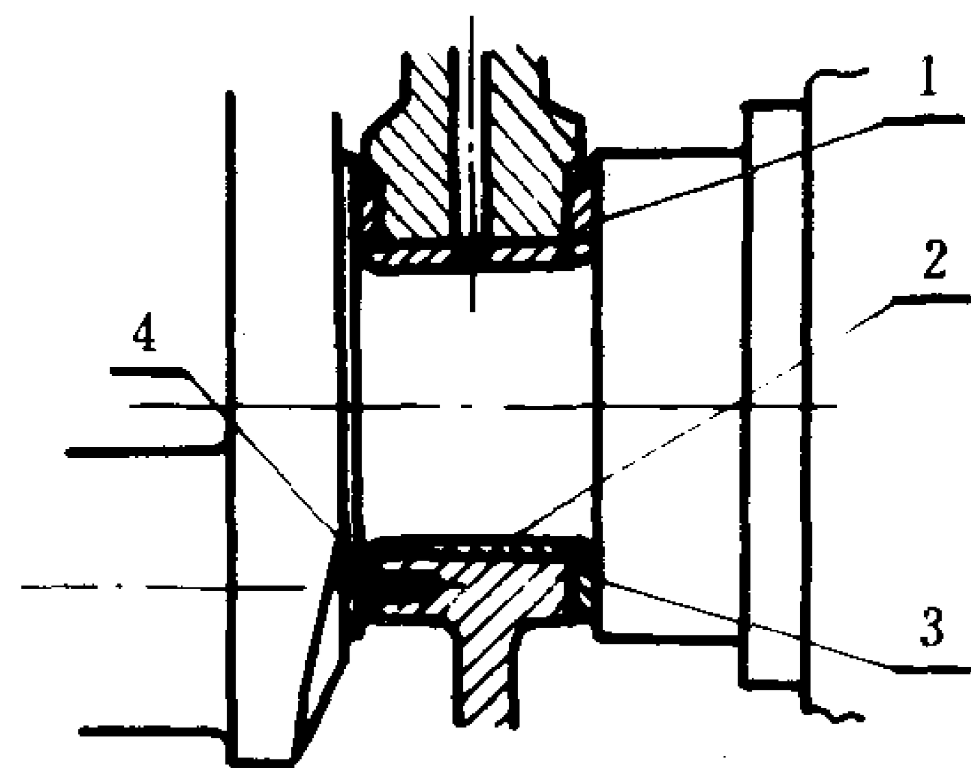


图 4.1.5-101 采用止推片的止推定位轴承

1、3-止推片；2-平轴瓦；4-定位销

常用的单盘浮动扇形块推力轴承[18]如图 4.1.5-102 所示。浮动扇形推力块 $1a$、1 通过止推调整环 $2a$、2 由机座座板支承。浮动扇形推力块用碳钢锻造，工作表面浇有巴氏合金，背面沿圆周方向由两个平面交接形成一个支持刃。工作时，推力块可自动绕支持刃倾斜，使推力盘 3 与推力块间形成楔形润滑空间并建立流体动力润滑油膜，将

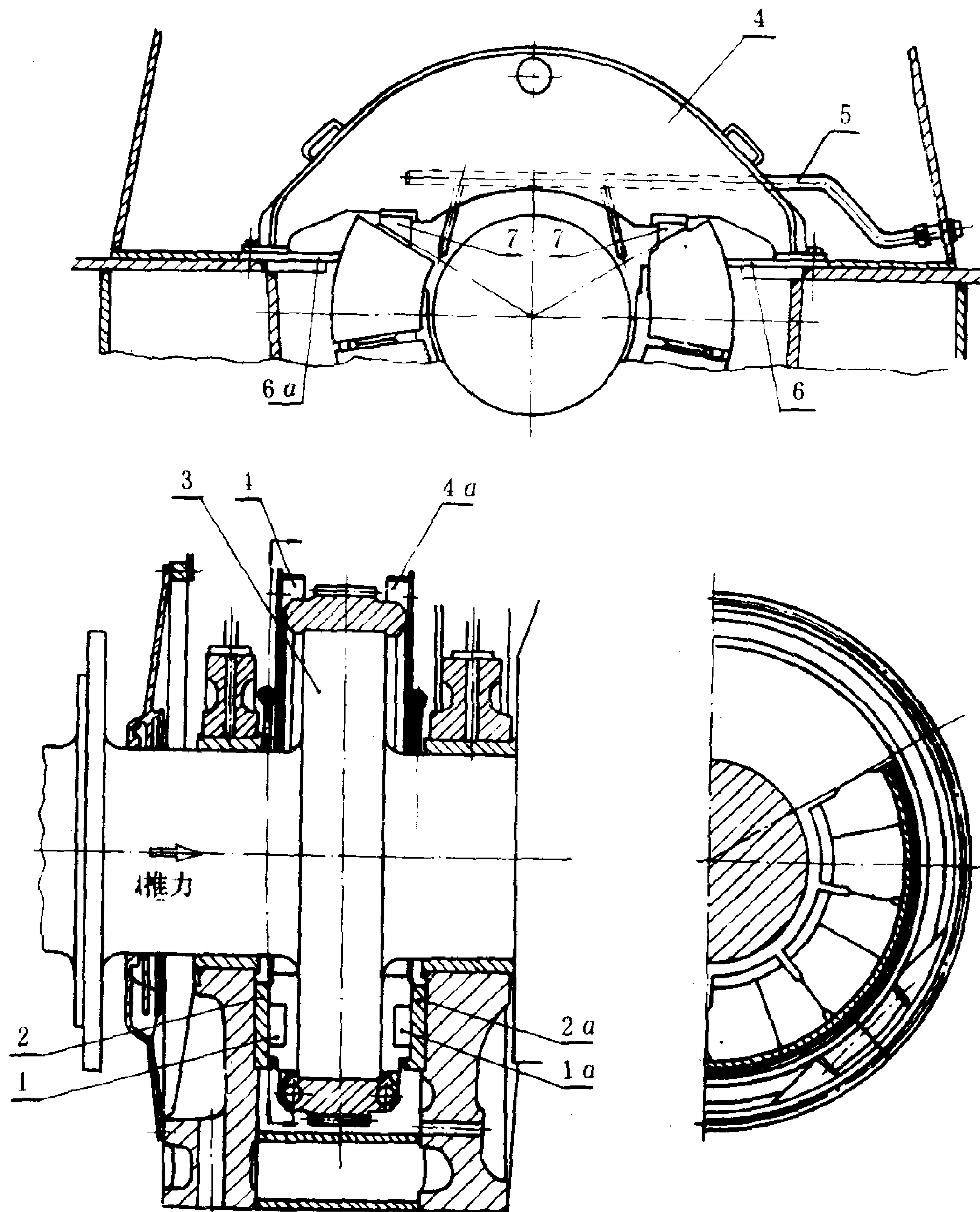


图 4.1.5-102　单盘浮动扇形块式推力轴承

1a、1-正、倒车推力块；2a、2-止推调整环；3-推力盘；4a、4-止动架；5-油管；6a、6-止动板；7-楔块

轴向推力传到止推调整环和机座座板上。推力块用止动架 4a、4 和楔块 7 定位防转。滑油经油管 5 喷入推力盘和推力块工作面之间，进行润滑和冷却。

7.1.3 连杆轴承

连杆大端轴承几乎都采用薄壁轴瓦，只有个别的应用厚壁轴瓦或将巴氏合金直接浇在大端孔内。

图 4.1.5-103 是叉形连杆大端轴承结构。叉形连杆大端采用特殊的厚壁轴瓦，内表面浇有铜铅合金，外表面中部进

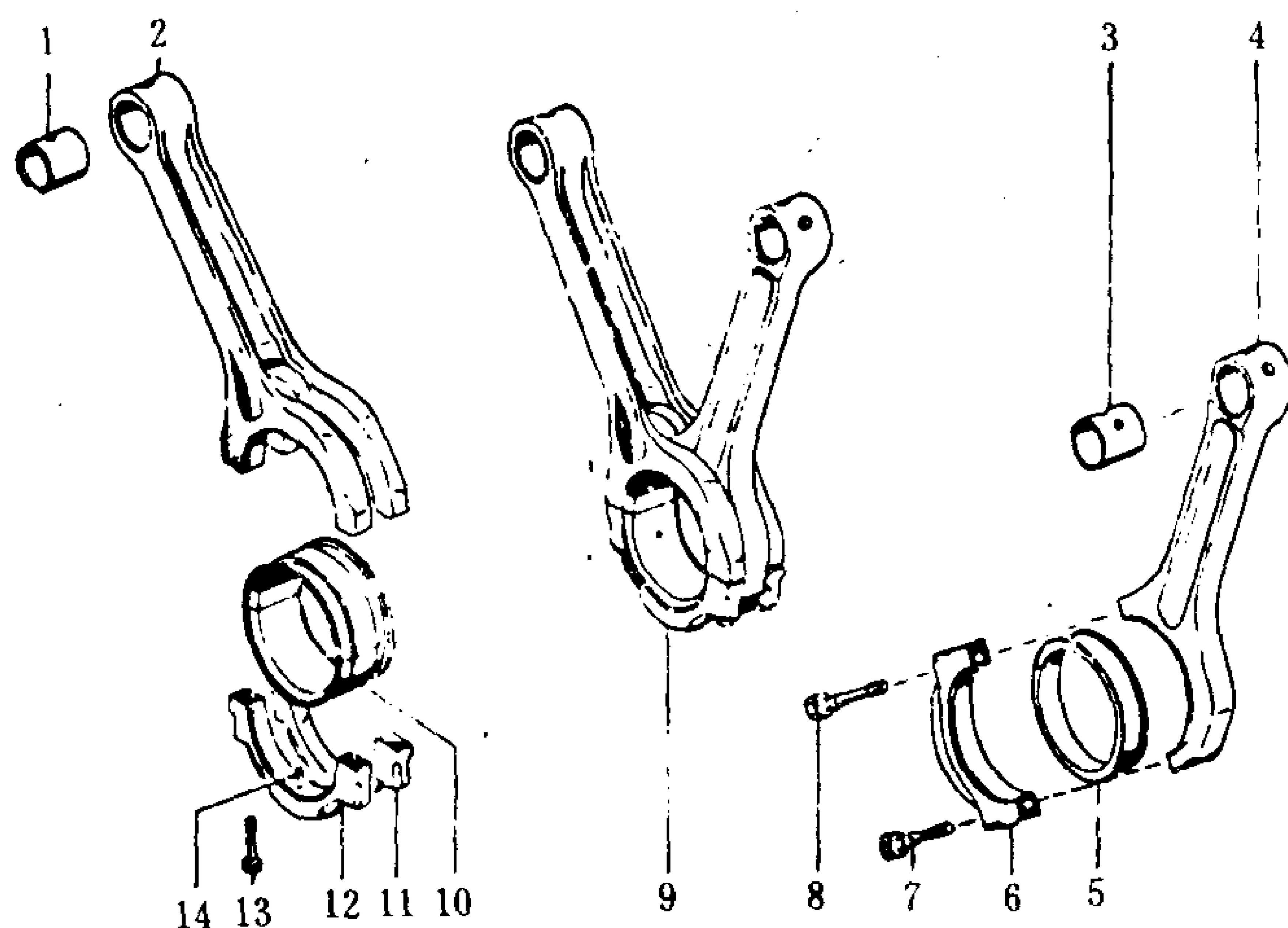


图 4.1.5-103　叉形连杆大端轴承

1、3-连杆小端衬套；2-叉形连杆；4-中央连杆；5-中央连杆轴瓦；6-中央连杆盖；7、8、13-连杆螺栓；9-组装图；10-叉形连杆轴瓦；11、12-叉形连杆盖；14-定位销

行镀铬硬化，充当中央连杆的“轴颈”，中央连杆采用普通的薄壁轴瓦。

连杆小端轴承和关节连杆的副连杆销轴承，常用青铜衬套，或铜铅合金、铝基合金的卷制薄壁衬套。

7.2 轴瓦结构形式和材料

7.2.1 轴瓦结构形式

轴瓦的结构形式很多，按其结构形状可分为平轴瓦、翻边轴瓦、衬套、轴套和止推片；按金属的层数可分为单层、双层、三层和四层金属轴瓦；按轴瓦厚度和使用特点可分为厚壁和薄壁轴瓦。

单层金属轴承是由一种轴承合金制成的衬套。双层金属轴瓦是在钢背内覆以轴承合金，它起减摩和抗咬合作用。三层金属轴瓦是在轴承合金的表面上，再镀一层极薄的表面镀层，以改善轴承的表面性能或疲劳强度。四层金属轴瓦依次由钢背、高疲劳强度轴承合金、表面性能良好的轴承合金和表面镀层所构成。

厚壁轴瓦的壁厚t较厚，与轴承直径D的比值t/D在 0.065 以上，合金层厚度常为 0.75～2 mm。因瓦背厚度和刚度大，轴瓦本身可以保证轴承孔尺寸和几何精度，故对轴承座孔的加工精度要求较低；但轴瓦装入座孔后，须经单件刮配。常用于小批量或单件生产的大型低速柴油机的主轴承。薄壁轴瓦的t/D在 0.02～0.065 之间，合金层厚度为 0.2～0.7 mm。轴瓦薄而富有弹性，轴承孔尺寸和几何精度由轴承座孔和轴瓦壁厚加工精度保证。因此，对加工精度和轴承座刚度要求较高，轴瓦装入座孔后不允许刮削，互换性好，适于大批量生产。由于合金层厚度薄，轴瓦疲劳强度高。广泛应用于各种类型柴油机中。

在铜基或低锡铝基轴承合金上镶嵌表面镀层的网纹轴瓦[19]如图 2.1.5-104 a)所示。这种轴瓦是在轴承合金表面加工出细密的网纹，再依次镀覆镍栅层和表面镀层，最后镗制轴承孔。装机磨合后轴瓦表面成为嵌有镀层的轴承合金，使表面镀层的有效寿命得以延长。图b)又称沟槽轴瓦，镀层约占轴瓦表面积的 75%，轴承合金约占 25%。

图 4.1.5-105～107 分别为薄壁平轴瓦、薄壁翻边轴瓦和厚壁轴瓦的典型结构。

7.2.2 常用材料

常用的轴承合金有巴氏合金、铜基和铝基合金；表面镀层材料有铅锡、铅锡铜、铅锡锑和铅铟等合金。各种轴承合金的性能和应用场合见表 4.1.5-15。

在巴氏合金上镀以表面镀层，可提高轴瓦的疲劳强度，防止龟裂和烧损。铜基或铝基合金镀表面镀层，可改善其表面性能，且是铜基合金防止腐蚀的重要措施。

瓦背常用低碳钢材料。

7.3 轴瓦技术状态的检查

1）所有轴承合金、表面镀层和瓦背材料的化学成分、金相组织以及机械性能，应符合有关标准或产品图样的规定。

2）轴瓦合金层与瓦背应牢固粘合，不得有剥落现象。轴瓦内表面和对接平面应光滑平整，不得有任何伤痕。轴瓦合金层表面不得有夹杂、气孔、裂纹、疏松等缺陷。

3）轴瓦表面粗糙度应不大于表 4.1.5-16 的规定。

4）留镗、刮量的轴瓦的壁厚公差为 0.03 mm；镗量为 0.15～0.20 mm，刮量为 0.03～0.06mm。

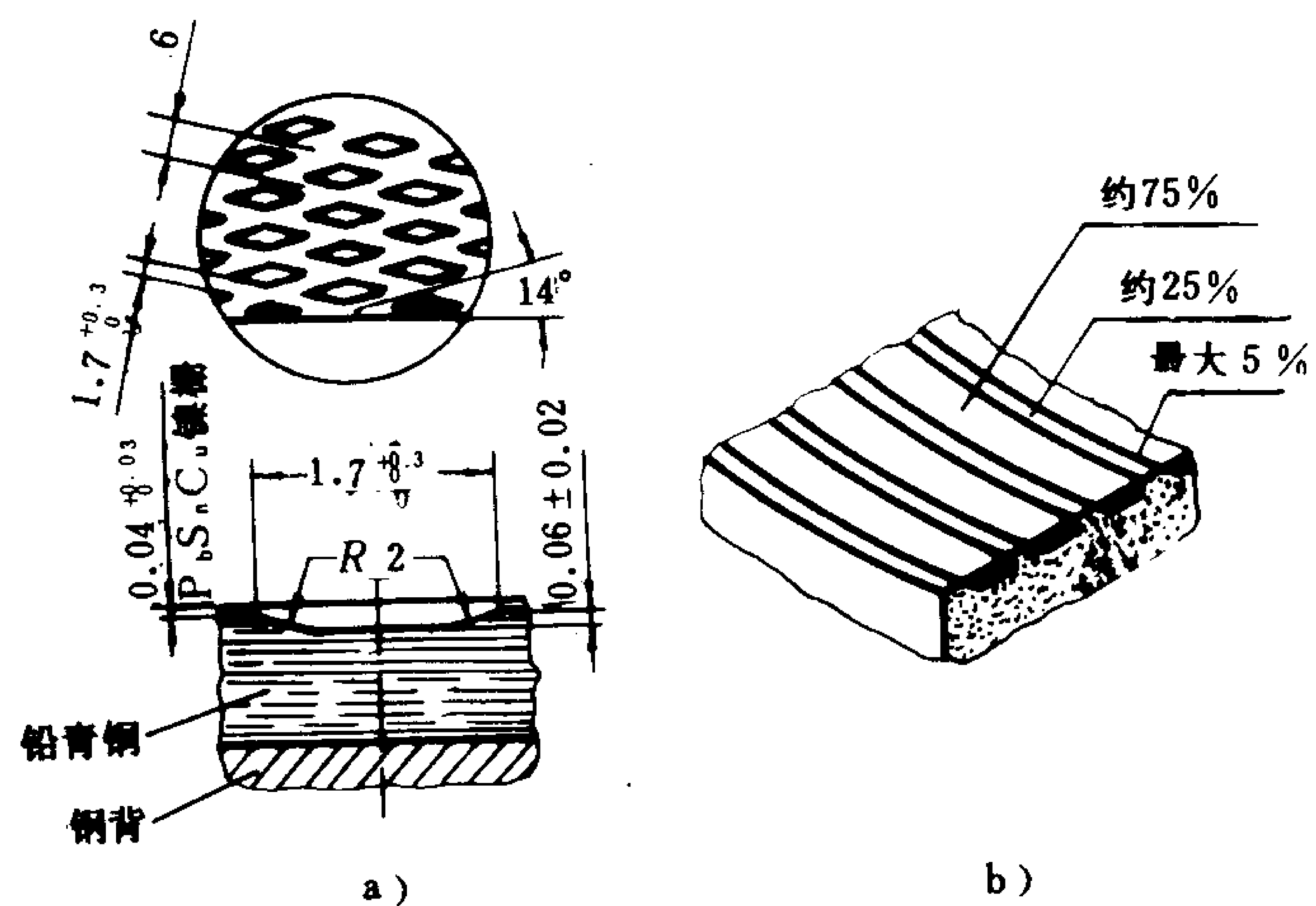


图 4.1.5-104　网纹和沟槽轴瓦

a）网纹轴瓦；b）沟槽轴瓦

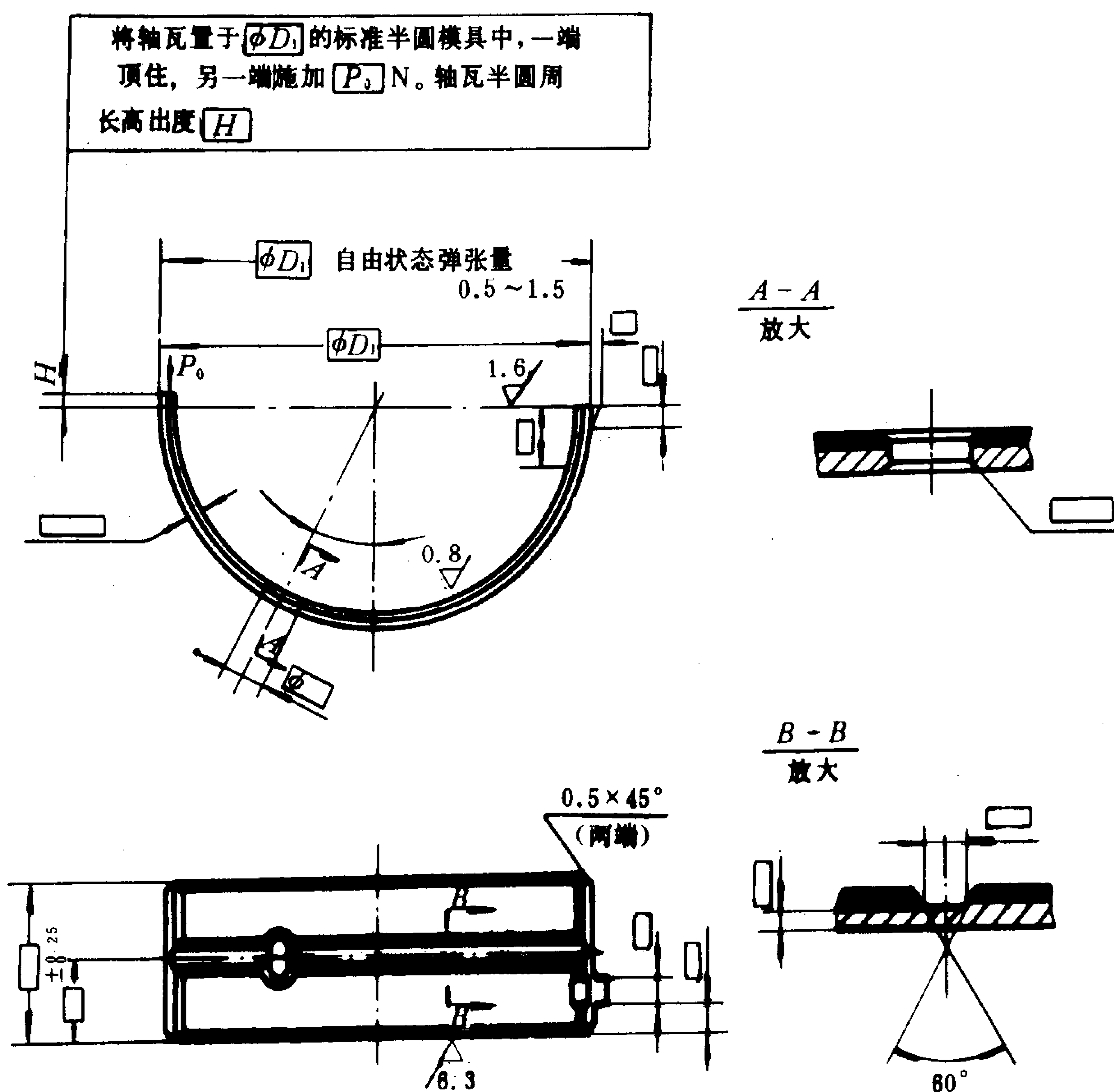


图 4.1.5-105　薄壁平轴瓦

将轴瓦置于 φD₁ 的标准半圆模具中，一端顶住，另一端施加 P_0 N。轴瓦半圆周长高出度为 H。

φD₁ 自由状态弹张量0.5～1.5

A向 放大

B—B 放大

C 放大

×45° 两端

D 放大

图 4.1.5-106 薄壁翻边轴瓦



图 4.1.5-107　厚壁轴瓦

表 4.1.5-15 **轴承合金**

类别		品种	轴瓦或衬套结构型式	硬度（HB）		机械性			
				轴承合金	轴颈	比压 p_{max} MPa	极限线速度 v_{max} m/s	pv MPa m/s	抗拉强度 MPa
巴氏合金	锡基	ZChSnSb 11-6 ZChSnSb 8-4	双层金属厚壁轴瓦	20～27	160	5～10	7～10	80	0.8～1.0
			双层金属轴瓦，合金层厚 0.5 mm			12～14		90	
		ZChSnSb 4-4	双层金属轴瓦，合金层厚 0.1 mm			16			
	铅基	ZChPbSb 10-6 ZChPbSb 15-10	双层金属轴瓦（薄壁或厚壁）	18～25		—	—	—	0.6～0.8
铜基合金	铜铅合金与船青铜	ZQPb 30 ZQPb 25-5	薄壁双层金属轴瓦	ZQPb 30 ≤36 ZQPb 25 -5≤42	>300	30	8～10	150	ZQPb 30 ≈0.88 ZQPb 25－5 ≈1.2～1.8
			薄壁三层金属轴瓦		≥230	35	10～13	200	
			单层或双层衬套		>300	60～80	8～10	150	
		铅青铜（含铅 40%～50%）	双层金属轴瓦	30	>270	25	10	—	0.7
	铝青铜		单层金属衬套	80～120	>300	120	3～5	—	4～5
	锡青铜			60～80					2～2.5
铝基合金	铝锑镁合金		双层金属轴瓦	22～32	≥230	20	8～10	—	—
	铝锡合金	6%低锡铝合金	三层金属轴瓦	40～50	>230	35	10～13	200	1.3～1.4
		20%高锡铝合金	双层金属轴瓦	25～35	≥230	32	13～15		1.1～1.3
		30%～40%高锡铝合金		25～30	170～200	30	15	—	1～1.05

的综合性能

能		表面性能							其它性能			应用场合
弹性模量 MPa	最高工作温度 ℃	抗咬合性	顺应性	磨合性	嵌藏性	耐磨性	损伤敏感性	耐腐蚀性	工艺性	经济性	线膨胀系数 10^{-6}/℃	
310～350	110～120	最好				一般	低	最好	好	需用贵重锡	20～24	大型低速和中等负荷中速柴油机的主轴承，十字头轴承和连杆大端轴承衬套与止推片
										节约锡		为锡基巴氏合金的代用品
800～950	150～170	差				好	高	极差	复杂	需用贵重铜	17～19	近代中、高速柴油机主轴承和连杆大端轴承，小端衬套和止推片
		好	一般					好				
		差						极差				连杆小端、关节连杆副连杆销轴承衬套和止推片
	—	好	一般					极差				应用不多
		差				很好	高	一般	一般			连杆小端、关节连杆副连杆销轴承衬套和止推片
630～700	200	好			一般	好	一般	好	好	节约锡	20～24	中等负荷中速柴油机主轴承和连杆大端轴承
	150				好	好	低		复杂	节约锡		中、高速强化柴油机主轴承和连杆大端轴承
	170					一般			好	用锡量大		中等负荷柴油机的主要轴承材料
	150～160								一般			大型低速柴油机中取代巴氏合金的主要材料

对于薄壁轴瓦还应检查：

5）轴瓦壁厚公差和半圆周长公差不得大于表 4.1.5-17 规定；瓦口削薄量与极限偏差，推荐按表 4.1.5-17 规定。

6）用涂色法检验轴瓦外圆贴合度（在施加测量力的状态下）应不小于 85%；不贴合面应呈分散分布，其中最大不贴合面积应不大于瓦背面积的 10%。

表 4.1.5-16　　　　**轴瓦表面粗糙度**

表面位置	轴瓦外径 D_L<250 mm	轴瓦外径 D_L=250～500 mm
外表面	$\overset{0.8}{\bigtriangledown}$	$\overset{1.6}{\bigtriangledown}$
内表面	巴氏合金：$\overset{0.4}{\bigtriangledown}$；铜基或铝基合金：$\overset{0.8}{\bigtriangledown}$	
对接平面	$\overset{1.6}{\bigtriangledown}$	
翻边轴瓦止推边内、外侧面	$\overset{1.6}{\bigtriangledown}$	

表 4.1.5-17　　　　**轴 瓦 壁 厚 公 差**　　　　mm

轴瓦外径 D_L		壁厚公差		半圆周长公差	瓦口削薄尺寸及极限偏差	
大于	至	双层金属轴瓦	三层金属轴瓦		瓦口削薄量 G	削壁高度 S① 公差带
	45	0.010	0.015	0.030	$0.035_{-0.025}^{0}$	$S_{-2.0}^{0}$
45	75	0.013	0.018	0.035	$0.040_{-0.025}^{0}$	$S_{-3.0}^{0}$
75	110	0.015	0.020	0.040	$0.045_{-0.030}^{0}$	$S_{-4.0}^{0}$
110	160	0.020	0.025	0.045	$0.050_{-0.035}^{0}$	$S_{-5.0}^{0}$
160	200	0.020	0.025	0.050	$0.050_{-0.035}^{0}$	$S_{-5.0}^{0}$
200	250	0.025	0.030	0.055	$0.070_{-0.040}^{0}$	$S_{-5.0}^{0}$
250	300	0.025	0.030	0.060	$0.070_{-0.040}^{0}$	$S_{-5.0}^{0}$
300	400	0.030	0.035	0.070	$0.080_{-0.050}^{0}$	$S_{-6.0}^{0}$
400	500	0.035	0.040	0.080	$0.10_{-0.060}^{0}$	$S_{-8.0}^{0}$

① 削薄高度 S 值推荐取 $1/7D_L$ 或由用户与制造者商定。

7.4 轴瓦的工作可靠性

随着柴油机爆发压力的提高，以及轴承尺寸与滑油粘度的减小，使得轴承工作条件更趋恶化，目前轴承的工作参数示于表 4.1.5-18。

表 4.1.5-18　　　　**轴承的工作参数**

名　　称	二冲程柴油机		四冲程柴油机	
	连杆轴承	主轴承	连杆轴承	主轴承
轴承比压 MPa	16	11	32	25
最大油膜压力 MPa	70	57	135	116
圆周速度 m/s	3.8	3.8	11.5	13
最小油膜厚度 μm	8.9	9.5	3.3	5.1
油膜厚度<10μm 时的曲柄转角 ℃A	65	50	410	250
平均有效油膜温度 ℃	75	70	95	85
滑　油	SAE 40	SAE 40	SAE 30	SAE 30

7.4.1 油膜压力的建立

主轴承和连杆轴承是载荷随时间变化的非稳定轴承。根据粘性流体动力润滑理论，作为

轴承承载能力的油膜压力，是由旋转油膜压力和挤压油膜压力两部分所构成。

当轴颈或轴承孔旋转时，如图 4.1.5-108 所示，滑油在工作表面的带动下，由最大油膜厚度 h_{max} 处进入油楔的一侧，从最小油膜厚度 h_{min} 处流出，并在收敛的油楔内建立流体动压力——旋转油膜压力 p_t。它分布于连心线 AA（又称偏心线）的一侧，并根据油膜形成有效角速度 $\bar{\omega}$ 的方向而异。如果 ω 为零，则旋转效应消失，p_t 为零。

当轴颈与轴承孔作径向相对运动时，如图 4.1.5-109 所示，滑油将被挤压，产生挤压油膜压力 p_r。它对称分布于连心线的两侧。如果轴颈和轴承孔没有径向相对运动，挤压油膜压力消失；如果轴颈中心作向心运动，挤压方向相反（图c），挤压油膜压力将在另一侧建立，但其数值很小。

轴承负荷由旋转油膜压力的合力 P_t 和挤压油膜压力的合力 P_r 共同平衡。

P_t 和 P_r 由以下两式表示：

$$P_t=\frac{S_{OT}\cdot\eta}{\phi^2}\cdot B\cdot D\cdot\bar{\omega} \qquad (4.1.5\text{-}11)$$

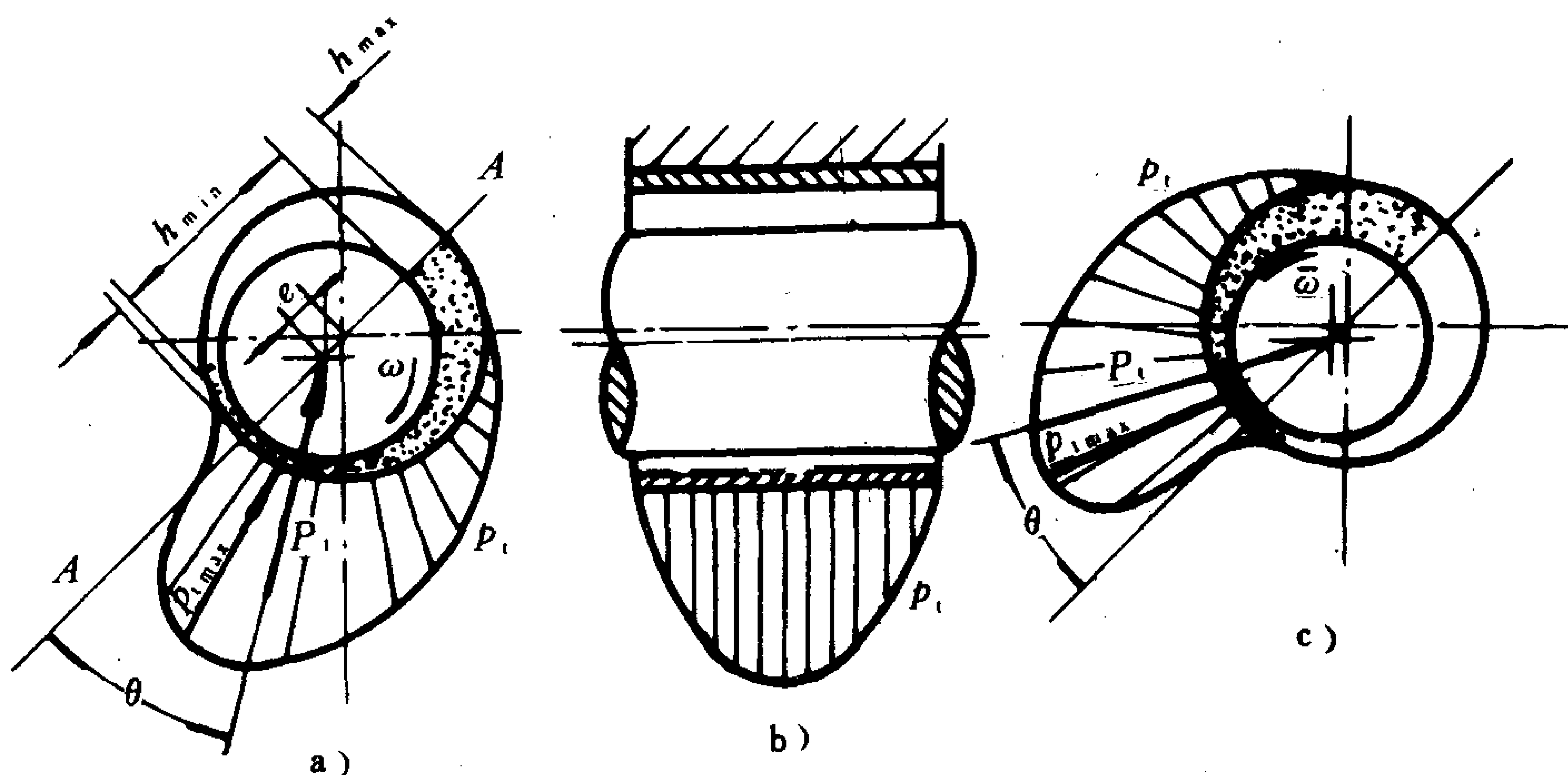


图 4.1.5-108　旋转效应油膜压力

a）轴顺时针转动时油膜压力分布；b）油膜压力轴向分布；　c）轴逆时针转动时油膜压力分布

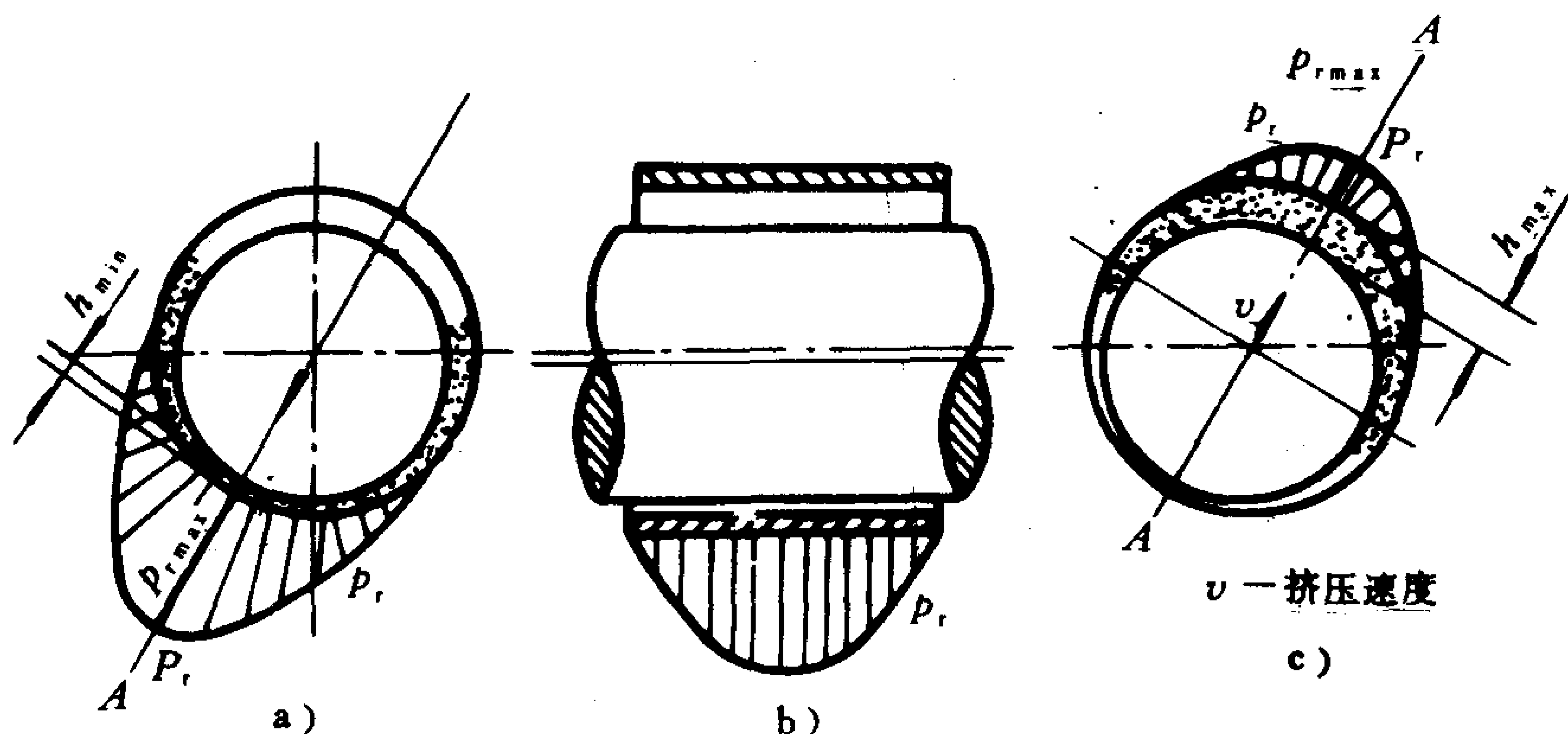


图 4.1.5-109　挤压效应油膜压力

a）正向挤压时油膜压力分布；b）油膜压力轴向分布；　c）反向挤压时油膜压力分布

$$P_T=\frac{S_{OR}\cdot\eta}{\psi^2}\cdot B\cdot D\cdot\dot{\varepsilon} \quad (4.1.5\text{-}12)$$

式中：S_{OT}、S_{OR}——旋转、挤压油膜承载能力系数。在结构参数一定的前提下，与偏心率ε和油膜厚度h有关；

η——滑油动力粘度；

B、D——轴承宽度、直径；

$\psi=\frac{D-d}{d}$——轴承相对间隙；

d——轴颈直径；

$\varepsilon=\frac{2e}{D-d}$——轴颈中心偏心率；

e——轴颈中心偏心距；

$\bar{\omega}=\omega_j+\omega_c-2\omega_0$——油膜形成有效角速度；

ω_j、ω_c、ω_0——分别为轴颈、轴承孔、轴颈中心的瞬时回转角速度；

$\dot{\varepsilon}=\frac{d\varepsilon}{dt}$——轴颈中心径向运动分速度；

$h=\frac{1}{2}(D-d)(1-\varepsilon\cos\varphi)$——油膜厚度。

7.4.2 影响油膜形成的因素

由上式可知，ε越大，h值越小，油膜承载能力系数和油膜压力的合力就越大。但是，实现液体润滑的最小油膜厚度还受到轴颈和轴承表面粗糙度、轴承副的变形以及装配质量和制造精度等因素的限制。因此，低粗糙度的轴颈和轴承表面，足够刚度的轴承副，良好的制造和装配质量以及正常的运转条件是轴承副良好工作的重要因素。

1）轴承负荷

若柴油机过载、爆发压力过高，将使油膜厚度过小而发生半干摩擦或干摩擦，引起轴承过度磨损甚至咬粘；或者造成油膜峰值压力过高而导致轴承合金发生龟裂、剥落。

2）滑油粘度

滑油动力粘度越大，油膜承载能力就越强。但粘度过大将使摩擦损失增加，柴油机机械效率降低，轴承发热。相反，粘度过低，滑油从轴承两端泄漏量增大，使油膜承载能力降低。因此，应按说明书规定选用粘度合适的滑油并控制滑油的工作温度。

3）柴油机转速

$\bar{\omega}$和$\dot{\varepsilon}$是影响油膜压力的重要因素，它们取决于柴油机转速。$\bar{\omega}$值大，旋转油膜压力大。如果$\bar{\omega}$等于零则旋转油膜压力消失，轴颈在轴承负荷作用下将迅速作径向运动（$\dot{\varepsilon}$值增大），使轴承负荷由挤压油膜压力来平衡。然而挤压油膜压力不能持久，当滑油向两侧流尽后，轴颈和轴承就将直接接触。这便是某些柴油机的负荷并非最严重的轴承经常损坏，而负荷最大的轴承却能正常工作的原因。运转中柴油机频繁的起动、停车以及长时间的低速运转，油膜承载能力将显著下降，应尽量予以避免。此外，若柴油机反转运行时增速过快，当轴颈作剧烈的向心运动时，由于滑油不能及时充满迅速增大的轴承间隙，便会出现瞬时真空而产生气泡引起气蚀，进而导致轴瓦合金层剥落。

4）轴承间隙

油膜压力的合力与轴承相对间隙ψ的平方成反比，所以减小ψ是提高轴承承载能力的最好

措施。但减小ψ却受到加工精度(包括同轴度及轴承孔、轴颈的形状误差)和轴承副的变形等因素限制。此外,ψ过小滑油流动阻力增加,流量下降,引起轴承散热不良、温度升高,滑油粘度下降,造成油膜承载能力降低。相反,ψ过大,轴承两端滑油漏泄量增大,也使油膜承载能力降低。因此,轴承间隙必须按说明书的规定进行检查和调整。

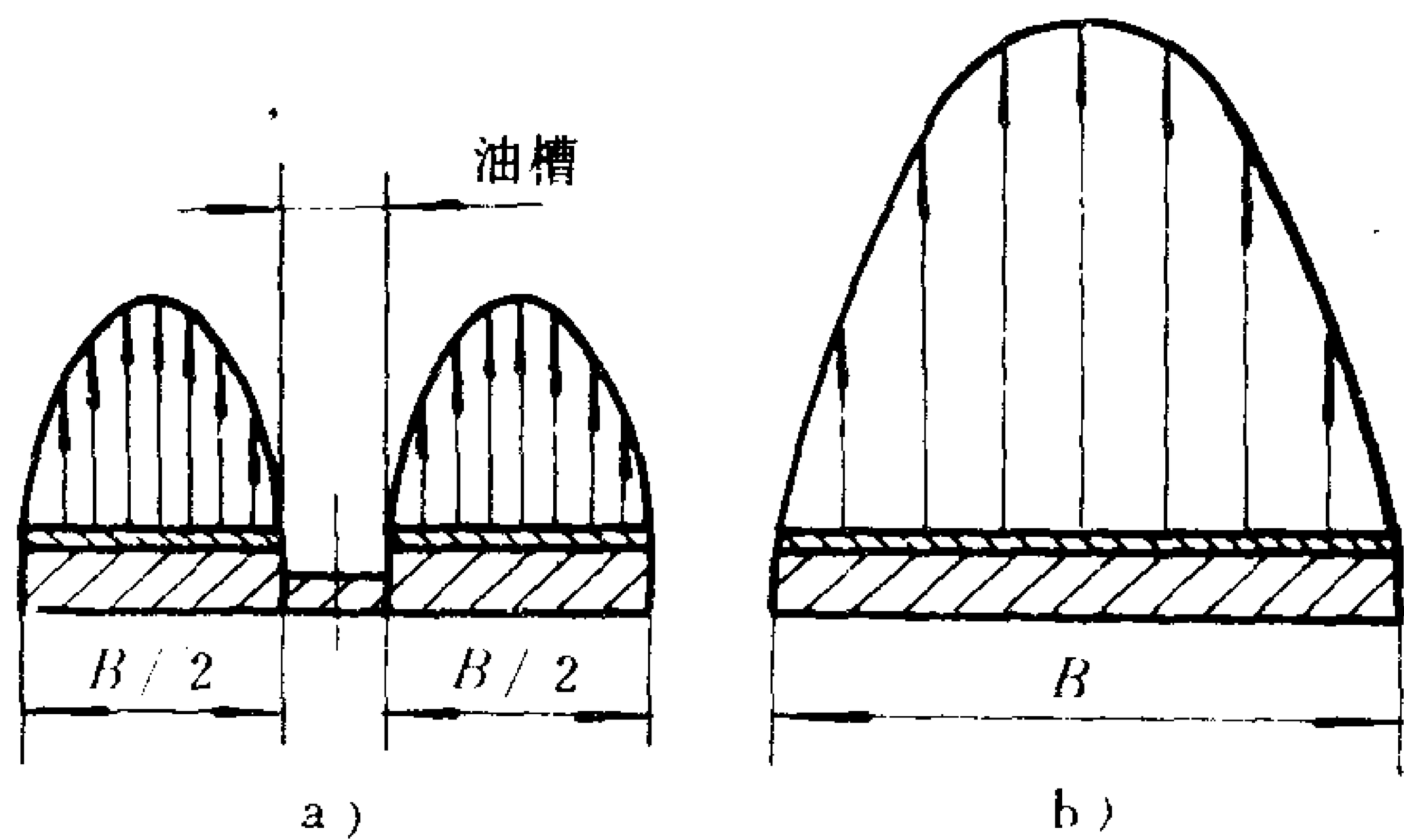


图 4.1.5-110 油槽对油膜压力分布的影响

a) 有油槽轴承; b) 无油槽轴承

5)轴承的油槽

油膜压力沿轴向按抛物线分布,轴承承载能力与轴承宽度的三次方成正比。如图 4.1.5-110 所示。显然,在相同轴承面积的情况下,开有油槽轴承的承载能力仅为无油槽轴承的 1/4。

7.5 轴瓦常见损坏形式及其原因

轴瓦是易损零件,轴瓦的早期损坏形式及其原因如表 4.1.5-19 所示。

表 4.1.5-19 **轴瓦的损坏形式及其原因**

序号	损坏性质	损坏现象	损 坏 原 因	改 进 措 施
1	拉毛与擦伤	轴瓦工作表面出现沿旋转方向的沟槽和划痕	滑油混入硬质异粒;装配时清洁工作不良	提高滑油滤清效果; 提高装配时清洁工作质量
2	磨料或熔着磨损	在轴瓦主要承载区出现沿旋转方向的大面积细微擦痕或发亮的磨痕	滑油中含有细小杂质;发动机长时间过载或经常起动、停车,使油膜厚度太薄产生混合摩擦	提高滑油滤清质量;避免长时间过载或频繁起动、停车
3	偏磨	在轴瓦的中部、一侧或两侧边缘出现磨损痕迹	轴颈或轴承孔的圆柱度、同轴度不高或发生变形,使局部负荷集中产生混合摩擦	提高轴颈和轴承孔几何精度;严格控制同轴度
4	咬粘	合金层熔化并被沿圆周方向拖动	轴承过载;润滑不良或断油;轴承间隙过小;瓦背与轴承座贴合不好,散热不良,引起轴承严重发热合金软化或熔化	保证轴承间隙;控制滑油工作温度、压力和流量;保证瓦背与轴承座的贴合质量
5	龟裂或疲劳剥落	轴瓦表面出现细微裂纹和片状剥落	轴承合金疲劳强度太低,合金层太厚,轴承过载,轴承工作温度太高,变形等原因引起轴承表面负荷分布不均,产生局部峰值压力使合金层产生疲劳裂纹; 龟裂的疲劳裂纹向深度发展,至结合面附近沿横向延伸,彼此交接,导致合金层剥落	改用疲劳强度高的材料;提高轴瓦加工质量;避免长时间过载;控制滑油工作温度、压力和流量
6	腐蚀和气蚀	轴瓦表面出现针状大面积麻点; 轴瓦表面出现滴状或条状剥落	滑油变质或滑油中混入不完全燃烧产物,引起轴承合金化学腐蚀;轴颈作剧烈向心运动或油压剧烈波动产生瞬时低压,形成气泡导致气蚀	保证滑油粘度;采用防泡性较好的滑油或加入防泡沫添加剂

8 配气机构

柴油机的配气有气阀配气和气口配气两种方式。四冲程机和二冲程“气口-气阀”直流换气的柴油机,都设有气阀配气机构。气阀配气机构有机械和液压两种驱动方式。

机械驱动式气阀配气机构如图 4.1.5-111 所示,主要由凸轮轴组、气阀组和机械式驱动机构等组成。

8.1 气阀组

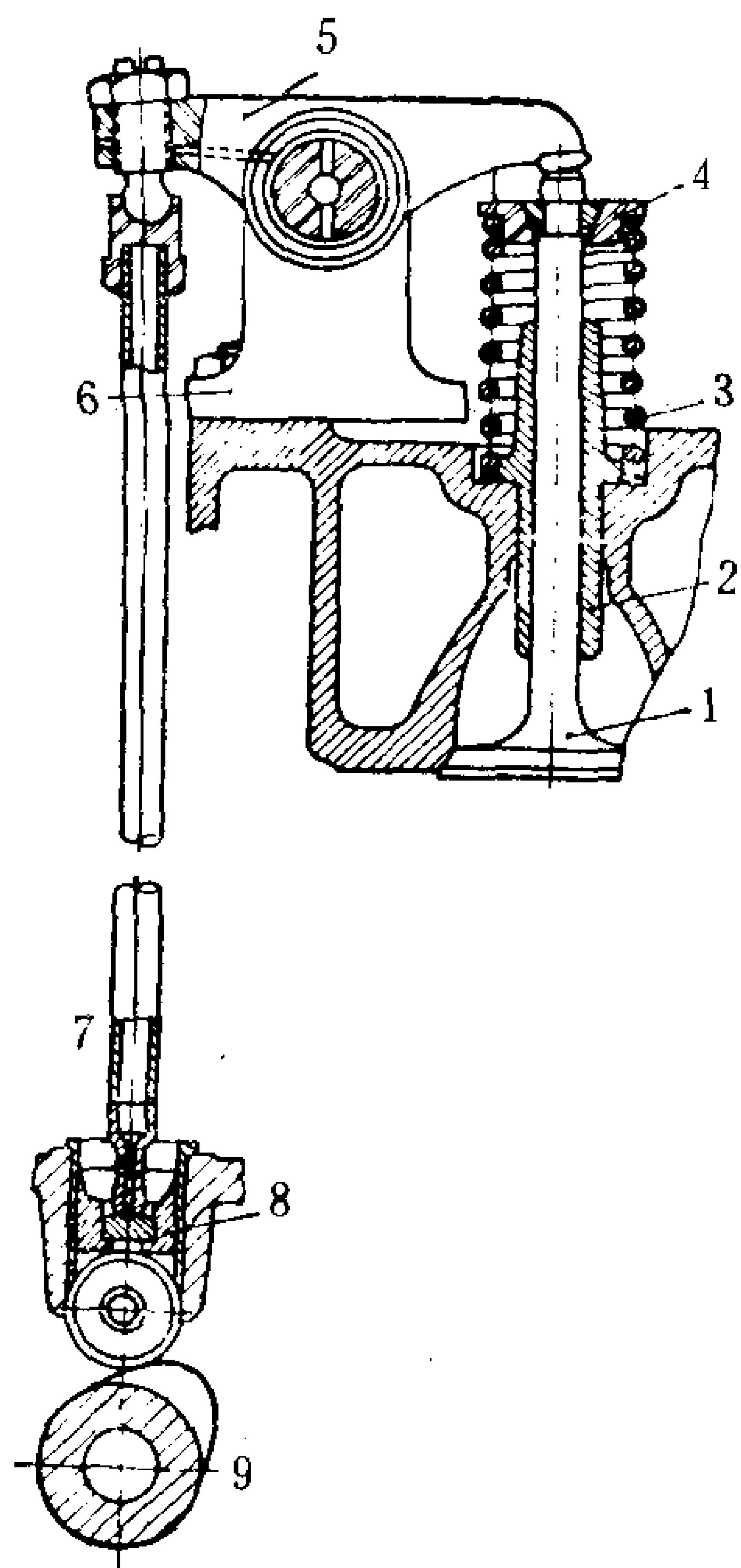


图 4.1.5-111 机械驱动式气阀配气机构

1-气阀；2-气阀导管；3-气阀弹簧；4-弹簧盘；5-摇臂；6-摇臂轴座；7-挺杆；8-顶头；9-凸轮

气阀组主要由气阀、气阀导管、气阀弹簧、弹簧盘及锁夹等组成。在尺寸较大的柴油机中，为便于维修和加强对排气阀的冷却，也有采用阀箱式气阀组的（见图 4.1.5-119）。

8.1.1 气阀的结构和常用材料

8.1.1.1 气阀的工作条件

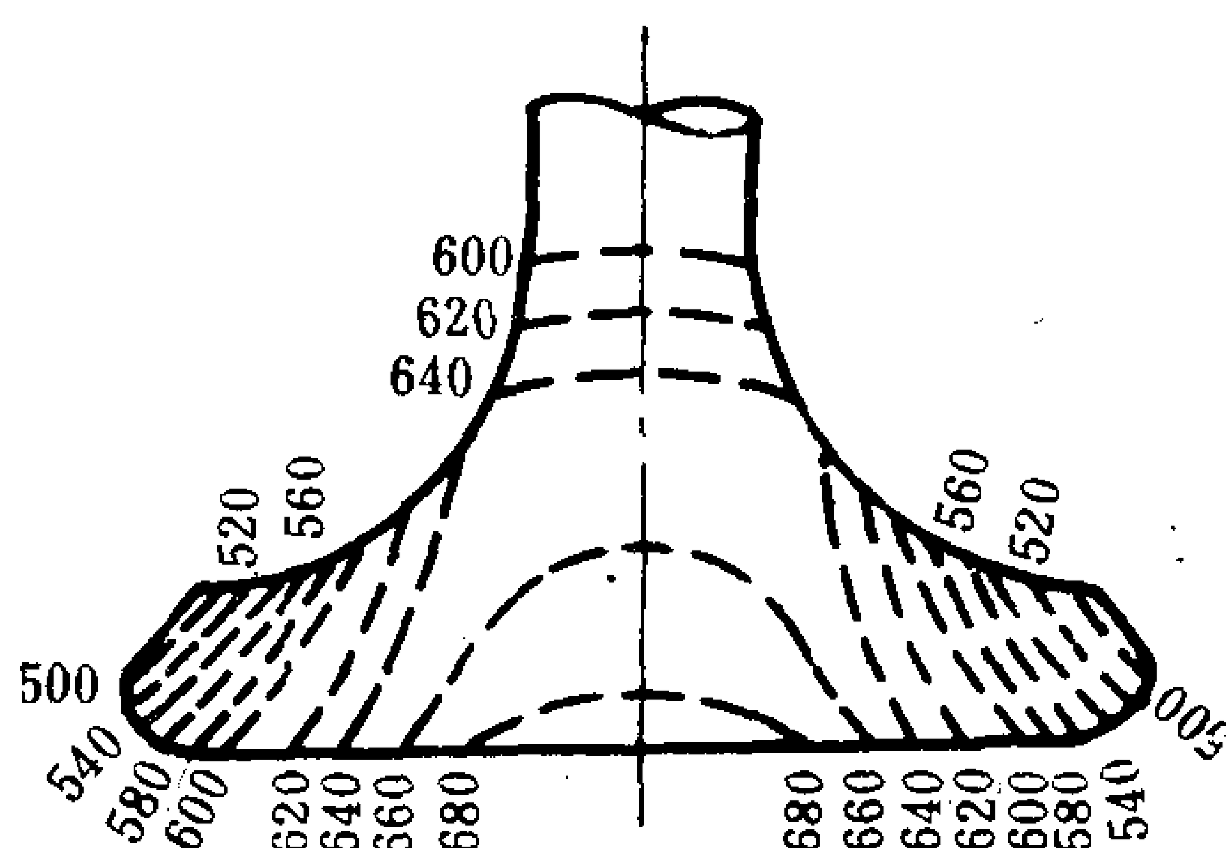


图 4.1.5-112 排气阀的温度场

气阀头部直接与高温燃气接触，而排气阀还受到废气的高速冲刷，其最高温度可达 650～800℃。图 4.1.5-112 为某柴油机排气阀在 $n=1200$ r/min、$p_{em}=1.39$ MPa 工况下的温度分布。气阀底面最高温度超过 680℃。头部的温差在 180℃ 以上，使气阀头部产生较大的热变形和承受较大的热应力。气阀机构留有的冷态间隙，使气阀在开启和关闭时受到冲击负荷，若间隙过大，冲击将更加严重。此外，气阀和阀座在高压燃气作用下将产生交变机械应力和变形，引起气阀和阀座接触面发生相对滑移，使磨损加剧。

因此，要求气阀具有足够的强度和刚度，气体流动阻力损失小，质量轻且密封性能好。此外，气阀的散热能力要强，使气阀的温度分布尽量趋于均匀。

8.1.1.2 气阀头部形状

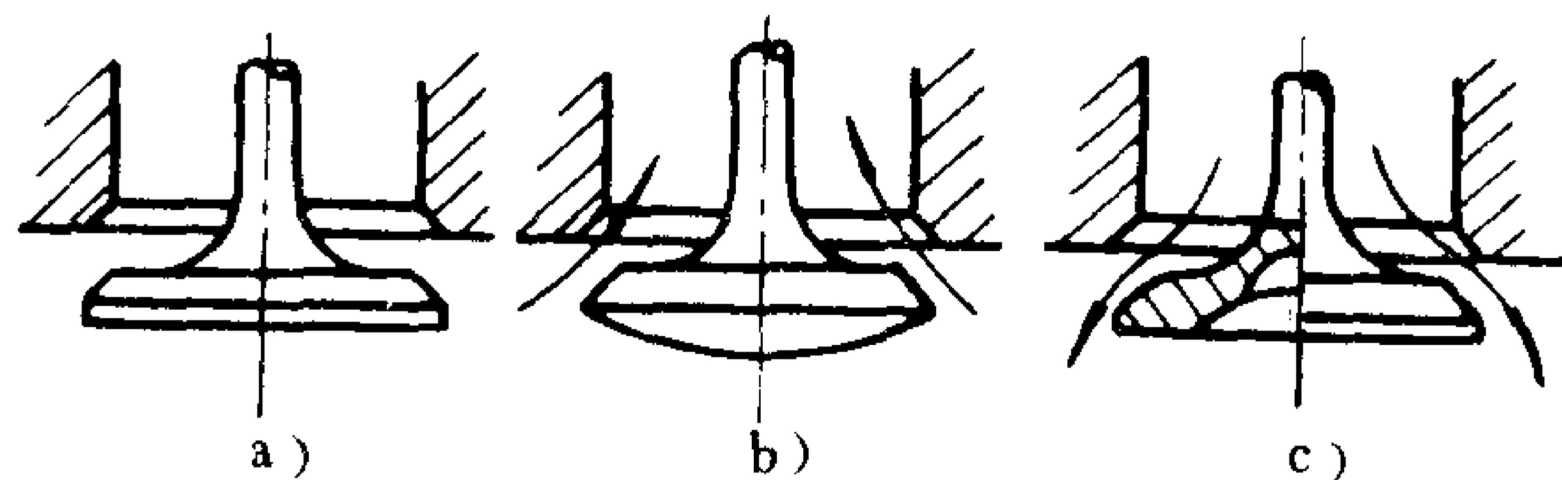


图 4.1.5-113 气阀头部形状

气阀头部形状如图 4.1.5-113 所示。图中a)、c)采用较大的颈部过渡圆弧，借以增加气阀头部刚度和改善气体流动性能。图a)为平底型气阀，其结构简单，受热面小，得到广泛应用。图b) 为凸底型气阀，排气的流动性能好，但受热面和质量较大，适宜于中空充钠冷却式排气阀。图c) 为凹底气阀，其质量轻、受热面大，一般用作小型高速柴油机的进气阀。

8.1.1.3 气阀阀面锥角

气阀阀面锥角α对气阀的磨损和密封都有较大影响，常有30°或45°两种（图4.1.5-114为45°角）。

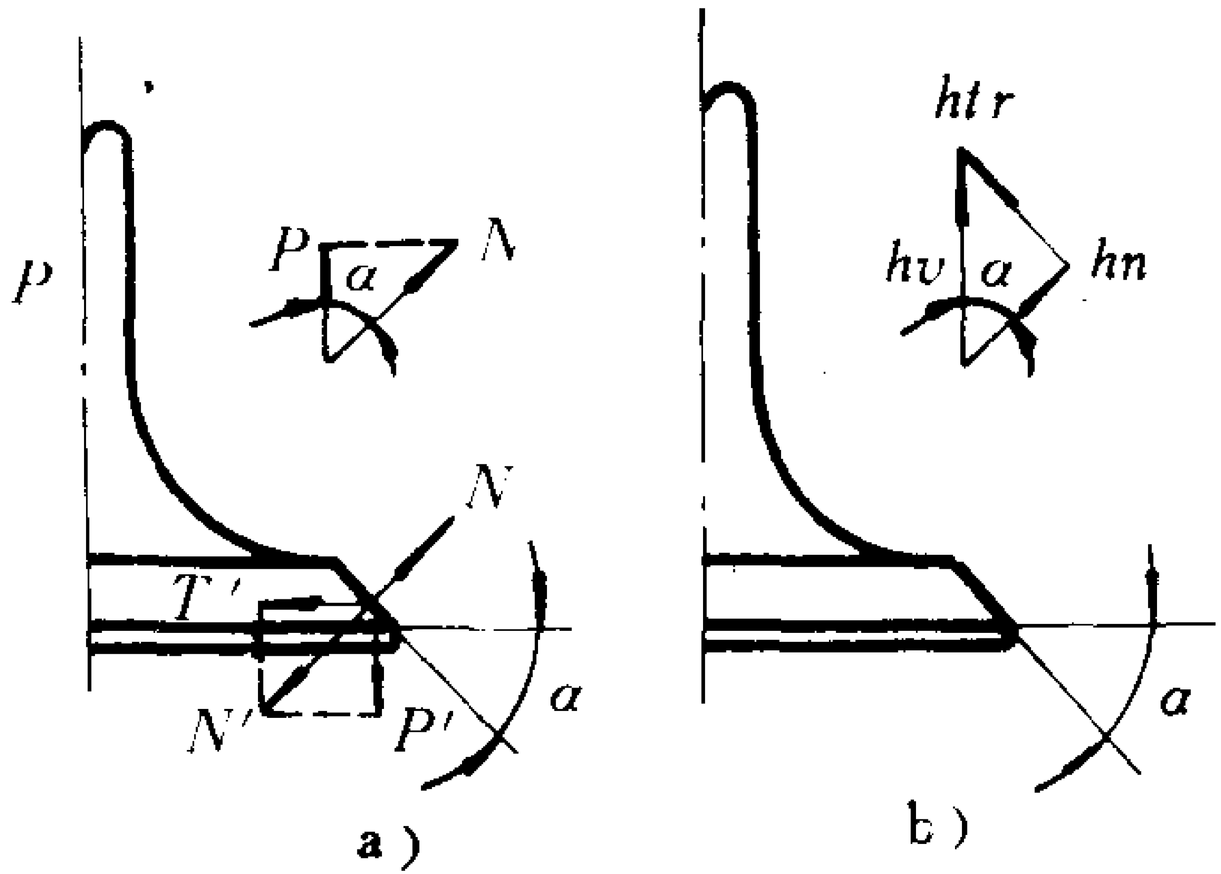


图4.1.5-114 阀面锥角的影响

如图所示，气阀锥面的接触压力：

$$N = P/(\pi d b' \cdot \cos\alpha) \quad (4.1.5\text{-}13)$$

式中： P——轴向力；

d——接触面平均半径；

b'——接触面宽度。

可见，在轴向力和接触面积相同的条件下，阀面锥角越大，接触压力越大。

同样，气阀落座时的轴向位移量 h_v，可看成是两锥面相互接近的位移量 h_n 与两锥面相对滑移量 h_{tr} 之和。

$$h_{tr} = h_v \cdot \sin\alpha \quad (4.1.5\text{-}14)$$

阀面锥角越大，相对滑移量亦越大。

增压柴油机的进气阀常采用30°阀面锥角，使气阀的接触压力和相对滑移量小而减少磨损。排气阀则多采用45°阀面锥角，目的是为了获得较大接触压力和相对滑移量，以便碾碎和清除阀面间的积炭，保证密封可靠。不过，尺寸较大的柴油机的排气阀，也有采用30°阀面锥角的，以便在排气初期获得较大的通流面积，减少排气初期废气能量损失。

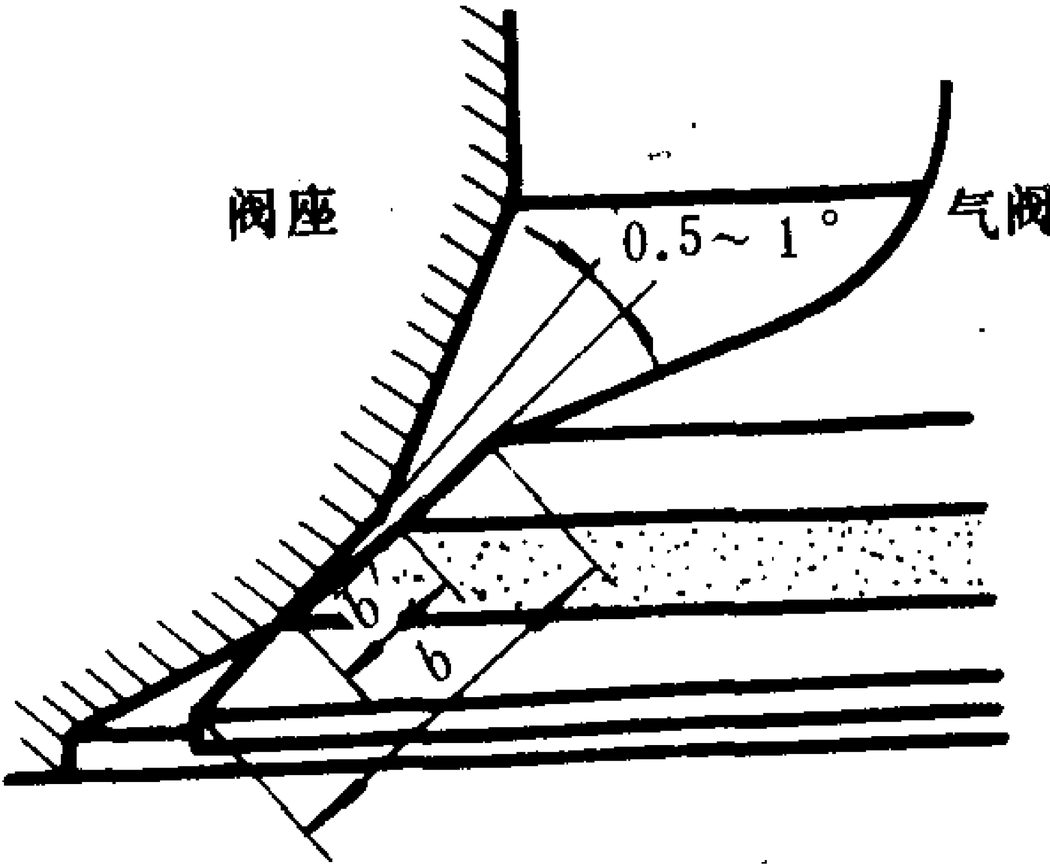


图4.1.5-115 阀面宽度和干扰角

8.1.1.4 气阀锥面宽度

气阀锥面宽度b愈大，气阀头部的刚度、导热性能和质量则大。而实际接触宽度 b'大，散热能力强，但接触压力小密封性差。因此，b' 不可过大，一般为1.5～3.0 mm。

8.1.1.5 干扰角

气阀锥面和阀座锥面间的角度差称为干扰角，又称紧度角，中、高速柴油机的阀座锥角比阀面锥角稍大形成0.5～1°干扰角，使气阀与阀座在外缘形成线接触，以保证密封可靠，如图4.1.5-115所示。尺寸较大的二冲程柴油机的排气阀，由于工作时的热变形使气阀锥面角度变小，通常将阀面锥角做得比阀座锥角稍大，形成如图4.1.5-116所示的干扰角，以便在工作温度下使气阀与阀座接触面占阀座面的50%～100%（从外侧起始）[18]。

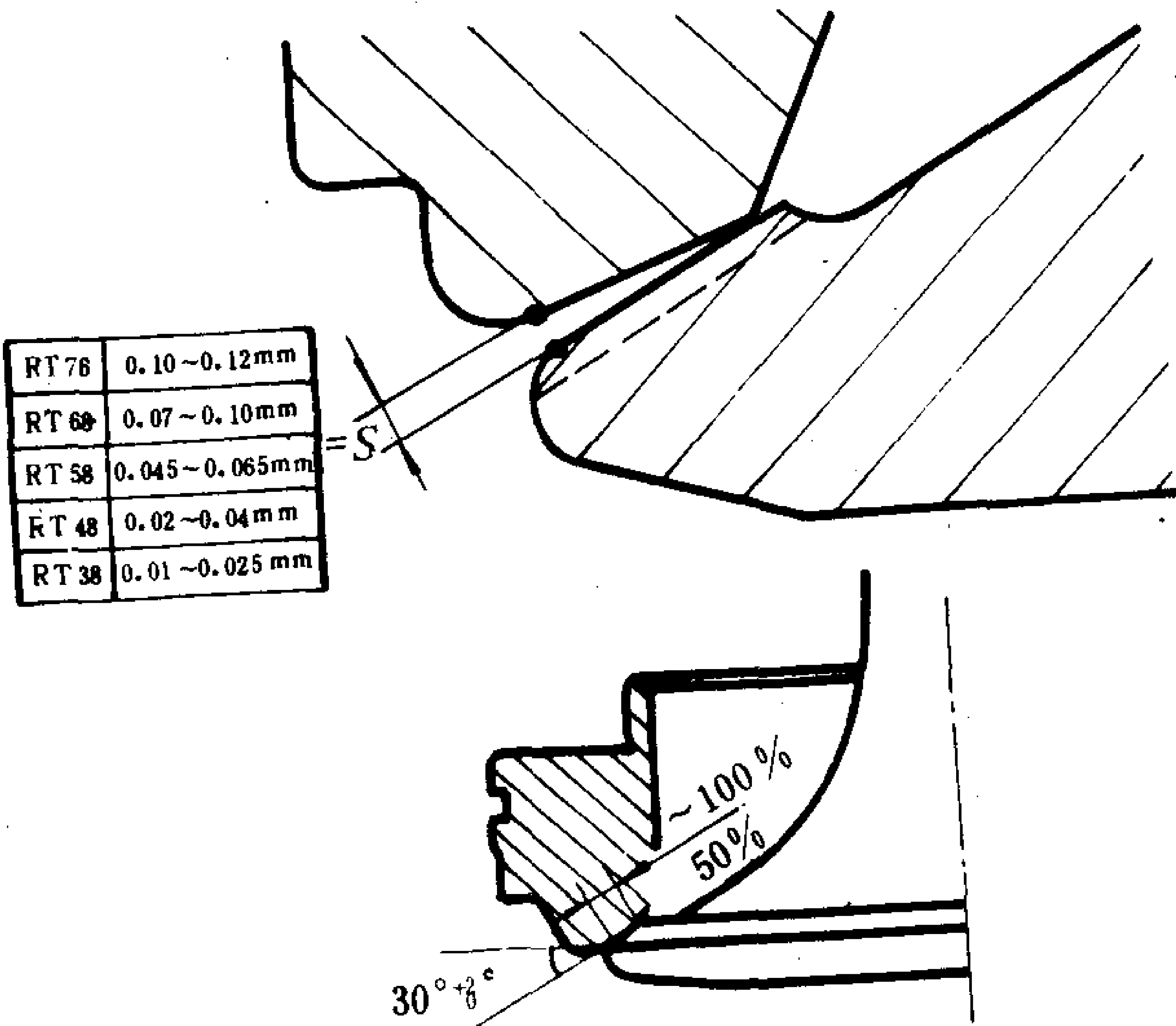


图4.1.5-116 十字头式发动机排气阀的干扰角

8.1.1.6 常用材料

气阀材料在高温下应有良好的热稳定性和导热性，有足够的机械强度和硬度，足够的耐磨和耐冲击性。此外，还应有较小的膨胀系数。

四冲程柴油机的进、排气阀常用马氏体耐热钢，其允许工作温度达650℃。四冲程强化柴油机和二冲程柴油机的排气阀多用奥氏体耐热钢，其允许工作温度达850℃，但其热膨胀系数较大、硬度偏低。在强化柴油机中，为了提高气阀和阀座的耐磨和耐腐蚀性能，常在锥面上堆焊钴基(Stellite)硬质合金。随着强化程度的进一步提高和燃油不断劣质化，已采用镍基耐热钢Nimonic 作为排气阀基体材料，以镍基 Colmonoy 6 或 Alloy 60 等作为堆焊硬质合金。

气阀和堆焊硬质合金的化学成分如表 4.1.5-20 所示。

表 4.1.5-20　**气阀和堆焊硬质合金材料**

用途	金相分类	牌　号	C	Si	Mn	Ni	Cr	Co		硬度 HRC 25℃	硬度 HRC 600℃
气阀基材	马氏体	4 Cr 9 Si 2	0.45	2.5	≤0.7	≤0.6	9				
		4 Cr 10 Si_2Mo	0.4	2.3	≤0.7	≤0.6	10				
	奥氏体	4 Cr 14 Ni 14 W 2 Mo	0.45	≤0.8	≤0.7	14	14		Mo: 0.3; W: 2.5		
		6 Mn 20 Al 5 MoVNb	0.65	0.6	20				Mo: 0.65; Al: 5; V: 0.35; Nb: 0.22		
		6 Mn 20 Cr 10 Al 2 SiMoV	0.65	0.8	19		9		Mo: 0.8; Al: 2.5; V: 0.7		
	镍基	Nimonic 80 A	≤0.1	≤1.0	≤1.0	其余	19.5	≤ 2	Ti: 2.2; Al: 1.0; Fe≤ 5		
		Nimonic 81	≤0.05	≤0.5	≤0.5	其余	30	≤2	Mo: ≤0.3; Ti: 1.8; Al: 0.9; B: 0.03		
堆焊硬质合金	钴基	Stellite 6	1	1.1		≤3	26	其余	W: 5; Fe: i≤3	43	22
		Stellite 12	1.8	≤1.1		≤3	29	其余	W: 9; Fe: ≤3	52	39
		Stellite F	1.75	1.1	≤0.3	22.5	25.5	其余	Mo: ≤0.6; W: 12; Fe≤1.35	40	
	镍基	Colmonoy 6	0.75	4.25		其余	13.5		B: 3; Fe: 4.25		
		Alloy 60	0.5	4.5		其余	16		B: 3.5; Fe: 4.5	55	28
		Ni 60 A	0.7	3.5	0.75	62	16.5		Fe: 其余	22～30	

阀头和阀杆的工作条件不同，在一些排气阀中，它们各自采用不同的材料制成，例如用奥氏体或镍基耐热钢作气阀头部的材料，用马氏体耐热钢作阀杆的材料，而后两者焊接成整体，如图 4.1.5-117 所示。

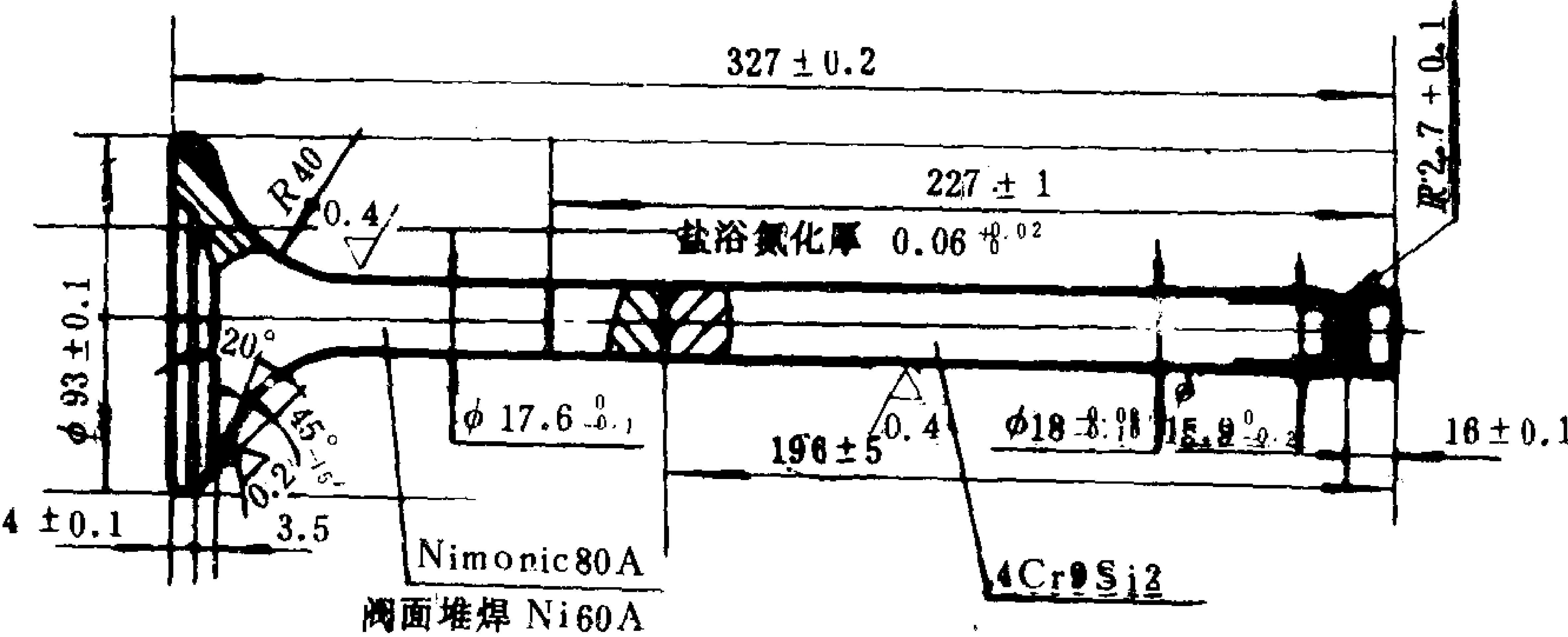


图 4.1.5-117　几种金属组成的气阀

为了提高气阀阀杆的耐磨、耐腐蚀性能和疲劳强度，可进行镀铬或氮化处理。

8.1.2 气阀导管

气阀导管承受气阀驱动机构所产生的侧压力，引导气阀往复运动使之准确地落座，并导走部分热量。气阀导管常用灰铸铁、合金铸铁或球墨铸铁制造，以其外径的 0.05%～0.2%的过盈量压入气缸盖或阀箱中。气阀阀杆与气阀导管之间应有适宜的配合间隙，通常排气阀取阀杆直径的 0.6%～0.9%，进气阀取阀杆直径的 0.3%～0.6%。若间隙过大，将引起气阀和阀座偏磨、散热不良和漏气，使气阀温度升高，造成配合间隙中滑油结焦或沉积燃烧产物而卡住气阀；间隙过小也容易卡住气阀。

8.1.3 阀箱

将气阀、气阀导管、气阀弹簧等装入阀箱中组装成阀箱式气阀组，可以在不拆卸气缸盖的情况下单独拆下进行检查和维修，并有利于阀座和气阀的冷却。阀箱式气阀组有非冷却式和冷却式两种。

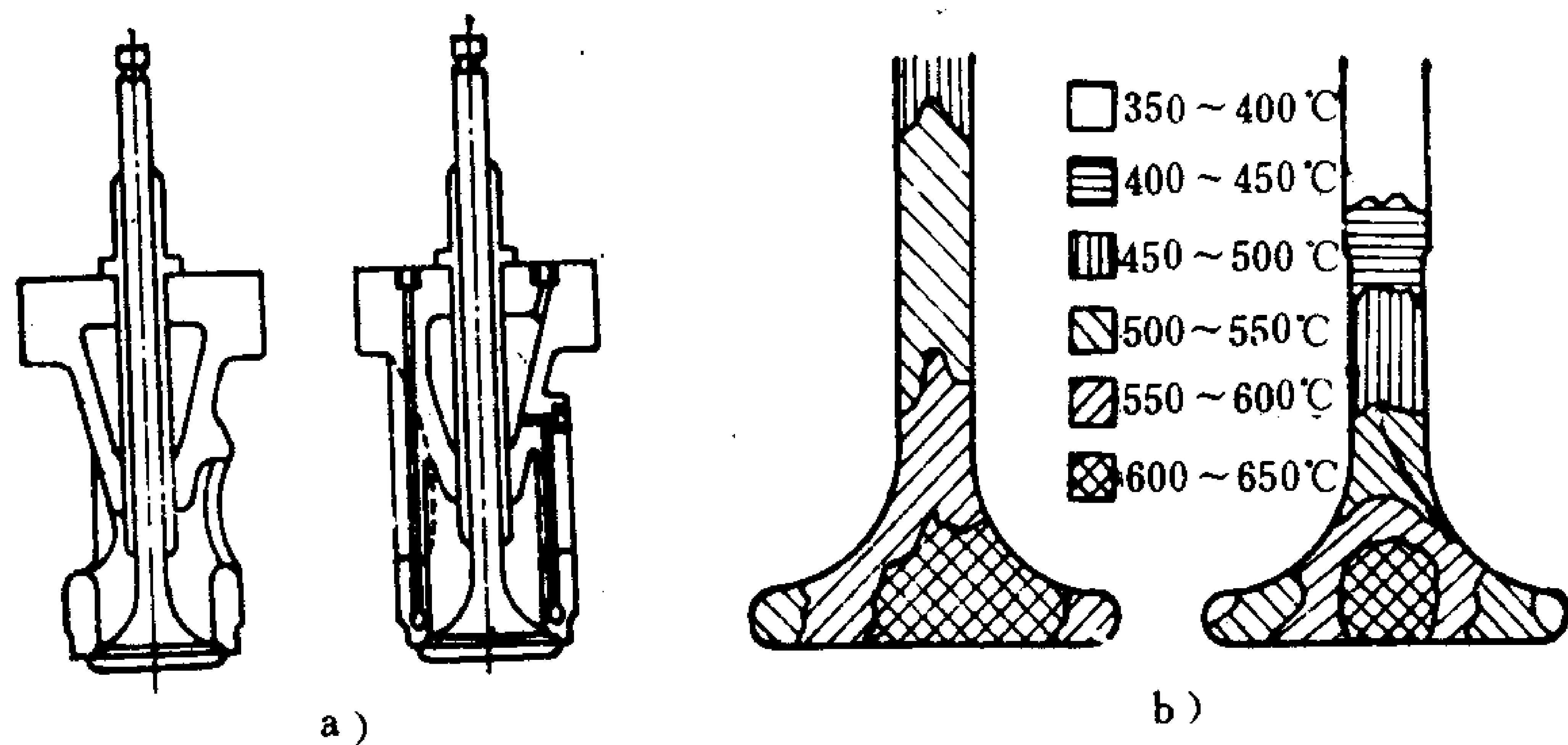


图 4.1.5-118 阀箱及排气阀的温度分布

图 4.1.5-118 a) 是非冷却与冷却式排气阀阀箱结构，其相应的排气阀温度分布如图b)所示。实验表明，冷却式阀箱可使阀座和气阀锥面温度分别比非冷却式的低 150℃和 75℃左右。

图 4.1.5-119 为 K-Major 型柴油机冷却式阀箱气阀组结构。阀箱与阀座由铬钼钢铸造，用电子束焊接，阀座锥面堆焊 Stellite 6 合金。冷却水冷却阀座区域后，流经气阀导管四周排出。气阀阀杆上开有两条润滑油槽，当气阀下行与导管下部环形油槽沟通时，形成滑油通路；而在气阀旋转装置作用下，阀杆上的油槽与气阀导管上部进油孔错开后，则润滑油路中断。这样，便可间断地向阀杆和导管摩擦副供油润滑。

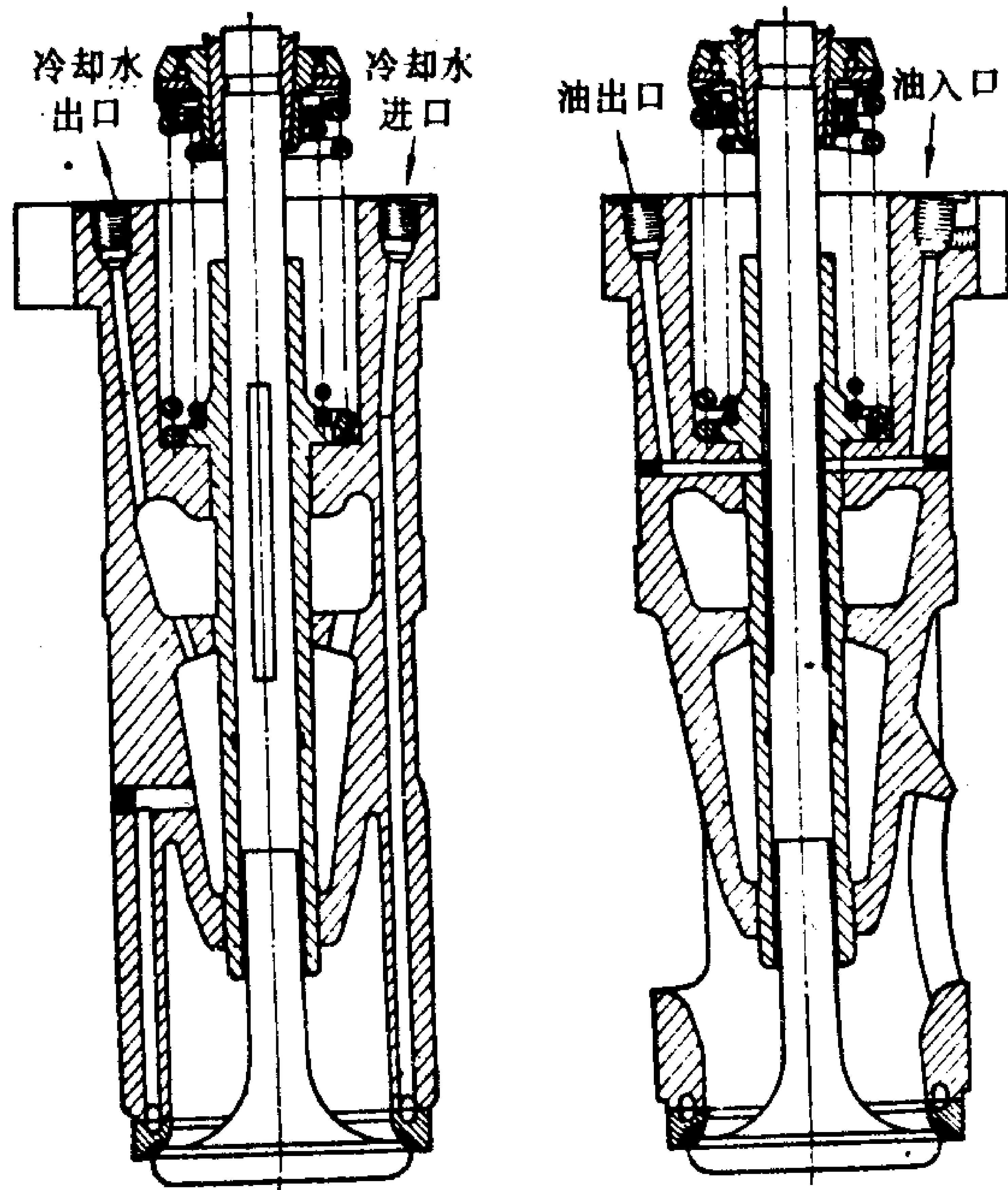


图 4.1.5-119 K-MAJOR 型柴油机阀箱式气阀组

二冲程十字头式柴油机（MAN-B&W SMC 型）也有采用“气室”式阀座结构，如图 4.1.5-120 所示。气阀关闭时，扫气空气被封闭在环形“气室”内，温度较低，万一接触面间发生少量漏气，因流过密封锥面的气体温度较低，可以防止漏气处发生高温腐蚀或烧损，从而提高了气阀的使用寿命。

8.1.4 气阀旋转装置

气阀旋转装置使气阀在启、闭过程中作缓慢的回转运动，以减少密封锥面上的沉积物，改善散热条件，降低气阀工作温度。此外，它可使气阀头部受热均匀，并改善气阀

阀杆与导管间的润滑条件，因此，该装置广泛应用于强化或燃用重油的柴油机中。

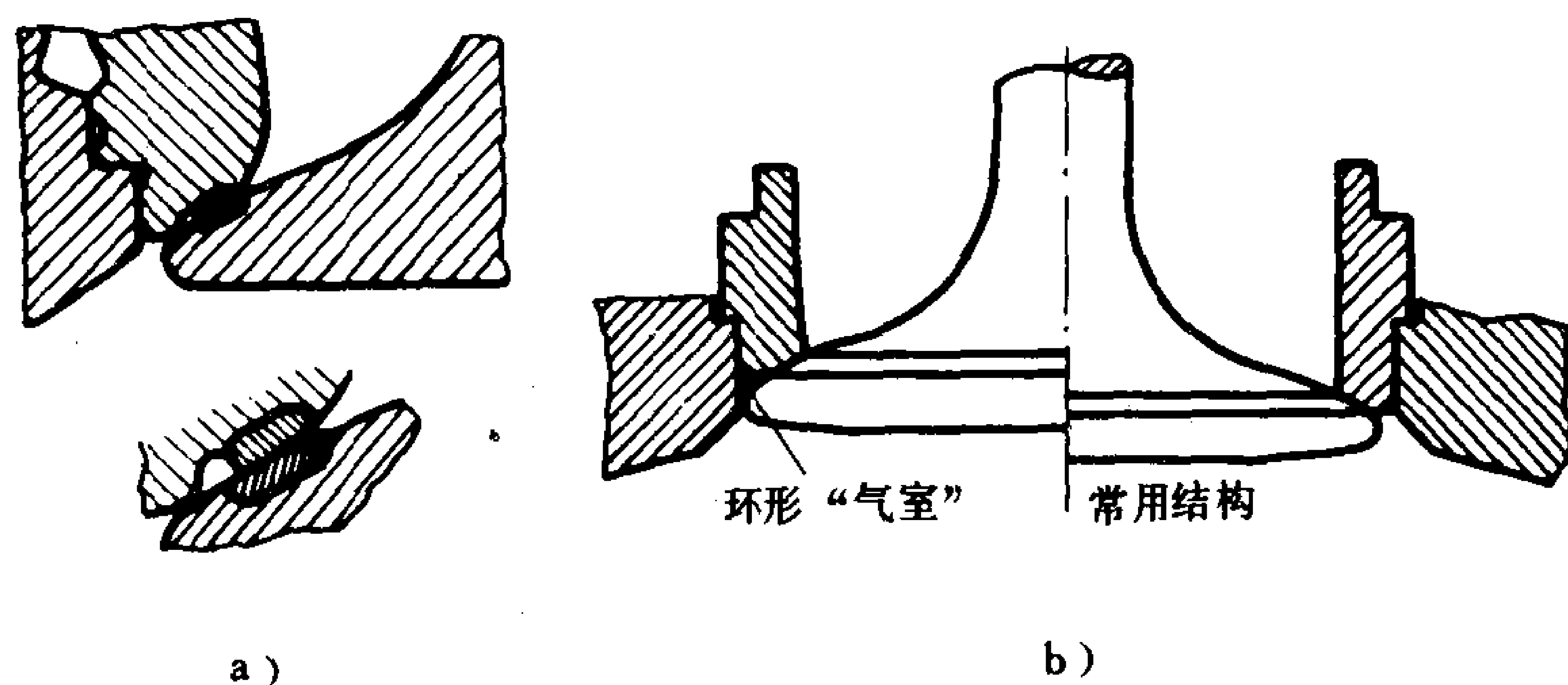


图 4.1.5-120 气室式阀座的两种型式

图 4.1.5-121 是钢珠式气阀旋转装置。在气阀开启过程中，气阀弹簧 1 逐渐增大的弹簧力通过罩盖 3 把碟形簧片 2 逐渐压平，迫使钢珠 6 沿弹簧盘 4 的内斜槽向图b)所示位置滚动，并推动弹簧盘带动锁夹和气阀转过一定角度。在气阀关闭过程中，气阀弹簧弹力逐渐减小，碟形簧片的变形逐渐恢复，使钢珠在复位弹簧 5 的作用下回到图a)所示位置。碟形簧片刚度越小，其变形量以及钢珠位移量越大，气阀转动的角度和回转角速度也就越大。

图 4.1.5-122 为叶片式气阀旋转装置。当气流冲击叶片所产生的扭矩大于气阀组摩擦阻力矩时，气阀便作回转运动直至气阀落座的瞬间，这样气阀与阀座不断自行研磨，从而提高了密封性和使用寿命。

8.2 凸轮轴

中小型柴油机的凸轮通常与轴制成一体；尺寸较大的柴油机则将凸轮与轴分开制造，然后按正时要求将凸轮紧固到轴上。用液压套合紧固凸轮的方法（图 4.1.5-123）简单可靠，正时调整和拆装都很方便，因而被广泛应用。

凸轮与挺柱是一对承受高接触应力的摩擦副，其接触应力取决于作用在凸轮上的载荷、凸轮型线和滚轮的曲率半径与宽度。通常，凸轮的顶部和排气凸轮刚顶开排气阀处，因为其曲率半径小和载荷大，接触应力较大。当接触应力过大时，凸轮工作表面会发生疲劳点蚀。

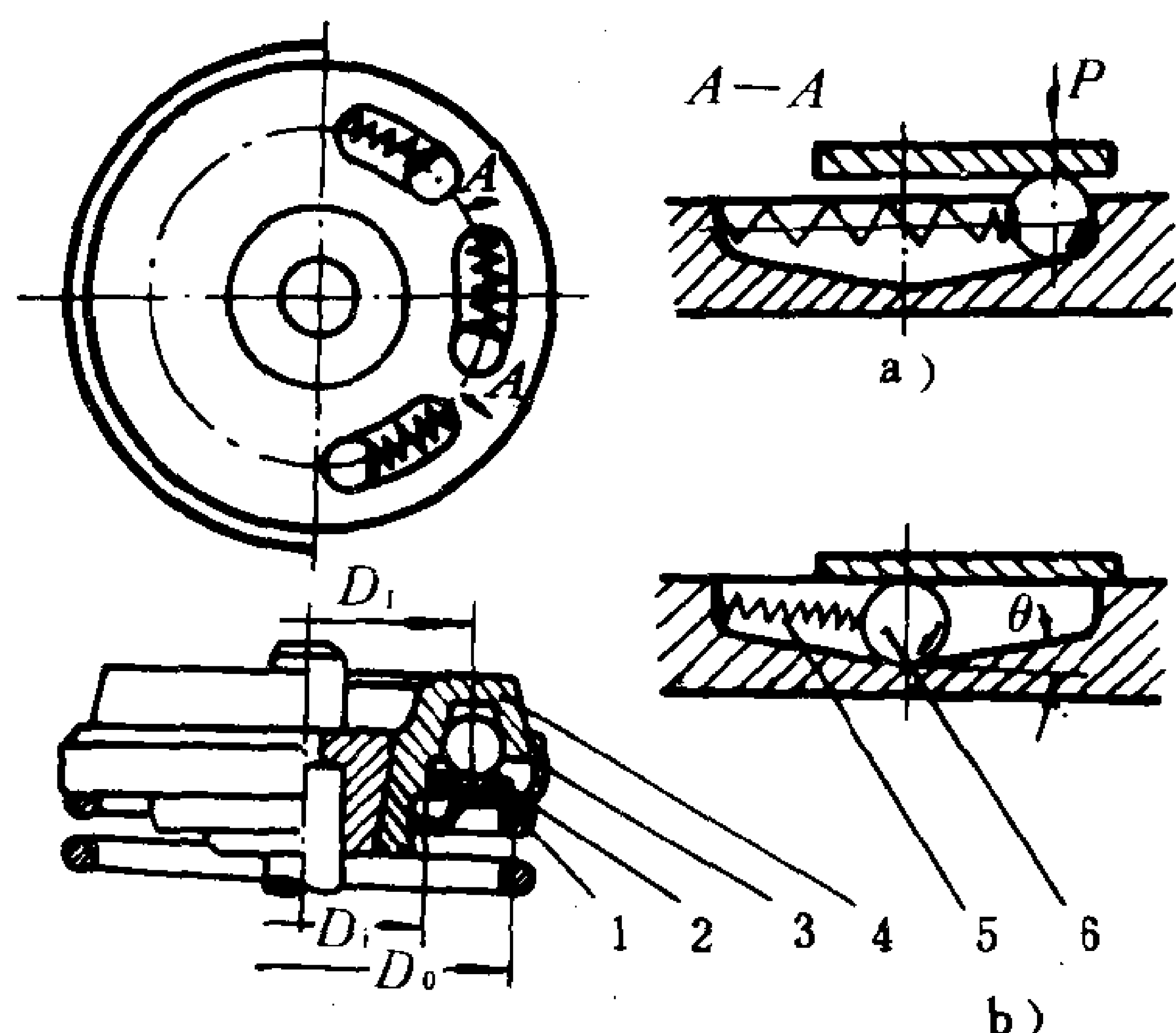


图 4.1.5-121 钢珠式气阀旋转装置

1-气阀弹簧；2-碟形弹簧片；3-罩盖；4-弹簧盘；5-复位弹簧；6-钢珠

凸轮常用表面渗碳淬硬的低碳钢（HRC 56～62）或表面高频淬火的中碳钢(HRC 50～55)制造。为了提高凸轮的耐磨性，其工作表面粗糙度应不大于$\overset{0.4}{\bigtriangledown}$，还可进行渗硫、氮化等表面处理。

8.3 液压驱动式气阀配气机构[18]

图 4.1.5-124 是 SULZER RTA 58 型柴油机的液压驱动式气阀配气机构动作原理图。当凸轮推动液压驱动泵的滚轮 3、柱塞 6 上行泵油时，驱动泵止回阀（图中未绘出）关闭，压力油由 $OE1$ 腔经管 7 至

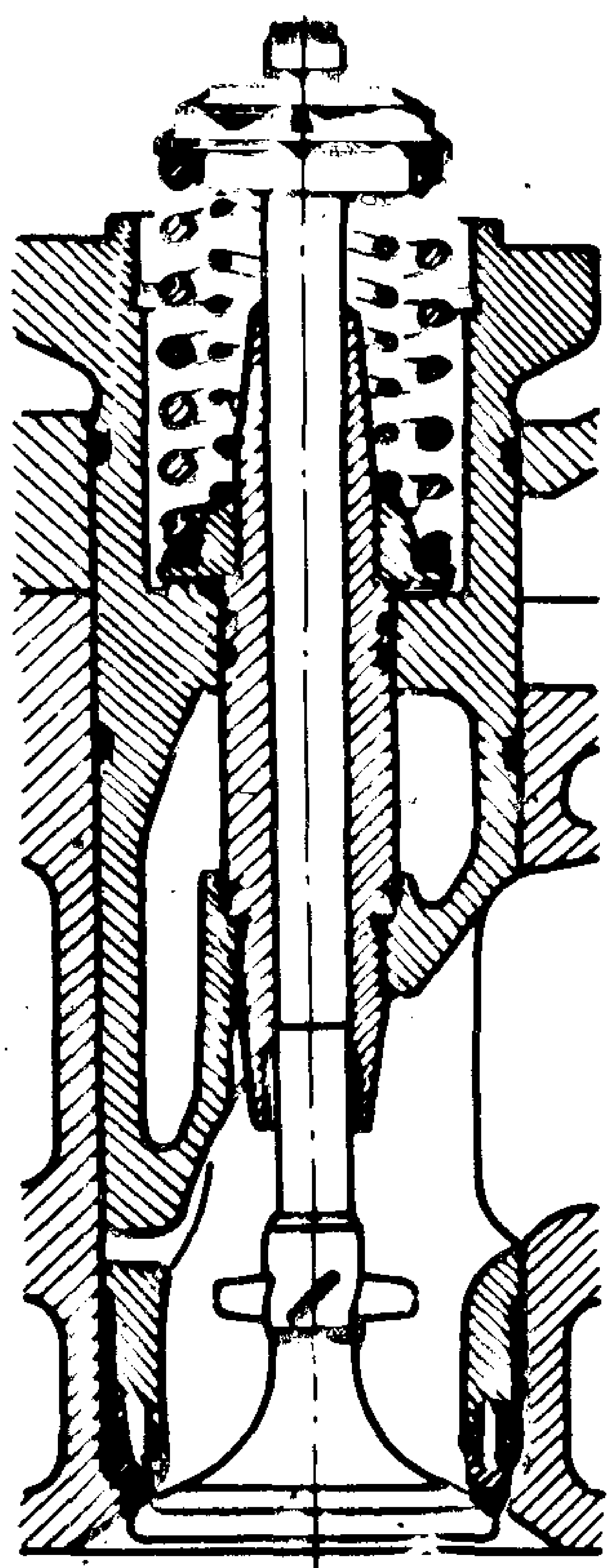


图 4.1.5-122　叶片式气阀旋转装置

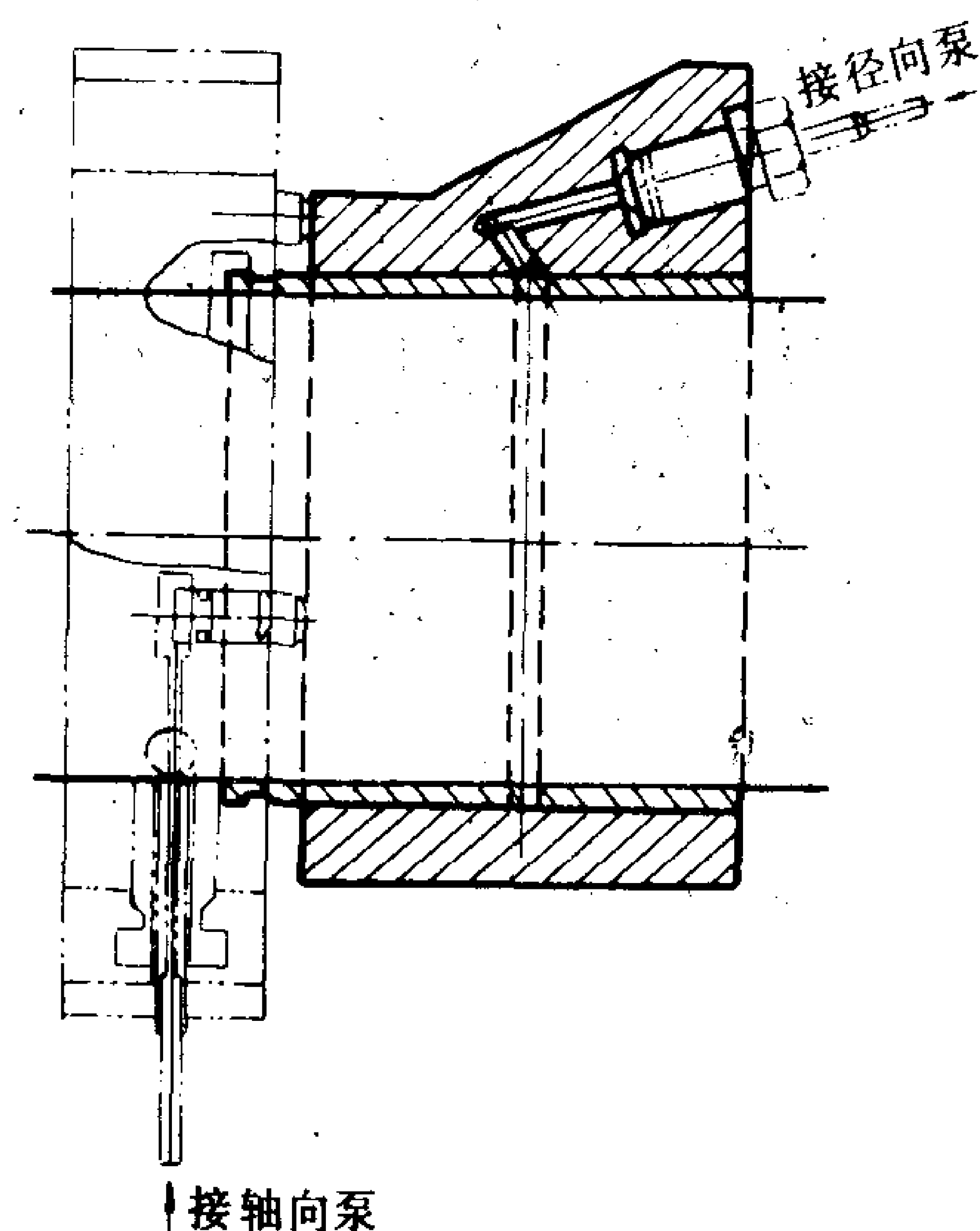


图 4.1.5-123　液压套合紧固凸轮

$OE2$ 腔，推动液压驱动活塞 9、空气活塞 11，克服空气弹簧 AS 的反力使气阀 17 开启。此时，空气弹簧 AS 中空气被压缩。当滚轮 3 和柱塞 6 下行时，在空气弹簧的空气压力作用下，空气活塞 11 和液压驱动活塞 9 上行关闭气阀。在气阀快要落座时，减振销 8 与活塞 9 上部凹腔中滑油起阻尼作用，使气阀缓慢落座，以减小冲击负荷。

装配时应按说明书规定，用改变减振销 8 与阀盖间的垫片厚度，调整减振销与活塞 9 凹腔底面间的距离至规定值。

液压驱动泵的滑油，由十字头润滑系统经减压阀、止回阀不断补充。液压驱动泵上设有安全阀，以限制液压系统的最高油压。

空气弹簧 AS 腔内的压缩空气，由控制空气瓶经节流孔板 OR 补充。如果发生故障引起空气压力消失，排气阀将下滑，由碟形弹簧 14 通过卡簧 12 托住。同时，液压驱动活塞 9 也下滑并开启泄油孔 VB，使驱动泵供给的压力油经 VB 孔排入 LS 空间，停止驱动气阀。

液压驱动式配气机构具有阀杆不承受侧压力，气阀落座平稳，冲击负荷小，噪声低等优点。它被广泛应用在现代二冲程低速柴油机中。

8.4　气阀间隙、配气正时的检查与调整

8.4.1　气阀间隙的检查和调整

冷态时气阀阀杆端部与摇臂之间留有适当的间隙以补偿受热膨胀。若间隙过小，可能引起气阀关闭不严；若间隙过大，将使气阀在开启和关闭时撞击严重，引起过大磨损和噪声。此外，气阀间隙还将引起配气正时变化。因此，必须按说明书规定的方法将气阀间隙调整到规定的数值范围。

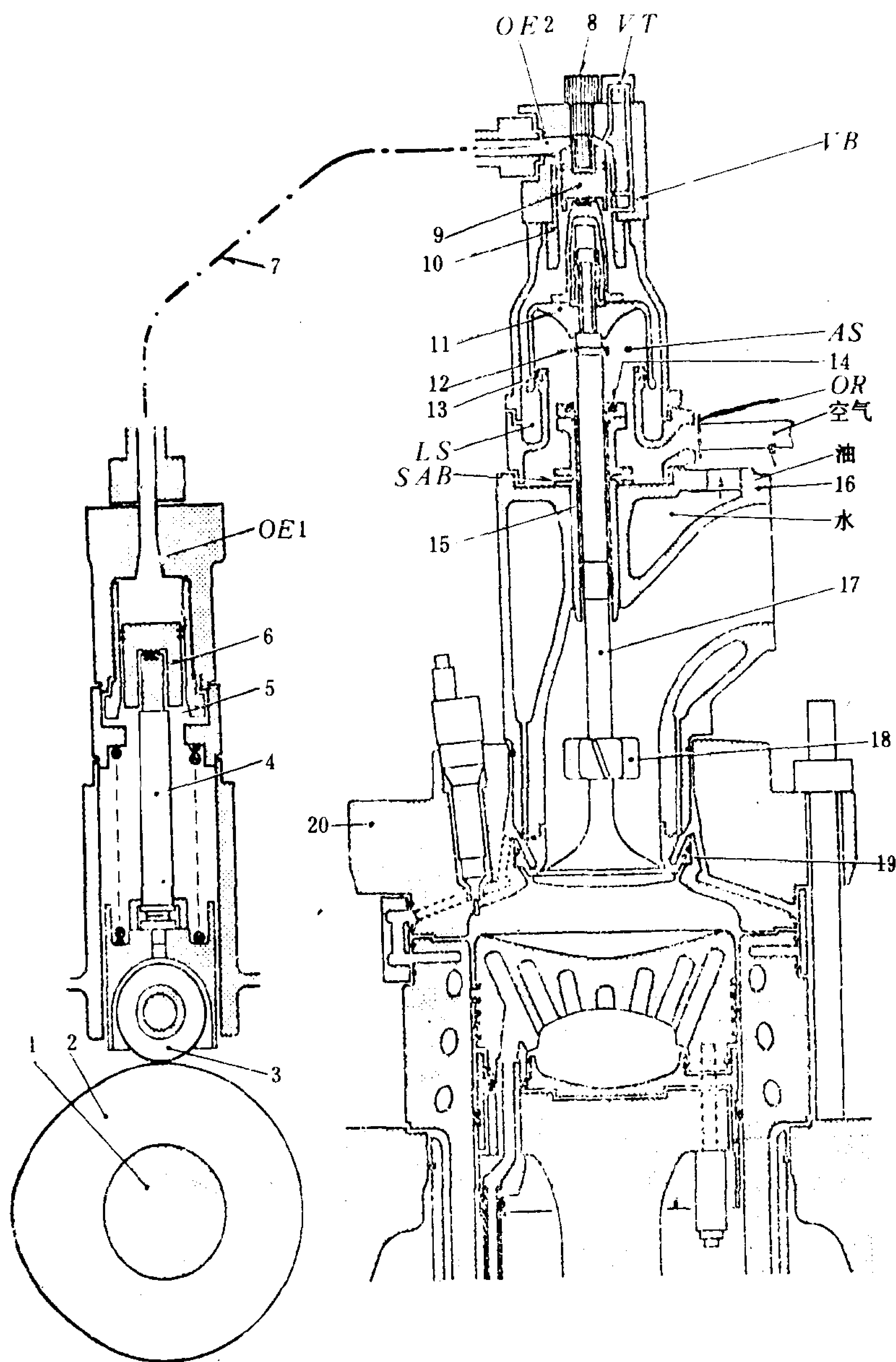


图 4.1.5-124 液压驱动式气阀配气机构

1-凸轮轴；2-凸轮；3-滚轮；4-柱塞杆；5-套筒；6-柱塞；7-管子；8-减振销；9-液压驱动活塞；10-套筒；11-空气活塞；12-卡簧；13-空气气缸；14-碟形弹簧；15-导管；16-阀壳；17-气阀；18-旋转装置；19-阀座；20-气缸盖

气阀间隙的检查和调整，应在冷态且挺柱与凸轮基圆接触时进行。用力将摇臂顶杆端压下，用塞尺检查气阀阀杆端部与摇臂间的间隙。如果此间隙不符合要求，则可通过调节螺栓进行调整。调好后用锁紧螺母锁紧。

8.4.2 配气正时的检查和调整

检查配气正时应在气阀冷态下进行。

将千分表测量触头置于气阀弹簧盘上，然后缓慢盘车，千分表指针开始移动的瞬时即为气阀开启的时刻，相应的曲柄角度即为气阀开启角度。如果配气正时不符合要求，应首先查明原因，再按说明书规定的方法予以调整。

8.5 气阀组常见故障

8.5.1 气阀锥面烧损

气阀锥面密封不良引起漏气，最终将使气阀过热而烧损。引起密封不良的原因较多，阀座中心线偏移、倾斜或阀座、气阀发生变形，使密封锥面接触不良；气阀在关闭过程中敲击积炭或积渣，使密封锥面产生压痕并逐渐扩展形成凹坑；燃烧产物的堆积与脱落形成沟槽；硬质合金堆焊层在气阀落座所产生的冲击应力与热应力共同作用而发生龟裂；气阀冷态间隙过小，使气阀不能落座；阀杆与导管间隙过小使气阀卡住，或间隙过大引起间隙中滑油结焦、燃烧产物沉积过多而卡住或粘滞等。

因此，应加强阀座冷却；及时磨削或研磨密封锥面，保证密封锥面有足够高的配合精度和有适当的接触宽度；增加阀座和气阀头部刚度并保证其加工精度；保证气阀冷态间隙和气阀阀杆与导管的配合间隙；采用气阀旋转装置；改用热强度和耐蚀性能更好的材料。

8.5.2 腐蚀

气阀和阀座温度过高将遭受钒、钠生成物的高温腐蚀；温度过低将发生硫酸低温腐蚀。

因此，阀座的冷却要适宜，使密封锥面的温度控制在550℃以下；采用气阀旋转装置；采用镍基防腐蚀性能好的材料；阀杆部分镀镍或喷涂铝合金等防腐材料。

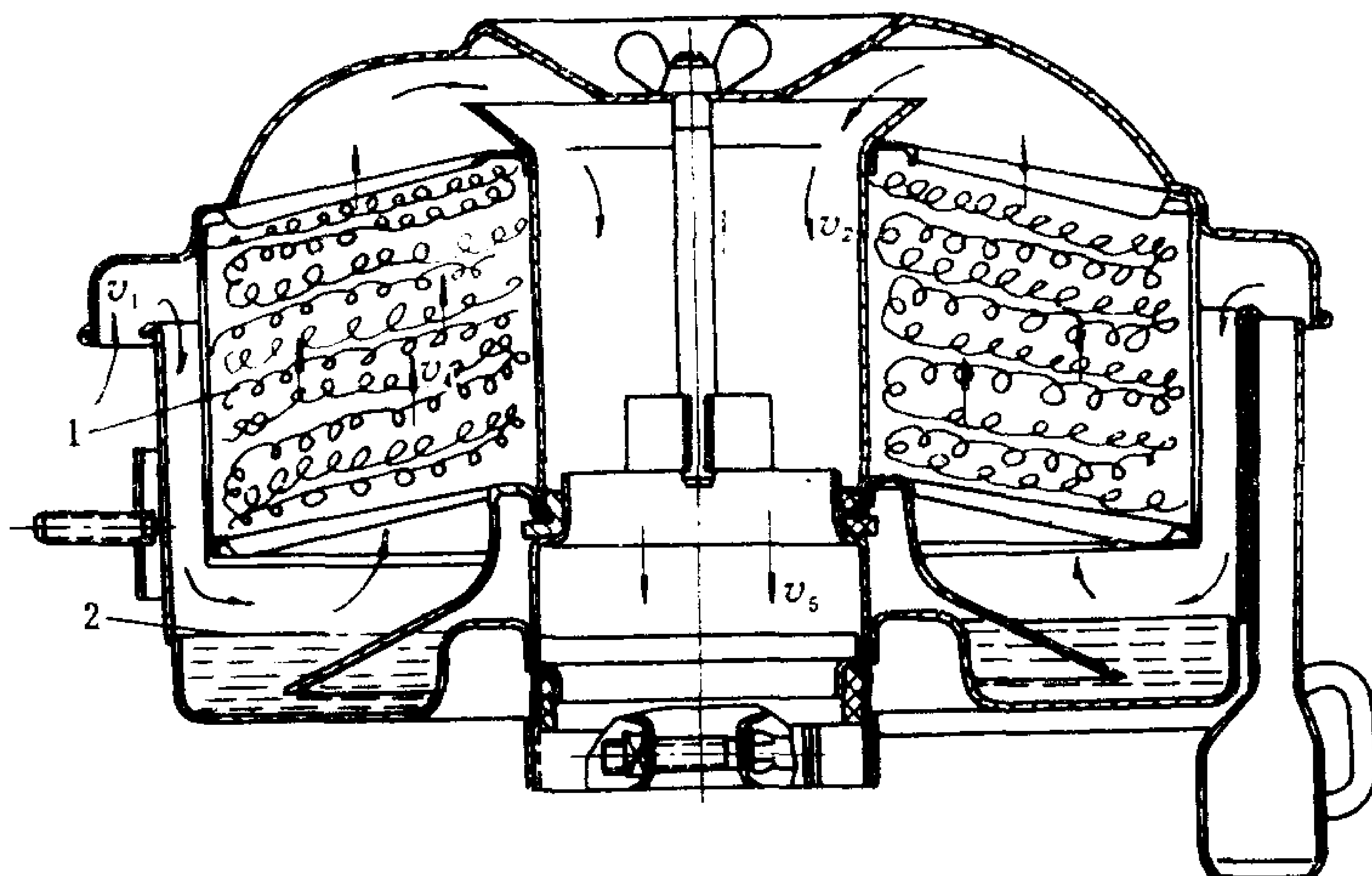


图 4.1.5-125 油浴式空气滤清器

1-滤网；2-油料

8.5.3 气阀阀盘开裂

以下各点是气阀阀盘干裂的可能原因：阀座或阀盘扭曲变形引起阀盘附加弯曲应力过大；气阀间隙和气阀落座速度过大，使冲击负荷过大；气阀头部的温度梯度和热应力过大；堆焊硬质合金与气阀头部材料热膨胀系数差值过大，引起堆焊层所受拉伸应力过大等。但是最为普遍的原因是温度不正常、零件变形和腐蚀。

为了防止阀盘开裂，应加强阀座的冷却，保证气阀与阀座锥面的位置精度；和正常的气阀间隙；并改进堆焊工艺使堆焊层受预压应力。

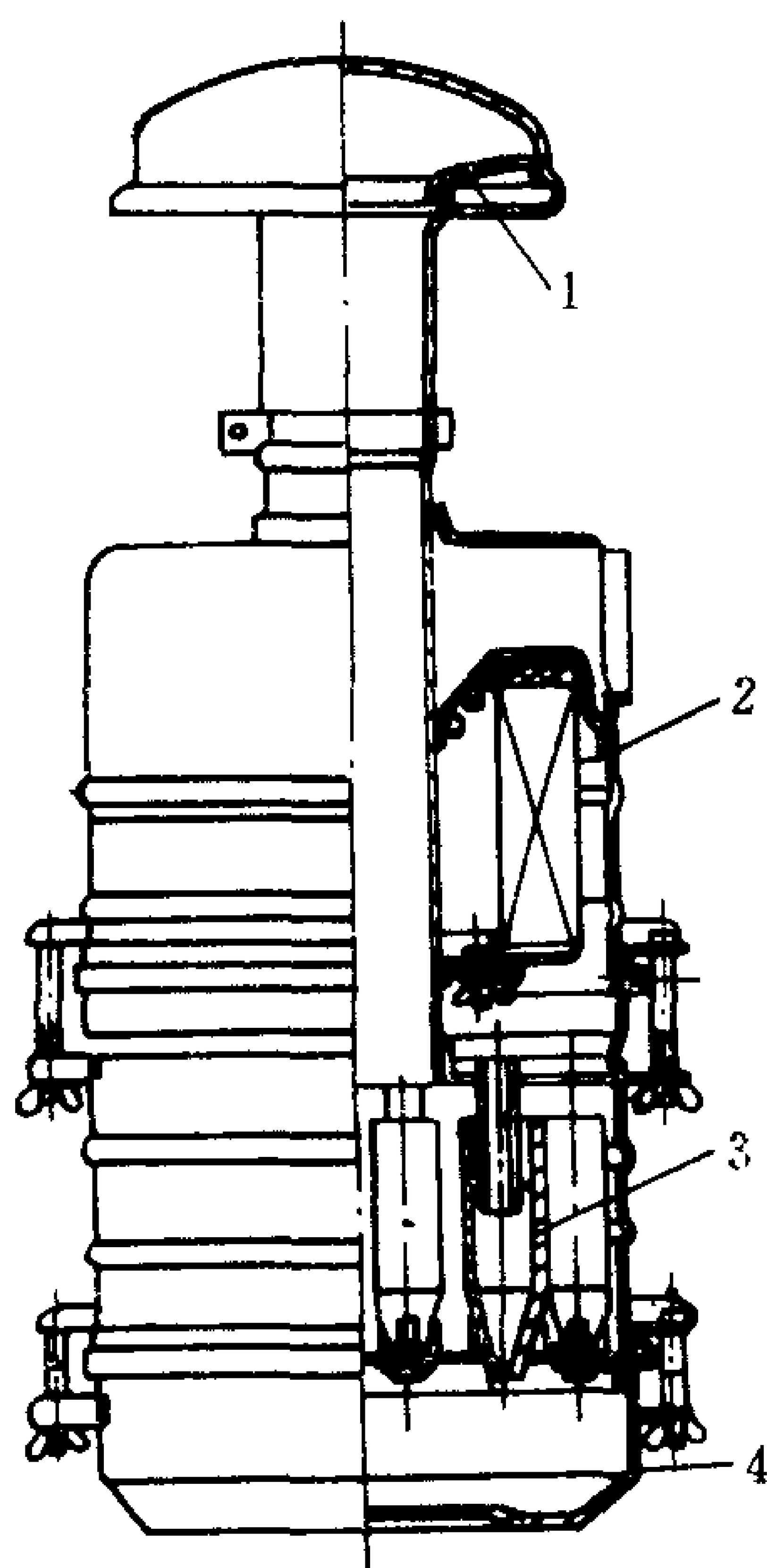


图 4.1.5-126 多级干式空气滤清器

1-粗滤器；2-滤芯；3-旋流管粗滤器；4-集尘室

8.5.4 密封锥面磨损过快

密封锥面过快磨损的原因主要有：气阀与阀座之间产生干摩擦滑移；材料硬度太低或硬度匹配不当；滑油碱值过高产生硬质钙盐残渣等。这种问题主要发生在进气阀，排气阀则较为少见，因为排气阀所用的材料均较好。

8.5.5 气阀弹簧断裂

气阀弹簧表面因有缺陷而产生应力集中，或因弹簧振动产生附加应力而疲劳断裂。

可通过提高弹簧的表面质量和进行表面强化处理加以防止。

9 进、排气系统

9.1 空气滤清器

柴油机吸入带尘空气将加剧气缸套、活塞环和轴承等零件的磨损并污染滑油。为此，柴油机都设置滤清效率高、阻力损失小和使用寿命长的空气滤清器。

图 4.1.5-125 所示为单级油浴式空气滤清器。它利用

空气运动方向的改变，使尘埃在惯性力作用下冲入油池，然后，当空气通过经油浸润的滤芯时，再由油料粘住其中细小灰尘。对于增压柴油机，为了避免油气粘附于压气机中，使其效率下降，常用干式空气滤清器。图 4.1.5-126 所示的多级干式空气滤清器是由旋流管粗滤器 3 和滤芯 2 组成。滤芯可用微孔滤纸或毛毡、浸渍树脂纤维滤板制成。

空气滤清器在使用过程中，空气流动阻力将随滤芯逐渐堵塞而增加。因此，必须根据工作条件适时地保养清洗或更换滤芯。

9.2 气水分离器

在高温、高湿度环境中运行的高增压柴油机，其增压空气经深度冷却后，温度可降至露点以下，使空气中大量水分凝结析出。如果这部分水分被带入气缸，将稀释滑油并冲刷气缸壁上润滑油膜，影响气缸润滑，同时还会加剧气缸套和活塞环等零件的低温腐蚀。因此，经

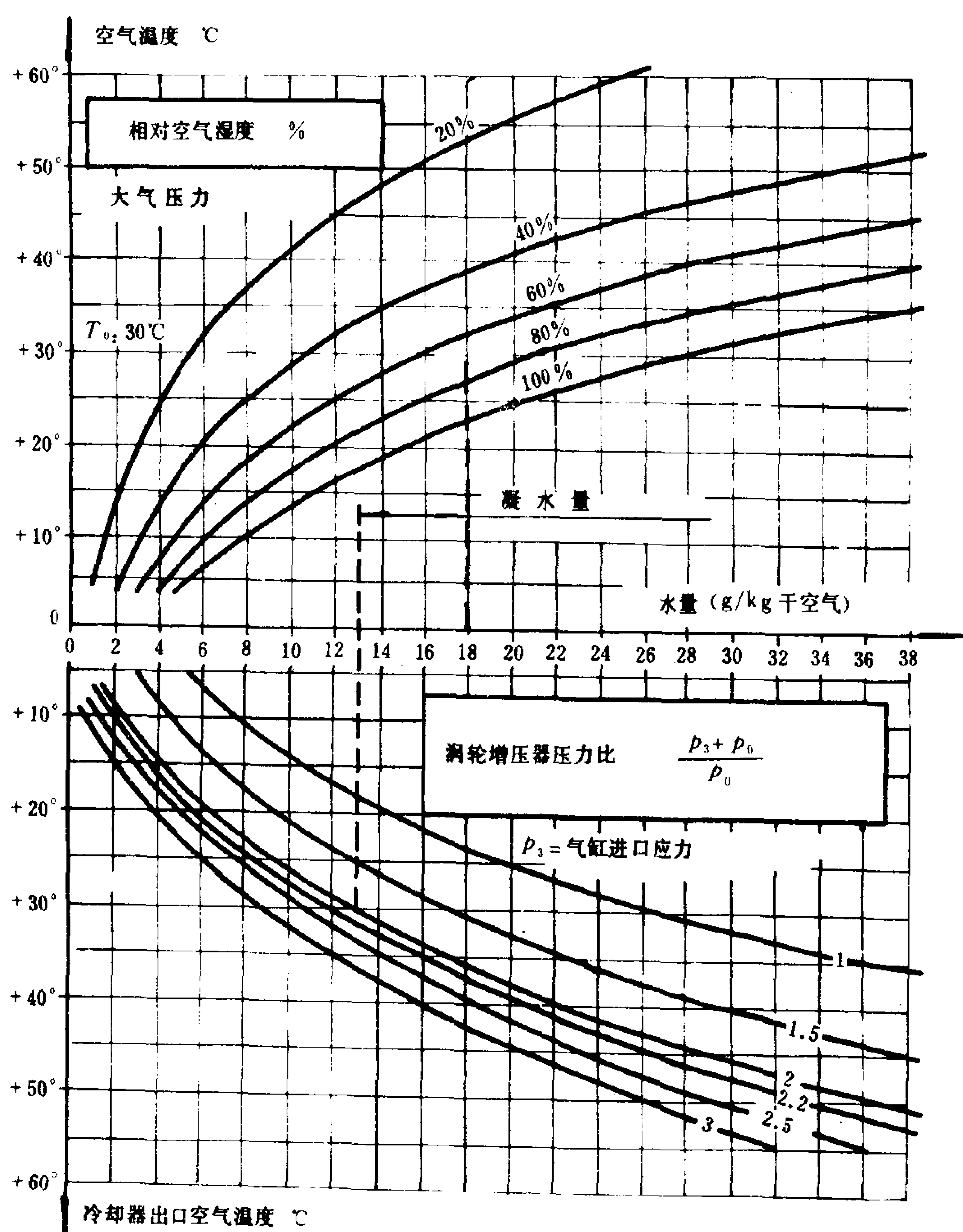


图 4.1.5-127 凝水量、露点和环境及增压比的关系

注：当外界空气中含水量（上部曲线所示）小于气缸进口前空气中可能呈“蒸汽状态”的含水量时（下部曲线所示），就不会产生凝水现象。

常航行在高温、高湿度环境中的高增压柴油机，在空冷器出口处都装有气水分离器。

凝水量、露点和环境状况及增压比的关系如图 4.1.5-127 所示。例如，当环境温度为 30℃，相对湿度为 70%，增压比为 2 时，露点温度为 36℃。如果此时空冷器出口空气温度为 30℃，则凝水量为 5 g/kg 干空气。

气水分离器有碰撞式、离心式和铁丝网式三种。

图 4.1.5-128 为 SULZER RTA 系列柴油机的碰撞式气水分离器。当气流冲向叶片时，气流中的水滴便在叶片表面上凝结成液体膜，由叶片上的分叉部分收集，流到扫气箱底部，经放泄管排出。

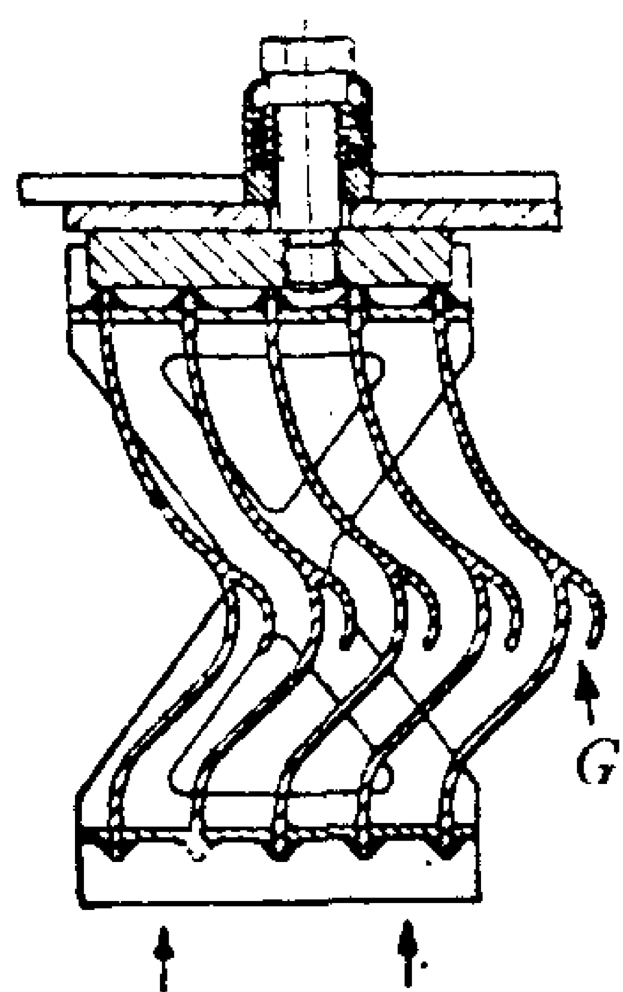


图 4.1.5-128 RTA 系列柴油机的碰撞式气水分离器

9.3 进气管和扫气箱

四冲程增压柴油机应有足够大的进气管容积，以免压力波动较大引起增压器喘振，并影响充气效率和扫气效果。

G 300 型柴油机进气管是用 3 mm A 3 钢板焊接而成（图 4.1.5-129）。进气总管两端有连接法兰，一端与空冷器出气管连接，另一端用盖板封闭。当柴油机的增压器发生故障而又必须继续运转时，可将盖板打开以自然吸气方式降低功率运转。

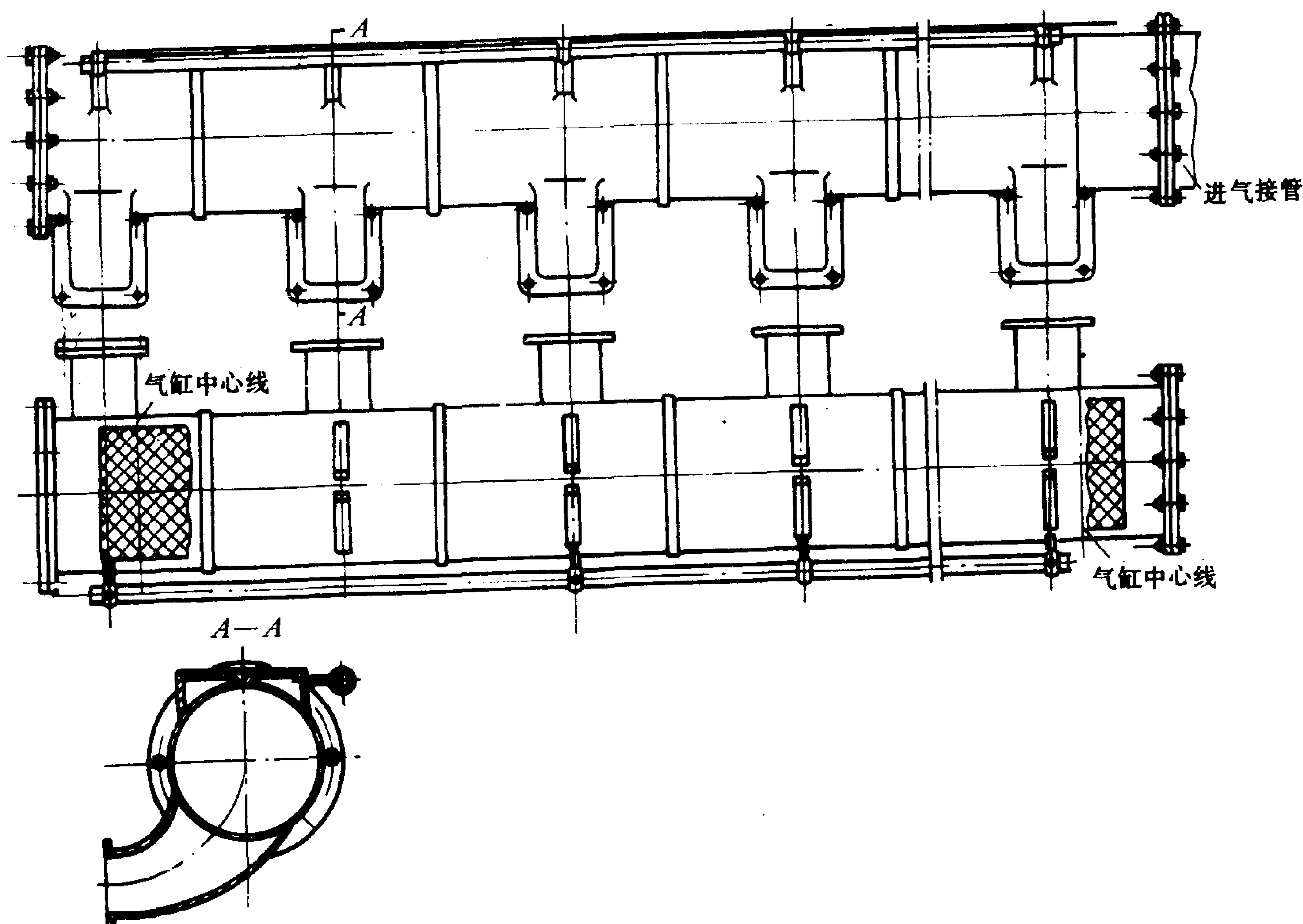


图 4.1.5-129 G 300 型柴油机的进气管

二冲程低速十字头式柴油机，为获得足够大的扫气箱容积以稳定进气压力，在气缸体侧

面安装有扫气箱，与气缸体下部气口周围空间共同组成扫气箱空间。图 4.1.5-130 是 SULZER RTA 系列柴油机扫气箱示意图。扫气箱由纵向隔板 1 分为P和H两个空间，其间装有口琴阀 2 。增压空气经过气水分离器 5 和口琴阀 2 进入气口周围空间。扫气箱的前后两端分别装有电动辅助鼓风机 3，当柴油机起动或低负荷运行时，辅助鼓风机投入工作，通过口琴阀 4 由增压器的压气机进口吸气，向H空间供气。

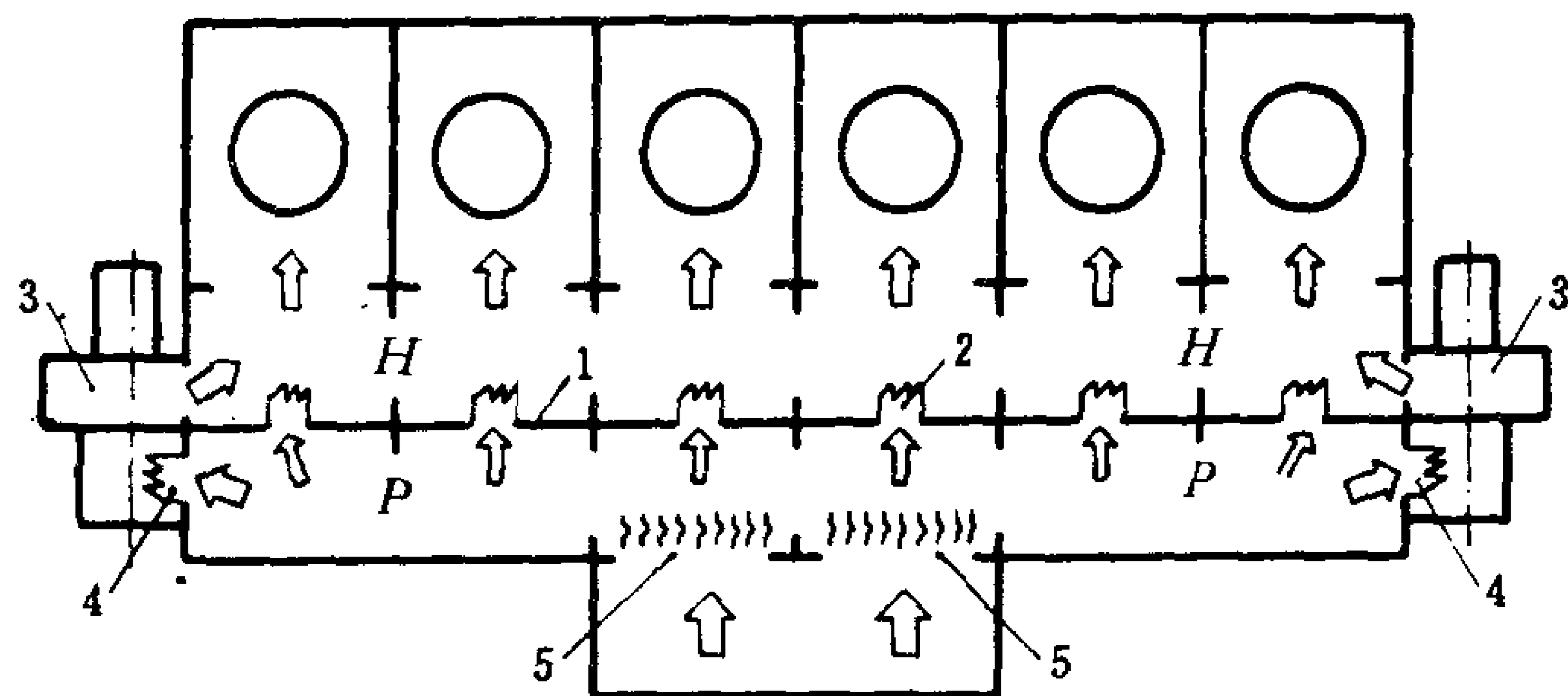


图 4.1.5-130 RTA 系列柴油机扫气箱示意图

1-纵向隔板；2、4-口琴阀；3-电动辅助鼓风机；5-气水分离器

9.4 口琴阀

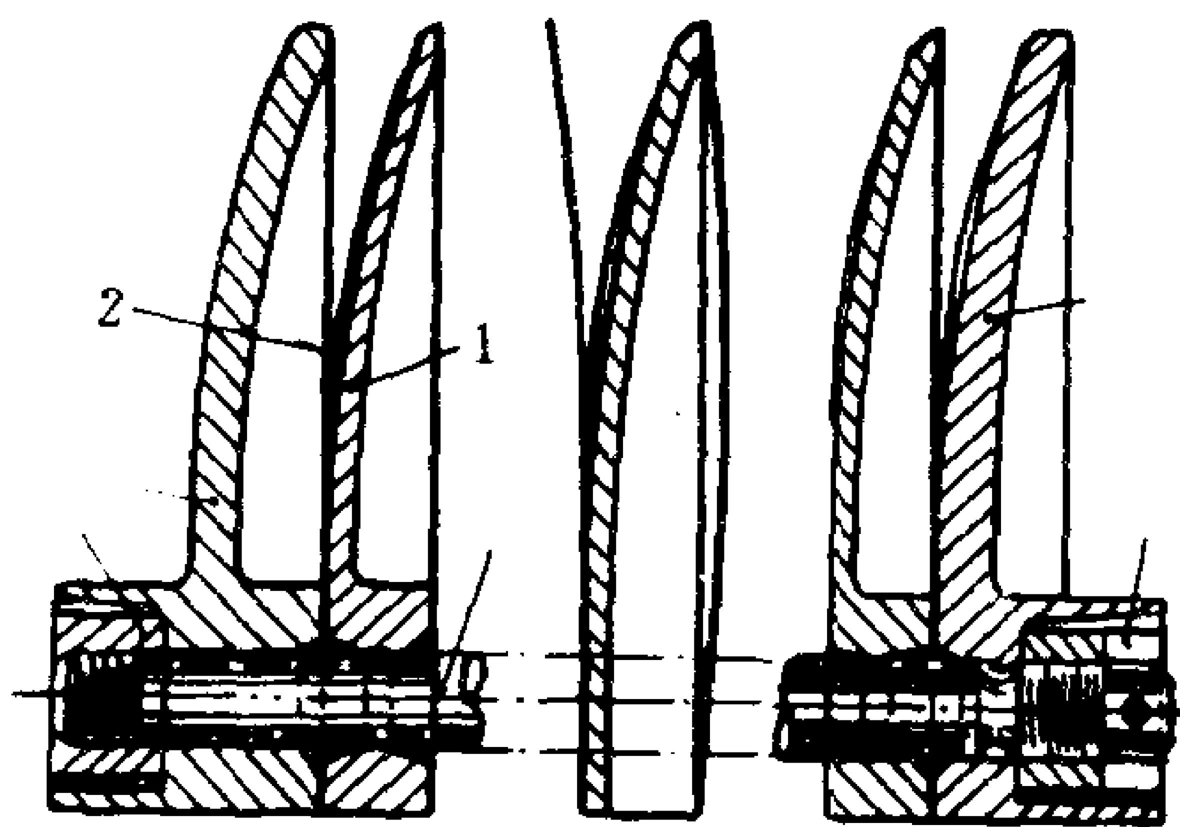


图 4.1.5-131 口琴阀

1-阀座；2-弹簧钢阀片

如图 4.1.5-131 所示，口琴阀由铸铝的前后端盖和阀座 1 、弹簧钢阀片 2 等组成。组装时应将阀片凹面朝向阀座的空气通道，与阀座一起放在平板上校正，使阀座和阀片严密关闭。

口琴阀必须根据工作条件保养清洗。清洗时可将整个阀组放入煤油或汽油中浸泡、清洗，再用压缩空气吹净。

9.5 排气管

在增压柴油机中，不同增压方式有不同的排气管结构。

图 4.1.5-132 为采用脉冲增压方式的 G 6300 ZC 型柴油机排气管，各缸排气支管用耐热铸铁 RTCr-0.8 铸造，通过膨胀接头连接的两根排气管与双进口涡轮相连。4 、5 、6 各缸排气支管比 1 、2 、3 缸的支管略长，以便缩小两根排气管容积的差值。排气管外用隔热材料包扎，并罩隔热罩，以防止排气管散热和改善工作条件。

为防止排气管连接螺栓与螺母烧结咬死，用普通钢制造的螺栓，在装配时要用二硫化钼或石墨滑油混合剂润滑螺纹。

图 4.1.5-133 为定压增压的 SULZER RTA 58 型柴油机排气管。各缸排气支管 1 经膨胀接头 9 与排气总管 3 连接，排气管由隔热罩 2 隔热，总管经中间接管 10、膨胀接头与涡轮

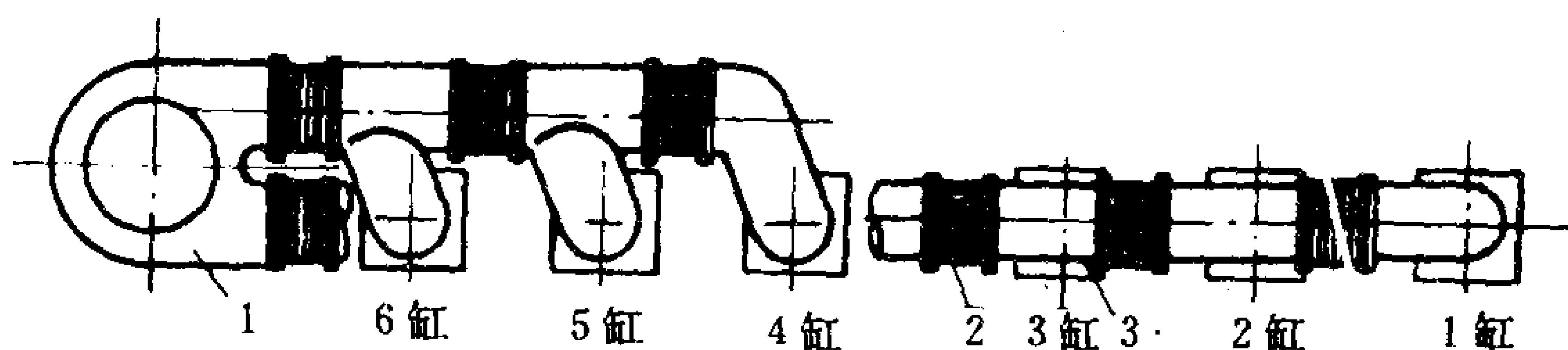


图 4.1.5-132 脉冲增压G 6300 ZC型柴油机排气管

1-排气总管· 2-膨胀接头；3-排气支管

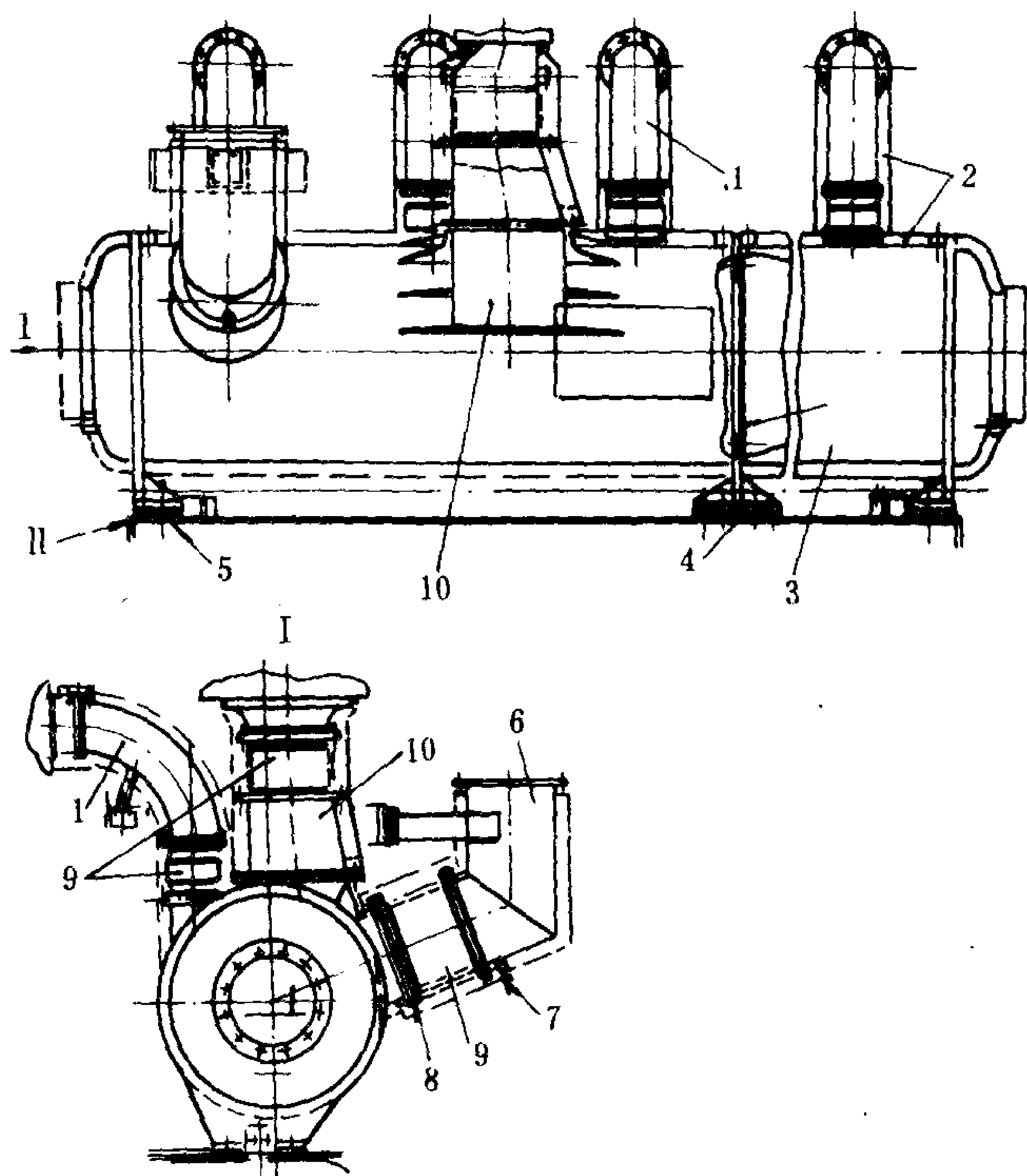


图 4.1.5-133 定压增压 RTA 58 型柴油机排气管

进口连接。当停止增压器运行时，应拆除盲孔法兰 8 经管 9 和旁通管 6 排气。排气总管坐落在支架 5 上，其间装有垫片 4 。

9.6 膨胀接头

为补偿热膨胀，排气管系中必须设置膨胀接头。常用的膨胀接头有涨圈式和波纹管式。

涨圈式膨胀接头如图 4.1.5-134 所示，它由密封环、密封环座和滑套组成。结构简单紧凑、具有较大的轴向膨胀能力。装配时应避免高温气体直接冲刷密封环，引起密封环失去弹性而漏气，并应注意对中，避免因挠曲而发生卡住或漏气。

波纹管膨胀接头如图 4.1.5-135 所示，它由两端焊有连接法兰的波纹管和衬套等组成。结构紧凑、密封可靠，不需维修。

图a) 所示波形主要承受轴向变形；图b) 还可承受弯曲变形。波纹管常用 0.5～2 mm 的 1 Cr 13 或 1 Cr 18 Ni 9 Ti 薄钢板压制而成。为增大波纹管的变形量和承压能力，可用两层薄

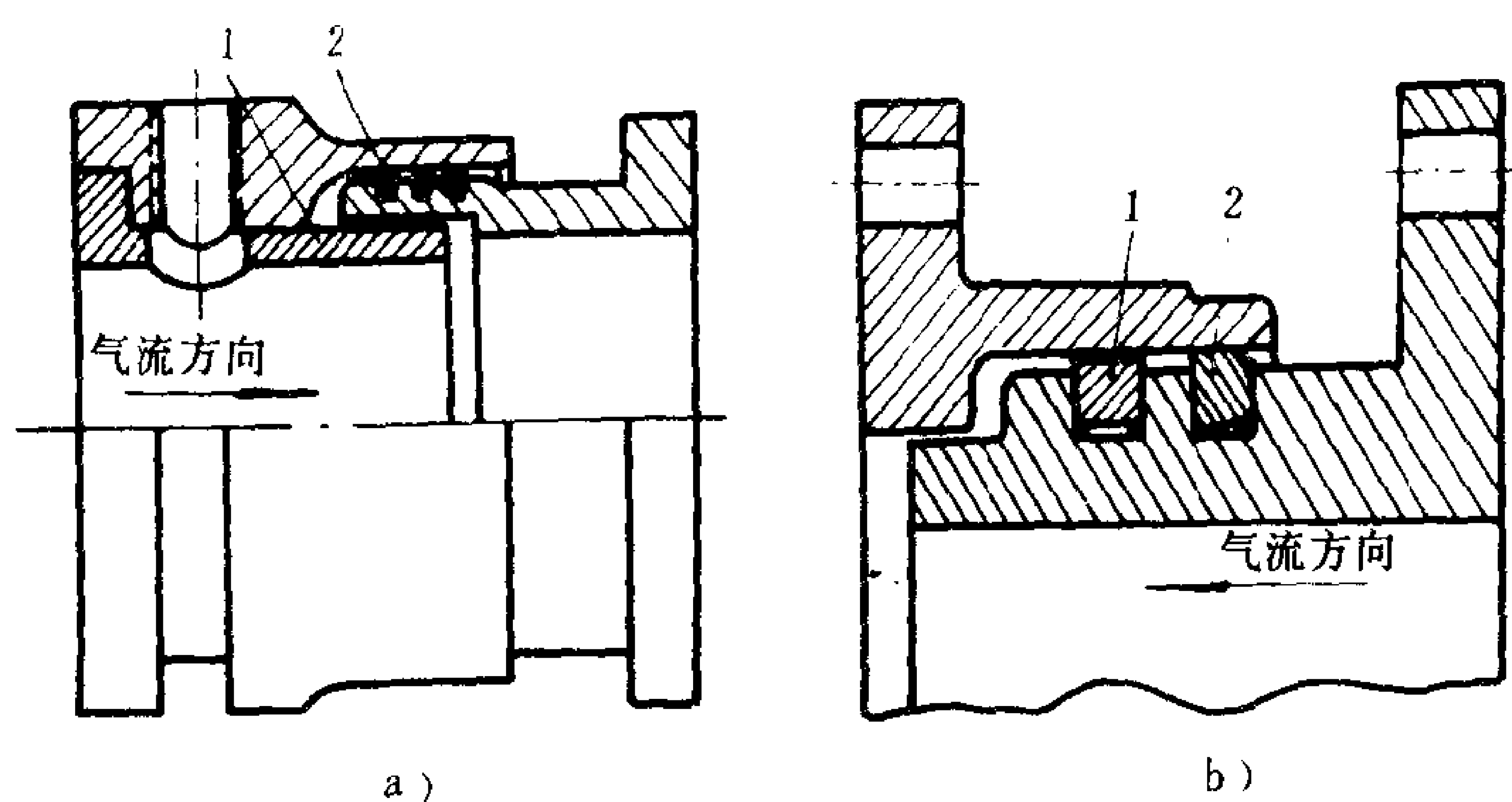


图 4.1.5-134 涨圈式膨胀接头
1-滑套；2-密封环

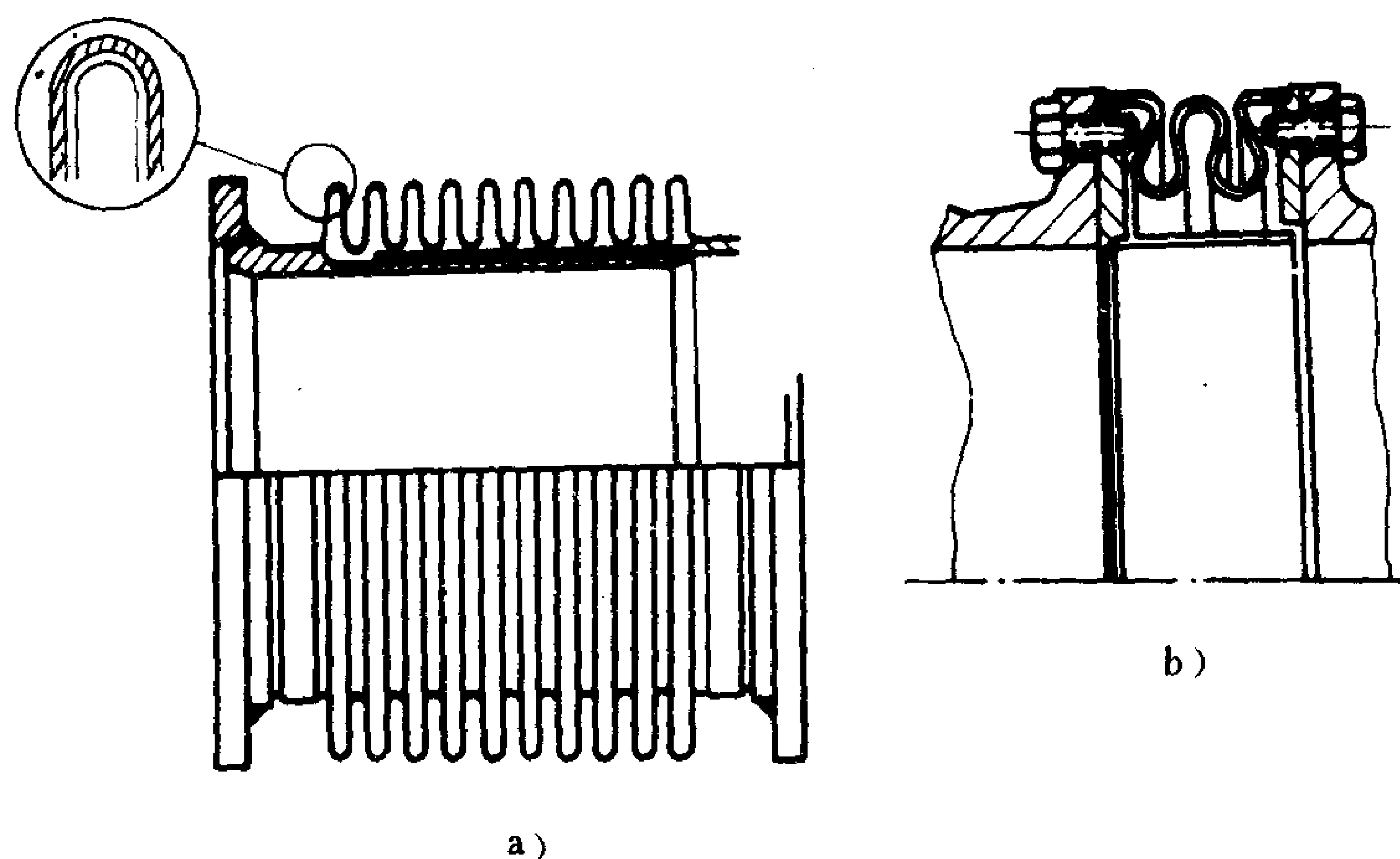


图 4.1.5-135 波纹管膨胀接头

钢板重叠压制并设置衬套避免遭受气流直接冲击。波纹管发生轴向变形时，各波的变形量和所受应力不同，两端的较大。因此，波纹管的波数不宜太多。

在管系安装时，可将波纹管稍微拉长作为冷态时的预变形。预变形量应符合波纹管膨胀接头产品说明书的规定。

参考文献

〔1〕〔英〕R. 芒罗等：中速柴油机活塞的发展和使用经验，国外舰船技术(内燃机类)，1981. 3
〔2〕〔日〕山本　成：燃烧室零部件的疲劳强度，《国外舰船技术（内燃机类)，1984. 9
〔3〕山田正一郎等：中・大形のディーゼル・エンジン損傷と対策，内燃機关，No. 98. 6

月号临时增刊 1970
〔4〕中华人民共和国交通部部标准 JT 4028—77
〔5〕中华人民共和国交通部部标准 JT 4031—77
〔6〕中华人民共和国交通部部标准 JT 4029—77
〔7〕中华人民共和国交通部部标准 JT 4039—77
〔8〕中华人民共和国交通部部标准 JT 4041—77
〔9〕中华人民共和国交通部部标准 JT 4036—77
〔10〕〔英〕A. C. ОРЛИН: 增压柴油机曲轴的改进，国外内燃机车，1975，5
〔11〕中华人民共和国交通部部标准 JT 4044—77
〔12〕中华人民共和国交通部部标准 JT 4045—77
〔13〕中华人民共和国交通部部标准 JT 4046—77
〔14〕船用柴油机设计手册（五），国防工业出版社，1982
〔15〕B. O. ECKERT: Z 40 中速柴油机的重油使用经验及有关 ZA 40 柴油机的设计问题，第 15 届国际内燃机会议论文集，1984
〔16〕Y. L. 狄塞: 法国热机研究协会 PC 4 型大功率中速发动机的发展和使用，第 11 届国际内燃机会议论文集，1978
〔17〕陆瑞松等: 内燃机的传热与热负荷，国防工业出版社，1985
〔18〕SULZER RTA 58 型柴油机保养说明书
〔19〕U. G. Ederer: 二冲程和大型四冲程柴油机的高性能轴承，第 15 届国际内燃机会议论文集，1984

第6章 燃油喷射系统

1 概论

1.1 喷油系统的功用、要求和工作特点

柴油机的技术-经济指标在很大程度上取决于燃油喷射系统的工作质量。在柴油机运转时，该系统的功用是在短暂的瞬间将合乎一定质与量要求的燃油、按一定的喷射规律喷入具有一定压力和温度的燃烧室。为此，该系统必须满足如下要求：

1）喷油正时

喷油正时是指喷油提前角和喷油持续角。现代柴油机的喷油提前角约在5～30°曲柄转角之间。燃油从喷射开始到喷射终止所占的曲柄转角叫喷油持续角。现代柴油机的喷油持续角约为10～35°之间。不同型式柴油机的喷油设备在标定工况下均有其各自的最佳喷油提前角和喷油持续角，并在不同程度上具有根据柴油机工况而予以调节的能力。

2）喷油质量

喷油质量包括：油滴的细度和均匀度，油束的锥角、射程（贯穿度）以及与燃烧室形状相配合的油雾分布。喷油质量取决于燃油质量、燃烧室条件和喷油设备的工作质量。喷油压力对喷油质量有重大影响。现代柴油机的喷油压力为15～150 MPa。

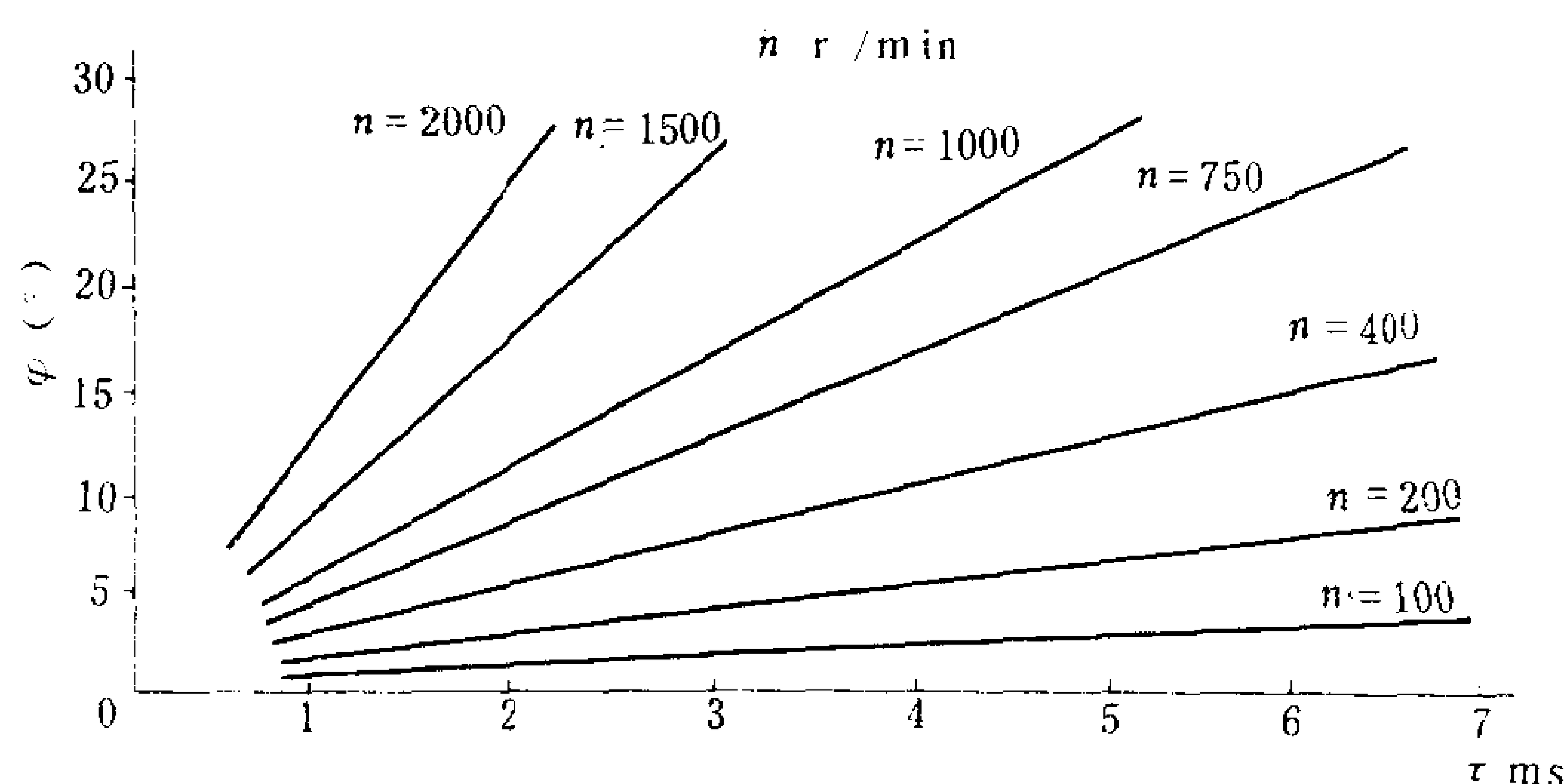


图4.1.6-1 不同转速柴油机的φ—τ曲线

3）循环喷油量

喷油设备应能根据柴油机的负荷在每个工作循环中按照一定的喷油规律将适量燃油喷入燃烧室，此适量燃油叫“循环喷油量”，此喷油规律叫“喷油率”。精确的喷油量和理想的喷油率是控制最高爆发压力和压力升高速率（各简称为“爆压”和“压升率”）的最重要因素。此外，在定量上还应满足多缸机各缸喷油量均匀性的要求。

喷油系统的工作特点是燃油喷射的瞬时性和微量性（图4.1.6-1和图4.1.6-2）。

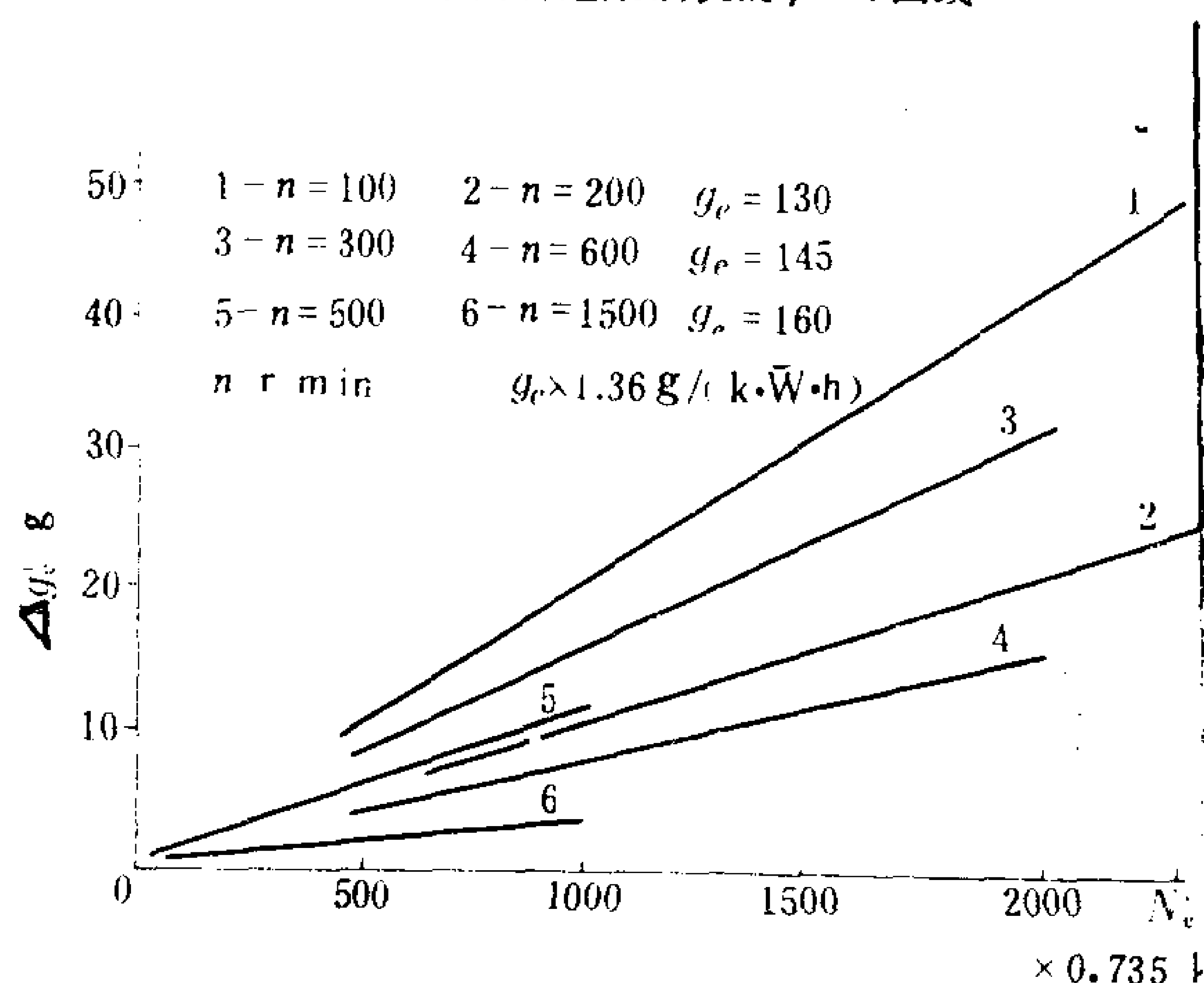


图4.1.6-2 不同单缸功率柴油机在不同转速下的循环喷油量

1.2 喷油系统的组成和类型

1.2.1 喷油系统的组成

不同类型柴油机喷油系统的组成有一定的差异。图 4.1.6-3 是系统组成的框图。

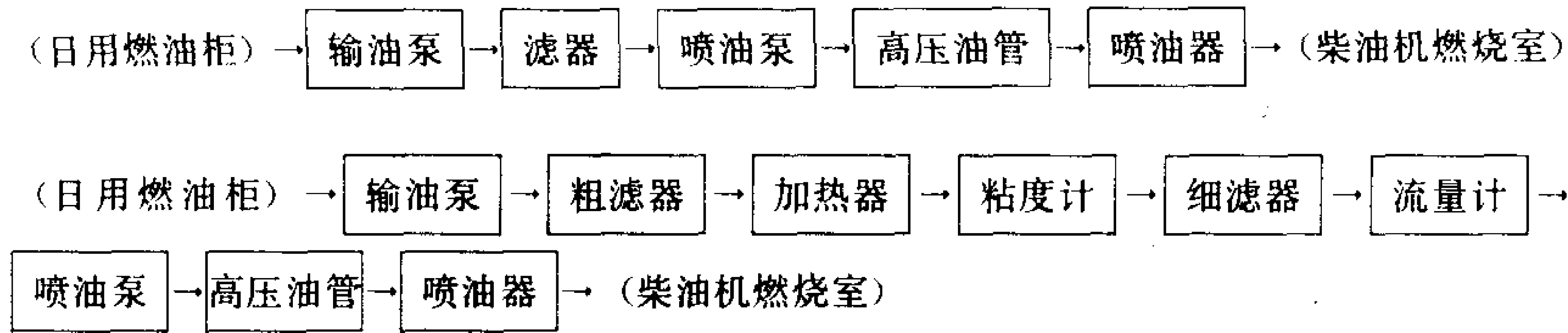


图 4.1.6-3 燃油喷射系统的组成

多数柴油机喷油设备由三要件构成：喷油泵-高压油管-喷油器。喷油泵，俗称“高压油泵”，提供高压油源。喷油泵的供油量、供油率、供油正时和供油压力对喷油质量有显著影响。喷油泵的主要元件是柱塞-套筒和出油阀-阀座两对偶件。高压油管是输送高压燃油的无缝钢（或铜）管，其主要构造参数是：材料特性、内径、壁厚、长度、弯头以及内壁的粗糙度。高压油管的几何参数影响喷油器的喷油正时、喷油率以及多缸机各缸喷油量的均匀性。当油管换新时必须遵循等参数原则。一些柴油机包括顶置式凸轮轴的柴油机，可采用“泵-喷油器（又名“泵喷嘴”）而取消高压油管，目前仅见于中、小型柴油机。喷油器是高压燃油的喷射、雾化部件。喷油质量最终取决于喷油器各元件及其安装与调节的完善性。喷油器的主要元件是喷油嘴，其偶件是针阀-针阀体。

1.2.2 喷油系统的类型

喷油系统种类繁多，按照不同的分类法可概括如下：

1）急压和定压喷油系统

急压喷油系统又称直接作用式或柱塞泵式系统，它的构造比较简单，但在低转速、低负荷下喷油质量和各缸供油均匀性较差；定压喷油系统又称蓄压式或共管式系统，它的优缺点与急压系统相反。到目前为止，在柴油机上得到广泛应用的仍是直接作用式，简称直喷式。

2）有调喷器和无调喷器系统

柴油机喷油正时的调节是通过“喷油提前角调节器”来实现的，该装置在我国简称为“调喷器”，在国外简称为“VIT”机构（variable injection timing unit，可变喷油正时机构）。喷油系统按正时调节可分为：有调喷器系统和无调喷器系统。目前仍以后者居多。

3）阀控制式和柱塞控制式系统

系统的油量调节有喷油泵控制式和喷油器控制式两种。目前在船舶柴油机中广泛应用前者。喷油泵的油量调节方式又分阀控制式和柱塞控制式两种，其中又以后者居多。以上均属直接作用式喷油系统。近些年来出现的电子喷射系统是对喷油器施行电子控制，以实现燃油的正时、定量调节。电子喷射系统属于定压式喷油系统。

现代柴油机燃油喷射系统的类型参见表 4.1.6-1。

表 4.1.6-1 燃油喷射系统的类型

直接作用式喷油系统					蓄压式喷油系统		
泵控制式	泵—喷油器式	分级喷射式	分配式	准等功率式	液压伺服系统	高压泵系统	电子喷射系统

1.3 喷油系统的发展

喷油系统的进步正促使柴油机朝着下列各方向发展：①降低燃油消耗率；②提高低速性能；③降低烟度、振动、噪声和减少污染；④适用重油和多种燃料。

喷射系统的发展有如下特点。

1.3.1 燃油喷射能力不断提高

柴油机传统的喷油压力约为12～50 MPa，而现代柴油机的喷油压力高达80～150 MPa。高喷油压力可提高雾化细度和油束射程，以适应使用重油的需要；高喷油压力可提高喷油率，缩短燃烧持续期，以改善燃烧过程，还可满足柴油机增压度不断提高，需要更多喷油量的要求。燃油喷射能力不断提高的另一标志是对高喷油压力按柴油机工况予以控制，以实现最佳调节。

1.3.2 喷油设备的电子控制进入日程

电子控制的核心是一个微处理机。目前喷油设备的电子控制系统（称为第一代）是根据柴油机工况、通过微机和伺服元件改变喷油的正时和循环喷油量。第二代电子控制系统将实现对喷油率和多缸机各缸喷油量均匀性予以控制的目的。

1.3.3 使用重油的范围不断扩大

大型低速二冲程十字头式柴油机使用燃料油的粘度越来越大，国外正在试用的渣油为600 mm^2/s（Red No.1 6000s）；大型中速四冲程柴油机燃用高粘度劣质油的适应性越来越强，很多厂商声称能烧150 mm^2/s（1500 s）以上的重油。

1.3.4 试验和监测手段不断更新

它的标志是试验和监测手段的计算机化以及对试验和监测对象的系统化。可以预见，随着传感器技术水平的不断提高，对船舶柴油机燃油喷射系统的试验和监测必将从静态、局部测试逐步发展到动态系统测试；有可能使试验室手段经过简化以后更多地应用于实船。

1.3.5 各种类型蓄压式燃油系统不断完善

在燃油喷射系统中，蓄压式的喷射质量优于直接作用式的。但是，过去和现在之所以广泛采用的是后者，皆因前者在当时的工艺条件下设备较复杂、制造成本较高、管理不方便的缘故。可以预见，随着电子设备在柴油机上的应用以及喷油设备的不断完善，蓄压式喷油系统可能获得较大的发展。例如，在普通柴油机上采用蓄压式喷油器的新型蓄压式喷油系统的出现则是一个迹象。

1.3.6 喷油设备偶件趋于系列化

2 燃油的喷射过程

2.1 喷射过程的三个阶段

从喷油泵供油开始到喷油器喷油终止，从时间上可划分下列三个喷油阶段：①喷油延迟阶段：从供油始点到喷油始点；②主要喷射阶段：从喷油始点到供油终点；③自由喷射阶段：从供油终点到喷油终点。

喷射延迟是不可避免的。喷射延迟使柴油机存在供油提前角和喷油提前角之间的差异。工程上习惯地把在柴油机上检查和调节的供油提前角称为喷油提前角。影响喷射延迟的主要因素是：高压油管的几何参数、喷油器针阀的启阀压力、柴油机的运转工况以及喷油泵出油

阀的结构特点。

主喷阶段的长短取决于柴油机的负荷。

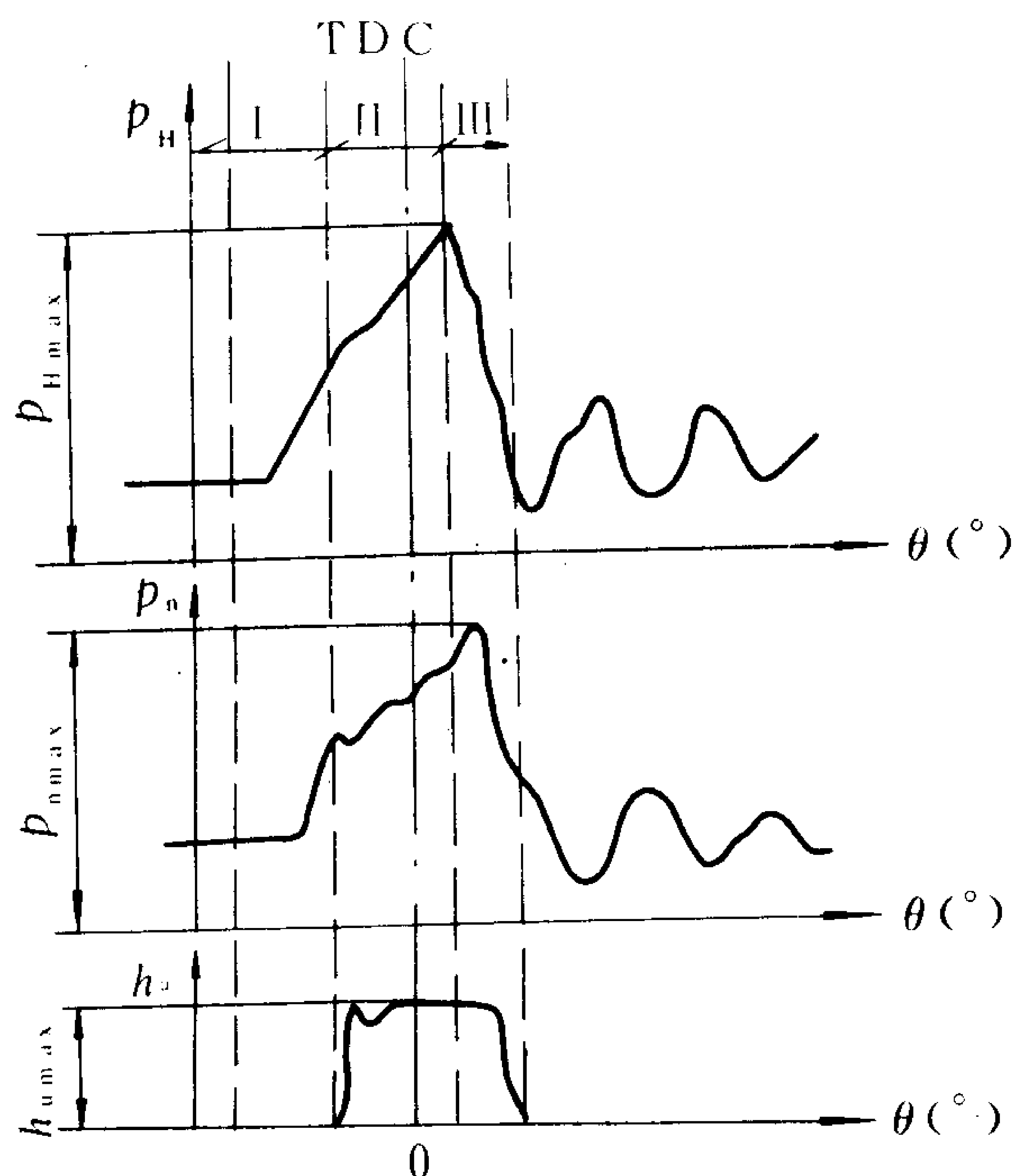


图 4.1.6-4 喷射过程的示波图

自由喷射阶段同样是不可避免的。在这阶段中，喷射压力下降很快，特别是在喷射后期压力更低，极易产生雾化不良，甚至出现滴油现象。自由喷射阶段的长短与高压油管中的最高压力p_{max}有关，p_{max}越大，则柴油自由膨胀的时间就越长。所以，当柴油机转速升高时p_{max}相应增高，自由喷射阶段也就随之延长。此外，随着高压油路中燃油容积的增加以及喷孔直径的减小，也都会使自由喷射阶段延长。

喷射过程的各阶段参见图 4.1.6-4。

2.2 喷射过程的压力波动

喷射过程的压力波动是使供油规律和喷油规律之间产生差异以及造成异常喷射和喷油设备元件损坏的主要原因。由于燃油的可压缩性和系统的弹性，喷油压力的上升或下降都是压力波传播的过程。在喷射过程中，燃油压力波在喷油泵高压油腔和喷油器针阀油腔之间以燃油中的声速传播并往复反射。由于喷射过程压力的波动，当喷油设备的各工作参数选择不当时，有可能产生异常喷射。异常喷射在高增压、大功率柴油机中更容易产生。图 4.1.6-5 所示为正常和异常喷射的针阀升程图。

2.2.1 二次喷射

喷油泵供油结束、喷油器针阀落座复又开启的喷射过程叫二次喷射，又称重复喷射。二次喷射大多是由于出油阀卸载容积与高压油管容积配合不当所致。柴油机在使用中，当喷油器喷孔部分堵塞、喷油器弹簧预紧力不足以及换用刚性差的高压油管时，也容易引起二次喷射。当发生二次喷射时，燃油雾化变差，燃烧不良，后燃严重，将导致柴油机过热、冒烟和油耗的增加。

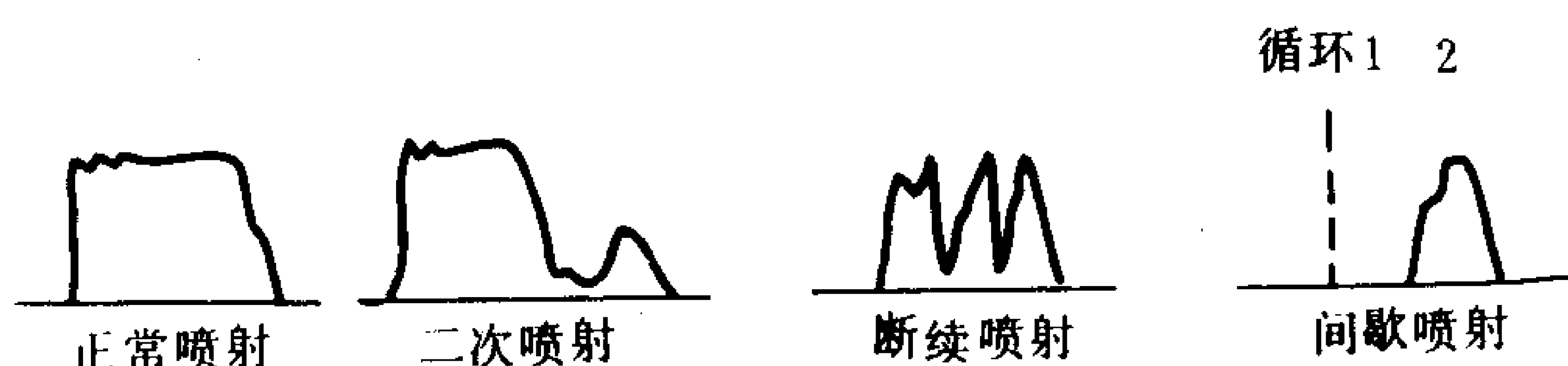


图 4.1.6-5 喷油器针阀升程图

2.2.2 断续喷射

喷油泵供油期间，喷油器针阀断续启、闭的喷射过程叫断续喷射。断续喷射是由于喷油泵的输出油量小于喷油器喷出油量和充填针阀上升空间油量之和的缘故。当柴油机以微速运转时，若换用配合不当的喷油器，容易产生断续喷射。断续喷射对柴油机的燃烧过程无明显影响，只是增加了针阀副的磨损、降低了使用寿命。

2.2.3 不稳定喷射

喷油泵持续工作、喷油器循环喷油量不等的喷射叫不稳定喷射。不稳定喷射是断续喷射的极端情况，多发生在柴油机低负荷运转时或喷油设备偶件过度磨损时。

上述异常喷射可通过测取和分析针阀升程曲线得到判断。当不稳定喷射严重时导致间歇喷射，致使柴油机转速不稳、甚至低于最低稳定转速而停车。

2.3 几何供油规律与实际喷油规律

喷油泵的供油规律和喷油器的喷油规律对柴油机的燃烧过程有极大的影响。从这两个规律中可找出，供油与喷油的始、终点，并可判断喷射、燃烧和放热速率是否符合要求。对燃烧过程有直接影响的是喷油规律。

2.3.1 几何供油规律

喷油泵的供油规律表示在柴油机的一个工作循环中喷油泵的循环供油量在供油期间的分布情况，其定义为：单位曲柄转角的供油量随曲柄转角而变化的规律。喷油泵供油规律的数学形式为：

$$dg_p/d\varphi = f(\varphi) \tag{4.1.6-1}$$

式中：g_p——喷油泵的供油量，mm^3；

φ——曲柄转角，°CA。

供油规律可由$dg_p/d\varphi$-φ曲线给出。

喷油泵的供油规律是由柱塞运动规律即喷油泵凸轮型线决定的。在忽略燃油的可压缩性以及喷油泵阀件的影响时，喷油泵的供油规律可简化为几何供油规律。几何供油规律曲线可在油泵柱塞上升的速度曲线ν_p-φ上截取几何供油始、终点间的曲线段得到。

2.3.2 实际喷油规律

喷油器的喷油规律表示在柴油机的一个工作循环中喷油器的喷油量在喷油期间的分布情况，其定义为：单位曲柄转角的喷油量随曲柄转角而变化的规律。喷油器喷油规律的数学形式为：

$$dg_n/d\varphi = f'(\varphi) \tag{4.1.6-2}$$

式中：g_n——喷油器的喷油量，mm^3；

φ——曲柄转角，°CA。

喷油规律可由$dg_n/d\varphi$-φ曲线给出，该曲线为试验测定曲线。

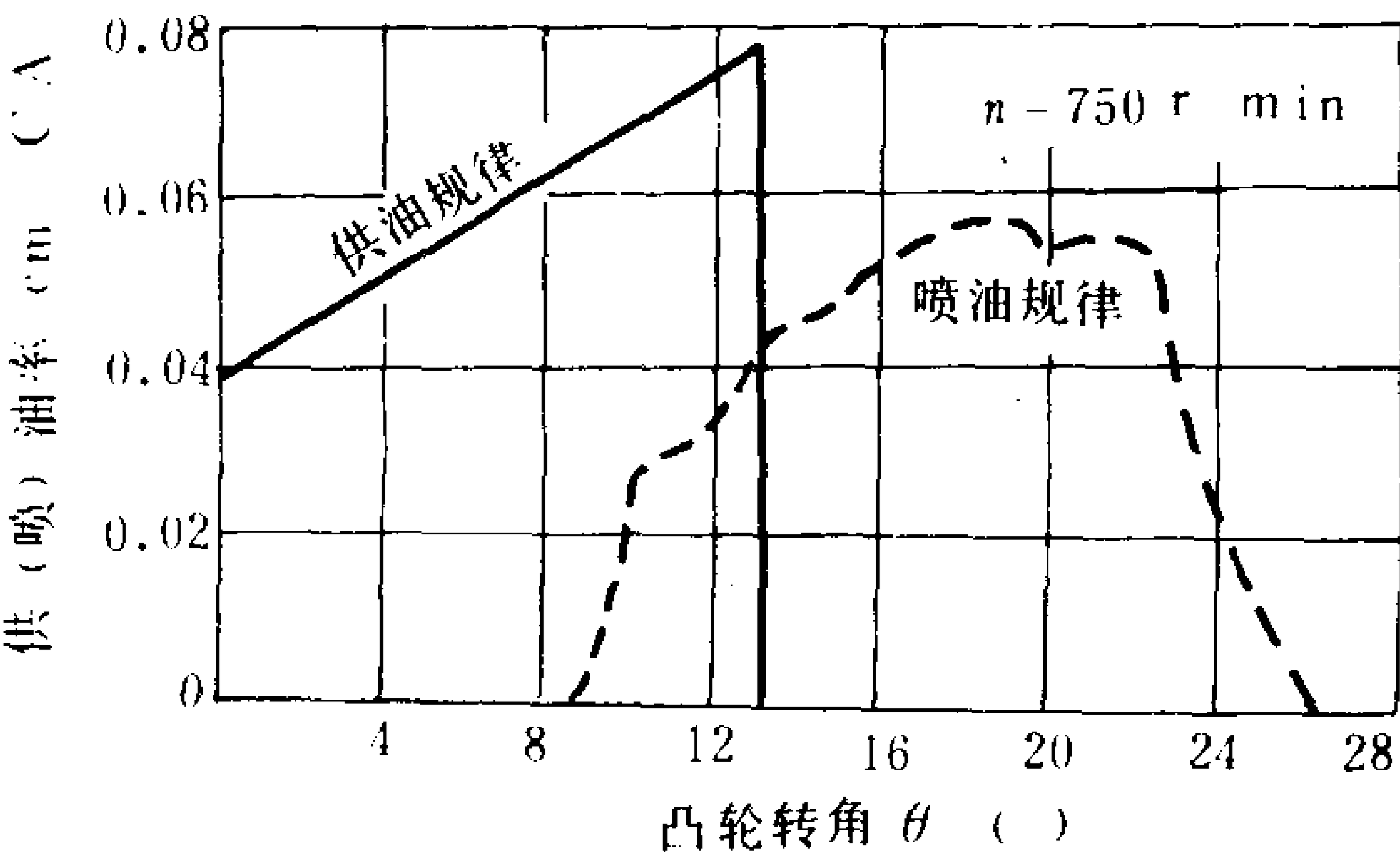


图 4.1.6-6　供油规律与喷油规律曲线

喷油器的喷油规律是由喷油设备的结构参数和柴油机的运转参数决定的。属于喷油设备结构参数的有：喷油泵凸轮型线，柱塞直径，高压油管的长度、内径和壁厚，喷油器喷孔数目和喷孔直径以及喷孔长度等。属于柴油机运转参数的有：柴油机的负荷与转速，喷油器启阀压力与喷油正时的调节。以上各点均为影响喷油规律的因素。

几何供油规律与喷油规律曲线示于图 4.1.6-6 中。

3 喷油泵

柴油机的喷油泵是供应高压燃油的设备。一般型式的喷油泵兼有正时和定量的调节作用。喷油泵随进、回油方式以及油量调节方式的不同分有：斜槽式(又称回油孔式)、回油阀式和节流阀式三种。现代柴油机的喷油泵多见于前一种。此外，应用在小型柴油机上的还有：分配式油泵、V型泵以及双柱塞泵，等等。各种喷油泵均为往复式高压柱塞泵，其压油动作均靠燃油凸轮驱动油泵柱塞，其复位动作均靠油泵弹簧。

3.1 斜槽式喷油泵

3.1.1 泵的构造和工作原理

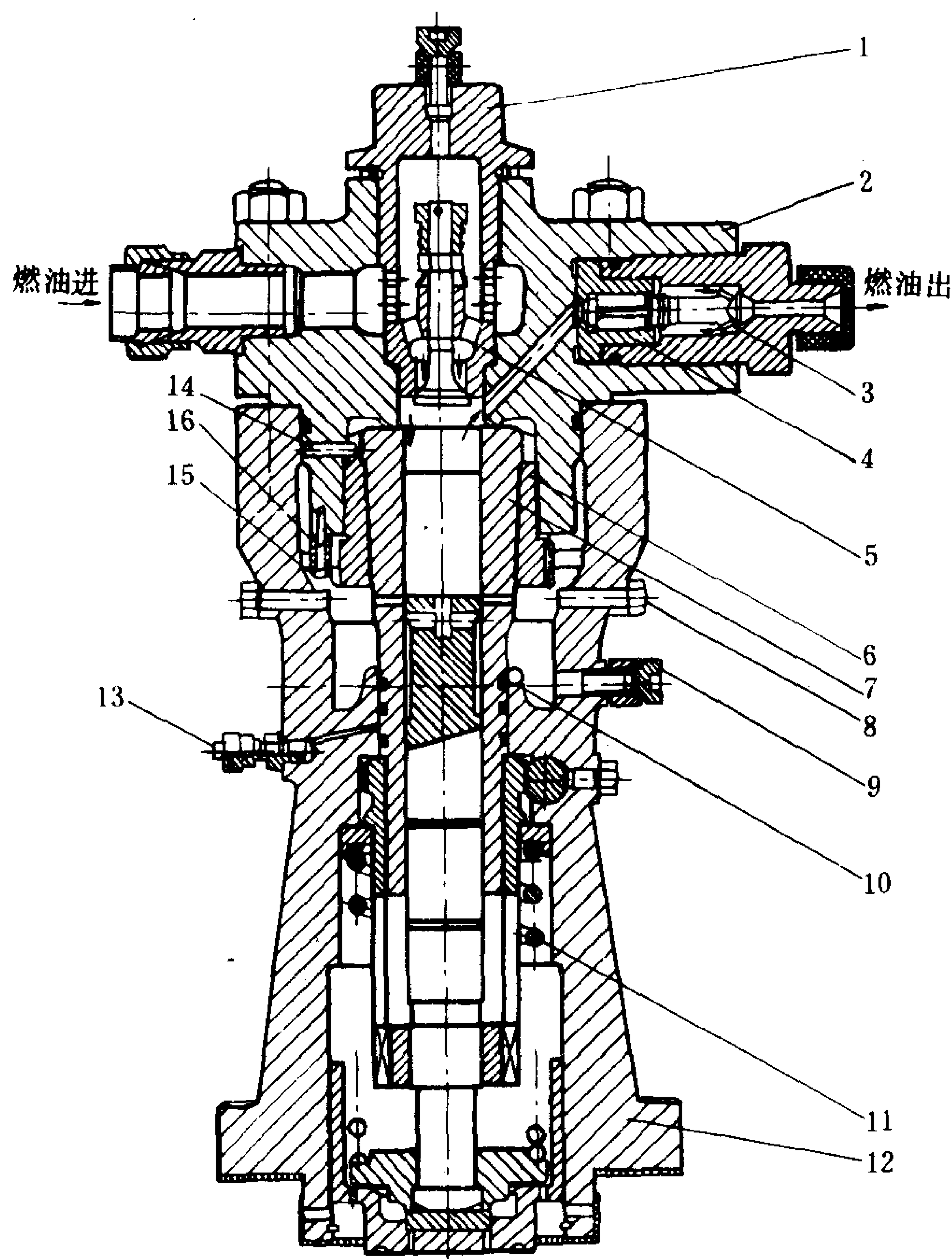


图 4.1.6-7 单体式喷油泵

1-进油阀压盖螺帽；2-油泵盖；3-升程限止块；4-压油阀；5-进油阀；6-压紧螺母；7-套筒；8-尖头螺钉；9-固定接头；10-密封圈；11-弹簧；12-泵体；13-螺纹管接头；14-定位销；15-螺钉；16-防松块

斜槽式喷油泵按柴油机各缸油泵单元组合与排列方式的不同，有单体泵、组合泵以及组合泵中的直列式、V型泵之分。

图 4.1.6-7 所示为常见的大型低速柴油机采用的单体泵构造。

图 4.1.6-8 所示为常见的小型高速柴油机采用的组合式喷油泵构造（简称组合泵）。

柱塞-套筒（俗称泵芯）是喷油泵最重要的精密偶件，采用轴承钢制造，表面粗糙度$\nabla^{0.012}$，表面互研呈镜面。柱塞上开设有斜槽和直槽(或直孔)，套筒上开设有进、回油孔。泵油时套筒固定，柱塞在其中往复滑动。柱塞下行时，柱塞上部油腔形成低压，燃油依靠重力或输油压力进入油腔。柱塞上行时，柱塞顶部封闭进、回油孔，燃油受到压缩。当燃油压力大于出油阀弹簧压力与高压油管内剩余压力的合压力时，高压燃油经出油阀供入高压油管。当柱塞继续上行、柱塞上的斜槽开启进、回油孔时，高压燃油经直槽（或直孔）、斜槽、油孔泄回低压油腔，出油阀落座，供油停止。

出油阀有止回和卸载作用。出油阀的基本结构型式有两种（图 4.1.6-9）。图中a）为等容卸载出油阀。泵芯吸油时，出油阀隔断油腔与高压油管起止回燃油作用，使高压油管中的

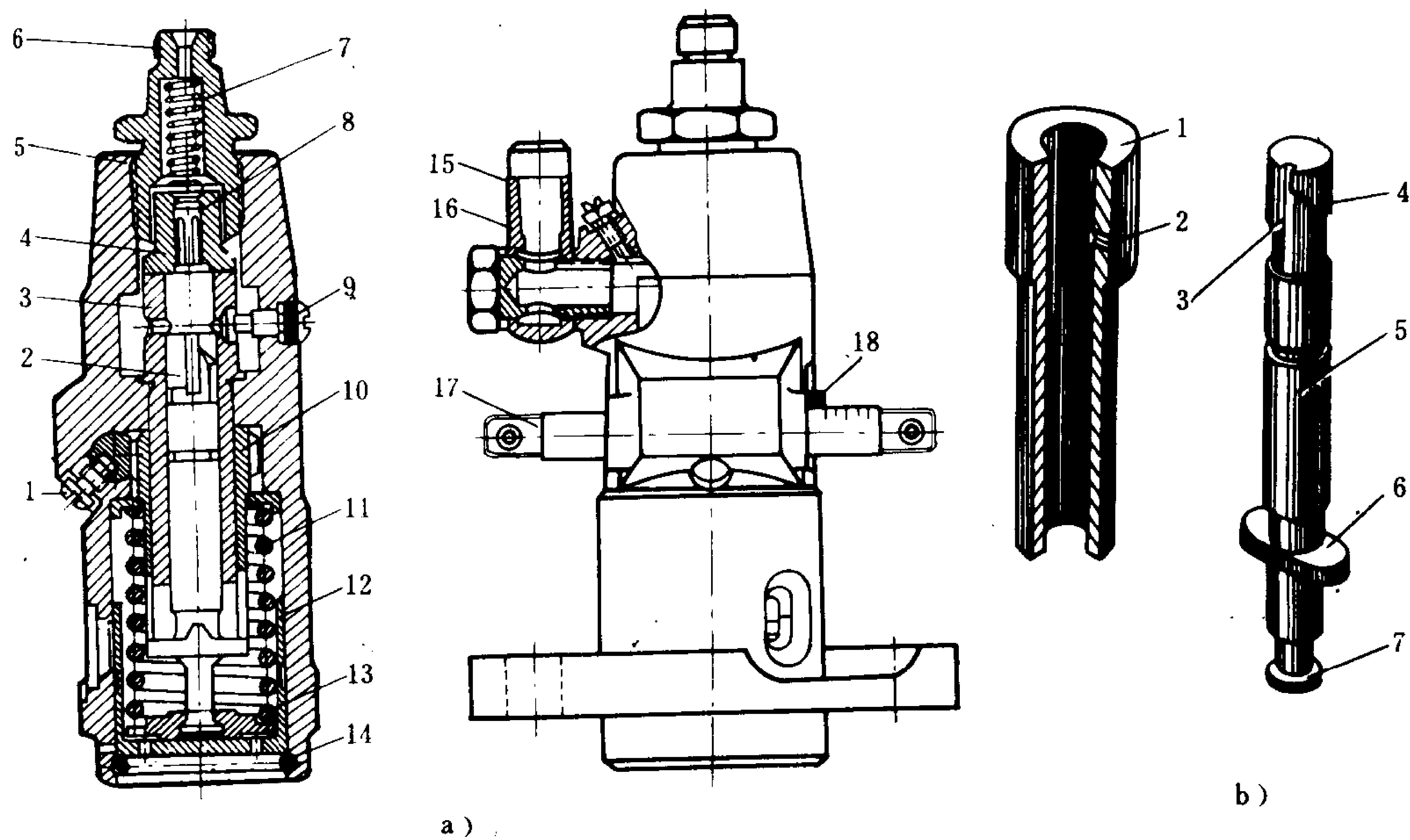


图 4.1.6-8　组合式喷油泵

a）1-销钉；2-柱塞；3-套筒；4-出油阀座；5-油泵本体；6-出油管接头；7-出油阀弹簧；8-出油阀；9-定位钉；10-调节齿套；11-弹簧；12-导筒；13-弹簧下座；14-卡簧；15-放气螺钉；16-进油管接头；17-调节齿条；18-指示片

b）1-套筒；2-油孔；3-直槽；4-螺旋槽；5-柱塞；6-凸块；7-小头

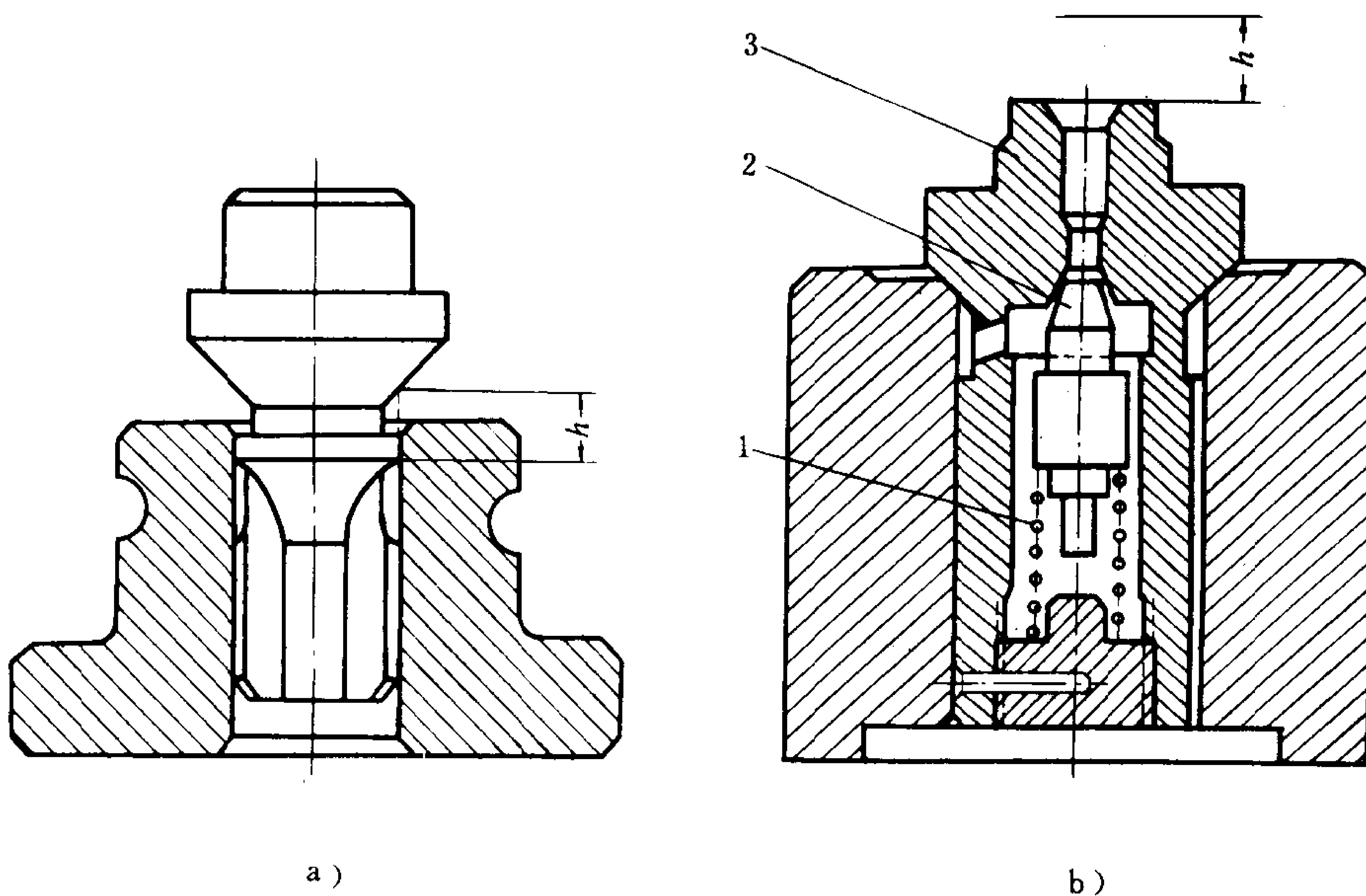


图 4.1.6-9　出油阀

1-卸载弹簧；2-卸载阀；3-出油阀

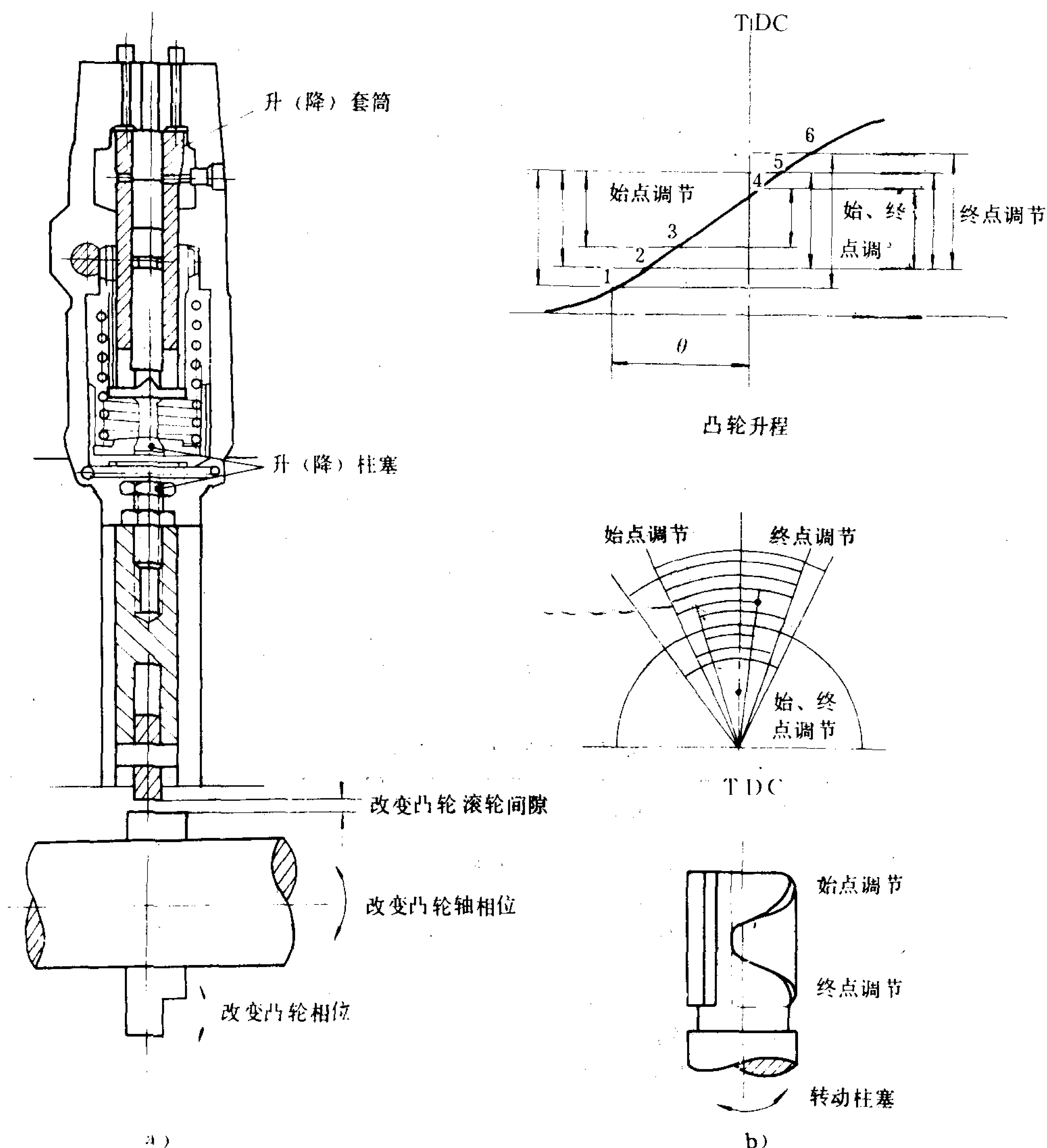


图 4.1.6-10　泵的定时与定量调节

a)定时调节；b)定量调节

燃油保持一定的剩余压力。喷油泵供油之前，出油阀尚未开启，经短时蓄压后方能接近开启状态，此即柱塞压油初期。柱塞压油末期，出油阀落座之前，减压环带隔断油腔与高压油管，通过卸载行程h_0降低高压油管中燃油的剩余压力，可消除喷油器的二次喷射和滴漏现象。图b)为等压卸载出油阀，出油阀上无减压环带，但在其内部却增设了由卸载弹簧控制的卸载阀。出油阀落座后，只要高压油管中燃油的剩余压力高于卸载阀的开启压力，卸载阀就开启、减压。等压卸载出油阀在消除喷油器二次喷射的同时，又能避免在高压燃油系统中可能因减压过度所产生的穴蚀。

3.1.2　泵的正时与定量调节

柴油机的喷油正时，是通过喷油泵的正时调节来实现的。喷油泵正时调节的实质是改变柱塞与套筒之间的工作相位，具体实施方案有三：

1）改变燃油凸轮的相位。整体式凸轮轴可改变正时齿轮（或链轮）的啮合关系；凸轮轴相对曲轴超前即为正时提前。装配式凸轮轴可通过转动燃油凸轮的安装相位达到此目的。

2）升降油泵柱塞。或者调节油泵从动体（顶头）上部调节螺钉的高度；或者转动偏心轴改变油泵滚轮的位置，均可达到升降油泵柱塞的目的。相对提升油泵柱塞即正时提前。

3）升降油泵套筒。通过调节螺钉或螺旋套升降油泵套筒，以改变喷油正时。相对提升套筒时，正时滞后。

斜槽油泵的定量调节是柴油机调速器根据运行工况、通过油量调节机构转动柱塞来实现的。转动柱塞即改变了柱塞压油的有效行程；有效行程在正对回油孔的柱塞母线上度量。柱塞上斜槽的布置方案有三种：①始点调节式——斜槽布置在头部上方；②终点调节式——斜槽布置在头部下方；③始、终点调节式——两条斜槽各布置在头部的上、下方。其中②最为通用，③效果最佳。

斜槽式喷油泵循环供油量的调节，也有赖于改变油量调节机构与油泵柱塞间的装配关系（有的是啮合，有的是铰接）。柴油机各缸循环供油量均匀性调节即按此法。

斜槽油泵的正时、定量调节如图 4.1.6-10 所示。

3.1.3 斜槽式油泵的常见故障

表 4.1.6-2 中列出了斜槽式油泵常见故障的症状、原因及其检查或排除方法。

表 4.1.6-2 斜槽式油泵的常见故障

症　状	原　因	检查或排除方法	症　状	原　因	检查或排除方法
不供油 ——运转中所见	1.系统中有空气	由放气螺钉放气	泵体过热 ——运转中所见	1.套筒固定螺钉过紧	重新安装，适度紧固
	2.系统中无燃油	检查输油管路		2.喷油器喷孔堵塞或针阀卡死	检查高压油管的温度和脉动情况清洗或更新喷油器
	3.出油阀磨损或阀处有脏物	停车拆检出油阀必要时研磨或换新		3.泵腔不洁	
	4.油泵弹簧折断	换新			
	5.柱塞卡滞	检查清洗，必要时换新			
供油压力或供油量不足 ——试验时所见	1.柱塞-套筒磨损或卡滞	直观检查并作密封性试验	喷油泵漏油 ——运转或试验时均可见	1.柱塞-套筒严重磨损	换新
	2.出油阀弹簧过软或断裂	加装垫圈或更新		2.泵体内油腔不密封	拆卸清洗，必要时修整泵腔密封面
	3.柱塞与油量调节元件连接不当	作油量零位和最大值检查，必要时上试验台重校		3.套筒与出油阀座接合部不密封	清洗、研磨
	4.偶件之间或偶件与泵体之间不密封	直观检查漏泄处必要时重研或加纸垫			

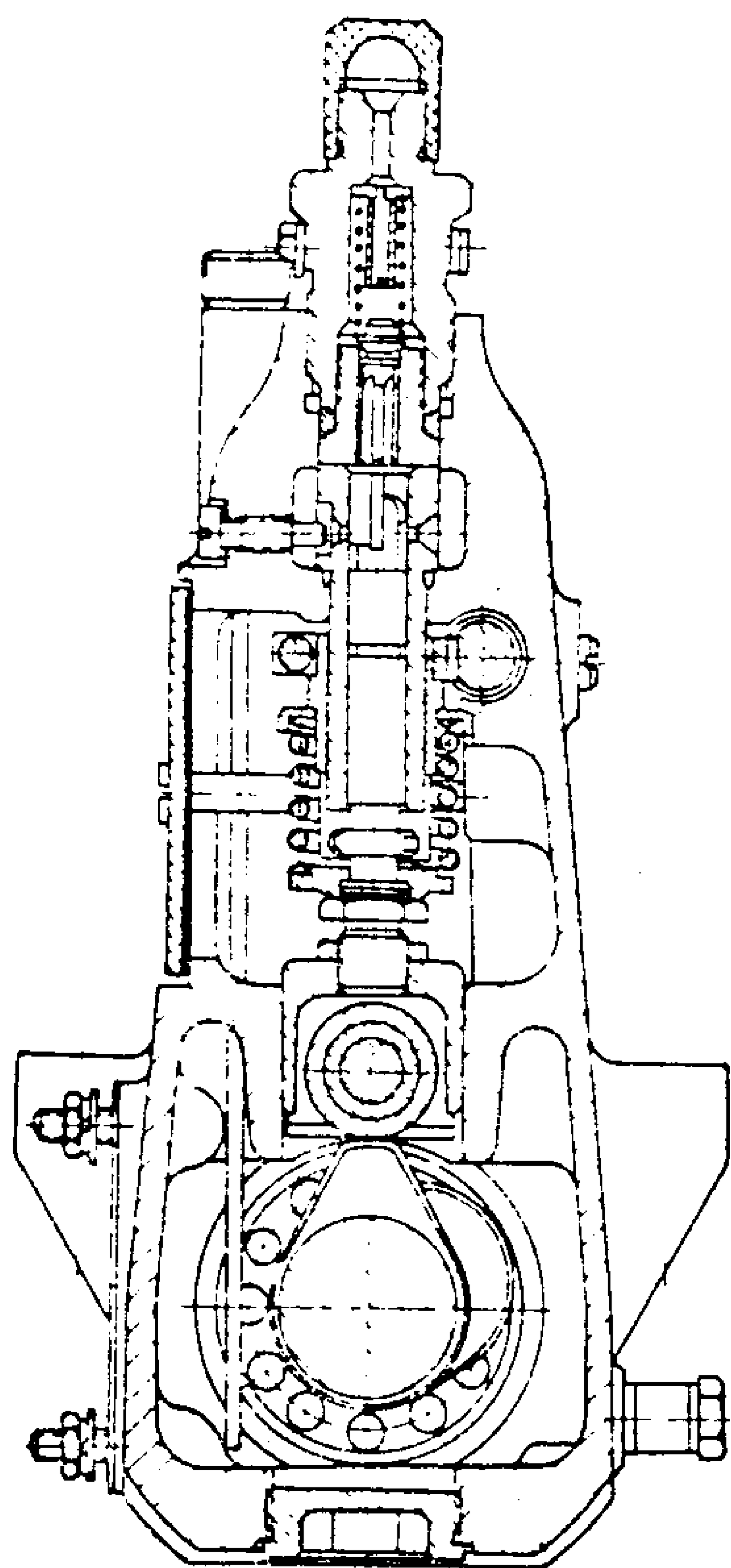


图 4.1.6-11　180 系列柴油机喷油泵

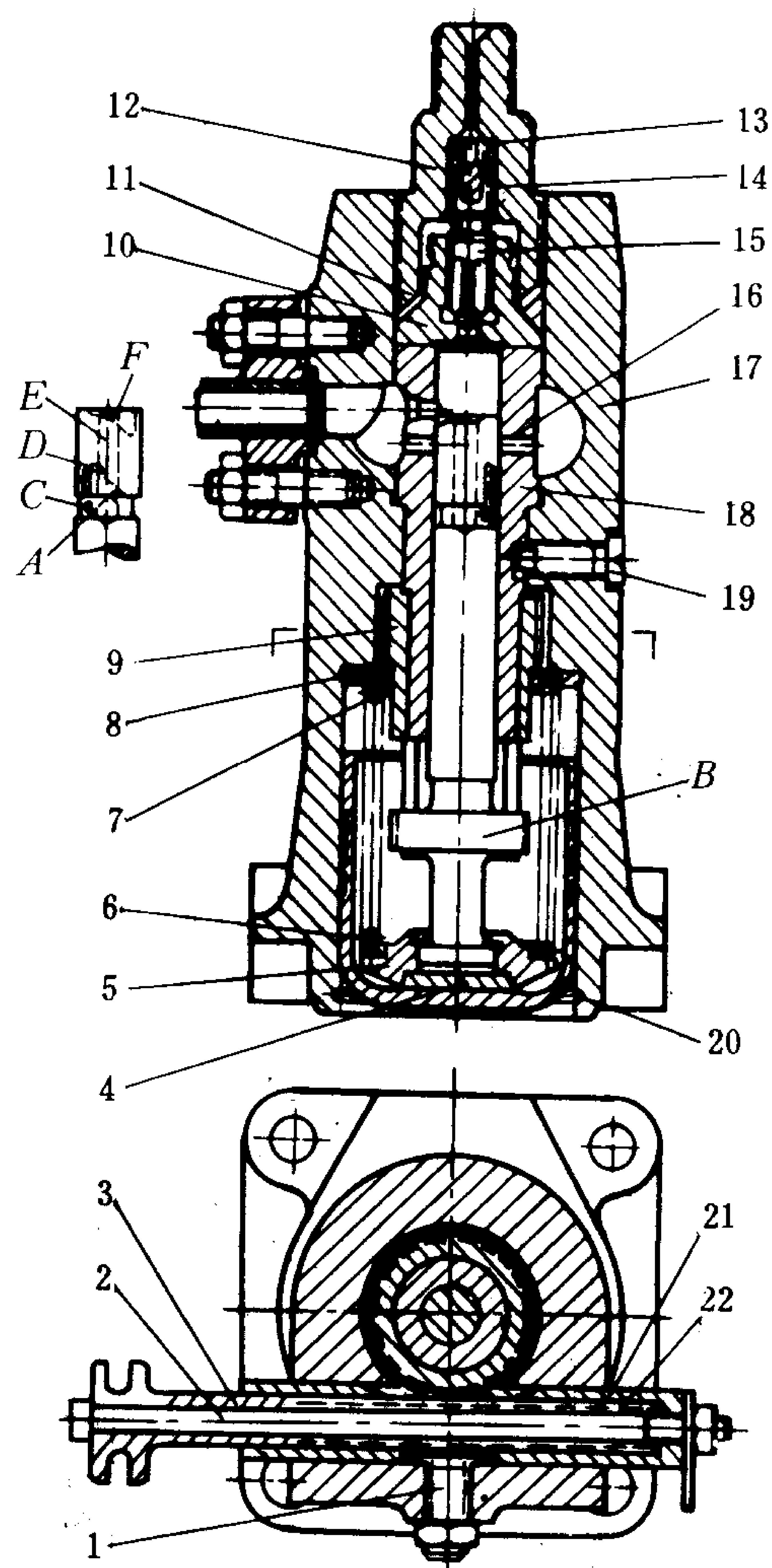


图 4.1.6-12　300 系列柴油机喷油泵

1-螺钉；2-调节螺栓；3-拨叉；4-硬块；5-下弹簧盘；6-导向套筒；7-柱塞弹簧；8-上弹簧盘；9-齿轮；10-出油阀座；11-密封环；12-螺纹接头；13-限程支柱；14-出油阀弹簧；15-出油阀；16-柱塞；17-泵体；18-油泵套筒；19-定位 21-调节齿杆；22-弹簧

3.1.4　几种典型喷油泵的构造与调节

1）国产 135、180 系列柴油机喷油泵

这两种喷油泵的构造与调节方法相似。图 4.1.6-11 所示为 180 系列柴油机喷油泵剖面图。该泵为终点调节、斜槽式组合油泵，用齿条调节总泵的循环供油量，用齿圈调节分泵的循环供油量。各分泵的供油正时可调节各自顶柱的调节螺钉，总泵的供油正时可调节喷油泵凸轮轴法兰盘。喷油泵出油阀为等容卸载式。

2）国产 300、德国NVD系列柴油机喷油泵

这两种喷油泵的构造与调节方法相近。图 4.1.6-12 所示为 300 系列柴油机喷油泵剖面图。该泵为终点调节、斜槽式单体油泵。用齿条调节总泵的循环供油量，改变齿条接杆位置可调节各单泵的循环供油量。各单泵的供油正时是通过改变燃油凸轮在凸轮轴上的安装相位来进行调节的，或者作为一种特例来调节各自泵座的垫片厚度（NVD柴油机），这后一作法的实质是升降柱塞法。喷油泵出油阀均为等容卸载式。各泵均设单缸停油装置。

3）B&W KGF 柴油机喷油泵

图 4.1.6-13 所示为该泵的主体构造。该泵为终点调节、斜槽式单体泵。该泵采用心形燃

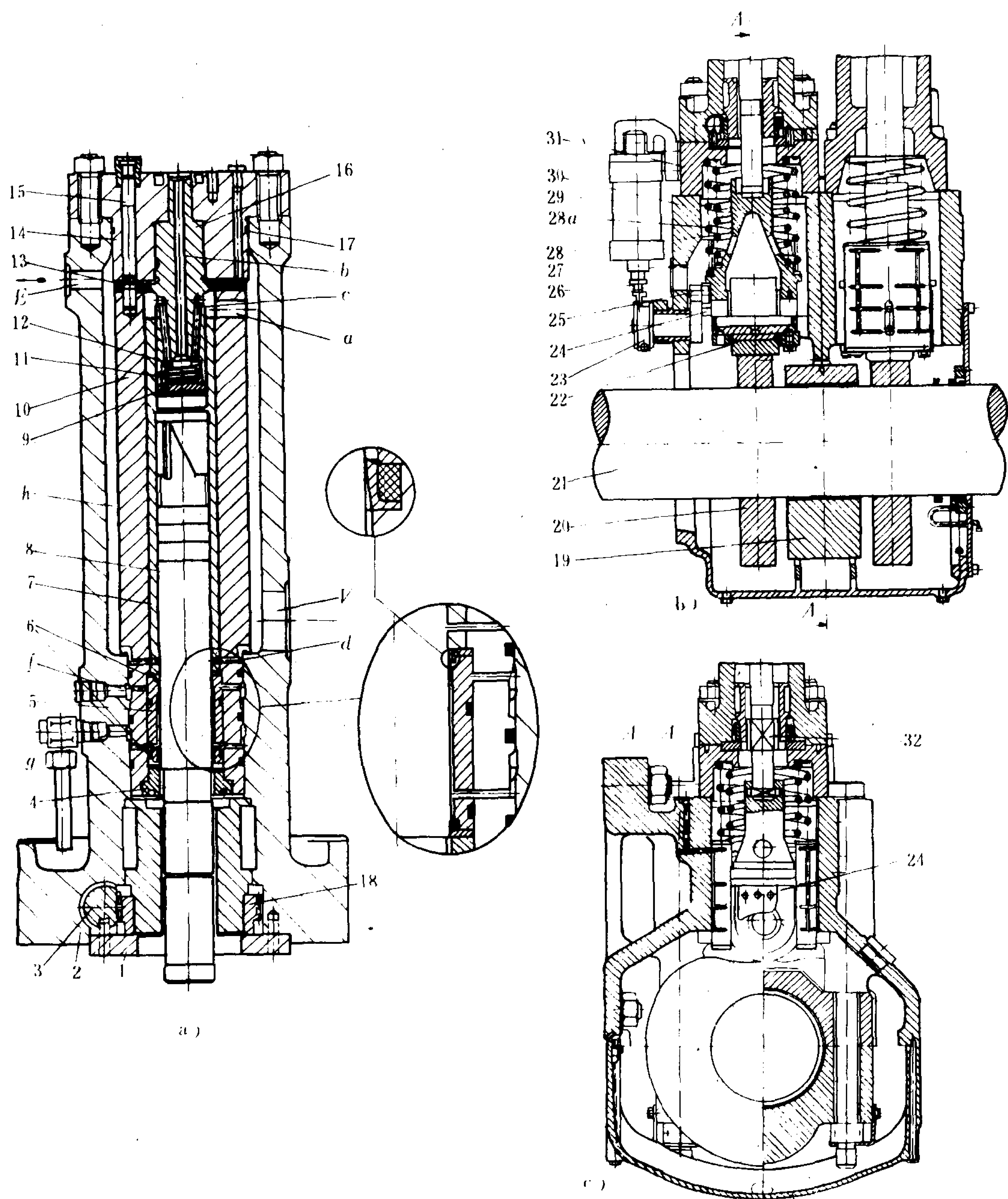


图 4.1.6-13 KGF柴油机喷油泵

1-托盘；2-泵体；3-齿条；4-托帽；5-可拆衬套；6-刮油环；7-固定衬套；8-柱塞；9-进油阀弹簧；10-套筒；11-进油阀弹簧座；12-进油阀；13-垫片；14-泵盖；15-螺栓；16-进油阀体；17-密封圈；18-齿套；19-轴承；20-心形凸轮；21-凸轮轴；22-滚轮；23-小曲柄；24-特殊形状凸轮；25-锁销；26-压杆；27-顶头；28、28a-油泵弹簧；29-气缸；30-导程套；31-泵座；32-导程块

油凸轮，以适应柴油机倒转的需要。该泵设进油阀、无出油阀；泵体采用燃油循环预热；设有单缸停油装置。喷油泵循环供油量的总调依靠齿条移动，单独调节通过改变各泵齿条与油量调节杆的连接位置来完成。喷油泵的正时调节采用升降套筒法。

4）MAN-B&W LMC柴油机喷油泵

该喷油泵与KGF柴油机喷油泵主体构造相近；不同的是该泵设有可变喷油正时系统和带倒转机构的顶头装置（见本章 3.3.4 和图 4.1.6-21）。小缸径柴油机（L35MC和L42MC）喷油泵为始、终点调节式；大缸径柴油机喷油泵仍为终点调节式。后者依靠齿条改变柱塞位置以调节循环供油量，依靠另一个齿条升降套筒以调节供油正时。

3.1.5 喷油泵的系列

国内外喷油泵系列的主要参数如表 4.1.6-3～7 所示。

表 4.1.6-3 **国产喷油泵系列（小型高速柴油机）**

主要参数	I 号	II 号	III 号
凸轮升程 mm	7	8	10
柱塞直径 mm	5～9	7～11	9～13
最大循环供油量 mm^3	150	180	480
最高工作转速 r/min	1500	1500	1000
柱塞间距 mm	25	32	38
凸轮基圆直径 mm	24	28	36
滚轮体直径 mm	22	26	36
柱塞副数	2、3、4、6（12）	2、4、6、8（12）	4、6、8
适用柴油机缸径 mm	<105	105～135	140～160

表 4.1.6-4 **德国BOSCH喷油泵系列**

系列代号 / 主要参数	组合泵					单体泵				
	M	Z	P	ZW	CW	C	CV	W	D	E
凸轮升程 mm	7	8	10	12	15	15	15～18	20～24	30	35
柱塞直径 mm	5～7	5～9	9～13	14～16	15～22	10～18	15～22	15～24	14～28	20～36

表 4.1.6-5 **英国CAV公司喷油泵系列**

系列代号 / 主要参数	组合泵			单体泵			
	AA	NN	BB	C	X	D	E
凸轮升程 mm	7	10	12	15	22	30	35
柱塞直径 mm	5～8	5～10	10～13	10～18	12, 16, 20	14, 22	20, 30

表 4.1.6-6 **日本KiKi公司喷油泵系列**

系列代号 / 主要参数	组合泵			单体泵			
	A	P	Z	PFCD	PFDD	PFED	PFFD
凸轮升程 mm	8	10	12	18～19.5	30～33	35～40	55～70
柱塞直径 mm	5～10	7～13	10～15	17～20	24～32	28～42	46～60

表 4.1.6-7　　苏联喷油泵型谱

主要参数 \ 系列代号	组合泵与单体泵				单体泵				
	А	Б	В	Г	Д	И	М	С	Т
柱塞行程　mm	8	10	12	16	22	27	30	42	70
柱塞直径　mm	7～12	9～12	10～17	13～18	16～22	17～22	17～24	22～32	30～46
循环供油量　mm^3	30～250	90～300	150～800	500～1200	800～2000	1200～3000	1500～4000	2300～1000	6500～35000

3.2　回油阀式喷油泵

回油阀式喷油泵简称阀式油泵。阀式油泵用于大型低速二冲程十字头式柴油机中。

3.2.1　泵的构造和工作原理

阀式油泵多为单体泵或半组合泵。图 4.1.6-14 所示为阀式油泵的构造。

阀式油泵设有进（回）油阀和出油阀，油泵柱塞上不设斜槽。进油阀可兼回油阀，回油阀无进油作用。柱塞往复运动，通过以偏心轴为支点的摆杆带动顶杆、启闭进（回）油阀。柱塞下行时，燃油经开启的进油阀吸入油腔。柱塞上行时，进油阀适时关闭，燃油被压缩。当燃油压力大于出油阀弹簧压力与高压油管内燃油剩余压力的合压力时，高压燃油经出油阀供入高压油管。阀式油泵的供油量取决于进（回）油阀启闭的时间，转动偏心轴即可改变供油量。

阀式油泵的进（回）油阀有 1～2 个，为机械挺动的截止阀；出油阀只有一个，一般多为止回阀。

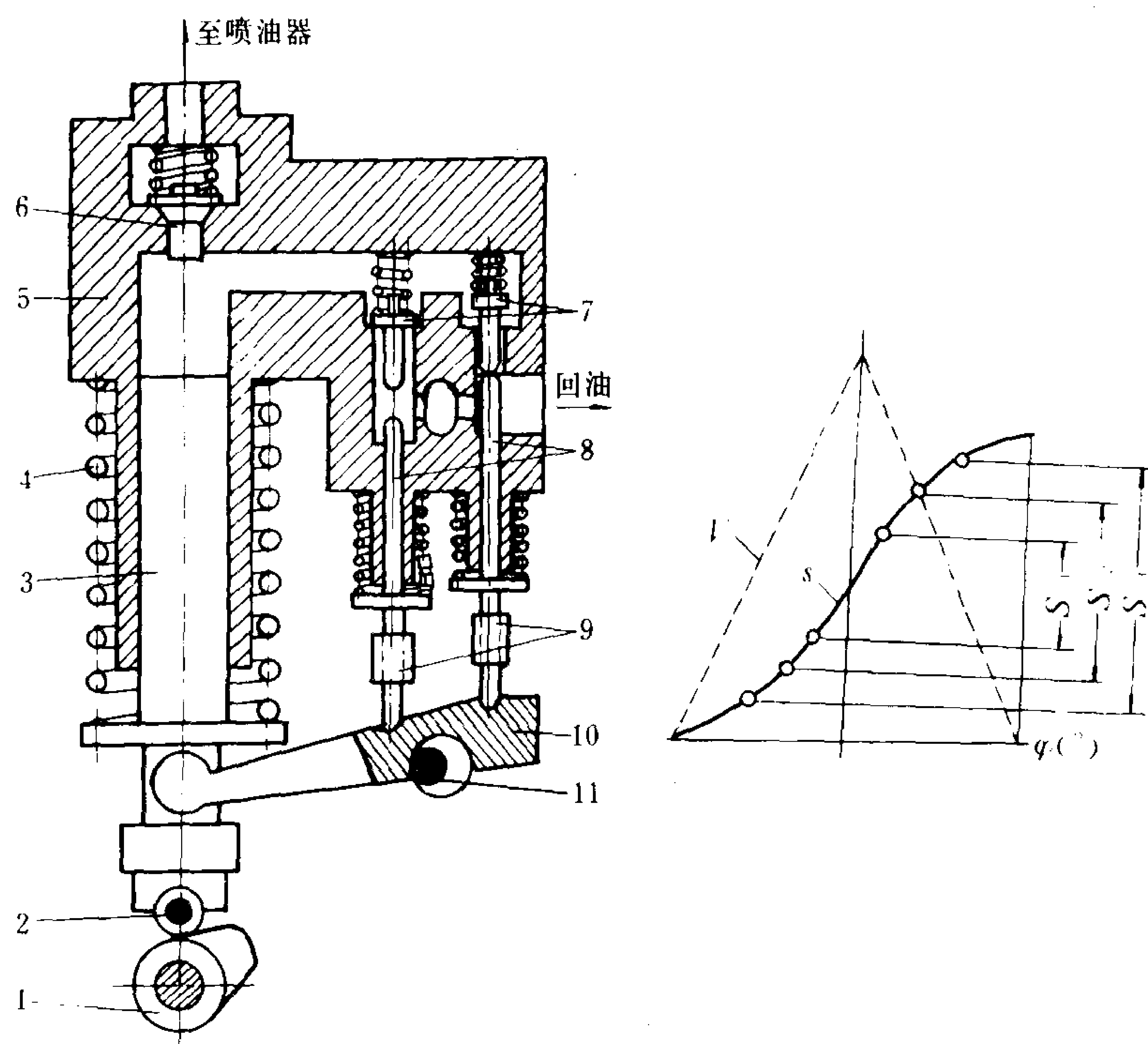


图 4.1.6-14　回油阀式喷油泵

1-凸轮；2-滚轮；3-柱塞；4-弹簧；5-泵体；6-出油阀；7-进回油阀；8-顶杆；9-调节螺钉；10-摆杆；11-偏心轴

3.2.2 泵的正时和定量调节

阀式油泵的正时调节方法只能采用斜槽式油泵正时调节的第一种方法，即改变燃油凸轮的相位。

阀式油泵的定量调节示于图 4.1.6-14。

阀式油泵循环供油量的改变是通过调速器转动油泵偏心轴来完成的。转动偏心轴即改变了摆杆支点的偏心距，亦即改变了顶杆与进（回）油阀杆之间的间隙。阀式油泵进（回）油阀的布置有三种形式，即构成了三种油量调节方式：

1）始点调节式——进油阀与柱塞分列在偏心轴两侧。转动偏心轴，改变顶杆与进油阀杆之间的间隙，即改变了供油始点。间隙增大，可使进油阀提前落座，供油提前，供油量增加。

2）终点调节式——进油阀与柱塞并列在偏心轴同侧。转动偏心轴，改变上述间隙，即改变供油终点。当间隙增大时，进油阀（起回油作用）滞后开启，供油时间增加，供油量增加。

3）始、终点调节式——进、回油阀分别按1）、2）两种形式布置。转动偏心轴，改变上述两个间隙，即改变了供油的始、终点。当间隙增大时，进油阀提前落座，回油阀滞后开启，供油时间增加，供油量增加。

阀式油泵的定量调节有赖于改变顶杆的长度，即通过顶杆上的调节螺钉改变顶杆与进（回）油阀杆之间的间隙。

3.2.3 阀式油泵的常见故障

阀式油泵的故障分析与斜槽式油泵多有相同之处；所不同的内容参见表 4.1.6-8 。

表 4.1.6-8 **阀式油泵的常见故障**

故障	原因
不供油 ——运转中所见	1.进（回）油阀卡死在开启状态 2.进（回）油阀弹簧断裂 3.顶杆或摆杆折断 4.阀杆与顶杆间无间隙
供油压力或供油量不足 ——试验时所见	1.偏心轴位置不当 2.阀杆与顶杆间的间隙调节不当 3.进（回）油阀密封性不良
泵体发热 ——运转中所见	1.油泵中滑油中断 2.油泵安全阀失灵
喷油泵漏油 ——运转与试验时均可见	1.套筒与泵体结合部不密封 2.进（回）油阀阀腔不密封

3.2.4 实例

SULZER RND-M型柴油机采用了回油阀调节式喷油泵，其结构如图 4.1.6-15 所示。在该机上每两缸采用一个泵组，每组由两个油泵单元组成。

该泵属始、终点调节式的阀式油泵，装有两根偏心轴，分别调节进、回油阀（但在实际使用中只有调节回油阀的偏心轴与油量调节杆相连，另一偏心轴已在试验台上锁定）。柴油机负荷改变时，调速器通过油量调节杆和短杆转动偏心轴，即为供油量的总调。顺时针转动偏心轴，回油阀顶杆下降，间隙变大，回油阀滞后落座，供油时间和供油量增加。供油量的单独调节可分别或同时转动进、回油阀顶杆上的调节螺钉，以改变相应顶杆的高度，即改变阀杆与顶杆之间的间隙。该泵供油正时的调节采用转动凸轮法。

此外，该泵设有接自柴油机润滑系统的三根油管，分别润滑凸轮轴轴承、滚轮和顶头以

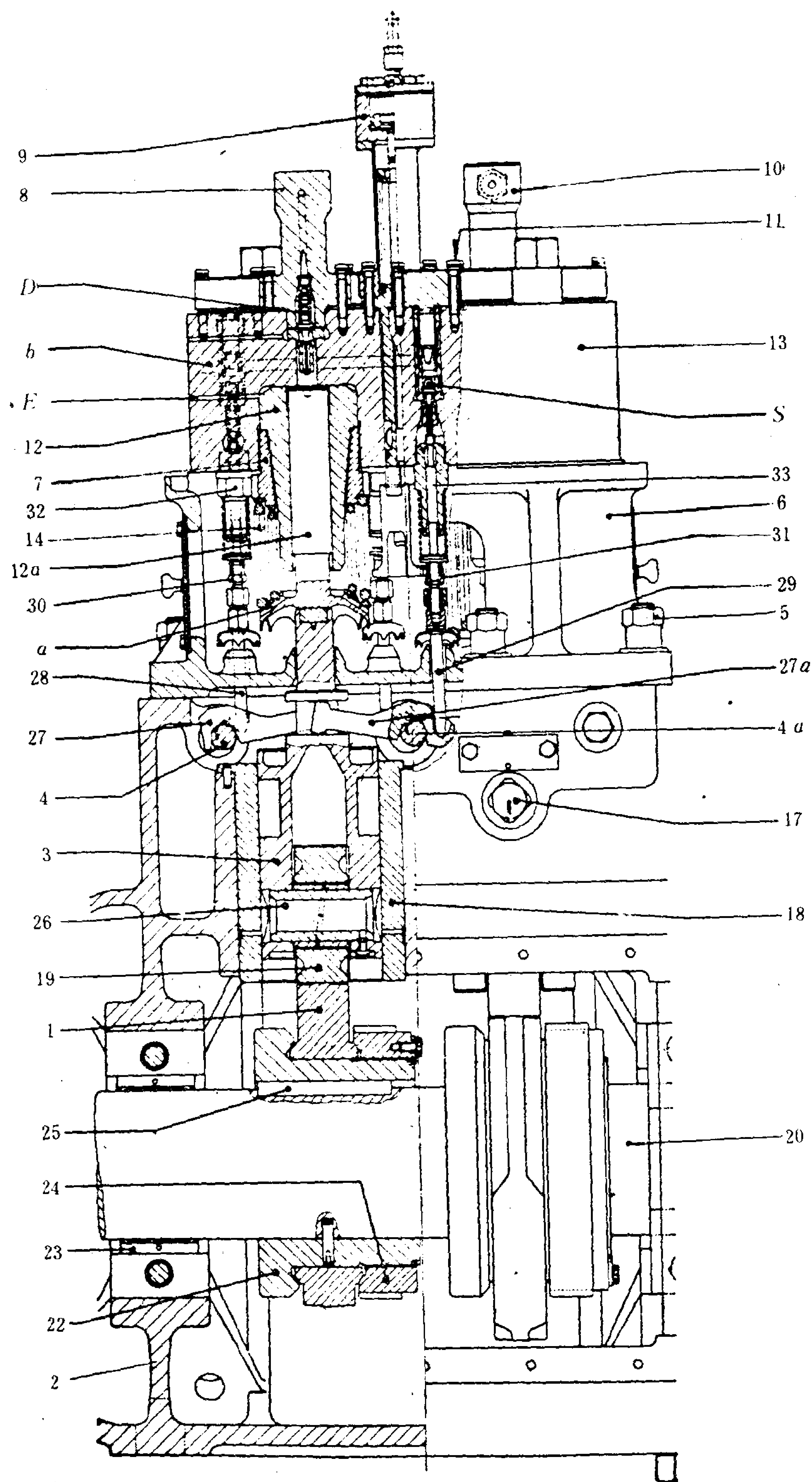


图 4.1.6-15 RND-M型柴油机喷油泵

1-燃油凸轮；2-凸轮轴箱；3-顶头；4、4a-偏心轴；5、8-螺母；6-支架；7-弹簧上座；9-超速断油装置；10-出油阀壳；11、21-螺栓；12-套筒；12a-柱塞；13-泵体；14-喷油泵弹簧；17-小轴；18-顶头导套；19-滚轮；20-凸轮轴；22-接合器；23-轴承；24-锁紧螺母；25-键；26-轴销；27、27a-摆杆；28、29-短杆；30、31-调节螺钉；32、33-顶杆；*D*-出油阀；*E*-回油阀；*S*-进油阀

及油量调节机构。泵体上还设有安全阀、手动单缸停油装置及气控超速保安装置。

3.3 可变喷油正时机构

3.3.1 采用可变喷油正时（VIT）机构即喷油提前角调节器或调喷器的必要性

不同类型的柴油机因燃烧室构造、喷油设备、所用燃料及运行工况等不尽相同，故有其各自的最佳喷油提前角。最佳喷油提前角是在标定供油量、标定转速、使用某种常用燃料和柴油机台架试验的条件下确定的。柴油机出厂后，因使用条件的变更，对于不设VIT机构的柴油机将偏离喷油提前角的最佳值，以致影响柴油机的动力性、经济性以及排放标准等指标。采用VIT机构的必要性在于可根据下列使用条件、在柴油机运转过程中随时提供最佳喷油提前角，以改善柴油机的性能：①不同负荷与转速；②不同燃料；③不同环境条件；④不同磨损状况。

通常，柴油机在高负荷、高转速、燃料品质较差、机舱温度较低以及磨损较重时，适用较大的喷油提前角。理想的VIT机构应能在不同的使用条件下自动调节喷油泵的供油提前角。一般调喷器主要根据柴油机转速对喷油泵的供油提前角予以自动调节。大型低速柴油机的VIT机构可以根据柴油机负荷和燃料以及磨损状况，分别对喷油泵的供油提前角进行自动和手动调节。

舰用大功率高速柴油机配用的大调节量调喷器所要求的调节特性如图 4.1.6-16 所示。

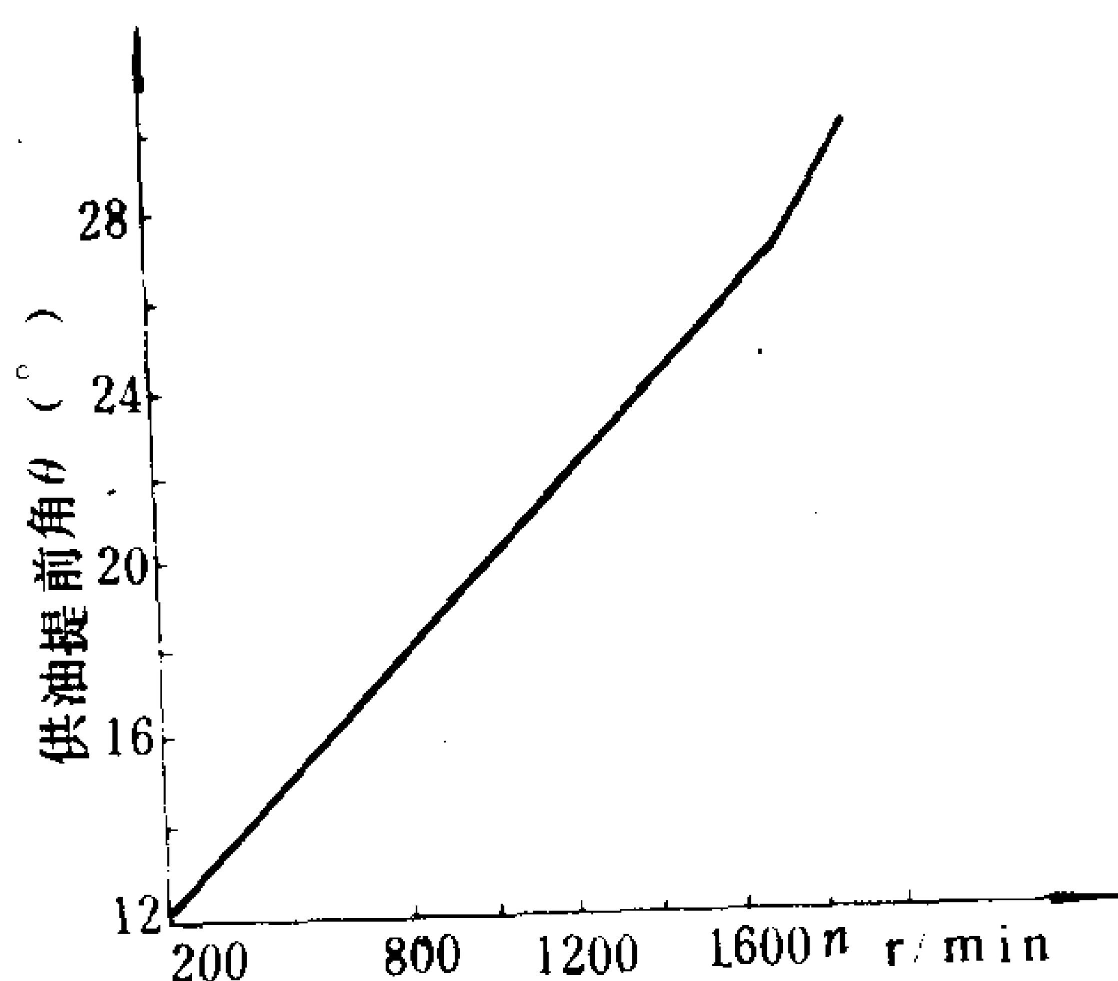


图 4.1.6-16 大调节量调喷器调节特性

3.3.2 调喷器的一般原理

调喷器是用柴油机的转速或负荷作为感受信号，通过感受机构（或感受-放大机构）来改变喷油泵凸轮轴相对于曲轴的工作相角的（或喷油泵的供油始点）。根据执行动作的能源可分为：①手动；②机械传动；③液压传动；④气力传动。

图 4.1.6-17 所示为D_2型机械离心式调喷器。

调喷器外壳与喷油泵驱动轴相接，内部弧形块轴毂与喷油泵凸轮轴相接。固定在外壳上的轴销既是飞重的铰销又是弹簧座；另一弹簧座为弧形块的平台。弧形块的弧形面按调喷要求设计，靠弹簧张力使它

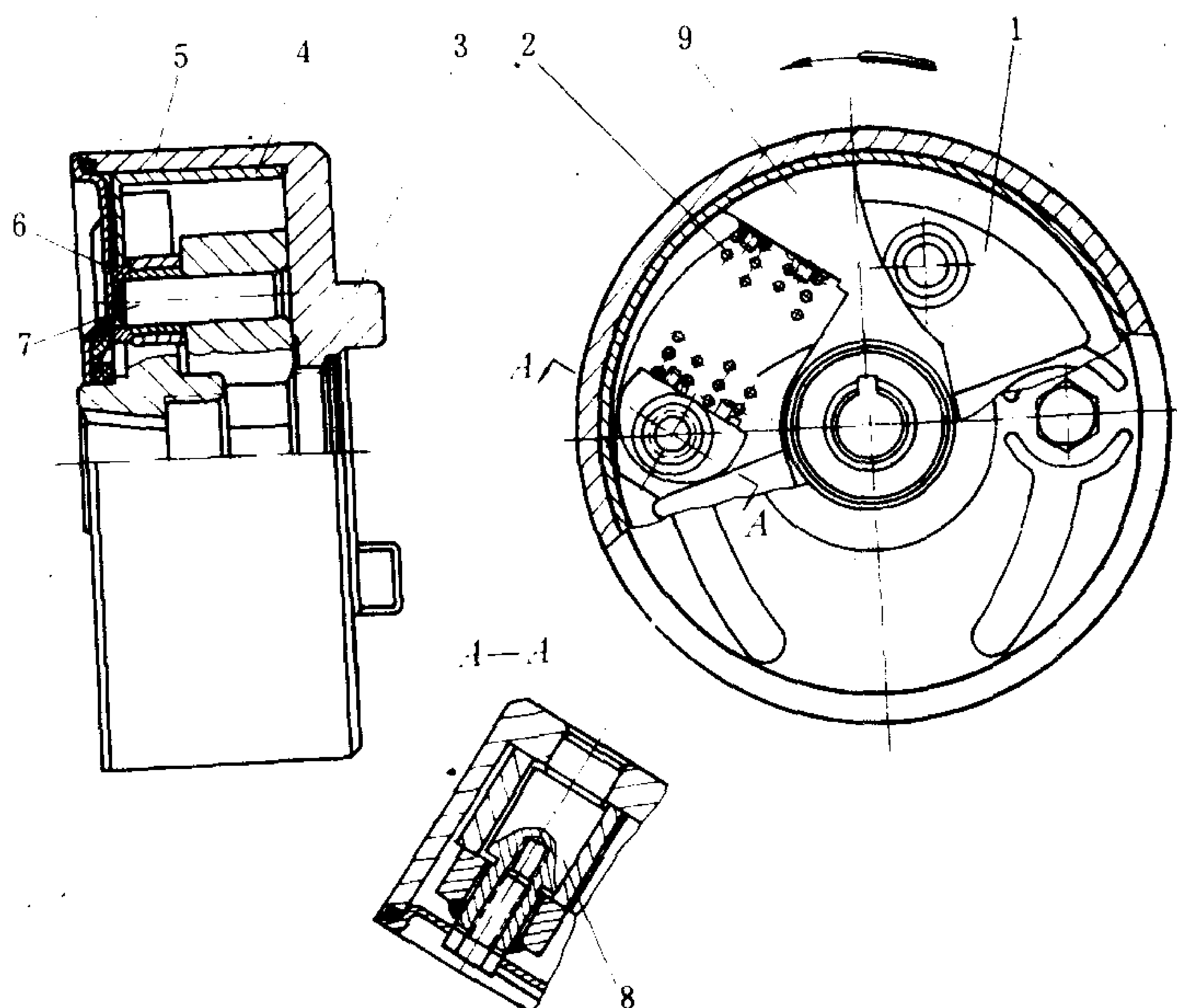


图 4.1.6-17 D_2型调喷器

1-飞锤；2-弹簧；3-动爪；4-衬套；5-外壳；6-滚轮；7-滚轮铰销；8-轴销；9-弧形块

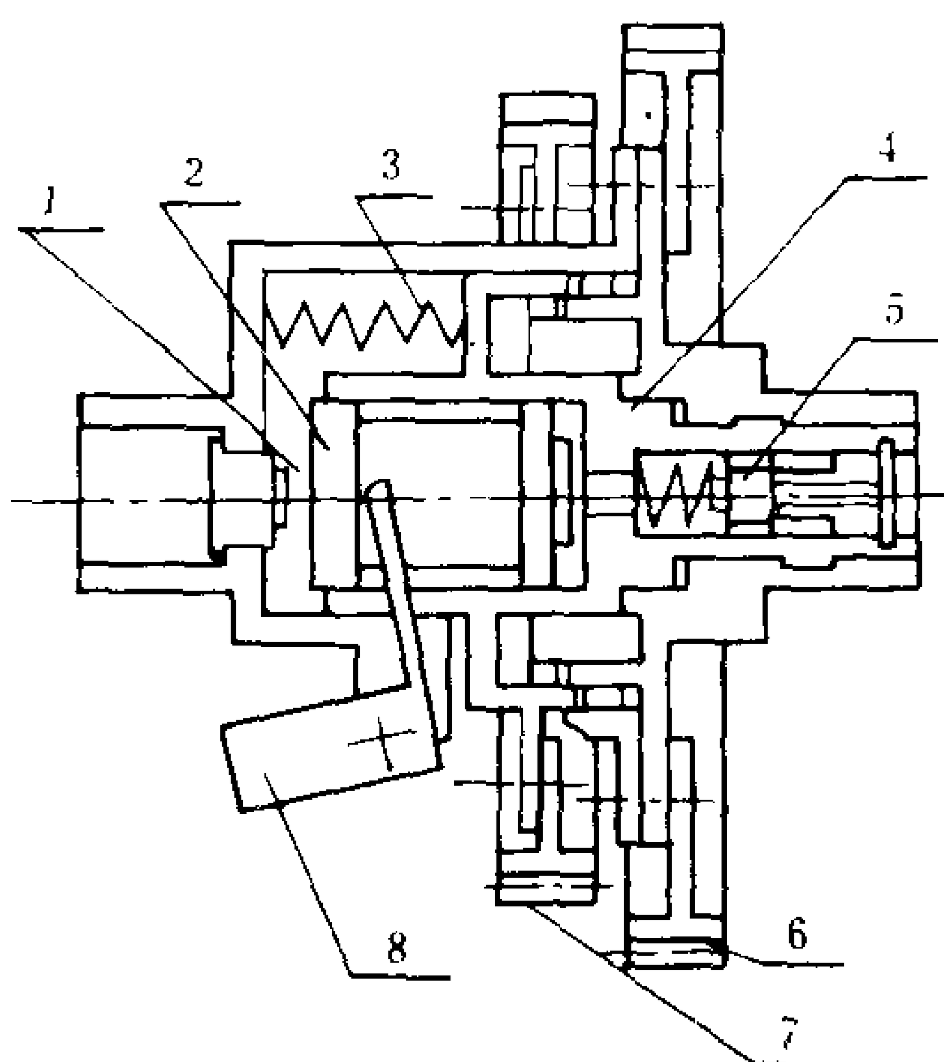


图 4.1.6-18 大调节量调喷器

1-滑阀弹簧；2-滑阀；3-复位弹簧；4-活塞体；5-限压阀；6-主动齿轮；7-从动齿轮；8-飞重

轮沿弧形块的弧面滚动，改变弧形块相对于外壳的相角，即改变了喷油泵的供油正时。该调喷器的调节范围约6°。

3.3.3 M503A型大调节量调喷器

K48E150ZC柴油机用M503A型调喷器，调节范围约20°，故称为大调节量调喷器。该调喷器为液压驱动式，其原理如图4.1.6-18所示。

调喷器的主、从动齿轮分别与喷油泵驱动轴、凸轮轴相啮合，其轮毂分别为活塞与活塞套；二者以斜花键相配合。活塞体内设滑阀，滑阀的工作位置取决于设在外壳上的弹簧与飞重的平衡特性。柴油机运转时，压力油开启限压阀，进入工作油腔，推动活塞体移动和偏转，直至窗口被滑阀的控制边缘关闭为止。柴油机转速升高时，飞重的离心力克服弹簧力向外张开，移动滑阀开启活塞体窗口，压力油再次进入工作油腔，进一步推动活塞体移动和偏转直至窗口被滑阀的控制边缘关闭为止。在活塞体因柴油机转速升高按预置跳跃行程原理工作的同时，使喷油泵凸轮轴相对于驱动轴产生跳跃调节、平稳过渡的超前相角。柴油机转速下降时，飞重向内合拢，在弹簧力的作用下滑阀反向移动开启活塞体窗口，工作油腔内的压力油卸压，在复位弹簧的作用下活塞体反向移动和偏转，直至滑阀的控制边缘关闭活塞体窗口为止。这是喷油泵供油提前角减小的调节过程。

3.3.4 大型低速柴油机的VIT机构

近年来SULZER和MAN-B&W公司的VIT机构的共同点是：感受信号均来自调速器油量调节轴；与飞重上的滚轮相抵触。柴油机运转时，喷油泵驱动轴通过外壳、飞重的滚轮压紧弧形块驱动喷油泵凸轮轴。柴油机转速变化时，飞重张开或合拢，飞重的滚

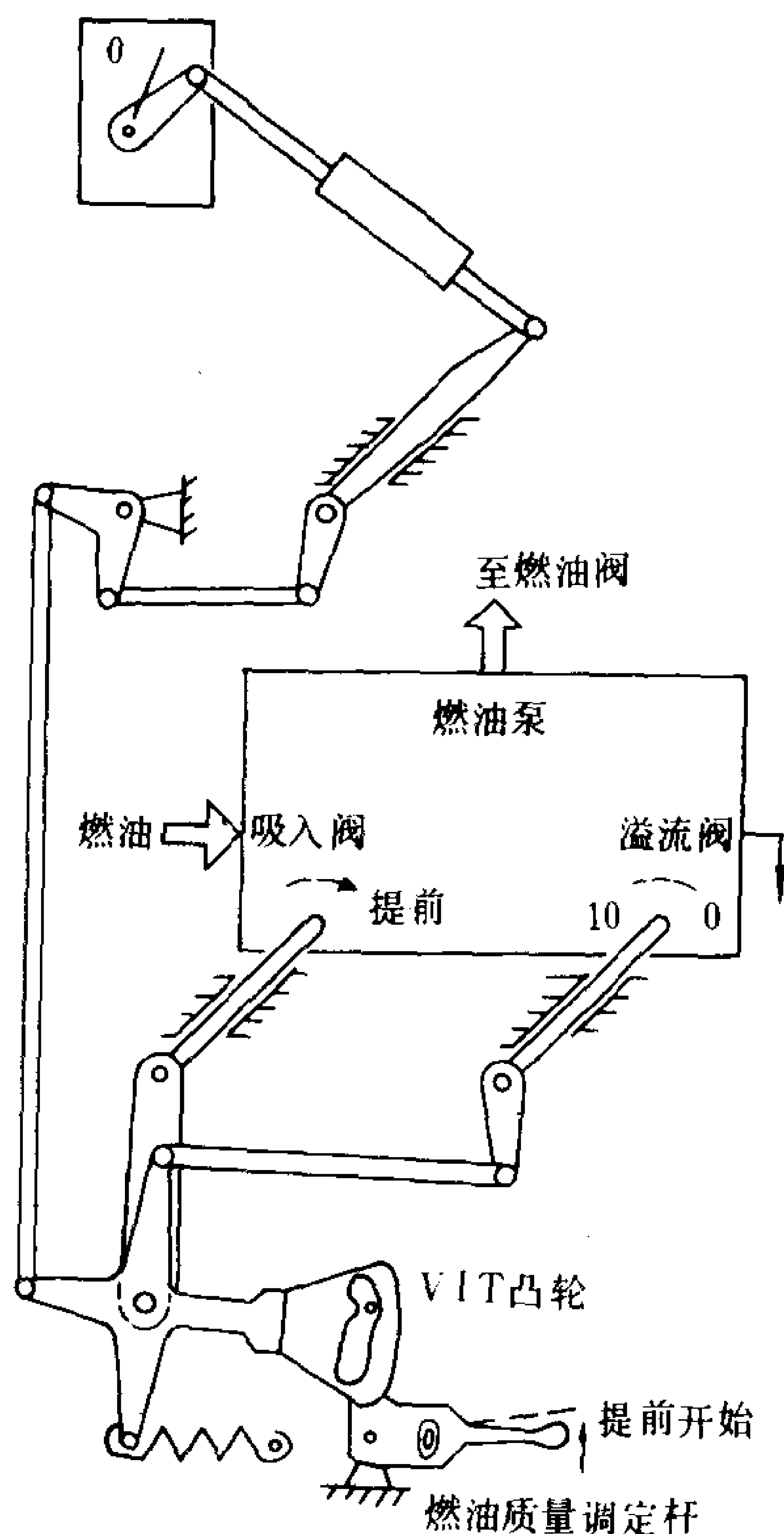


图 4.1.6-19 RTA柴油机的VIT机构

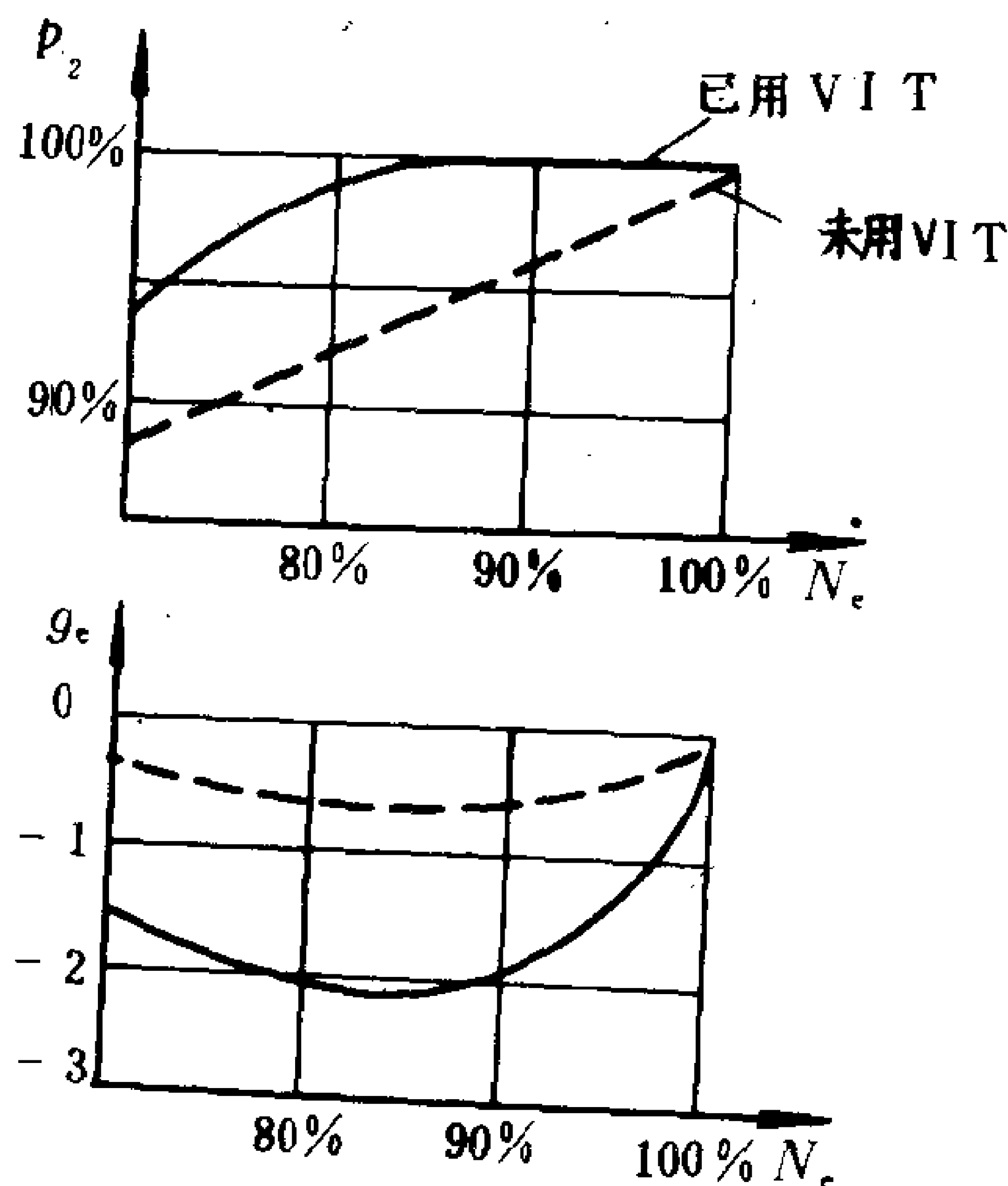
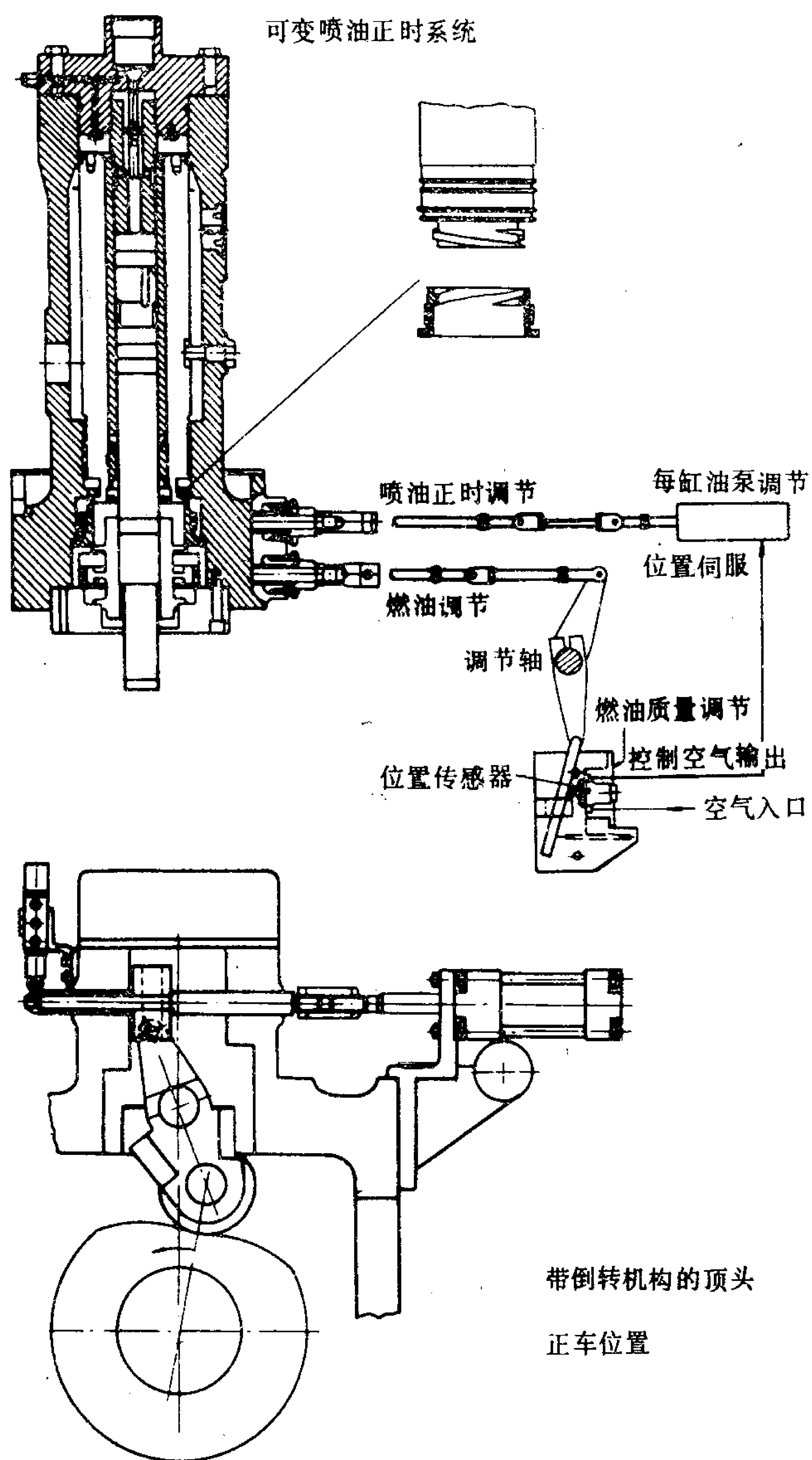


图 4.1.6-20 RTA柴油机采用VIT机构对燃烧压力和燃油消耗率的影响



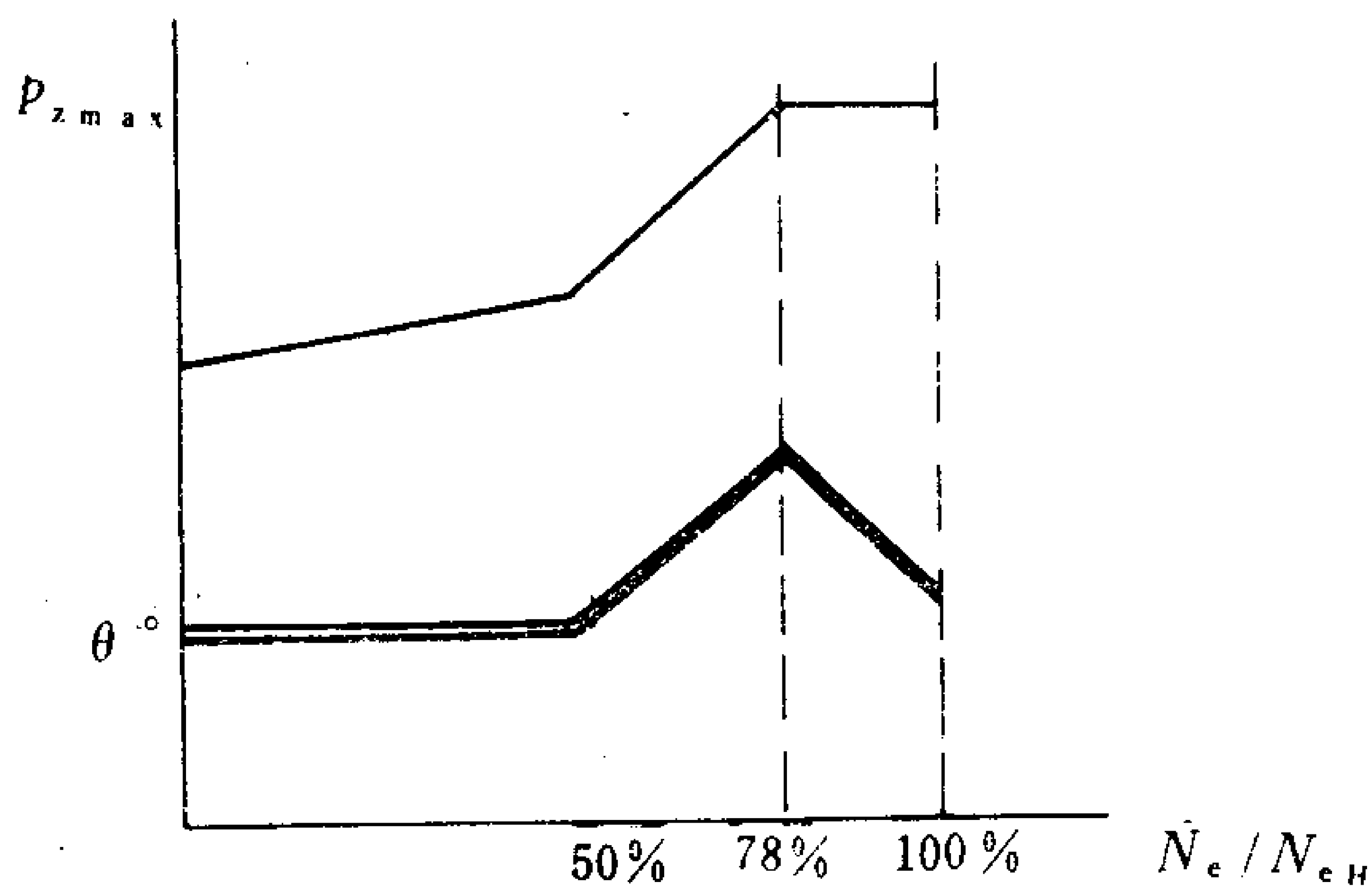


图 4.1.6-21 LMC柴油机的VIT机构及其调节特性

尽管执行机构不同，但执行对象均为喷油泵本身。

1）RTA58-84型机的VIT机构

如图 4.1.6-19 所示，该机构主要由VIT凸轮和燃油质量调定杆组成。VIT凸轮设在以喷油泵进油阀偏心轴单臂端为支点的十字摇臂的一端。十字摇臂的另外三个端点分别与调速器油量调节轴、喷油泵回油阀偏心轴、拉伸弹簧相接。VIT凸轮设有精心设计的曲线槽，凸轮的工作位置取决于调速器油量调节轴并固定在燃油质量调定折角摇臂上，且控制凸轮曲线槽的导销的位置。柴油机负荷改变时，调速器油量调节轴带动十字摇臂转动，使喷油泵进、回油阀偏心轴同步转动，从而使供油始、终点受到叠加控制。当柴油机使用重油时，手动燃油质量调定杆，通过折角摇臂上的导销改变VIT凸轮的工作位置，以达到改变供油正时的目的。RTA58-84柴油机采用VIT机构前后的性能对比见图 4.1.6-20。

2）LMC型机的VIT机构

如图 4.1.6-21 所示，该机构主要由位置传感器、位置伺服器和齿套螺母组成。齿套螺母内与喷油泵套筒下部的梯形螺纹相配，外与供油正时调节齿条相啮合。位置伺服器为气动执行元件，其活塞杆用正时调节杆与齿条相接。控制气源来自位置传感器，它利用调速器油量调节轴的位置作为控制参数，气源是机舱常备的压缩空气。当柴油机负荷改变时，调速器油量调节轴通过杆件

改变位置传感器的控制空气压力。控制空气可改变位置伺服器的活塞位置，从而转动喷油泵套筒以改变喷油泵供油始点。

这种机构调节喷油正时的规律如图 4.1.6-21 所示。当柴油机负荷在 50%以下时，具有最小的喷油提前角；当负荷在 50%～78%之间时，加大喷油提前角，且在 78%负荷时已达到标定的爆压p_{zmax}；当负荷在 78%～100%之间时，逐渐减小喷油提前角，以保持p_{zmax}不变。LMC柴油机采用VIT机构后保证了部分负荷时具有良好的经济性，同时又有效地控制了高负荷时的爆压。

4 喷油器

喷油器的作用是将来自喷油泵的高压燃油喷射成雾状油滴，与气缸内高温、高压、扰动的空气混合，以形成可燃混合气进行燃烧。喷油器的工作质量应满足如下要求：

1）根据柴油机的构造型式、运转参数、燃烧室形状以及混合气形成方法，具有适当的喷油压力。

2）具有与燃烧室形状和混合气形成方式相适应的油束形状（图 4.1.6-22）和良好的雾化质量。

3）根据喷油提前角和喷油持续角的要求，具有确定的喷油始点和终点，尤其是喷油结束时不应产生滴漏、二次喷射等异常喷射现象。

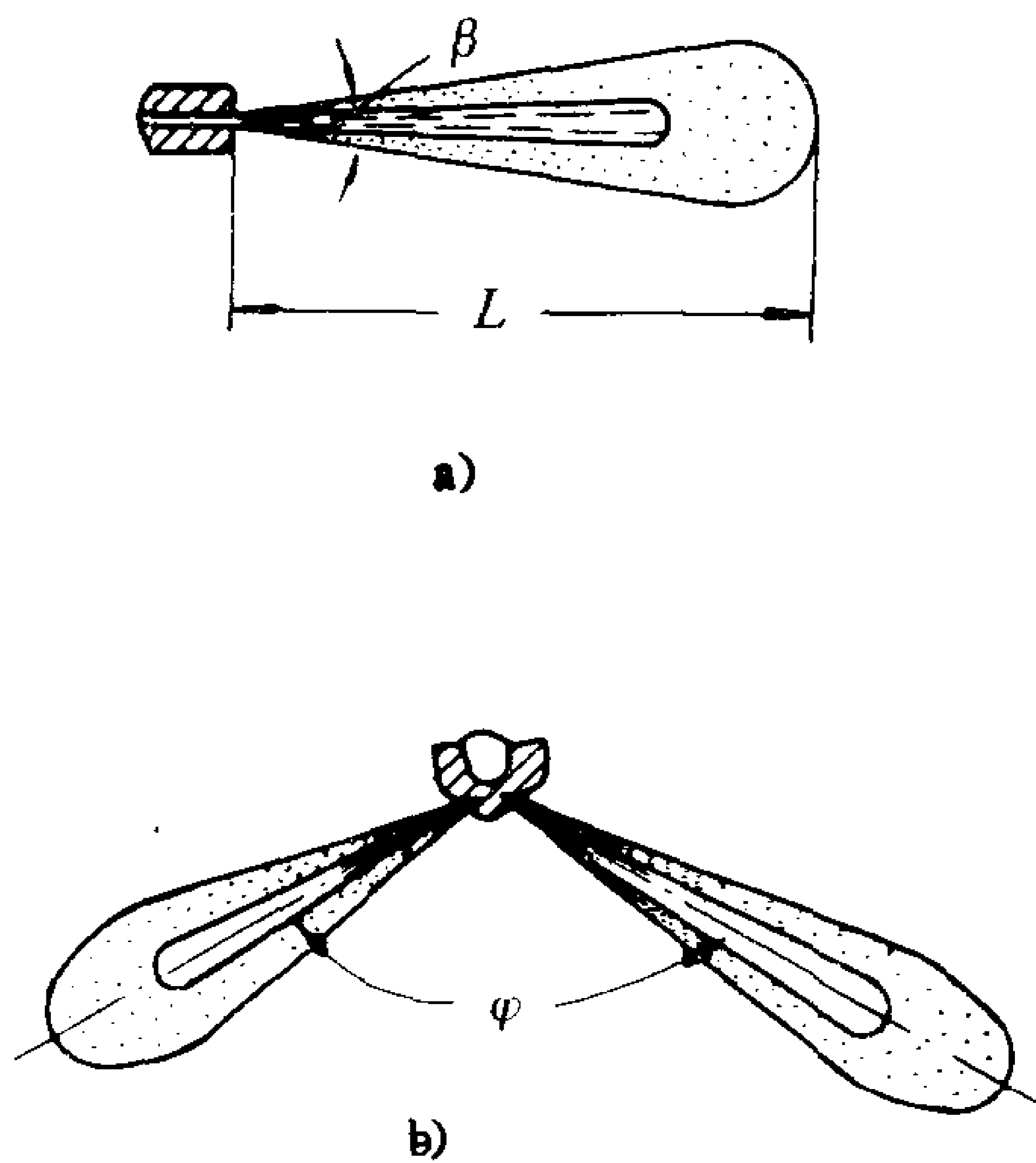


图 4.1.6-22 油束的参数

a)油束长度；b)油束的锥角

4.1 喷油器的构造和工作原理

喷油器的一般构造如图 4.1.6-23 所示。

喷油器有开式和闭式两种，前者已很少见。闭式喷油器应用液压启阀原理。当作用在承压锥面上的高压燃油压力超过喷油器弹簧压力时，针阀开启、高压燃油从喷油孔喷出；此时的燃油压力叫启阀压力，又称喷油压力。当供油结束、油压下降到低于弹簧力时，针阀落座而停止喷油。此时所对应的燃油压力叫闭阀压力。闭式喷油器通过针阀的启闭保证燃油的高压喷射，以达到防止滴漏的目的。在非发射时期，针阀和阀座的密封有效地防止了气缸中高温燃气的倒冲。针阀与针阀体柱面间燃油的漏泄起润滑作用，此漏泄燃油经回油管回流。针阀升程应受到限制块（盘）的限制，以减轻座面的磨损和保持适当的喷射特性。喷油器体内的燃油若能实现部分循环，则可起到冷却作用。此外有的喷油器上设有高压缝隙式滤器。

喷油嘴是喷油器的主要元件。喷油嘴的主要构造参数是：喷孔直径、喷孔长度、喷孔数目和喷孔面积。按喷孔数目分有单孔和多孔喷油嘴，孔数通常 1 ～ 9 个。喷孔直径一般在0.25～1.00 mm之间。按针阀构造分有针阀式和轴针式，轴针式喷油嘴有自洁作用。喷油嘴的种类如图 4.1.6-24 所示。

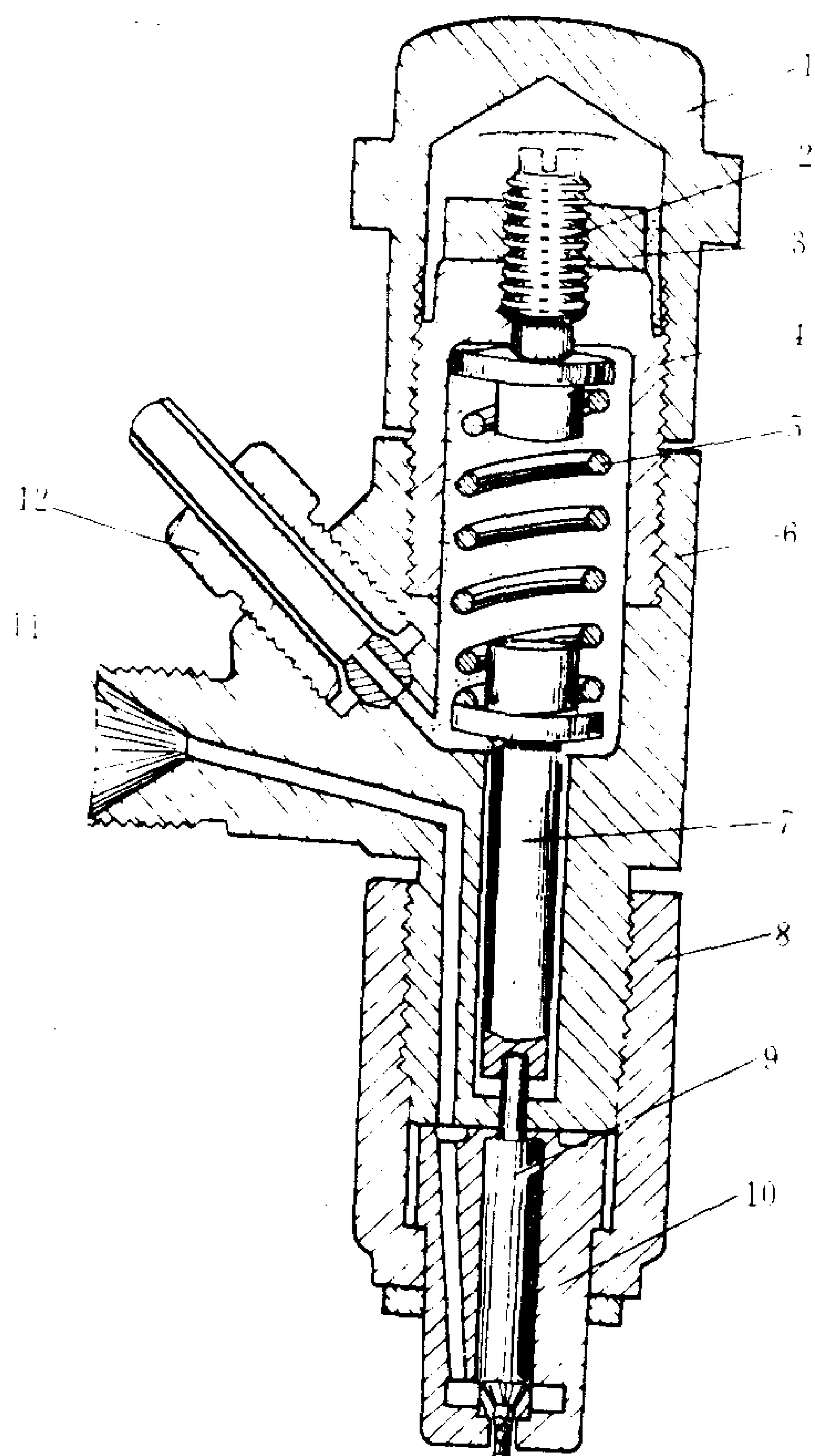


图 4.1.6-23　喷油器的一般构造

1-罩帽；2-调压螺钉；3-锁紧螺母；4-弹簧罩壳；5-弹簧；6-外壳；7-挺杆；8-螺帽；9-针阀；10-针阀体；11-进油口；12-回油管接头

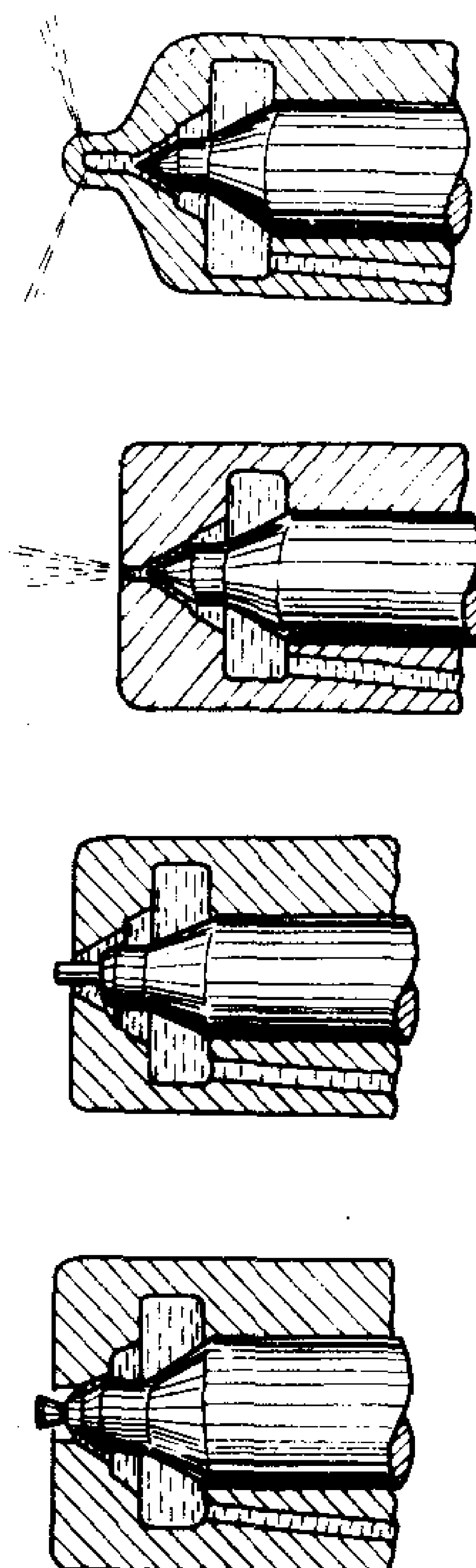


图 4.1.6-24　喷油嘴构造

4.2 喷油器实例

4.2.1　300 系列柴油机喷油器

如图 4.1.6-25 所示，喷油器体的下部用紧固螺母依次紧固针阀-针阀体、喷嘴头，定位销保证了油道的对中，压环螺母将密封胶圈紧压在紧固螺母上。喷油器体的中部用调节螺钉压紧调压弹簧，通过顶杆确定针阀的启阀压力。喷油器体的上部分别连接缝隙式滤器和回油管接头。

4.2.2 KGF柴油机喷油器

图 4.1.6-26 所示为B&W KGF柴油机的喷油器。喷油器设有主、副针阀及其对应弹簧。在 0.4～1.0 MPa输油压力的作用下，来自输油泵的低压燃油可压开喷油器进油阀，经高压油管流过喷油器体回油至日用油柜。燃油循环在备车时有预热作用，在运转时有冷却作用，并同时兼有驱气作用。在喷油压力作用下，副针阀升起并关闭循环孔；当主针阀开启时即可喷油。主、副针阀的升程存在一差值，以确保喷油过程的正常进行。KGF柴油机喷油器无单独冷却系统，但通过副针阀自动启闭循环孔而使喷油器得到良好的冷却。

4.2.3 RTA柴油机喷油器

图 4.1.6-27 所示为SULZER RTA柴油机的喷油器和燃油循环阀。燃油循环阀装设在喷油器体上部，循环阀的进油口与高压油管相接，两个出油口分别与喷油器体内循环油道和喷射油道相通。不喷油时，预热燃油通过循环阀油针顶部的循环口循环至喷油器体内。喷油时，循环阀油针升起，油针顶部的循环口被封闭，预热燃油通过循环阀内部经油针送至喷油器体喷射油道。

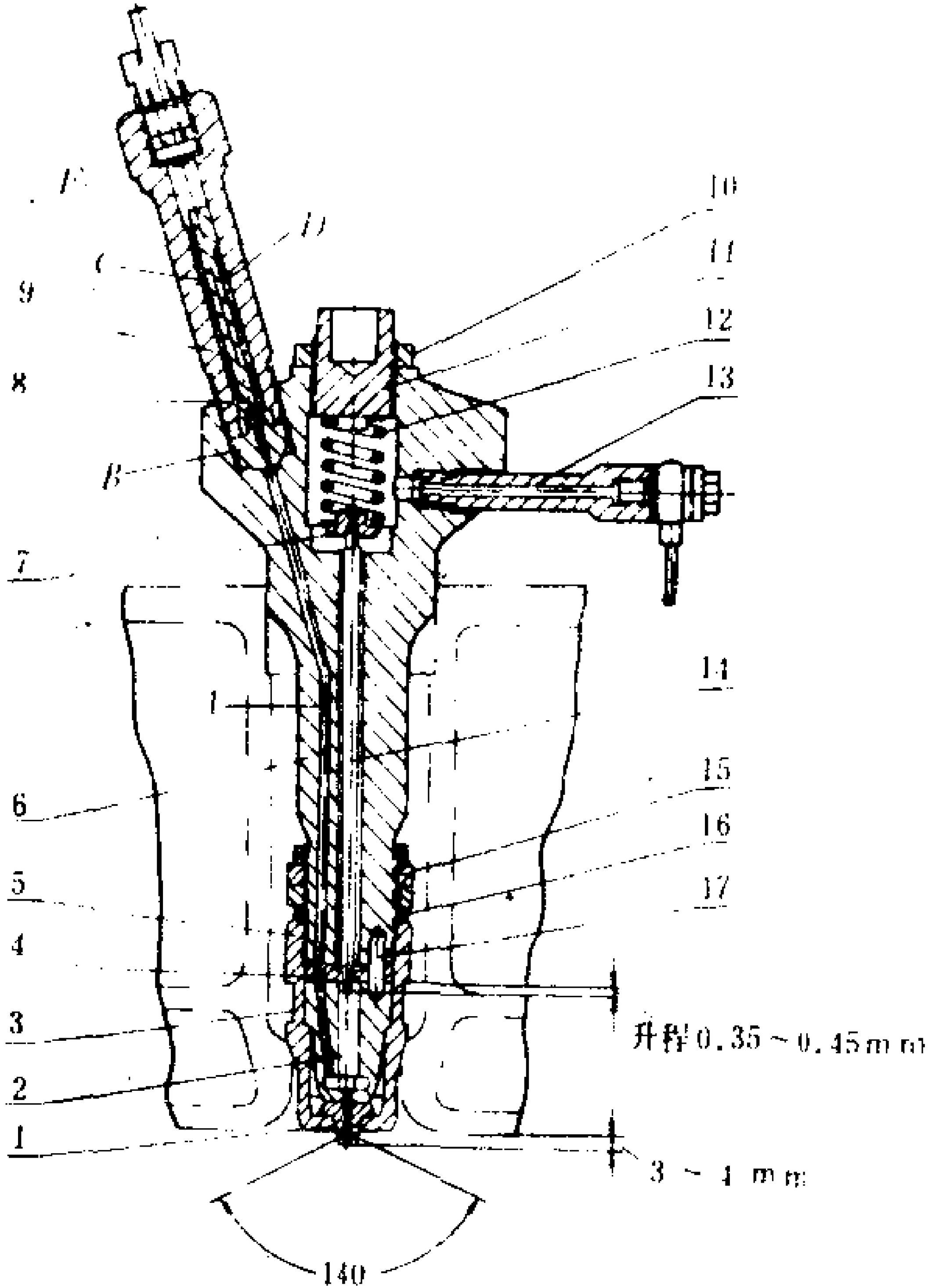


图 4.1.6-25 300 系列柴油机喷油器

1-喷油嘴；2-针阀；3-针阀体；4-限制盘；5-喷嘴螺母；6-喷油器体；7-弹簧盘；8-缝式滤器芯子；9-缝式滤器体；10-螺母；11-调节螺钉；12-调压弹簧；13-回油管接头；14-顶杆；15-压环螺母；16-密封胶圈；17-定位销

4.3 喷油器的常见故障

表 4.1.6-9 示出了喷油器的常见故障，故障原因及其检查或排除方法。

表 4.1.6-9 喷油器的常见故障

症 状	原 因	检查或排除方法
滴漏	1.偶件密封不良	检查密封面；研磨用光照反光镜检查；修整或换新
	2.阀座磨损	
	3.弹簧松弛或折断	与备件作比较；换新
	4.弹簧调节不当	作喷雾试验．调节弹簧
	5.针阀卡死在开启位置	煤油浸泡．滑油研磨
雾化不良	1.偶件柱面磨损	作密封性试验．换新
	2.针阀体与喷油器体端面密封不良	研磨
	3.针阀体与喷油嘴（雾化头）端面密封不良	研磨
	4.启阀压力调节不当	作喷雾试验，调节弹簧压力
	5喷油孔磨损或腐蚀	换新
积炭	1.喷油嘴漏或多次喷射	复查喷油设备以及前列滴漏项
	2.冷却不良	检查喷油器冷却系统
	3.燃烧恶化、冒烟	综合分析柴油机工作过程
不喷油	1.喷油孔堵塞	煤油浸泡、疏通
	2.针阀卡死在关闭位置	煤油清洗、滑油研配
	3.安装不当	重新拆装

4.4 泵-喷油器

泵-喷油器（又称"泵喷嘴"）一般作为顶置凸轮柴油机的喷油设备。该设备的构造特点是：取消了高压油管，将喷油泵和喷油器结合为一体，构成了结构紧凑的喷油设备总成。其优点是：减小了柱塞与喷油孔之间的高压燃油容积，基本上消除了由于燃油的可压缩性和高压油管的弹性在喷射过程中所引起的压力波动，使喷油泵的供油正时与喷油器的喷油正时更为接近，消除了二次喷射。

图 4.1.6-28 为泵-喷油器的构造。它在高速二冲程柴油机上得到了应用（如GMC柴油机）。泵体内的环形空间存在燃油循环，有冷却和驱气作用。该泵喷油器采用的是始、终点调节回油孔式喷油泵，喷油器为 0.165× 6 多孔式。针阀与柱塞之间设有单向阀和片阀，单向阀可保证喷油开始和结束比较迅速，片阀可防止燃气倒冲。

泵-喷油器的最高供油压力随柴油机转速增加而升高，变化很明显。

5 喷油设备的估算

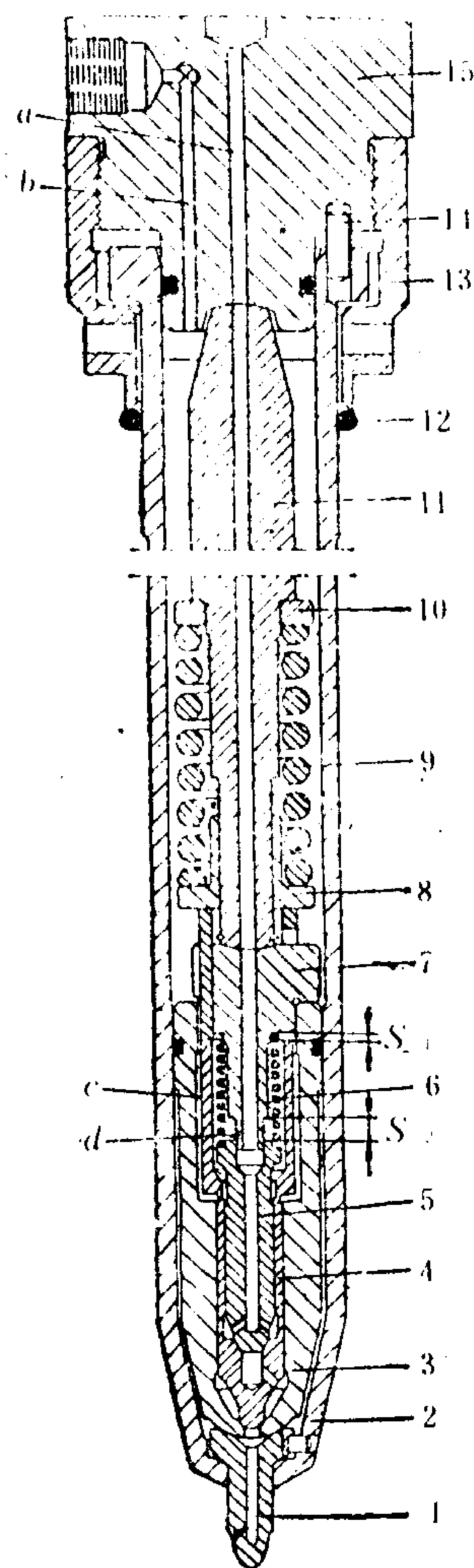


图 4.1.6-26 KGF柴油机喷油器

1-雾化头；2-本体；3-主针阀套；4-主针阀；5-副针阀；6-副弹簧；7-推力块；8-下弹簧座；9-主弹簧；10-上弹簧座；11-推力杆；12-密封环；13-连接螺母；14-定位销；15-喷油器盖

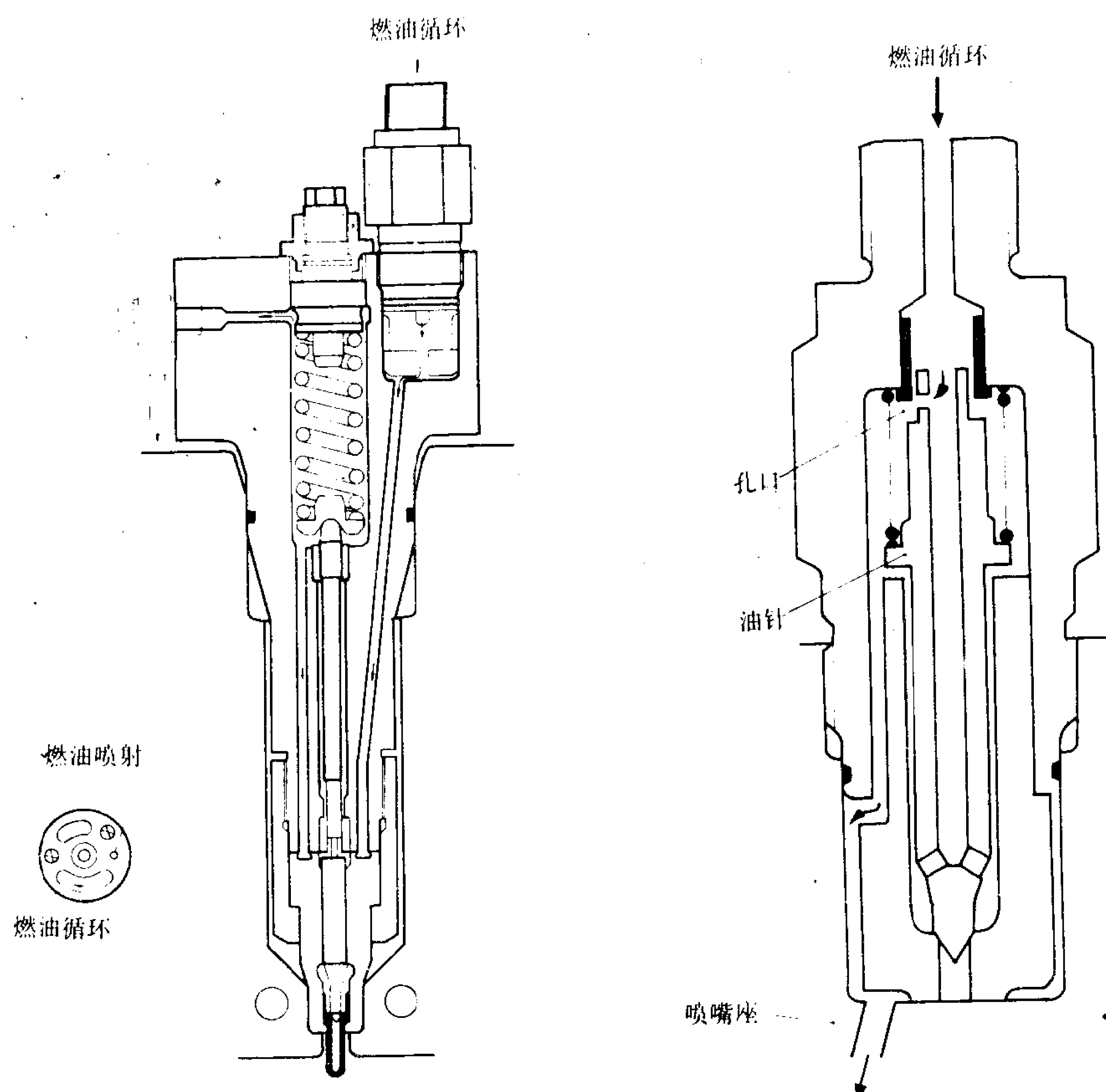


图 4.1.6-27　RTA柴油机喷油器和燃油循环阀

喷油设备主要尺寸的估算可通过理论计算得到初步值，实际尺寸可参照同类机型的统计数据，最后经试验确定。

5.1　循环供油量的估算

按标定工况计算的每个喷油泵循环供油量为Vp：

$$V_p = \frac{N_e g_e}{60\, n \rho z \tau} \quad \text{mm}^3/\text{cyl} \qquad (4.1.6\text{-}3)$$

式中：N_e——柴油机的标定功率，kW；

g_e——标定功率时的油耗率，g/（kW·h)；

n——柴油机的标定转速，r/min；

z——柴油机缸数；

τ——冲程系数（二冲程机$\tau=1$，四冲程机$\tau=2$）；

ρ——燃油密度，kg/cm³。

考虑到柴油机起动、超负荷时燃油加浓以及使用后的磨损等因素，喷油泵的实际最大供油量应为V_{max}：

$$V_{max} = (1.2 \sim 1.5)\, V_p \quad \text{mm}^3/\text{cyl} \qquad (4.1.6\text{-}4)$$

又考虑到燃料的压缩性、高压油管的弹性以及柱塞偶件燃油渗漏等因素，喷油泵的几何供油量应为V_g:

$$V_g=(1.2\sim1.5)\ V_p/\eta \qquad (4.1.6\text{-}5)$$

式中：η——喷油泵供油系数，一般为0.7～0.9。

图4.1.6-28　泵-喷油器

1-喷嘴头(喷孔)；2-喷油嘴；3-弹簧；4-单向阀；5-阀座；6-平面阀；7-阀座；8-套筒上孔；9-油道；10-壳体(外套螺母)；11-齿圈；12-泵体；13-多孔性滤器；14-接头；15-销钉；16-导向套；17-弹簧；18-推杆；19-销；20-出油接头；21-多孔性滤器；22-齿条；23-油道；24-柱塞；25-套筒；26-环形空间；27-套筒下孔；28-浮动套筒

5.2　喷油泵偶件尺寸的估算

喷油泵偶件尺寸中最主要的参数是柱塞直径和行程。在确定柱塞的行程之前先考虑柱塞的有效行程；有效行程对应于凸轮型线的有效工作段，它影响着喷油泵的供油规律和供油持续时间。喷油泵的几何供油量遵循下式：

$$V_p=\frac{\pi d^2 h_e}{4}\quad mm^3/cyl \qquad (4.1.6\text{-}6)$$

式中：d——柱塞直径；

h_e——柱塞有效行程。

如确定了柱塞有效行程h_e，则柱塞直径d可根据下式计算：

$$d=\sqrt{\frac{4\ V_p}{\pi he}}\quad mm \qquad (4.1.6\text{-}7)$$

通常柱塞行程h取：

$$h=(3\sim4.25)h_e\quad mm \qquad (4.1.6\text{-}8)$$

亦可根据柱塞尺寸$\lambda=d/h$之比值酌定d与h。通常λ在下列范围：

阀式油泵：$\lambda=0.4\sim1.2$

斜槽式油泵：$\lambda=0.8\sim2.5$

按上列统计数据估算的油泵柱塞尺寸可选取的范围较宽，所选数字应尽量符合系列油泵的型谱，或者结合本机型的经验，最后试验确定。

5.3　喷油器偶件尺寸的估算

喷油器偶件的主要结构参数可根据经验或理论计算初步确定，最后根据柴油机性能试验选定最佳值。

由给定的喷油持续时间、喷油压力和需要喷入气缸内的最大循环供油量可确定喷孔的总面积f：

$$f=\frac{V_{max}}{\mu vt}\times10^3\quad mm^2 \qquad (4.1.6\text{-}9)$$

式中：V_{max}——实际最大循环供油量，mm^3/cyl；

μ——喷孔流量系数，一般取 $\mu=0.7\sim0.8$；

t——喷油持续时间，$t=\varphi/6\,n$，s；

喷油持续角 $\varphi=10\sim35°$

v——平均喷油速度，m/s；

$$v=\sqrt{2\,g(p_1-p_2)/\gamma} \tag{4.1.6-10}$$

g——重力加速度，9.8 m/s²；

p_1——平均喷油压力，Pa；

p_2——气缸内的平均压力，Pa

$$p_2=(p_c+p_z)/2;$$

γ——燃油重度，N/m³。

根据燃烧室的结构，选定喷孔数 i_0。

根据喷孔总面积 f 和喷孔数 i_0，按下式计算喷孔直径：

$$d=\sqrt{\frac{4f}{\pi i_0}}\ \ \text{mm} \tag{4.1.6-11}$$

如有批量生产的偶件，应尽量选用之。

5.4 高压油管尺寸的选择

连接喷油泵和喷油器的高压油管是燃油喷射系统中的重要零件。高压油管孔径和长度影响燃油的喷射，尺寸的最后选择一般取决于喷油泵台架试验和柴油机台架试验的结果。高压油管的尺寸一般应与柱塞直径成比例，如表 4.1.6-10 所示。

表 4.1.6-10　**高压油管的尺寸选择**

柱塞直径 mm	管接头螺纹尺寸 (米制)	油管外径 mm	油管内径 mm
4~11	M 14×1.5	6.4 8	1.5,1.7,2.1,2.4 1.8,2.4,3.2
12~15 15~17	M 16×1.5 M 18×1.5	8 8 9.5	1.8,2.4,3.2 2.4,3.2 2.7,3.2,3.4
18~24	M 26×1.5	11.1 12.7 15.9	3.2,4 4,4.8 4.8,6.4
25~40		19	6.4

高压油管的长度应符合下列原则：①长度应尽可能短，以减少喷射过程的延迟和波动；②多缸机的各油管要等长，以保证均匀的正时和喷射特性；③任何拐弯处的曲率半径不应小于油管外径的 6 倍；④如果油管长度超过 610 mm，应在一处或几处夹紧，以防止因振动而断裂。

6 喷油设备试验

喷油设备试验可分别在试验室和实船条件下进行，船机的喷油设备应立足于实船试验。试验的目的是考察喷油设备的工作质量，它包括：偶件的密封性试验，喷油量及其均匀性试

验，喷油规律试验和喷雾试验。

6.1 偶件的密封性试验

喷油设备一般包括三个偶件：柱塞-套筒、出油阀-阀座以及针阀-针阀体。在喷油泵总成中应考虑的密封性有：柱塞-套筒柱面间的密封性，两对偶件端面间的密封性以及套筒与泵体间轴向台肩的密封性。在喷油器总成中应考虑的密封性有：针阀-针阀体柱面间和锥面间的密封性，针阀体与喷油器体端面间的密封性以及针阀体与喷油嘴(雾化头)端面间的密封性。上述密封性在实船上可借助于泵油试验观察压力表的变化情况以及喷油泵与喷油器的燃油泄漏情况加以判断。

6.1.1 柱塞-套筒偶件的密封性检查

将压力表装在喷油泵出口端，手动泵油至喷油泵最大供油压力。泵油手柄停在泵油位置上，观察表压下降情况。如果表压下降十分缓慢，表明密封性良好。或将喷油泵柱塞-套筒拆出，抽出柱塞2/3、倾斜45°位置，如能保持柱塞不自由落下．亦为密封性良好。

6.1.2 出油阀-阀座的密封性检查

将压力表装在喷油泵出口端，手动泵油至喷油泵最大供油压力。泵油手柄停在非泵油位置上(释放手柄呈自由态)，观察表压下降情况。如果表压不下降，表示密封性良好。

6.1.3 针阀-针阀体偶件的密封性检查

将喷油器总成装在雾化试验器上，手动泵油至燃油喷射。观察表压，调节喷油压力至正常值。压油至略低于启阀压力时，把定手柄，若表压保持不下降，喷孔处无燃油滴漏且很清洁，视为密封性良好。

以上试验均应在喷油泵和喷油器装配良好的前提下进行，喷油泵的油量调节机构应置于最大供油量位置。在试验之前应确保驱除油腔、油管中的空气。在试验过程中，手动泵油动作应尽量迅速、果断。

在上述试验过程中，分别观察喷油泵、喷油器外部是否存在燃油漏泄，如有漏泄，应根据漏泄部位判明是属于装配不当，还是属于端面密封不良，然后设法消除之。

保持试验设备和试验燃油的清洁，也是十分重要的。

6.2 喷油量及其均匀性试验

喷油泵供油量及其均匀性试验的目的是为了校准喷油泵。通过校准确保柴油机在全负荷下各缸供油量的准确性和均匀性。喷油泵在低负荷下供油量不均是难免的，但应能保证柴油机怠速时的稳定性。我国的规范是：在全负荷下各缸喷油量的不均匀性应小于5%。

喷油泵的精确校准应在油泵试验台上进行；实船上所能进行的供油量的测定较为粗糙。

6.2.1 油泵试验台

油泵试验台是校准喷油泵，确定供油特性、速度特性、喷射特性以及组合式油量调速器调节特性所不可缺少的设备。国内外的油泵试验台种类很多，其基本组成包括：变速驱动装置，油泵安装底座，带计数继电器控制的阀门或漏斗的多个燃油量筒，单独的油箱，齿轮泵，燃油滤器和加热器以及润滑系统等。仪器仪表包括：压力表、温度计、转速表、计数器和频闪仪测头。大多数试验台都具有这些部件，但试验台的大小，它的功率容量和转盘的转动惯量以及控制精度，则随油泵尺寸、试验台的复杂程度和使用方法而定。

6.2.2 特性试验

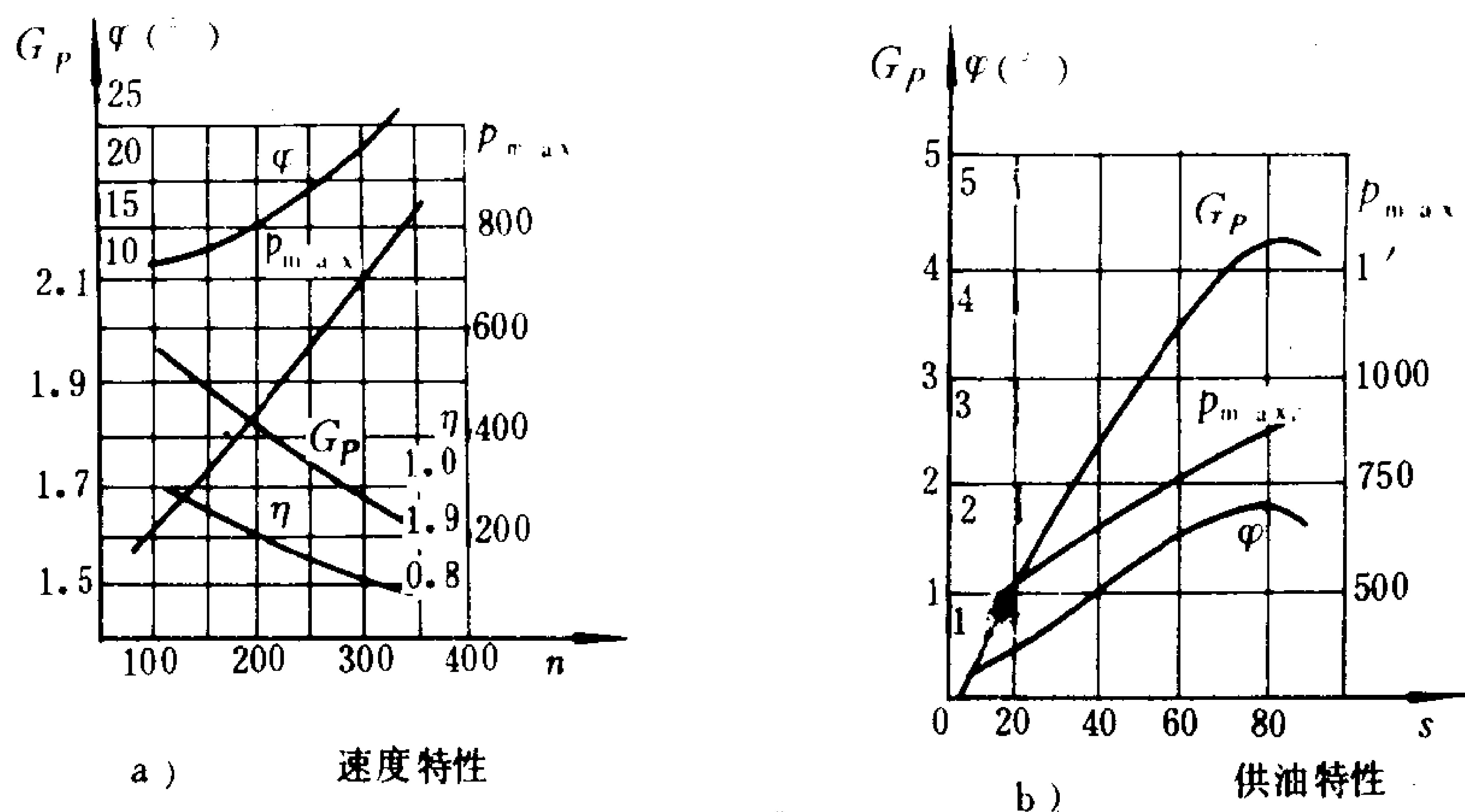


图 4.1.6-29 喷油泵的供油特性和速度特性

利用油泵试验台可分别测定出喷油泵的供油特性和速度特性。如图 4.1.6-29 所示。

供油特性是在油泵凸轮轴转速和低压输油压力不变的情况下，表征每一工作循环中喷油泵的供油量 G_P 与油量调节机构位移 s 之间的关系。试验时，测量油量调节机构固定在不同位置时喷油泵的相应供油量，同时亦可测定相应的最高喷油压力 p_{max}，喷油持续角 φ 等参数。

速度特性是在油量调节机构固定和低压输油压力不变的情况下，表征每一工作循环中喷油泵的供油量 G_P 与凸轮轴转速 n 之间的关系。试验时将油泵传动轴的转速调至不同测值，所对应的供油量及时记录之。同时亦可测定相应的最高喷油压力 p_{max}，喷油持续角 φ 和供油系数 η 等参数。

根据试验结果，应将各缸喷油泵的特性曲线调得基本一致。

6.2.3 简易试验

在实船上，对于各缸喷油泵的供油量及其均匀性可进行下述简易试验。

将标准试验喷油器分别装在各缸喷油泵上，快速手动泵油 50 或 100 次，用量筒收集喷油量，观测比较之。试验时，各缸油量调节机构均置于最大供油量位置。

6.3 喷油规律试验

喷油规律试验是指测定喷油量随喷油泵凸轮转角而变化的规律。通过喷油规律试验可确定喷油设备的喷油正时，喷射持续时间和喷油速率。在试验室条件下采用频闪仪可精确地完成上述测定；单一的喷油率的测定可选用蜂孔盘法、压力升程法和长管法中的任何一种方法。在实船条件经常进行的是喷油正时的检查。

6.3.1 蜂孔盘法

蜂孔盘法是直接测定一定间隔的凸轮转角内所喷出的燃油量。该项试验所用设备包括由变速电机带动的集油装置和同步传动喷油凸轮装置。集油装置由分油盘和集油盘组成，分油盘上均布 80 个“蜂孔”，其中一半可将喷油汇集在集油盘中相应的玻璃管内，另一半则将喷油甩出盘外。两种“蜂孔”交替排列。分油盘每转过一孔相当于凸轮转角 $\alpha=\frac{360^\circ}{iz}$（$i$为速比，

z为孔数)。当$z=80$，$i=4.5$时，$\alpha=1^{\circ}$；则各个集油管所收集到的油量为$dq/d\varphi$(g/℃A)。此种方法适用于单孔式或轴针式喷油嘴。此种方法在速度过高时因油雾的散失而造成误差，故试验转速不能过高。

6.3.2 喷油正时的检查

在实船上定期检查和适时调整柴油机的喷油正时是十分必要的。通常，有些机型说明书中载有各自的喷油正时检查方法，而普遍适用的检查方法是"冒油法"。为检查准确起见，在采用"冒油法"时应预先拆下喷油泵出油阀弹簧，接上带有玻璃管的高压油管接头。检查时，先排出系统的空气并将油量调节机构调至最大供油量位置；然后缓慢盘车，仔细观察油流情况。在喷油泵供油始点前后，反复正、逆向盘车；正向盘车时应能观察到下列三个阶段：①"长油流"，这是喷油泵柱塞处于供油前夕、进(回)油孔(阀)尚未关闭阶段，燃油依靠重力势能呈"长油流"态流出高压油管接头；②"停油"，这是喷油泵柱塞处于开始供油、进(回)油孔(阀)刚刚关闭阶段，燃油停止流淌；③"短油流"，这是喷油泵柱塞持续供油阶段，燃油流的流速取决于柱塞上行即盘车的速度，燃油流的流量即喷油泵循环供油量。在多次观察到上列"长油流-停油-短油流"三个阶段后，直至确定准确的"停油"开始位置，停止盘车并检查柴油机飞轮刻度。此刻度数表示的该缸曲柄转角，即喷油泵的几何供油提前角，亦即俗称的喷油提前角。

上述检查方法对于斜槽式油泵和回油阀式油泵同样适用。为减少不必要的麻烦，检查喷油正时之前应预先将柴油机曲轴盘至对应气缸的供油始点前的位置。对于采用组合式喷油泵的中，小型高、中速柴油机，喷油正时的检查以1缸为准。其它各缸的喷油正时，在组合油泵装机之前已在喷油泵试验台上作过校正。

上述"冒油法"检查喷油正时所见油流三阶段如有异常，则说明喷油泵有故障或操作失误。

6.4 喷雾试验

喷油器喷雾试验分实船和试验室两种试验。实船上喷雾试验的目的是校验喷油压力和检查雾化质量。实船上采用的雾化试验器是一台带有压力表和泵油手柄的标准试验用喷油泵。试验室所作的喷雾试验是在模拟条件下记录和度量喷射油束的一系列参数，以便作出喷射质量的定性与定量分析；所用设备和仪器比较复杂。

6.4.1 实船上的喷雾试验

试验之前，应首先检查调整试验器，将油量调节至最大供油量位置。然后，清洗调整喷油器，并将它安装在试验器上。试验过程即手动泵油过程，其间主要注重下列两点。

1)喷油压力校验

调节喷油器弹簧压力，观察压力表读数，其值应基本符合柴油机说明书中规定的范围。喷油压力在一定范围内的适当调整取决于满意的雾化质量。泵油的速率应尽可能快。数次泵油的喷油压力应保持不变，否则说明试验器或喷油器的调整有误。每次泵油后的闭阀压力应保持稳定。

2)检查雾化质量

通常采用两种方法以鉴别喷油器的雾化质量。一是用"比较法"，即试验喷油器的油束锥角、射程、细度和均匀度应符合标准喷油器的试验结果。二是用"试纸法"，即在平行与垂直油束的两个方向上用滤纸收集每次喷雾试验的油迹，以观察喷雾质量。此外，良好的雾化质

量应是连续喷射、干净利落并伴随着清脆的喷射声。

6.4.2 试验室的喷雾试验

在试验室条件下作喷雾试验的方法很多，较为普遍的方法有下列两种：

1）采集油滴法

此法是将燃油喷射到模拟发动机条件的压力室内的玻璃板上，板上涂有70%水和30%胶质的不相溶混合物。然后对悬浮燃油滴的玻璃板进行显微摄影、计数和测量。

2）高速摄影法

此法是利用高速摄影机，通过装有石英玻璃窗的气缸盖直接、连续、高速摄取油束的照片，以研究油束的形状、射程和油滴粒度的分布。通常将高速摄影机和挡有散射屏幕的闪光照明安置在油束的两侧，这样使喷雾的油滴呈阴影而显示出来。为了对油滴进行计数，可采用电子计数器。高速摄影法通常只能拍摄10μm以上的油粒。

7 电子喷射系统

7.1 对燃油喷射的最佳控制

采用电子控制喷射系统不仅是实现柴油机喷油与燃烧效率优化，而且是通过柴油机自动适应环境条件和使用条件而实现最佳经济性的有效措施。电子喷射的本质是控制燃油喷射始点、喷射持续时间和喷射压力，以实现爆压的合理控制，降低油耗和有害排放量，改善起动、换向、加速和怠速性能；适应燃用多种重油和不同环境的需要。

采用电子喷射系统可实现对燃油喷射的最佳控制。电子喷射系统的核心是一个微处理机。柴油机的转速和转角作为输入信号，手控或温度和压力作为附加输入信号；输出信号用以自动修正喷射正时与(或)喷油压力，以实现在变工况、变使用条件下的最佳运转。电子喷射系统的最佳控制主要表现在以下各点。

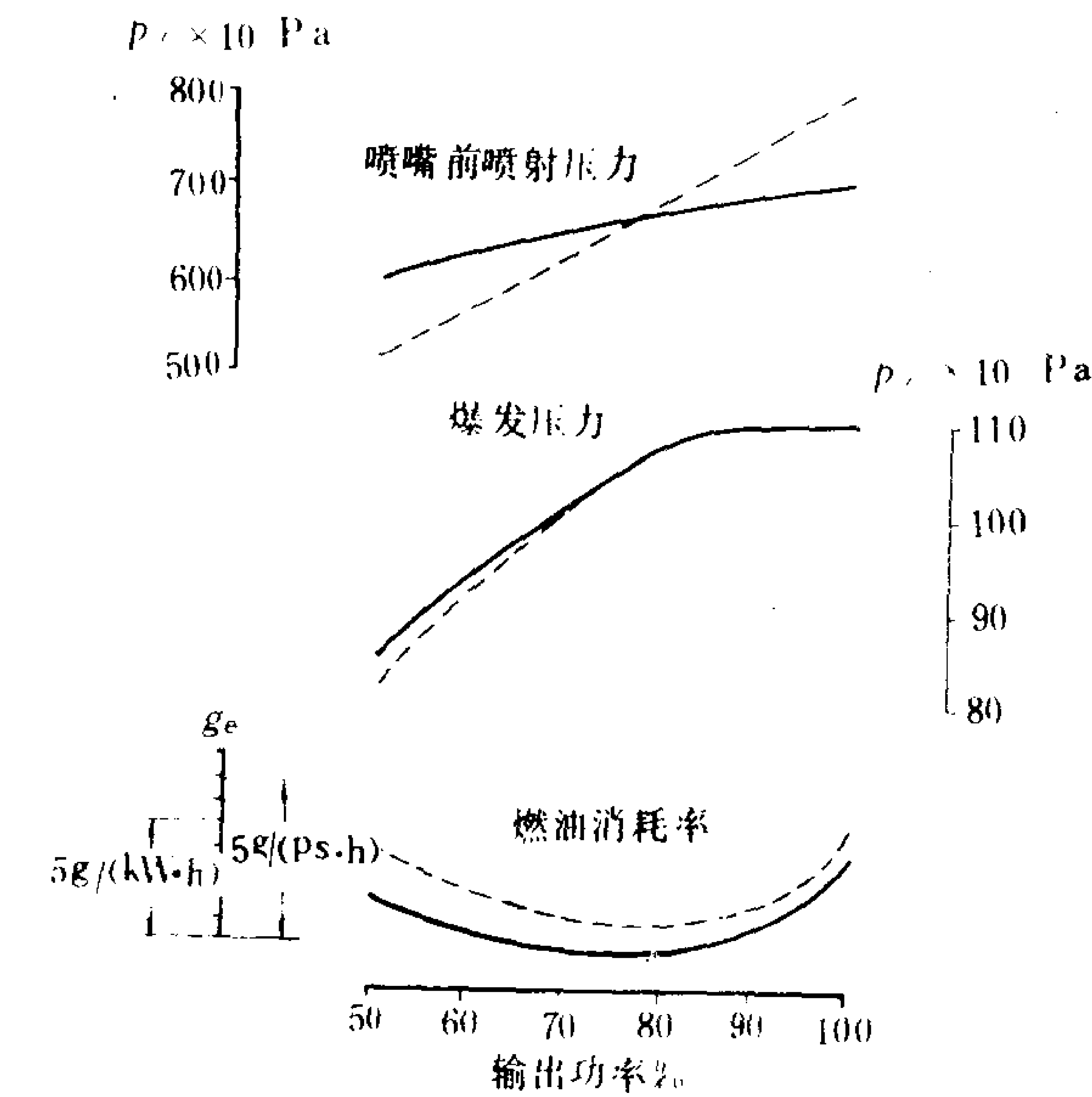


图4.1.6-30 电子喷射对喷射压力、爆压和油耗的影响

——电子喷射系统；……传统喷射系统

1）优化燃烧质量

在一定负荷下的爆压主要受喷油正时的影响。爆压是影响热效率和燃油消耗率的一个重要参数。电子喷射系统能在调节喷油正时的同时，也改变喷射压力，并使喷射压力在高负荷时比传统喷射系统显著降低，在低负荷时则显著升高。随着燃油有效地雾化和燃烧，燃油消耗率会降低，其关系如图4.1.6-30所示。

2）适用多种燃油

使用重油时不仅由于残渣多、易积炭，而且因发火延迟、燃烧缓慢，致使油耗和热负荷增大、磨损加剧。采用电子喷射后，通过控制装置输出一个简单信号，对不同品质的燃油给出不同的喷射始点和喷射压力特性，使他们燃烧时

都具有较好的放热规律，以利降低油耗和减轻磨损。

3）适应不同环境温度

环境温度会引起柴油机主要工作参数的显著变化。船舶柴油机在热带航区运转时，环境温度较高，油耗和排温上升。用电子控制喷射始点，可以通过提高爆压来修正这些不利影响。这样，使船舶柴油机适应不同环境温度的能力明显提高。

4）转速微调化

转速是通过电子控制装置中的电子调速器来调节的。控制装置通过改变喷油正时适应转速的变化，它把电子信号直接传输到电液驱动喷油器中，使转速调节迅速而准确。电子喷射系统可以使柴油机的最低稳定转速降至标定转速的 1/6。相应的最低运转转速随之降低，这有利于货船以微速顺利通过困难航道。

5）操纵灵敏化

采用电子喷射系统的某些类型柴油机，可以取消机械式起动、换向机构，其功能可由电子控制装置来完成。该装置主要是控制气缸起动阀和喷油器的动作。曲柄转角传感器装在曲轴自由端，气缸起动阀和喷油器的动作与曲柄转角及其转向相一致。起动、停车、正车或倒车均由操纵机构的位置来确定。用操纵杆将名义转向和转速输入柴油机，各种动作指令脉冲一触发，实际的运转程序便可自动进行。

7.2 MAN 公司的电子喷射系统

7.2.1 电子喷射系统的组成

该系统由下列四部分组成：①高压喷油泵，高压油管和燃油蓄压器；②电液驱动喷油器；③驱动喷油器的液压伺服系统；④控制喷射、起动和换向的电子控制装置。

高压喷油泵将燃油泵入蓄压器。燃油压力由蓄压器上的压力传感器检测。燃油压力是输出功率的函数，它通过高压喷油泵上的液动调压器调节。由电子控制装置发出控制脉冲，控制电液驱动喷油器进行燃油喷射。分辨器用于测量曲轴转角。气缸起动阀和电子控制装置之间用一个标准型换向阀连接；柴油机起动与换向由电子控制装置发出的电子脉冲信号来控制。高压燃油系统中设有监测和安全装置。

7.2.2 电液驱动喷油器

图 4.1.6-31 所示为电液驱动喷油器，左上角为附带的流动控制伺服阀。流动控制伺服阀的工作原理示于图 4.1.6-32 中。该阀由伺服装置供给液压油。电子信号输入转矩马达，使挡板偏转。由于挡板的运动，在滑阀的两端面产生压差，控制孔 A 或孔 B 与压力孔 P 接通。改变电子信号的极性，滑阀可转换到另一极限位置。

当孔 B 存在伺服油压、孔 A 没有油压时，导向阀 PV 关闭，没有燃油从蓄压器流入喷油器油腔，针阀控制活塞 CPJV 下方的油腔也无油压，针阀在压力活塞 PP 承受的稳定压力下保持关闭。

当电子控制装置向伺服阀发出信号时，油压从孔 B 转移到孔 A，导向阀 PV 被溢流阀 RV 右面的压缩弹簧顶开，燃油流入喷油器油腔。溢流阀 RV 完全关闭时，控制活塞 CPJV 升起针阀，喷射开始。

当电子控制装置向伺服阀发出相反的信号时，油压从孔 A 转移到孔 B，控制活塞 CPJV 下方油腔与溢流阀右面油腔卸压，压力活塞 PP 承受的燃油压力使喷油器关闭。在孔 B 获得伺服油压时，喷油器关闭，溢流阀 RV 开启；在整个不喷油期间，喷油器针阀前的油腔处

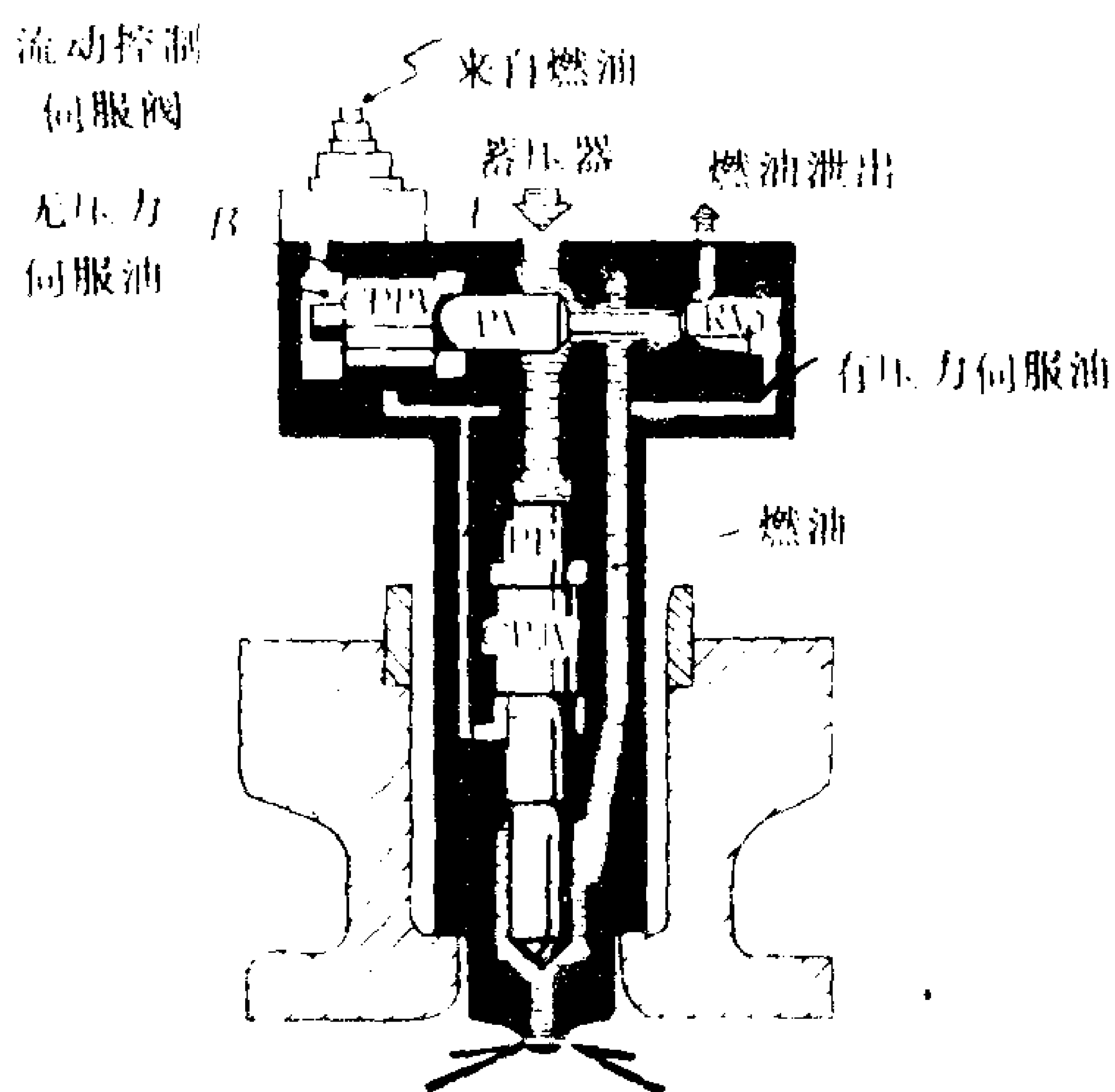


图 4.1.6-31 电液驱动喷油器

PV-导向阀；RV-溢流阀；PP-压力活塞；

CPPV-导向阀控制活塞；CPJV-针阀控制活塞

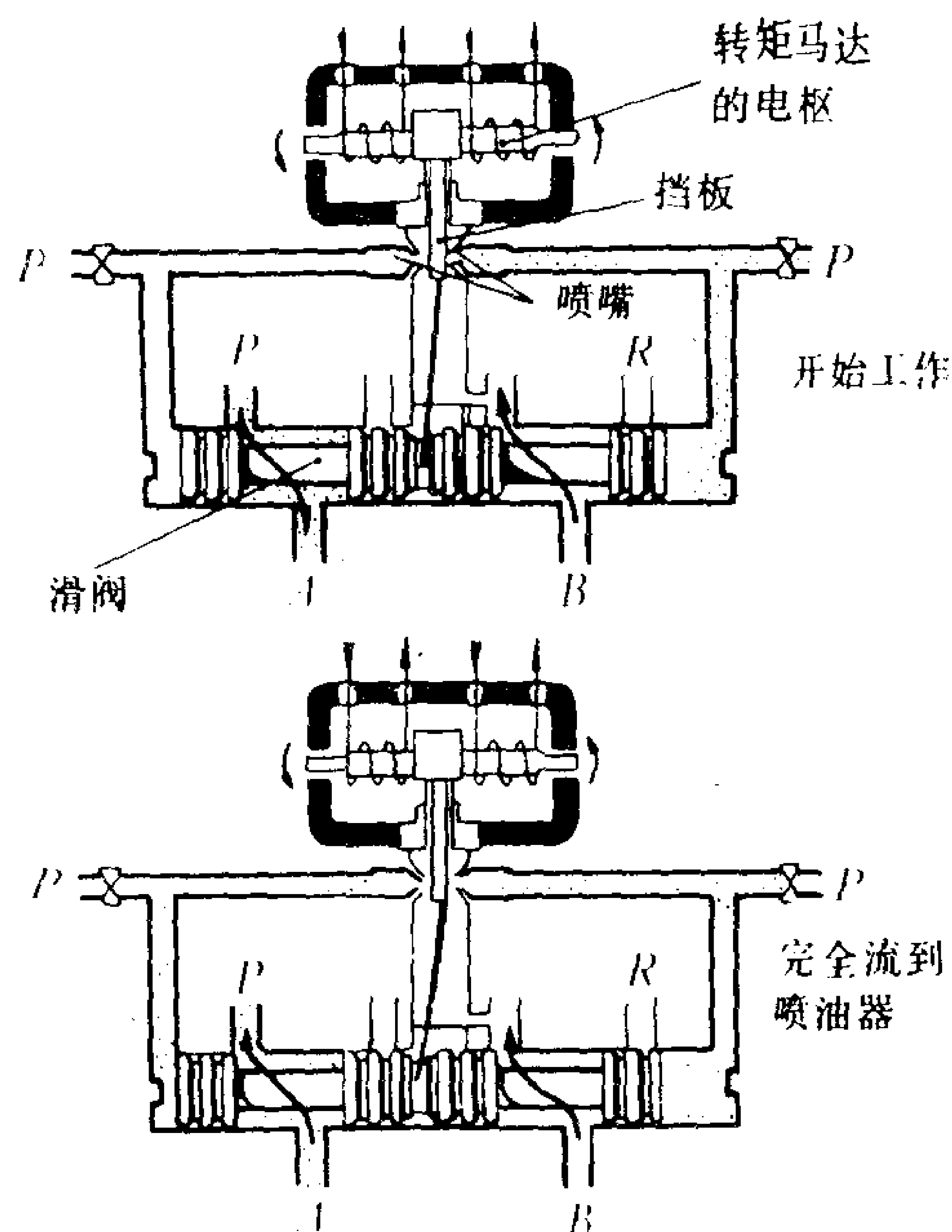


图 4.1.6-32 流动控制伺服阀

P-压力孔；R-回油孔；A、B-控制孔（去喷油器或导向阀）

于低压。

7.2.3 电子控制装置

图 4.1.6-33 是 MAN 试验机的电子控制喷射系统方框图。电子控制喷射系统有三个主要任务：①控制喷油提前角和持续角；②控制喷油压力；③控制气缸起动阀。

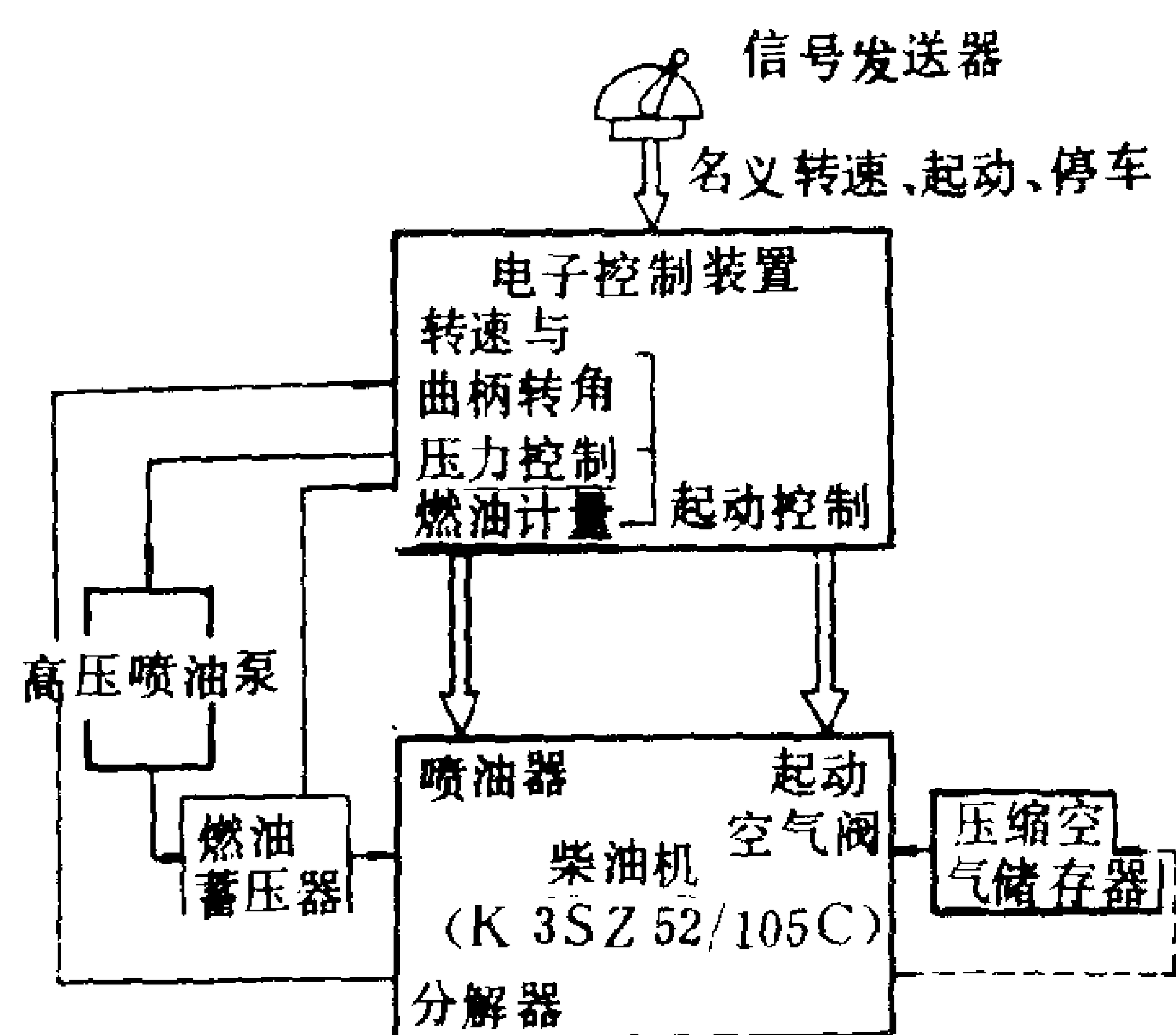


图 4.1.6-33 电子控制喷射系统方框图

电子控制装置组成及其工作过程如下：

1）速度控制器　速度控制器根据分辨器的信号获得实际转速和转角的精确的电模拟量。最大喷油量和预置的喷射始点根据相应的实际转速确定。喷射始点是实际转速和喷射持续时间的函数。速度控制器实行“循环控制”，它可按照标准的曲柄转角范围选定标准的输出程序，并在适当的曲柄转角时使该输出程序恰好开始执行。喷射始点和喷射持续时间在每次喷射开始之前由微处理机迅速地重新计算好。

2）压力控制器　名义压力根据名义转速预先计算好，它与实际压力值一起输入压力控制器，然后通过功率放大器控制喷油泵。

3）起动控制器　借助分辨器可测出柴油机在运转和停车时的曲柄转角。在电子控制装置中，对于每一种可能的曲柄位置都预先算出气缸起动阀所必须的开启程序。起动开始、结束时的最大转速及起动最长持续时间都输入到“循环控制”中。

4）分辨器　为测定曲柄位置和柴油机转速选用了无集流环分辨器。其原理是：由电子控制装置将频率为400 Hz的正弦电压输入分辨器，经过变压器耦合输入到转子绕组，同时在相位差为90°的两个定子绕组中感应出电压，其幅值随相关的转子转角而变化。当转子旋转一周时，同时在定子绕组上分别产生正、余弦函数电压。这些电压信号经过模数转换器转换成角度增量，同时转换成相应的数字量。

8　蓄压式喷油系统

蓄压式喷油系统对于传统的柱塞泵式喷油系统是一种改进。传统的柱塞泵式喷油系统的喷射过程是一个波动过程，容易引起异常喷射和高压系统元件的穴蚀。其喷射压力大致与柴油机转速成正比，在低速时喷油压力比较低，影响柴油机怠速时的燃烧质量。蓄压式喷射系统明显地存在着下述优点：①提高喷射压力、缩短喷油持续期，可使油耗降低；②压力波动恒定，有利于消除波动现象对喷射过程的不利影响；③提高低速时的喷射压力，能改善低速时的运转性能。

但是，由于早期的蓄压式喷油系统存在着设备复杂、可靠性不足的缺点而未得到推广。在克服上述缺点后蓄压式喷油系统可望获得发展。

8.1　系统的组成和特点

蓄压式喷油系统包含多种喷油设备，其共同点是：在喷射过程之前，用来实现喷射的能量的积蓄，这个用来积蓄能量的装置叫“蓄压器”。因此，蓄压式喷油系统以设在系统中不同位置、采用不同构造型式的“蓄压器”为其特征。到目前为止相继出现的各种类型的蓄压式喷油系统均以“蓄压”方式来划分，计有：柱塞用弹簧传动、柱塞用气力液压传动和液压蓄压器式三大类。现代柴油机采用的蓄压式喷油系统仅属后一种类型。

如表4.1.6-1所示，电子喷射系统是蓄压式喷油系统的一种，另外还有液压伺服系统及高压泵系统。

8.1.1　液压伺服系统

该系统由液压回路、液压控制喷油器和液压控制蓄压器所组成，其特点是采用液压信号控制燃油的喷射过程。根据需要，该系统的设计繁简不同，其工作过程的完善程度也有很大差异。柱塞蓄压器和蓄压喷油器是其中较简单的两种型式，在这种系统中无单独蓄压器，其蓄压作用分别由改进的喷油泵或喷油器来完成。

8.1.2　高压泵系统

该系统由高压喷油泵、可控压力蓄压器和喷油器启阀机构所组成，其特点是统一共用高压喷油泵(源)，分别采用不同信号控制燃油的喷射过程。根据需要，可分别采用机械、液压和电磁信号控制喷油器的启闭。

8.2　蓄压式喷油系统实例

一种简单易行的蓄压式喷油系统由普通的喷油泵、高压油管和蓄压式喷油器所组成。

图4.1.6-34为蓄压式喷油器的简图，其工作过程如下：喷油泵经高压油管向喷油器供油时，高压燃油将单向止回阀压下，燃油储存在蓄压室内。喷油泵供油结束时，高压油管压力下降，单向止回阀复位。同时，在蓄压室的燃油压力作用下针阀上升，喷射开始。当蓄压室的燃油压力降低至针阀关闭压力时，针阀落座，喷油结束。其工作特点是：柴油机在低速运

转时仍能保持较高的喷射压力和较短的喷射持续期。

另一种为满足高功率柴油机需要的液压伺服控制蓄压式喷油系统，它由泵-喷油器和液压回路组成。液压回路包括：油箱、伺服泵、蓄压器、伺服控制阀和节流阀；泵-喷油器包括：伺服油缸、伺服活塞、泵柱塞和喷油嘴。

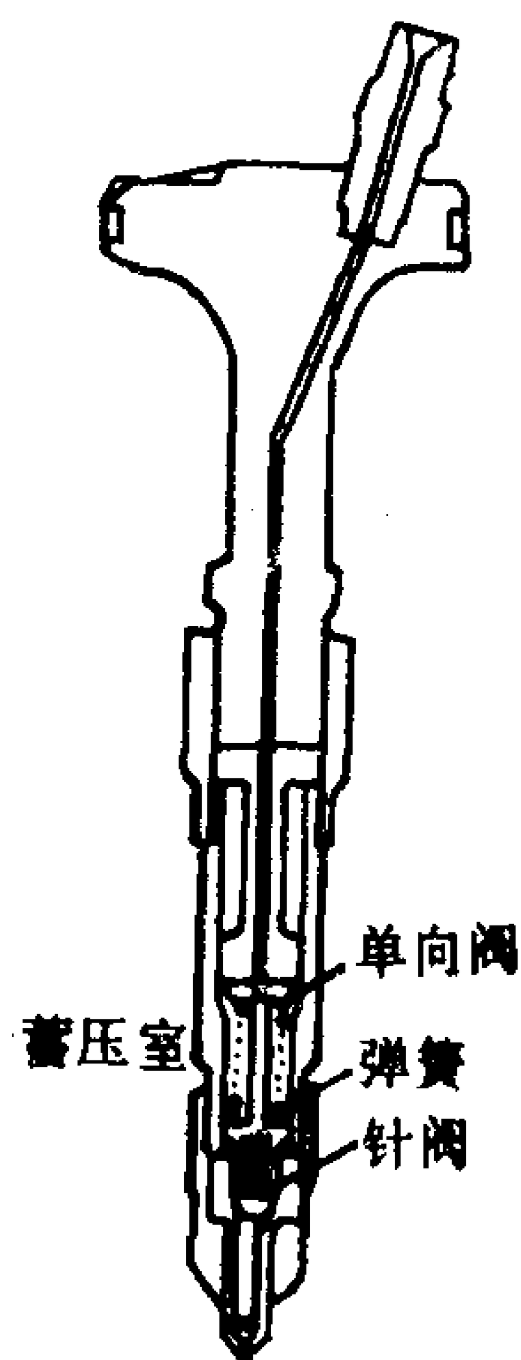


图 4.1.6-34　蓄压式喷油器

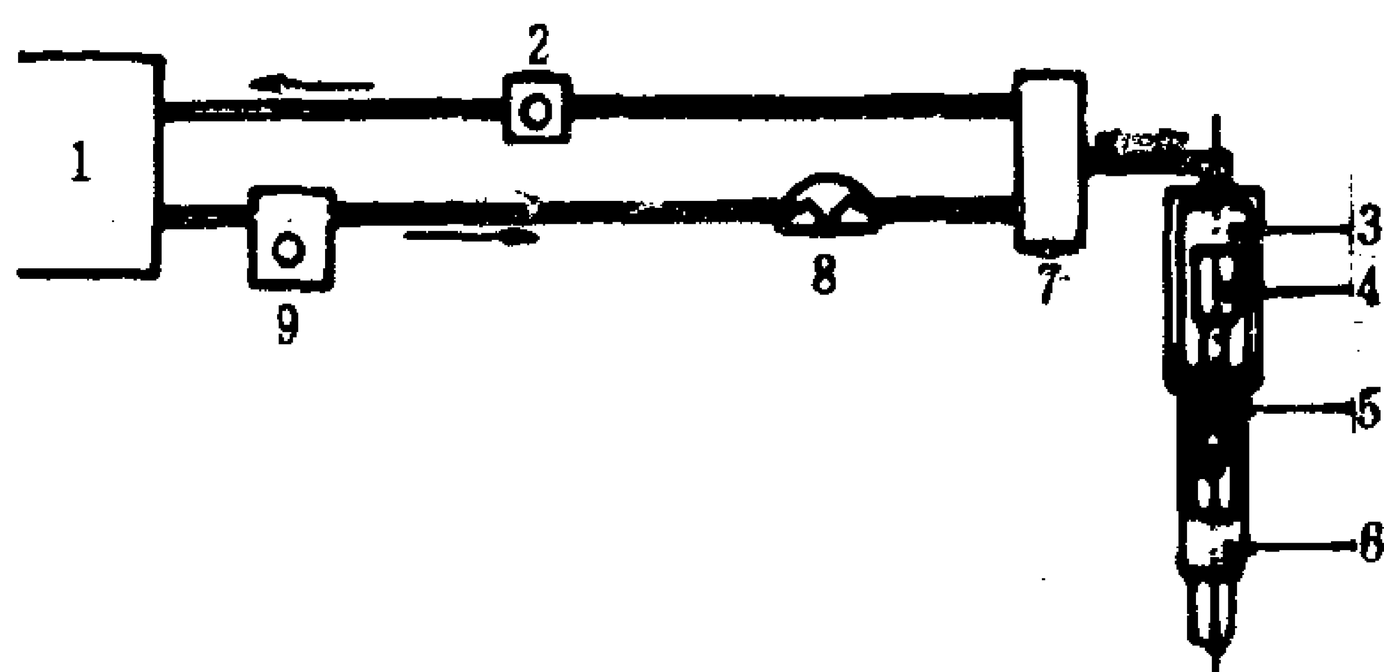


图 4.1.6-35　液压伺服控制蓄压式喷油系统

1-油箱；2-节流阀；3-伺服油缸；4-伺服活塞；5-泵柱塞；6-喷油嘴；7-伺服控制阀；8-蓄压器；9-伺服泵

图 4.1.6-35 为液压伺服控制蓄压式喷油系统的简图，其工作过程如下：燃油由柴油机驱动的伺服泵 9 连续泵入蓄压器 8。喷射时，伺服控制阀 7 将蓄压器 8 与伺服油缸 3 接通，进入伺服油缸 3 的燃油将伺服活塞 4 和泵柱塞 5 压下，燃油从泵室压出。其压力相当于在伺服油缸 3 中的燃油压力乘以伺服活塞 4 与泵柱塞 5 承压面积之比。最后，燃油以高压从喷油嘴 6 喷出。喷油结束时，伺服控制阀 7 关闭至蓄压器 8 的通道，接通伺服油缸 3 与节流阀 2。此时伺服活塞和泵柱塞靠弹簧力以及泵柱塞端面伺服压力复位。该系统每循环喷油量取决于节流阀的位置和柴油机转速。该系统有如下两个特点：①具有较大的喷油量和较高的喷射压力；②可在较短的时间内喷射较多的燃油量，且雾化良好。

9　重油的使用

船舶柴油机使用重油的目的是为了合理地利用石油资源和降低营运成本。但由此也带来了降低柴油机工作可靠性和缩短柴油机使用寿命等一系列问题。由于燃油费用占整个船舶营运成本的 30%～60%，而重油的价格通常不足重柴油的一半，因而世界各海运国家都在努力克服使用重油所带来的困难，并不断扩大其使用范围。

9.1　使用重油后存在的问题

9.1.1　重油对喷油设备的影响

使用重油时如果处理不当，则可导致如下不良后果。

1）机械负荷　柴油机在稳定工况下，使用重油的喷油设备所承受的机械负荷比使用船用柴油时高 10%～20%。这是由于喷射压力高和驱动设备机构负荷重的缘故。当柴油转换到重

油时喷油设备又受到短暂的突加负荷。

2）热负荷　通常使用重油会产生较高的燃烧温度并造成积炭，这主要是由于沥青质和重质不稳定油脂热分解、使燃烧变得缓慢的缘故。有资料表明，当喷油嘴尖部温度高于 180℃ 时，很容易在喷油嘴孔处形成喇叭状积炭。喷油嘴的积炭将进一步恶化喷射与燃烧质量，进而造成本身的堵塞与损坏。在过高的热负荷下针阀将会咬死。

3）磨损　油中的杂质将加速油泵，油嘴偶件的磨损，过高的粘度也是促成早期磨损的重要因素。

4）腐蚀　为了维持喷油器的正常工作而采用水冷，但当水温低于硫酸露点温度时，喷油嘴尖部容易造成低温腐蚀。腐蚀后的针阀又将造成喷射的滴漏现象。

9.1.2　使用重油对柴油机的影响

柴油机燃用重油可能造成的危害有二：①恶化燃烧性能；②损坏主要部件，对于后者具体分述如下：

1）酸腐蚀　含硫燃油在燃烧中产生的硫酸的露点随含硫量和压力的增加而升高。如果燃烧室表面温度低于露点，腐蚀率将骤增。缸套、活塞、活塞环和喷油嘴都会发生硫酸腐蚀；当硫酸落入曲轴箱污染滑油时，又会加剧各部轴承的腐蚀磨损。

2）磨粒磨损　重油中的灰分、杂质和燃烧产物产生的积炭、中间生成物，以及因催化裂化炼油时采用催化剂而生成的硅粒和铝粒，将明显地加剧活塞、活塞环和气缸套的磨粒磨损。

3）高温腐蚀　燃油中的钒和钠，在高温条件下与氧反应生成多种化合物，这些化合物在熔融状态时，能侵蚀钢材的表面氧化保护层而腐蚀钢材。即使是未熔融的化合物，由于它具有粘结性，在与排气中未燃烧的碳素颗粒随着气流的速度和温度的变化会滞留在阀座、增压器喷嘴环和叶片上。这种小颗粒会迅速增大，致使金属表面温度升高而保持排气中的钒、钠化合物处于熔融状态或具有较强的粘结力，造成了金属的腐蚀。钒、钠化合物的熔点在 500℃ 以上。然而在尚未达到熔点而具有较强粘结性的温度一般在 400℃ 以上，个别的在 350～400℃ 之间。因此，高温腐蚀是柴油机的一大问题。综上所述，对燃用重油的柴油机必须审慎地对付燃烧和磨损两个大问题。在轮机管理工作中应采取的对策是抓住燃油的预处理和对柴油机作出必要的调整这两大环节。

9.2　重油的预处理

对重油在进入喷油泵之前所采取的加热、净化、加添加剂等措施统称为预处理。预处理的目的是改善重油的贮存、驳运和使用条件。重油的预处理质量直接影响到柴油机的喷油设备、燃烧室部件以及废气涡轮部件的使用寿命。世界各国石油公司和船公司多年来致力于此项研究和试验，概括起来有下列各点。

9.2.1　加热

从燃油舱柜、输油管路、过滤设备、净油设备直到喷油泵前，对燃油施行层层加热和保温以改善其输送、净化和喷油特性。各处加热温度不同，且因燃油品种而异。燃油输送时的加热温度，下限应保证不妨碍燃油的流动性、分离和沉降特性，上限受到油的闪点和水的沸点的限制。燃油使用时的加热温度，下限应保证喷射粘度不高于 13～17.5 mm^2/s(50℃）[60～80 s(Red. No. 1/37.8℃）]；上限受到油的挥发性和对喷油设备偶件润滑性的限制，燃油的粘度温度关系如图 4.1.6-36 所示。加热热源主要采用蒸汽，在小型船舶上也可采用电加热。为保证适宜的加热温度，理想的措施是在各加热处均装设温度传感器，采用粘-温自动控

制系统，以自动调节燃油的温度和粘度。

9.2.2 净化

燃油的净化包括：沉淀、过滤和分离。

燃油在装运过程中，务必避免混入淡水、海水和机械杂质，这是净化的先决条件。燃油在各舱柜中静置 24 h以下，并从舱柜底部适时排污(水)，可达到初步净化的目的。

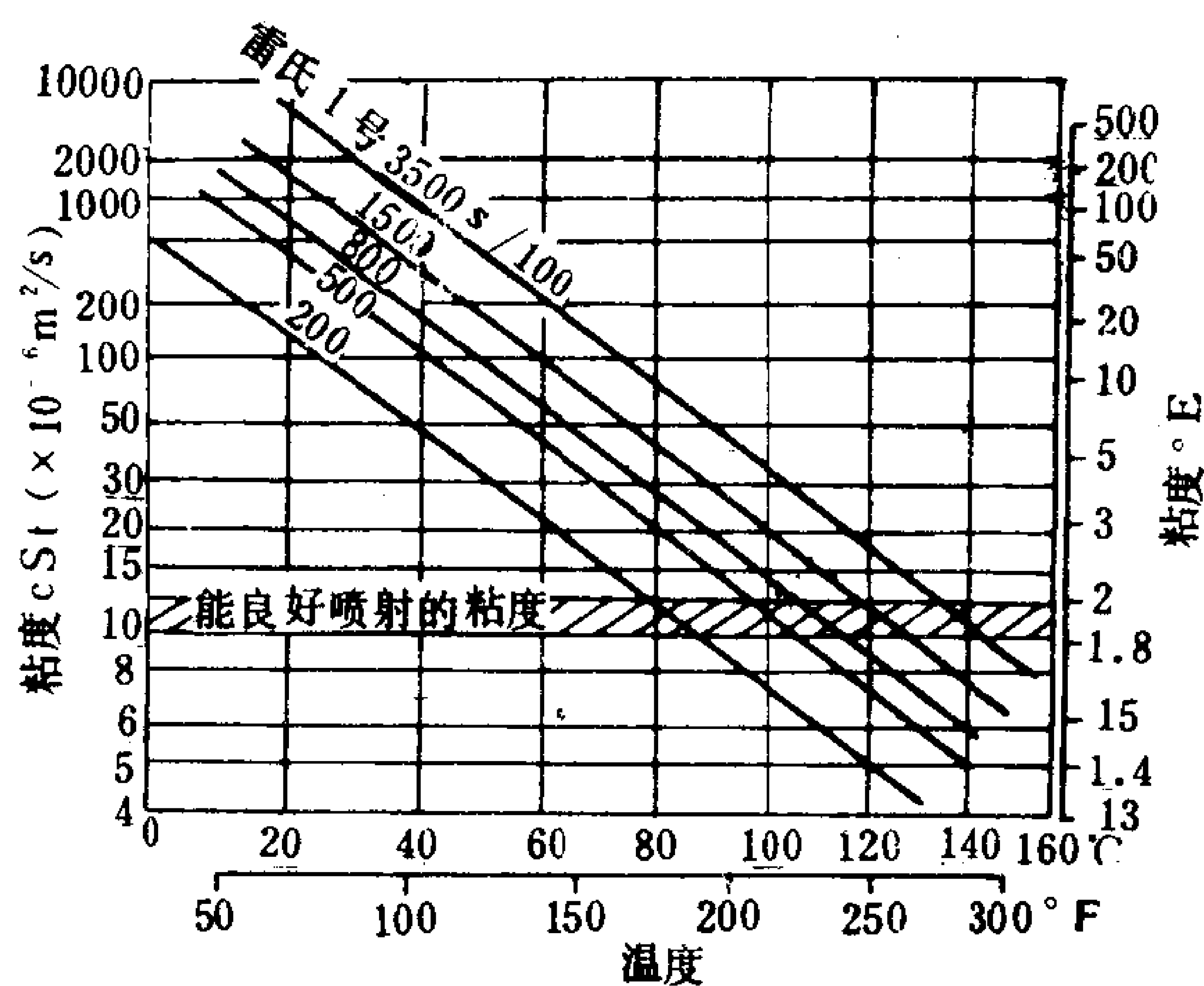


图 4.1.6-36 燃油的粘度-温度图

过滤是燃油净化的重要环节。由各种过滤材料组成的粗、细燃油滤器分布在燃油系统中，最后在喷油器入口处还可设置高压缝隙式滤器。对各种滤器应加强管理，包括适时的检查、清洗以及燃油过滤前(后)压力和温度的调节。重油的过滤压力和温度均应适当高于船用柴油。有的资料提出：用深型多级过滤装置可以取代离心式净油机。只是采用此种方案时存在频繁更换和清理过滤材料的麻烦。

分离仍是目前净化燃油的主要和有效的手段。重油的分离宜采用高效离心式自动排渣的净油设备，包括分水机(purifier)和分杂机(clarifier)。有资料表明：两台并联的分水机再串联一台分杂机清除杂质的效率可达 80%；两台串联的分杂机在降低流量 50%时除杂效率可达 90%。也有资料建议采用净油机的并联净化法，此法可在不降低净油的有效性的同时提高经济性。重油净化之前应先获得可信的粘度数据，以便精确地选择比重环。理想的情况是船上自备简易、速成测量设备，以便直接得到可靠的粘度数据。对于密度十分接近水的重油，密封水中可加入约 10%的硫酸镁溶液，能提高分水的效果。

ALFA-LAVAL 公司建议分油机的操作条件如表 4.1.6-11 所列。

表 4.1.6-11 分油机的操作条件

燃油最高粘度 cSt 50℃ (×10⁻⁶m²/s)	燃油流量 额定值%	分油温度 ℃
40	60	80～98
80	40	80～98
180	30	90～98
380	25	98
460	20	98
600	15	98

9.2.3 乳化

燃油乳化所采用的设备是均质器。均质器有多种构造，其燃油乳化效果也各异。碧浪灵船用化学品公司(PEROLIN MARINE AUNITOR COMPANY)推荐的均质器主要由表面刻有螺旋形凹线的锥形高速转子和间隙为 40μm的环形喷嘴组成，经处理后的燃油微粒可细化至 3μm，并能稳定 2～3 天。

采用均质器可使油中的水和杂质颗粒细微化与均质化，以改善燃烧和减轻磨损。密度近于 1 (g/cm³)的重油采用净油机时很难使油中的水分离干净。当采用均质器时能使油中的沥青、油渣以及催化剂微粒细化的同时，又能使油中的水分变成 5μm以下的水滴并均匀地分布

在油中。前者可以减轻重质物对柴油机部件所造成的磨损，后者可提高燃烧效率、降低排气温度和燃油消耗率。

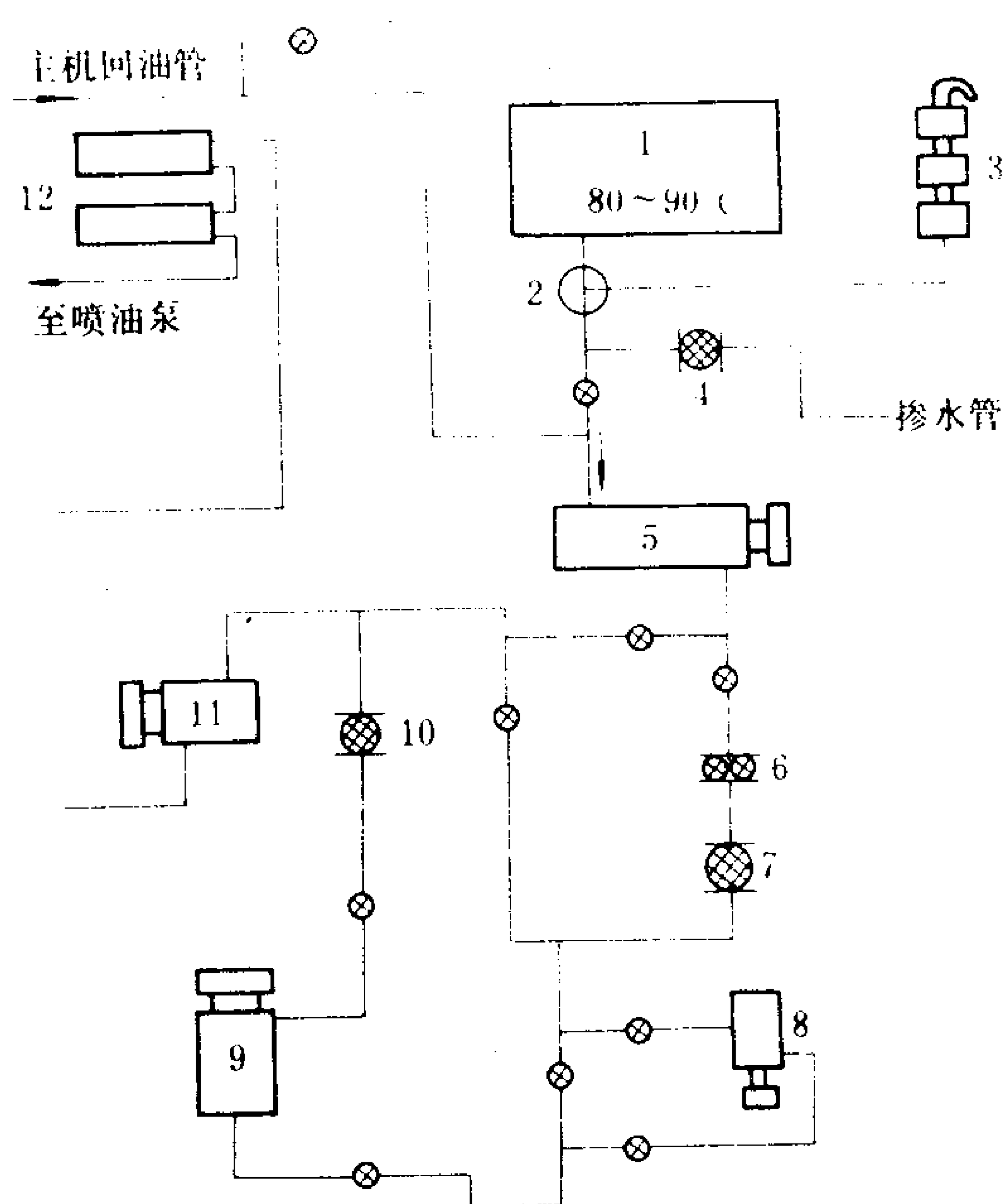


图 4.1.6-37 燃油预处理系统图

1-日用油柜；2-三通阀；3-燃油测量筒；4、7、10-磁滤器；5-搅拌器；6-粗滤器；8-增压泵；9-均质器；11-输油泵；12-雾化加热器

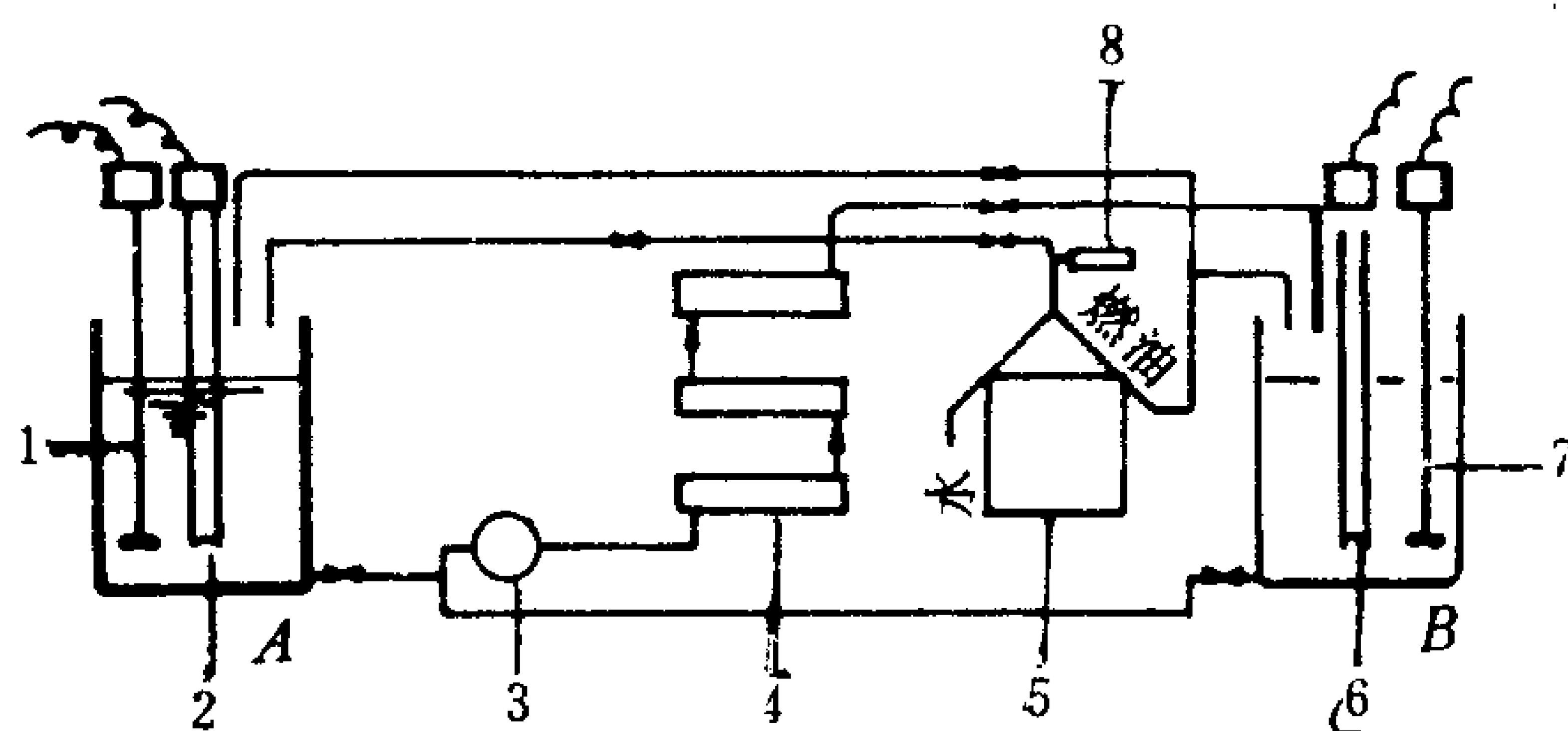


图 4.1.6-38 净化系统流程图

1、7-搅拌器；2、4、6-加热器；3-泵；5-净油机；8-温度计；A、B-油箱

9.2.4 添加剂

在重油中加入各种化学添加剂可改善燃油的性能。添加剂的使用量很少，一般仅为燃油消耗量的千分之几。

9.2.5 轻、重油的转换

在燃油系统中设置重油与船用柴油的转换装置，以适应船舶机动航行与定速航行时对油品选择的需要。一种较理想的转换装置是使重油以 4 倍于全负荷的燃油消耗量经过进、回油循环系统，流经每个喷油泵并环绕公共油管以补偿管路中的散热损失，当重油的压力或温度一旦降低时能自动完成船用柴油的转换。另一种较优越的转换装置是当柴油机低负荷燃烧不良时，能根据柴油机的负荷信号自动切换供油系统。

9.2.6 应用实例

1）中远公司某船试验的预处理系统

该系统如图 4.1.6-37 所示。试验用主机为国产 7 ESDZ 75/160 A型，试验用油为国产 250 号重油，相当于～50 mm^2/s(Red. No.1/37.8℃ 200 s)。未采用该系统时主机曾积炭严重、排气冒烟、扫气箱污染、偶件咬死、高压油管爆裂以及气缸和偶件磨损加剧等问题。采用了该预处理系统以后，故障消除。

该系统除常设的船上分油机外，增设了磁性滤器、油掺水器、均质器和增压泵。

2）日本三菱化工机械公司与四家石油公司联合研究的离心分离器处理法

该系统流程图如图 4.1.6-38 所示。试验用净油机为SJ 700 型，试验用油粘度约为 600 mm^2/s [6000 s（Red. No.1/37.8℃）]，密度略大于 1 g/cm^3。

该系统采用两级净化。油箱A、B 内各设搅拌器 1 和加热器 2，使燃油在 95℃ 时进入净油机，最后将净化燃油送到油箱 B，完成单级净化。所谓两级净化，即燃油再从油箱 B 送到油箱 A 净化之。净油机使用的密封水含有 10%～20%的硫酸镁溶液，有助于分离油中的海水和淡水。

9.3 使用重油时柴油机的管理

为了解决柴油机燃用重油所产生的不良燃烧和过渡磨损问题，需要加强对柴油机的维护管理、保养和检修，其中也包括燃油的管理和柴油机的调整。

9.3.1 燃油的管理

碧浪灵船用化学品公司认为船舶柴油机的燃烧问题大部分出在燃烧前的燃油管理问题(该公司的统计数字为 65%)。因而，柴油机的管理离不开燃油的管理。

1)合理选用燃油　由于原油产地、炼制和混兑方法不同，船用重油的硫、钒含量有显著的差别。

钠在原油中的含量不算太多(一般在 50 ppm以下)但在运输或储存期间混入了海水，则钠含量会显著增加。如混入了 1 %的海水，钠含量可增至 100 ppm。当钒/钠比为 3.3 左右时，其化合物熔点可降至 370℃ 左右，极易造成柴油机部件的高温腐蚀。遇到此种情况时要作燃油水洗处理。

船舶装油前一定要先审查燃油的特性表(或化验单)。装油时要留取油样，或及时送检、或保存备查。

2)注意不同燃油的不相溶性。当燃油舱柜原有燃油与新加入燃油牌号或成分不一致时，可能产生不相溶性。由此会导致燃油系统和柴油机燃烧的故障。多种燃油不相溶的迹象是：油舱内油渣过多；分离时油渣过多；排气冒烟；柴油机过热；功率下降以及活塞和缸套的过度磨损等，严重时会导致故障停车。

对不相溶燃油的处理办法是：化验新装燃油的稳定性之后，向油舱内投放消散处理剂；减少净油机燃油的流量，或将净油机改为串联或并联工作，以加强燃油的分离；必要时用溶剂处理油渣柜。

为避免出现上述情况，在船舶装油之前最好做完燃油的混兑试验。不同产地的重油一般不能混合使用。

3)注意燃油的发火性能。随着燃油的劣质化，其恶化的发火性能造成的不良后果愈发严重。关于燃油的发火性能，世界各大石油公司均有其简单易行的计算法，以取代燃油十六烷值的的测量法。壳牌(SHELL)公司采用 CCAI 法(calculated carbon aromaticity index)。计算公式：

$$CCAI = D - 141\ \lg^{\lg(\nu+0.85)} - 81 \qquad (4.1.6\text{-}12)$$

式中：D——燃油密度，g/cm³；

ν——燃油粘度，cSt 50℃。

CCAI 值在 850 以下者可得到满意的发火性能，在 875 以上者难以发火。

对发火性极差的重油应避免使用，在不得已时应投放助燃剂。

9.3.2 喷油设备的调整

燃油品质较差时喷油设备需作下列必要的调整：

1)喷油提前角　使用重油时，柴油机的喷油提前角应适当提前。提前的范围仍以控制其发火点在上止点附近为限，以免因喷油提前角过大，压升速率过高而产生敲缸。

2)喷射压力　使用重油时，燃油的喷射压力必须提高。具体值因燃油品质、喷油设备型式、燃烧室型式以及柴油机的增压度而异。提高后的喷射压力应使油滴直径细化至 20μm以下，但要防止因喷射压力的提高使油束喷至活塞顶部和缸套上部，从而造成部件的积炭、腐

蚀和磨损。

3）喷油规律　使用重油时，较理想的喷油规律应是："先缓后急"并缩短喷油持续期。这样可以达到控制压升速率、爆压和排温的目的。对于使用中的柴油机欲改变其喷油设备的喷油规律是比较麻烦的；在大修时可通过改变燃油凸轮型式和更换同系列大排量喷油泵的办法来达到此目的。

4）雾化质量　使用重油时，要勤于检查喷油器的雾化质量。对于喷油嘴要勤拆检，及时清洗或更换(不一定换新)。对于针阀副要及时清洗，必要时研磨密封座面。

5）喷油量　使用重油时，要随时检查和调整各缸喷油量。要注意各缸排温的均匀性，避免温差过大，整机的排温不应超过相应负荷的允许值。

9.3.3　冷却度的调节

使用重油的柴油机尤需根据不同的使用条件，适时、适量地调节各冷却部位的冷却度，这是避免或缓解部件产生低温和高温腐蚀的重要环节。

1）影响冷却度的因素　柴油机的冷却部位计有：气缸：活塞、活塞环、排气阀、喷油器、增压器和空冷器等。其冷却介质计有：淡水、海水、滑油、燃油和空气。影响受热部件和冷却介质间热交换的全部因素均为影响冷却度的因素。冷却介质的温度、温差和流量的调节决定了在一定负荷下部件的热状态。当部件的热状态不当时，会导致积炭、腐蚀和磨损，直至发生部件损坏和整机故障。

2）避免过热　除了燃油及其燃烧的因素之外，高温腐蚀主要是由于部件过热所致。为避免部件过热，应根据柴油机的负荷适时地调节油、水等冷却介质的温度、压力和流量。经验表明：如能有效地控制部件的温度(第一道活塞环温度＜230℃；排气阀座和涡轮前温度＜550℃；喷油嘴头部温度＜180℃)，则可避免高温腐蚀。

柴油机的淡水冷却系统是主要调节对象。如在淡水循环系统中设有自动调温装置，则有利于冷却度的调节。不同机型在全负荷时的淡水出口温度在 50～80℃范围内变化。

柴油机空冷器海水温度的调节不容忽视。控制柴油机进气温度可有效地避免排气过热。

3）避免过冷　柴油机燃烧室部件过冷是导致低温腐蚀的主要外部条件。燃烧室部件的冷却下限应以不低于燃烧产物硫酸的露点为原则。

为避免气缸过冷而产生低温腐蚀，应根据柴油机的负荷适时地调节冷却度。在柴油机部分负荷运转时，应适当提高进气温度和淡水冷却温度。

9.3.4　气缸的润滑

燃用重油的柴油机部件的润滑条件比燃用柴油时更为困难，这是由于柴油机的机械负荷和热负荷有所增加以及重油及其燃烧产物污染了滑油的缘故。

1）润滑参数　柴油机润滑系统内的滑油(简称系统油)的压力和流量应比燃用柴油时有所提高，以改善轴承的负荷能力。气缸润滑油(简称气缸油)的注油量和注油压力亦应适当增加，以加强气缸润滑。小型柴油机的系统油，其润滑参数的提高应以排气不带蓝烟为其上限。大型柴油机的气缸油注油量的增加不应污染扫气口。

2）气缸油的选择　柴油机燃用含硫量高的重油时，应采用高 TBN 值的气缸油。近年来世界各造机公司和石油公司所作的试验表明，为减轻气缸磨损，燃用重油时所用的气缸油其 TBN 值有进一步增长的趋势(气缸油的选择参见本篇第 7 章)。

9.3.5　主要部件的管理

使用重油的柴油机主要易损件有：排气阀、气缸盖、气缸套、活塞、活塞环、废气涡轮

叶片和喷嘴环。对这些部件加强管理和保养是增加其可靠性和延长使用寿命的一项重要工作。

1）排气阀　排气阀处的积炭须及时清除。对于带有旋转装置的排气阀要随时注意是否正常转动。经常作阀盘的密封性检查以及阀杆与导管间隙的测量，以保证排气阀的正常传热。对带有冷却装置的排气阀要及时清除冷却腔的水垢。

2）气缸套　吊缸时注意检查缸套上部的积炭和磨损状况。如发现异常，应找出原因及时处理。必要时对修理或换新的气缸套可考虑采用表面镀铬、镀镍、渗氮、离子轰击、高频淬火或金属喷镀等工艺。如发现缸套中下部低温腐蚀严重，对现有柴油机可作只冷却缸套上部的改造。小型柴油机缸套过度磨损时，作为权宜措施可将缸套的安装位置转动180°。

3）活塞　吊缸时注意检查活塞顶部是否发生腐蚀或烧蚀。如问题较重，应采取的主要对策是：改善活塞冷却条件、控制活塞顶温度；改善燃油喷射质量，避免油束喷至活塞顶部。对于组合活塞，吊缸时要认真清洗冷却腔；顶部烧损严重时应及时修补或换新。

4）增压器　对增压器的管理主要是严格控制废气涡轮的进口温度。在全负荷时提高柴油机进气压力、降低进气温度，对降低废气涡轮的进口温度十分有利。增压器必须定期水洗（很多公司推荐水洗周期为250 h），严格按照修理周期定期检修。

5）扫气箱　燃用重油的柴油机其扫气箱沾污较重是不可避免的。及时清除扫气口和扫气箱内的积垢，即可避免扫气箱着火，亦可减轻气缸套下部的磨损。

10　喷油系统的管理和故障

对喷油系统的科学管理，能够延长喷油设备的使用寿命和减少故障发生的概率。管理的内容包括：日常保养、定期拆检；运行监视和正确操作也是预防性维护的内容。

柴油机的某些故障是由喷油系统故障引起的，熟悉二者的因果关系，有利于迅速排除故障。

10.1　预防性维护

10.1.1　说明书

轮机员必须熟读柴油机及喷油设备说明书，以便熟悉设备、掌握正确的操作和维护程序。尤其是喷油设备的结构特点，定时、定量的调节方法以及设备的工作参数，必须予以牢记并严格遵守。

10.1.2　日常保养

须注意油的品质和喷油系统的状况。大量的保养工作是清洁工作，只有在清洁的条件下才有利于燃油品质和喷油系统状况的检查。经过净化处理的燃油质量是否符合柴油机及喷油设备的要求，可用化验、自动监测或直观检查等方法予以鉴别。组合式喷油泵的单独的滑油，其质量和数量也是不能忽视的。

滤器进出口压差是判断滤芯是否脏污的重要依据。粗、细滤器必须定期拆洗，日常须放水、放残。

系统的管路应畅通和无漏泄。管路上的任何轻微漏泄都能导致空气渗入，管路中有空气是造成供油不畅、甚至不能起动或运转中停车的常见原因。当喷油泵、喷油器或高压油管以及滤器拆卸装复后，均需在相应处放气。

此外，须注意系统中各零、部件的灵活性和紧固性。

10.1.3　定期拆检

喷油设备在无明显故障的使用条件下，亦应进行定期拆检。按美国波许和麦克公司联合制定的修理规章，油泵检修分三级制：

第1级，提供外观检查，正时核对和油量校准。

第2级，指小修，包括拆检和更换已损坏或磨损的少量零件，重装和校准。

第3级，指更换或大修，包括全面检查和更换恢复到相当于新泵所要求的全部零件。

10.1.4 运转

柴油机起动前，应逐个用撬棒或泵油手柄检查各油泵柱塞的运动情况，以免因缺油起动而拉伤。起动前还应检查油量调节机构的灵活性和停油装置的可靠性。

修复后的喷油设备应有一定的磨合期。

运转中随时注意系统中各设备的温度(压力)、声响和脉动情况。冷却喷油器的进出口温差不应超过15℃。喷油泵不得出现异响和过热。各缸高压油管应有相同且稳定的脉动。

测定各缸爆压、排温、平均压力和示功图，作出各缸动力性能和负荷均匀性的评定，从燃烧质量中考核喷油设备的工作质量。

观察柴油机的排烟颜色、监听排气噪声；必要时测定烟度、单缸停油，以资鉴别。

10.2 常见故障分析

由喷油设备异常而引起的柴油机故障如表4.1.6-12所示。

表4.1.6-12 **喷油设备异常引起的柴油机故障**

故障	原因	
起动困难 (或不能起动)	1.系统中无油、油路堵塞或有空气 2.油量调节机构卡滞或松脱 3.偶件咬死或喷孔堵塞	4.因脏污或弹簧折断，出油阀不密封 5.喷油正时不当
功率不足 (或欠速)	1.上列轻度故障 2.偶件磨损 3.喷油设备安装或调节不当	4.喷油泵供油量不足或与调速器连接不当 5.喷油正时迟后
转速波动 (或怠速不稳)	1.上列部分轻度故障 2.各缸喷油的质量或量不均 3.油量调节机构故障	4.组合式油泵调速器怠速调节不适 5.喷油设备漏油或过脏
冒烟和粗暴	1.喷油正时不当 2.喷油量过多	3.喷油器滴漏或针阀咬死在开启位置 4.喷油器启阀压力不当
转速突降 (或停车)	1.系统内有空气(或燃油蒸气) 2.高压油管爆裂 3.偶件咬死或喷孔堵塞	4.喷油泵或喷油器弹簧断裂(或卡滞) 5.系统内断油(无油、有水、堵塞或泄漏)

10.3 应急处理

柴油机及喷油设备(或系统)在发生某些故障而又不允许(或不可能)停车时，须考虑采取喷油设备(或系统)的应急处理。

10.3.1 飞车

柴油机飞车是指柴油机运转转速突然猛增(一般认为 $n_f > 130\% n_b$)，达到转速失去控制的异常运转状态。此时应立即采取喷油设备断油的应急措施。大、中型柴油机在喷油泵上均设有停油装置。应急时可迅速采用之。小型柴油机无单缸停油装置，必要时应迅速松动高压油管接头。

10.3.2 高压油管爆裂

发生此种事故时，亦应立即单缸停油；查明原因并消除后，再换新高压油管。

10.3.3 调速器失灵

发生此种故障时，可迅速拆下调速器油量调节机构接头，对喷油泵进行供油量的手动控制。

10.3.4 重油预处理设备故障

在燃油预处理系统中，无论是加热设备或是净化设备发生故障而影响重油的输送或使用时，均应立即转换柴油。

10.4 喷油系统的穴蚀与防止

喷油系统的穴蚀是由系统中燃油产生空穴现象引起的。穴蚀能造成高压系统元件的早期损坏。柴油机喷油设备喷射压力和喷油率越高，穴蚀现象就越严重。现代柴油机喷油系统的穴蚀问题早已引起柴油机工作者的重视。

10.4.1 穴蚀的成因

穴蚀的产生离不开空穴过程。空穴过程包括在流动液体中汽泡的形成和破裂两个过程。当喷油系统中任何点的压力下降到等于或低于该温度下的燃油蒸气压力时，汽泡就形成；当压力高于燃油蒸气压力时，汽泡就破裂。汽泡破裂时产生的压力非常高。假设高压系统中柴油的压力为 10.5 MPa，油温为 66℃，汽泡破裂时产生的瞬时压力可达 678 MPa。如此高的压力对金属表面不断撞击，就会侵蚀暴露的金属表面。由于制造和管理方面的缺陷，侵蚀一般先在孔穴或裂缝处开始，随后与燃油接触的高压系统中的任何零件均可能出现。

根据穴蚀的机理，其具体成因有两种类型。其一是波动穴蚀。波动穴蚀是燃油在高压系统中压力波的传播和反射所产生的负压与正压的交变所致，它主要产生在高压油管中，且低负荷时更为严重。其二是流动穴蚀。流动穴蚀是燃油流过截面突变的通道时产生节流、先后出现低、高压所引起，它主要产生在喷油泵和喷油嘴截面突变的地方，且高负荷时更为严重。

10.4.2 影响穴蚀的因素

由穴蚀的机理和成因可见，影响穴蚀的主要因素是高压系统中燃油的压力波动。喷油泵中采用等容卸载出油阀是为了消除二次喷射，但同时也带来了容易引起穴蚀的弊病；卸载容积越大，喷射终了时的压力波动就越大，穴蚀就越严重。波动穴蚀的易损处是高压油管内壁和出油阀密封面。

其次，是喷油泵和喷油器燃油流通截面的突变。这些流通截面的变化越大，节流作用越大，喷射开始和终了时的压差就越大，穴蚀就越严重。易损处是柱塞-套筒进、回油孔附近和针阀-针阀体座面以及喷油嘴油腔上部。

此外，燃油的性质、温度和压力，喷油设备零件的材料和表面加工质量，零件的紧固和振动情况等对穴蚀是否产生和穴蚀的程度都有一定的影响。

10.4.3 穴蚀的防止

防止穴蚀的措施主要是改进喷油设备元件的结构和制造条件，其次才是控制使用条件。

1）采用斜面浅螺旋槽　这是指斜槽式油泵的柱塞结构。这种结构的柱塞在回油时，因通流截面的节流而降低了回油速度，减缓了残余压力的波动。

2）碟形缓冲阀　这是一种带有中心孔的碟形阀片，加在喷油泵端高压油管接头中。油泵供油时缓冲阀不限制流量，停止供油时阀落座，高压油管内残余压力通过阀中心小孔缓慢下

降。

3）等压卸载出油阀　采用等压卸载出油阀可有效地消除高压油管的穴蚀。

4）控制节流的针阀　这是指将头部为阶梯过渡的针阀改为双锥过渡的针阀。此结构减少了燃油流过针阀头部时节流，改善了流动条件，针阀体内油腔的穴蚀得以减轻。

5）保护性措施　在易发生穴蚀处加装淬硬的防蚀塞或保护圈，后者损坏时可以更换。

6）控制使用条件　严防高压系统中渗入空气；燃油适度加热以免产生蒸气；适当提高输油压力等措施可以减轻系统的穴蚀。

参考文献

〔1〕〔苏〕万谢特：船用内燃机，中国工业出版社，1965
〔2〕〔英〕R.S. 本森等：内燃机，中国农业机械出版社，1980
〔3〕大连海运学院：船舶柴油机，人民交通出版社，1980
〔4〕〔日〕长尾不二夫：内燃机原理，大连工学院，1980
〔5〕〔美〕波尔曼等：内燃机燃油喷射和调节，机械工业出版社，1977
〔6〕〔苏〕И.В.阿斯达赫夫等：柴油机的供油与燃油雾化，国防工业出版社，1977
〔7〕〔日〕小茂岛和生等：内燃机测量技术，机械工业出版社，1978
〔8〕刘颖：船舶柴油机原理，国防工业出版社，1980
〔9〕船舶柴油机结构与设计，国防工业出版社，1980
〔10〕船用柴油机设计手册，国防工业出版社，1982
〔11〕Diesel & Gas Turbine Progress 北美版，1976～1987
〔12〕国外内燃机，1977～1987
〔13〕CIMAC 论文集，1983
〔14〕MAN-B&W LMC/E 柴油机说明书

第 7 章　润滑和冷却

1　气缸的润滑

1.1　气缸润滑的作用和方式

1.1.1　气缸润滑的作用

1）减少摩擦损失和防止气缸和活塞的过度磨损。

2）带走燃烧残留物和金属磨粒等杂质。

3）帮助密封燃烧室空间。

4）覆盖在金属表面上的油膜可防止燃气与金属接触，以免产生腐蚀。

5）减轻噪声。

1.1.2　气缸润滑的方式

1）注油式润滑　即由凸轮轴带动的注油器向布置在气缸周围的注油导管供油来进行润滑。所有装隔板的十字头式柴油机的气缸均采用这种方法润滑。

2）飞溅式润滑　利用连杆大端将曲轴箱内的滑油甩出并飞溅在气缸套表面进行润滑。所有筒形活塞式柴油机都采用这种润滑方式。尽管许多大功率筒形活塞式柴油机也装有注油设备向气缸注油，但这不过是为了补充曲轴箱滑油飞溅润滑的不足，而不能完全代替它。

1.2　气缸润滑的工作条件

1.2.1　高的工作温度

由于气缸套内表面与高温燃气接触，一般上部表面的温度约为 170～220℃，下部表面的温度为 90～120℃，活塞环槽表面的温度根据测量点的位置和活塞顶的设计约在 100～200℃之间。高温会降低滑油的粘度，加快滑油氧化变质的速度，并使缸壁上的部分油膜蒸发。

1.2.2　边界润滑条件

往复运动时活塞的速度在其行程的中部最大，在近上、下止点处为零。因此，只有在活塞行程的中部才有可能实现液体动力润滑，而在上、下止点处则不可能。特别是在上止点附近，气缸中的温度最高，活塞环对缸壁的径向压力最大，即使滑油能承受住这里的高温，也只能有一层吸附的油膜来保证边界润滑条件。

1.2.3　活塞的变形

在现代大功率柴油机中，由于机械负荷和热负荷（单独一种或二者兼有）的作用，将引起活塞顶部以及环带部分变形，通常活塞向上（向燃烧室内）凸起，顶部直径变大，可能拉伤气缸套。而活塞环带连同环槽也可能因此而产生歪斜，活塞环也被迫随着歪斜，严重时，活塞环的上边缘，特别是顶环的上边缘，与气缸套发生线接触，导致局部负荷过大而产生严重磨损。

1.2.4　使用重油对气缸润滑的影响

1）燃油中的硫的燃烧产物在气缸壁温度低于水蒸气露点的条件下，会对气缸造成酸性腐蚀，即所谓低温腐蚀。通常，这种酸性腐蚀在气缸套上部特别严重，因为此处很难形成连续

和完整的油膜。

2）燃油燃烧后，其中的灰分生成金属氧化物和金属盐，它在气缸中主要起着磨料的作用，加剧了气缸套的磨损。

3）燃油中的残炭和沥青使气缸中的积炭增多，造成活塞环胶着和气口堵塞等故障。而烧高硫分的重油时，三氧化硫也能增加积炭的数量，并吸收气缸套下部壁面上凝结的硫酸，把它带到上部较高较热的地区，此处油膜最薄，最容易破坏，从而使金属直接受到酸性腐蚀。

1.3 对气缸（滑）油的要求

1）必须使活塞环和气缸套的滑动摩擦损失减至最小，使金属间的直接接触最少。

2）在高温下滑油应保持足够的粘度，具有良好的扩散性能，使工作面上形成润滑油膜。

3）能有效地中和因燃油燃烧生成的无机酸（硫酸）。

4）所使用的添加剂燃烧后形成的灰分应尽可能少，并且应不属于硬颗粒的磨料物质。

5）应能洗掉气缸中的积炭，并使炭渣变成极微小的颗粒悬浮在油中，以长期保持活塞环槽、活塞裙和气口的清洁。

6）具有良好的密封性能和储藏稳定性。

以上各点要求，纯矿物油是不能完全满足的。所以，现代的气缸油都是以优质精炼的矿物滑油作为基础油，再加入各种效能的添加剂调制而成。

1.4 气缸油的选择

选择气缸油时，一般都是根据所用燃油的含硫量来选择其碱值（总碱值TBN）。若所选择气缸油的碱值过高，滑油的灰分会增加到危险极限，从而有可能加剧气缸活塞组的磨损；若所选择气缸油的碱值过低，则会加剧气缸套和活塞环的腐蚀性磨损。

1.4.1 总碱值对活塞环磨损的影响

使用不同碱度的滑油，不同硫含量的燃油对活塞环磨损率的影响示于图4.1.7-1中。图中示出了使用总碱值为0～120的实验滑油，在缸径为760 mm的十字头式柴油机上烧重油时，燃油含硫量对顶环磨损的影响。

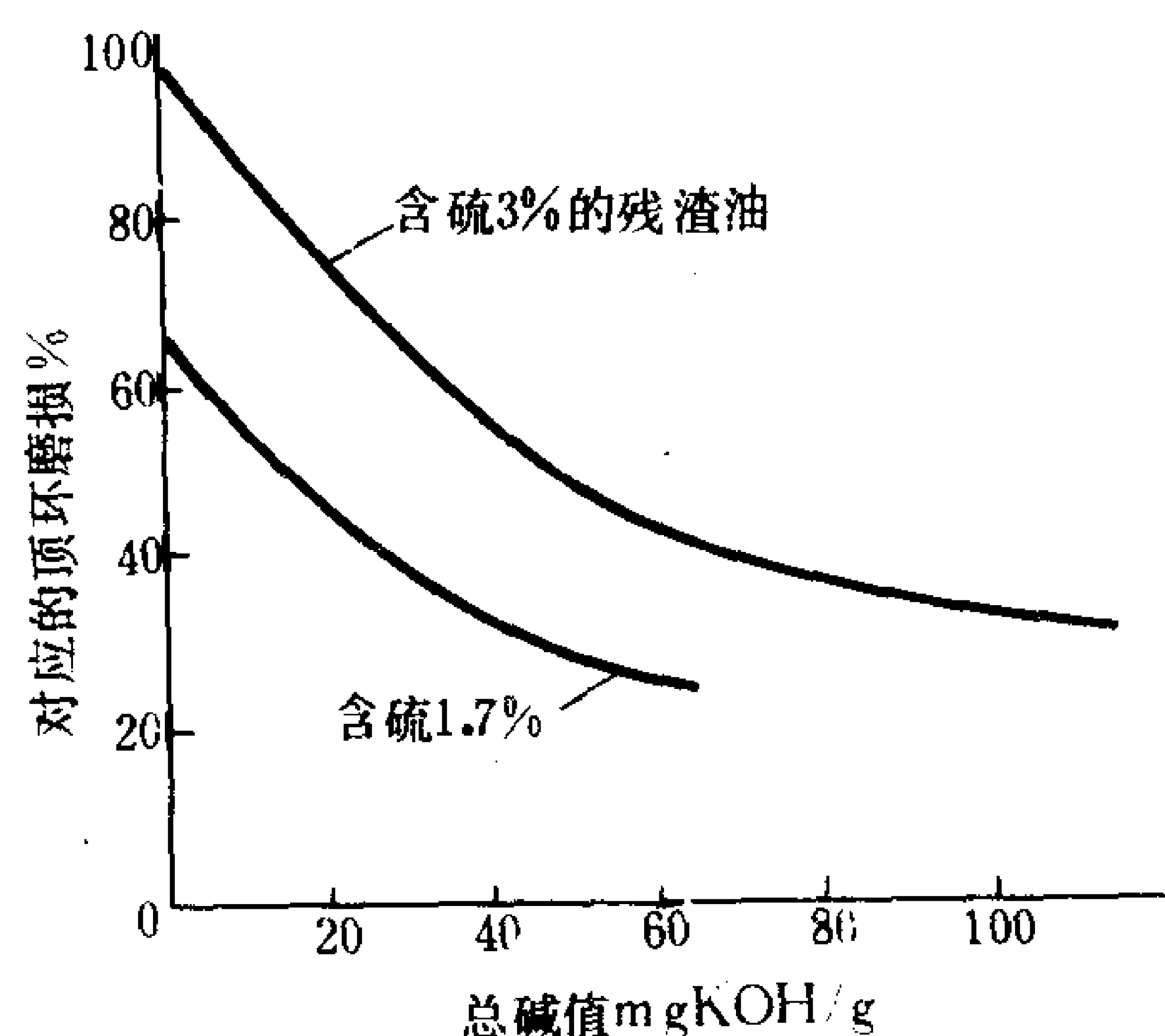


图4.1.7-1 十字头式柴油机总碱值和燃油硫含量对活塞环磨损的影响

气缸内产生的硫酸腐蚀与硫酸的露点有关，而硫酸露点的温度除了与燃油的硫含量有关外，还与气缸内燃气压力有关，这种关系示于图4.1.7-2中。由图可知，燃气压力高且燃油的硫含量也高的情况下，硫酸对气缸套的腐蚀将更加严重。因而，就必需有相应高的气缸油碱值，以抑制高的气缸套腐蚀磨损。

1.4.2 柴油机气缸油碱值选用的推荐范围

表4.1.7-1为一些柴油机公司对气缸油碱值选用的推荐范围。

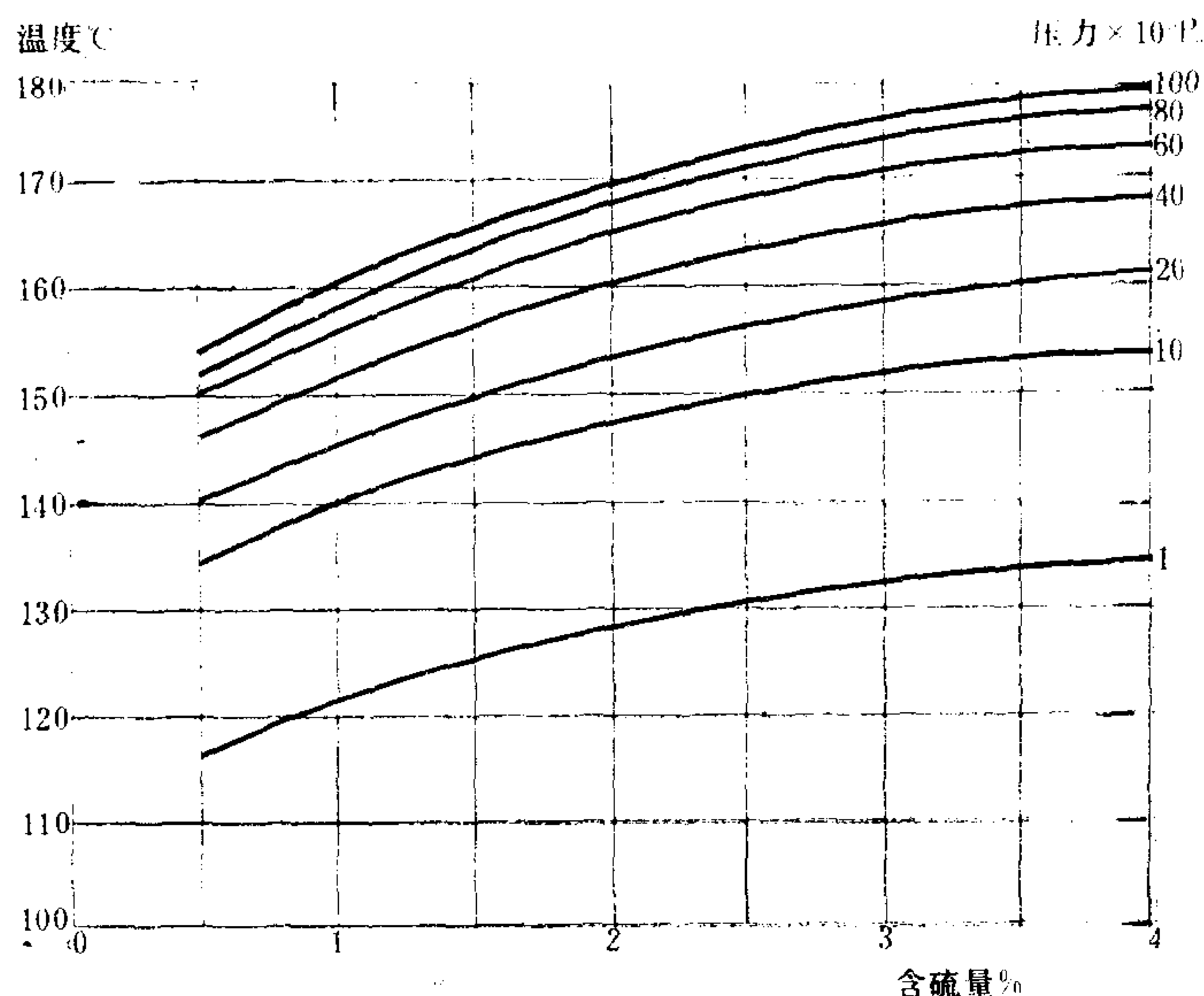


图 4.1.7-2　在不同燃气压力下硫酸露点与燃油含硫量的关系

表 4.1.7-1　**气缸油碱值的选用范围**

机型＼选用值	S %	TBN　mgKOH/g
B&W	<0.8 1～2	5～7 10～40
B&W	2～3 >3	40～70 70
SULZER	<0.5 0.5～1.0 1.0～1.5 1.5～2.5 >2.5	5 5～10 10～20 20～40 40～75
FIAT	<1.0 1.0～1.8 1.8～2.5 >2.5	15～25 35～50 >50

SULZER 公司指出，对于 $p_e<0.78$ MPa的二冲程柴油机，若燃油硫含量不超过 3％，则选用 TBN＝40 的气缸油；对于 $p_e>0.78$ MPa的柴油机，若燃油硫含量超过 2％，则气缸油的碱值最少也应为 50 TBN。

MAN-B&W公司对于所生产的MC/MCE系列柴油机作如下的推荐：

对于燃用重油的柴油机，使用粘度为SAE 50，TBN＝70 的气缸油；对于烧柴油的发动机，可使用粘度为SAE50，TBN＝10～20 的气缸油，若无SAE50的，也可使用SAE40的气缸油。气缸油的型号最好随所用燃油型号而改变，通常改用某种燃油超过 10 h时，就应换用相应的气缸油。

应该指出，上述各公司的气缸油推荐值，对于远洋船舶来说，往往难以实现。因为它需要在许多港口加装燃油，即使粘度相同的重油，由于原油产地不同，其硫含量差别也很大，有的低至 0.5%，有的则高达 3％～4％。经验表明，除了长期使用硫含量小于 1％的低硫燃油，可选用TBN＝10～25 的气缸油外，其它则应选用TBN＝70 的气缸油。

1.4.3　气缸油碱值的检查

将气缸中刮下的残油（从活塞杆填料箱中取样）进行化学分析，便可检查所用气缸油的

碱值是否足够。若残油呈碱性(TBN＞10)，则说明气缸壁上的油膜有足够的碱性储备。还可以用直观方法加以判断，一般说来，注入气缸的滑油，由于活塞的往复运动，油滴容易迅速地分布到注油点上、下部的狭窄表面上，不过沿圆周方向的扩散速度却很低。因此，若气缸油的碱值过低，在各注油点之间的缸套表面上将出现漆状沉淀物，而漆状物底下的铸铁缸套表面被腐蚀发暗。当用镀铬缸套时，在被腐蚀的地方会出现白斑(硫酸铬)。如图 4.1.7-3 所示。

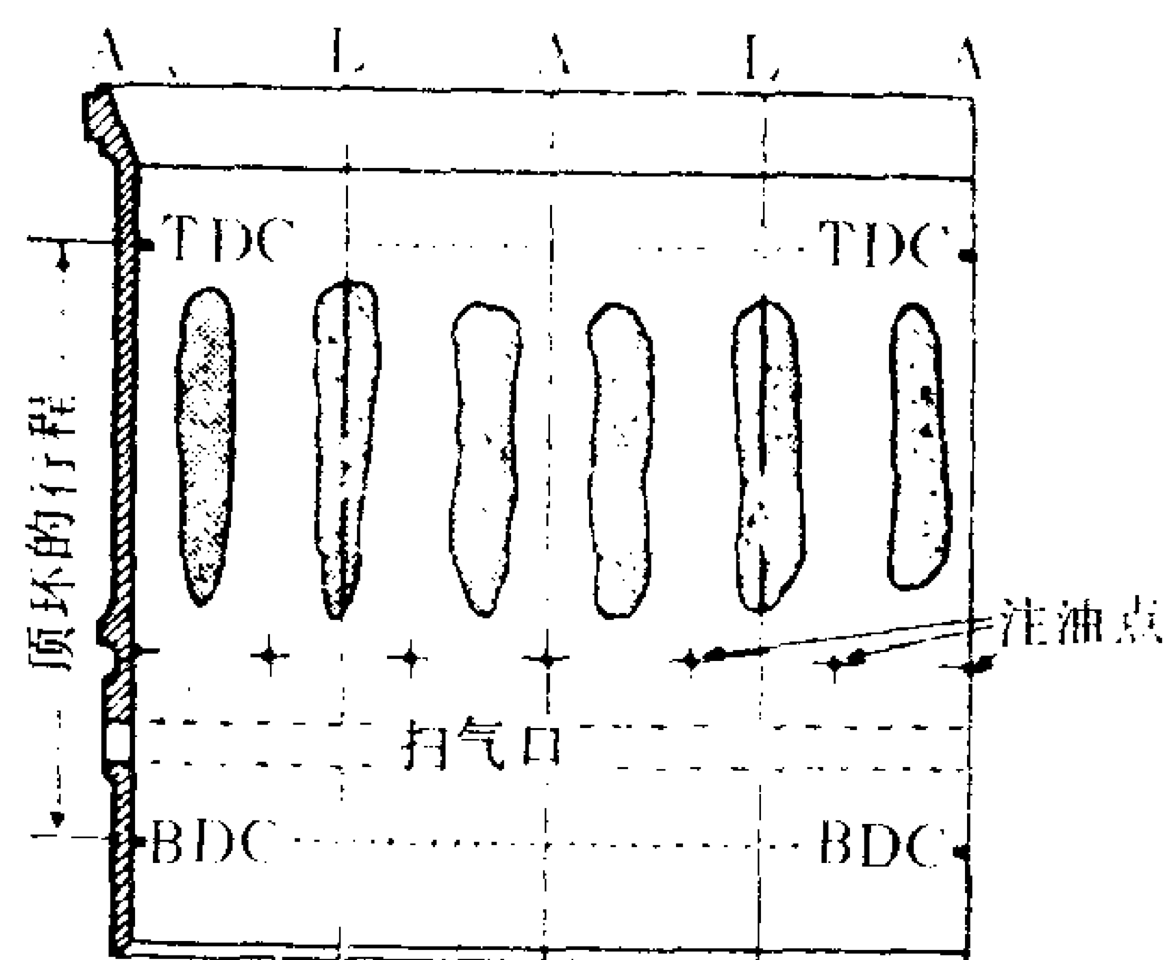


图 4.1.7-3　腐蚀部位(缸套表面展开图)

A-横向；L-纵向

1.5　注油率

1.5.1　注油率的确定

注油率应当适宜。注油太多，不仅是浪费，而且会使活塞顶面、活塞环槽、气口和排气阀处的沉积物增多，使活塞环和排气阀粘着，气口和气阀通道被堵塞。同时，气缸油还会沉积在活塞下部空间、扫气箱和定压增压系统的排气管中，当活塞环严重漏气时，将引起扫气箱起火。注油太少，则难以形成完整的油膜，使活塞环与气缸套磨损加剧，漏气增多，反过来又造成对油膜的破坏，最终将产生咬缸事故。因此，柴油机制造厂对它生产的发动机都规定了最佳的气缸注油率。一般说来，气缸注油率随柴油机热负荷和功率的增大而增多，大缸径柴油机的注油率比小缸径的多，回流扫气柴油机的注油率比直流扫气的多，镀铬气缸套的注油率比一般铸铁气缸套的多。

1.5.2　各类柴油机的气缸注油率

各主要柴油机制造厂的低速十字头式柴油机的气缸注油率如表 4.1.7-2 所示。

表 4.1.7-2　**气缸注油率**

制造厂	机型	气缸注油率 g/(kW·h)	
		制造厂推荐值	实际使用经验值
SULZER	RD RND RTA	0.95 1.22 0.8	1.0~1.36 1.0~1.36
B&W	VT 2 BF KEF	0.54 0.68	0.54~0.68 0.8~0.95
MAN	KZ KSZ	0.80 1.09	1.09~1.90
MAN-B&W	MC/MCE	0.8	
三菱UEC	85/160 C	0.55~0.80	1.09~1.77
沪东	43/82	0.68	0.68~1.09

应该指出，尽管制造厂规定了标准注油率，但由于柴油机的实际运转情况很复杂，所规定的标准注油率常常并不能达到，故应该根据实际情况加以调整。在运行中，可根据柴油机

气缸套和活塞环的磨损情况来判断注油率是否适宜，一般认为可允许的（合理的）低速柴油机气缸套磨损率约为 0.1 mm/1000 h左右。

1.5.3 注油率的计算

为了便于对气缸注油率进行计算，常将在最大持续功率下以g/（kW·h）表示的注油率改为每缸 24 小时的滑油消耗量的公斤数作为气缸注油率的计算单位。由于柴油机在使用中通常并不是在最大持续功率下运行，这时气缸注油率应根据柴油机负荷的降低而减少，当计算该负荷的气缸注油率时，可以实际的平均有效压力为依据，这也是安装气缸注油器的依据。图 4.1.7-4 为6L80MCE柴油机的功率转速关系图。

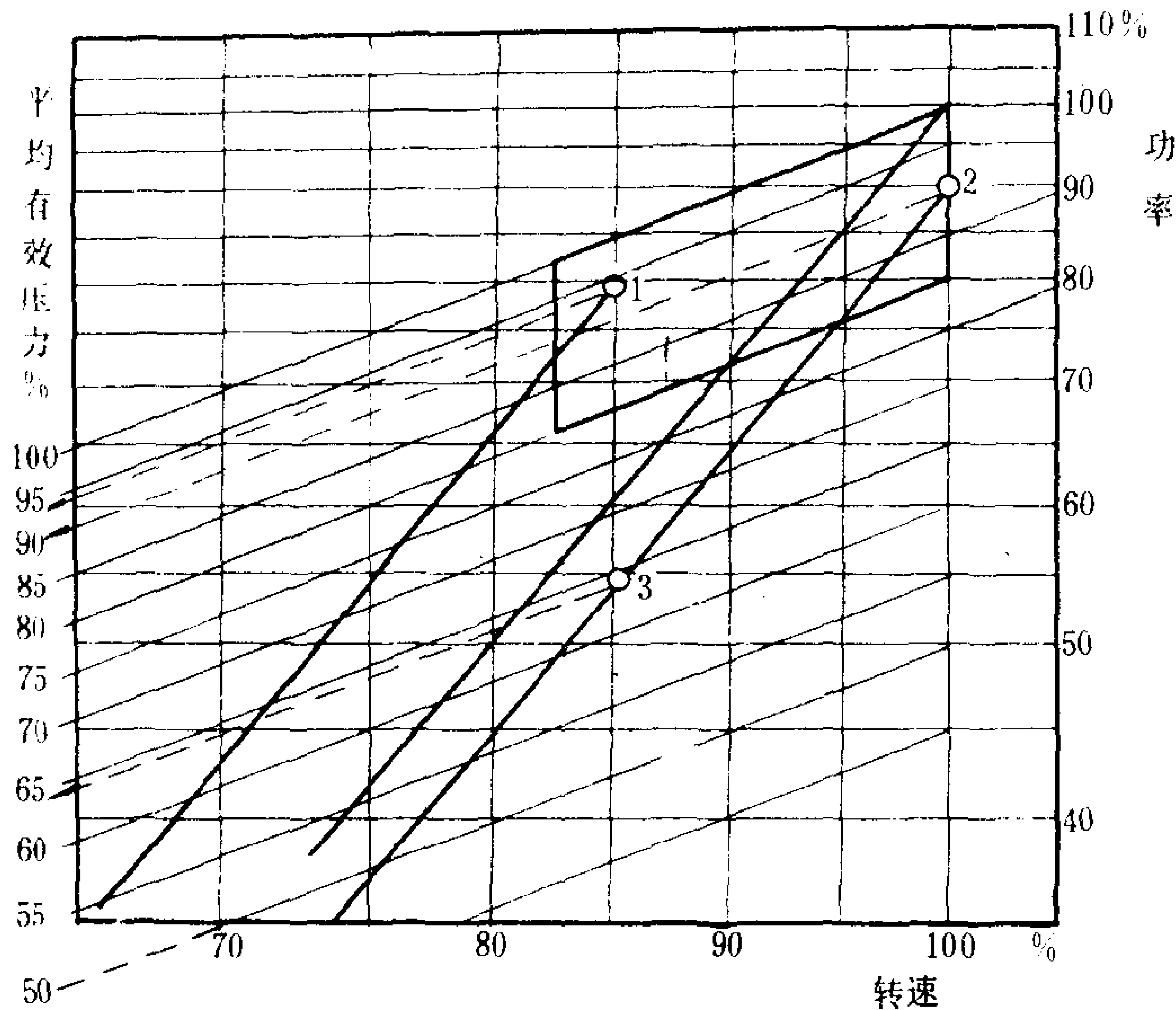


图 4.1.7-4 6L80MCE柴油机的功率转速关系

表 4.1.7-3 **计算工况时的功率和转速**

工作指标 / 工况	单缸功率 kW/cyl	转速 r/min	平均有效压力 %
标定工况	2346	83	100
设定工况 1	1882	71.4	93
设定工况 2	2118	83	90
设定工况 3	1272	70.5	64

例如，该机的标定气缸注油率A_n=46 kg/(cyl·24 h)，相应于计算工况分别为 1 、2 、3 的功率和转速（表 4.1.7-3）。从图 4.1.7-4 中分别找出设定工况 1 、 2 、 3 的平均有效压力的百分数，用下式分别求出各工况的合宜注油率A_1、A_2和A_3。

$$A_1 = A_n \cdot p_{me1}\% = 46\times0.93 = 42.8 \quad kg/\ (cyl\cdot 24h)$$
$$A_2 = A_n \cdot p_{me2}\% = 46\times0.90 = 41.4 \quad kg/\ (cyl\cdot 24h)$$
$$A_3 = A_n \cdot p_{me3}\% = 46\times0.64 = 29.4 \quad kg/\ (cyl\cdot 24h)$$

从注油率A_1、A_2、A_3，可以分别计算出注油器的行程（见柴油机说明书）。

应该指出，对于以连续低负荷运行的特殊情况，每缸 24 小时注油公斤数绝对不能低于该机标定数的 40%。

MAN－B&W公司提供的该机型系列的标定气缸注油率（参考标定定额）见表 4.1.7-4。

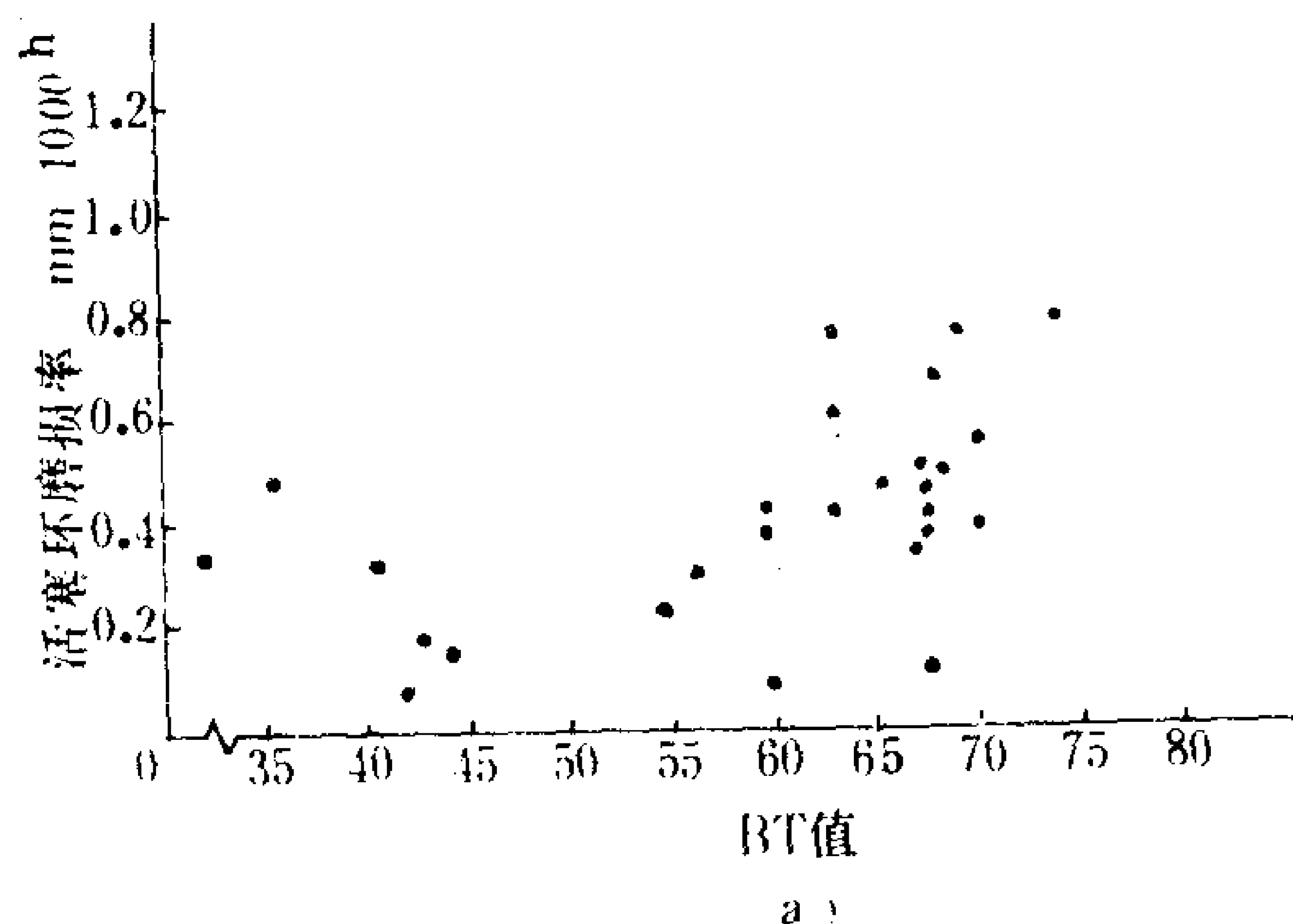
表 4.1.7-4　　　　　　　　标定气缸注油率　kg/（cyl·24h）

机　型	S-MCE		S-MC		L-MCE		L-MC		K-MCE		K-MC	
缸径　mm	功率kW	注油率	功率kW	注油率	功率kW	注油率	功率kW	注油率	功率kW	注油率	功率kW	注油率
900					2970	58.0	3706	72.5	3051	60.0	3801	75.5
800	2684	52.5	3353	65.5	2346	46.0	2919	57.0	2426	47.5	3029	59.5
700	2051	40.0	2566	50.5	1801	35.0	2235	44.0				
600	1500	29.5	1875	36.5	1324	26.0	1647	32.5				
500	1044	20.5	1309	25.5	919	18.0	1140	22.5				
420					647	12.5	809	16.0				
350					449	9.0	559	11.0				

1.5.4　碱总量BT（basicity throughput）

在低速机中，气缸活塞组的磨损主要靠气缸油的碱值和注油率来控制。然而，当燃油和滑油配合不良时，仍会引起腐蚀和磨料磨损，因而需要对滑油的TBN值和注油率给以综合考虑，以取得最佳的经济效果，用综合参数BT则可对低速机的磨损进行定量分析。所谓综合参数乃指滑油的注油率和总碱值的乘积，即

$$TB \propto 注油率 \times TBN \qquad mg\ KOH/(kW \cdot h)$$



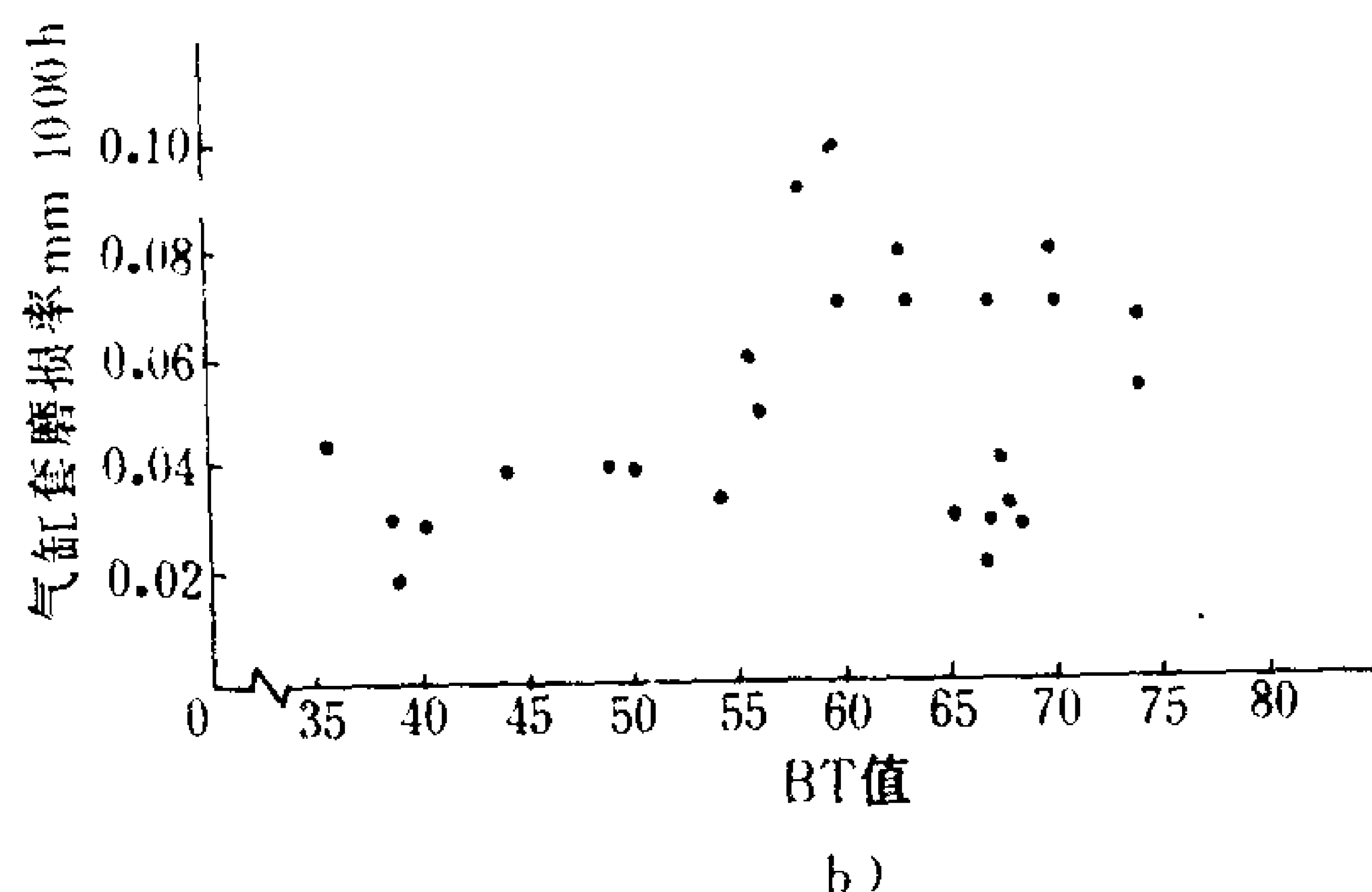


图 4.1.7-5　TB与活塞环、气缸套磨损的关系

a) 活塞环；b) 气缸套

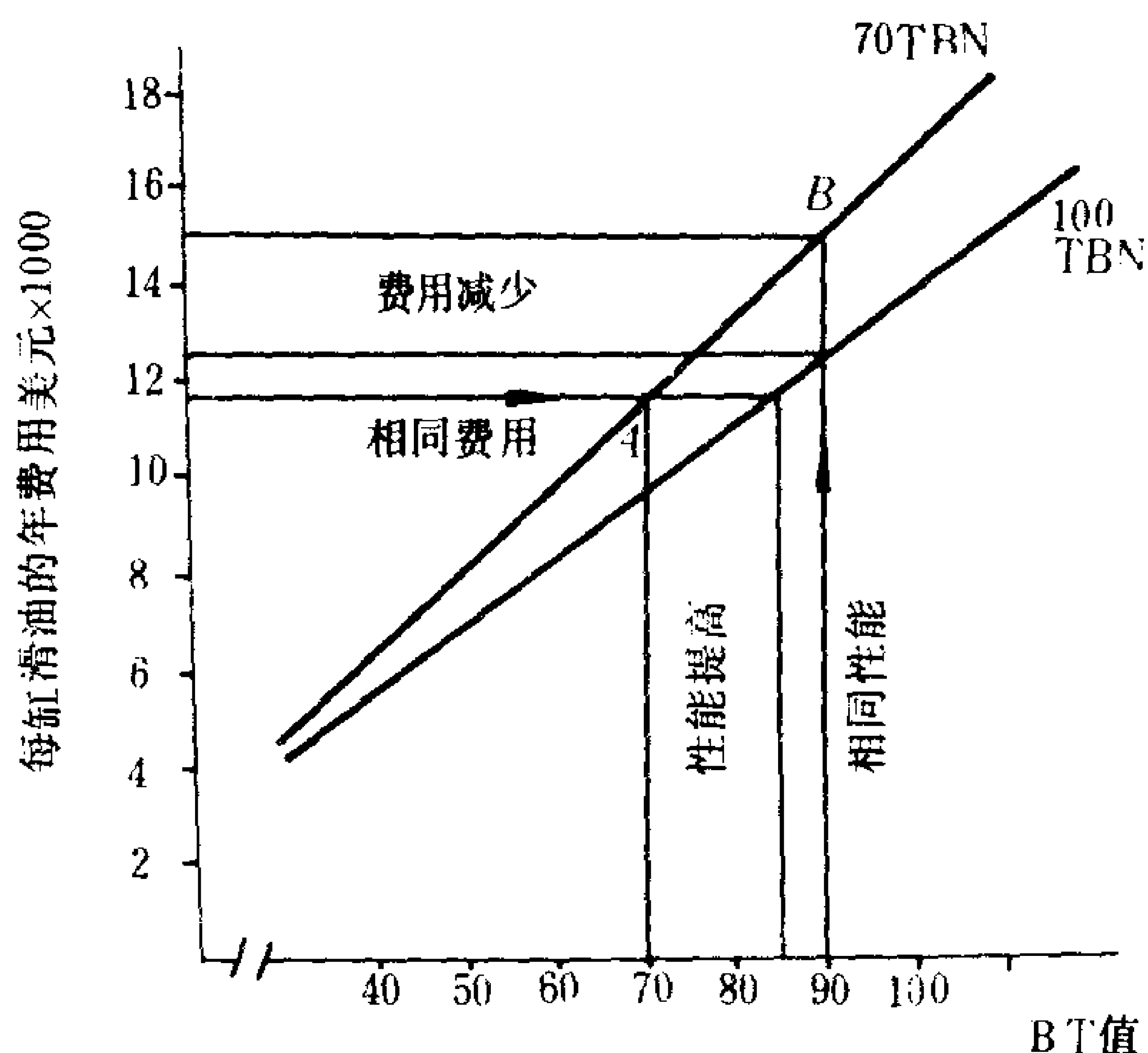


图 4.1.7-6　70TBN和100TBN气缸油的经济性比较

图 4.1.7-5 示出了TB与活塞环、气缸套磨损的关系，它是对运行 5000～10000 h、负荷在 75%～85%、燃油硫含量为 3%左右、注油率为 0.8～1.5 g/（kW·h）的柴油机调查所得出，由图可见：

1）BT值从 40 到 60 附近是低活塞环磨损量区域。

2）BT值在 55 以下时气缸套磨损较低，55 以上则有高有低。

调查结果表明，对应于某一注油率和总碱值，存在一个合理的BT范围。在合理的范围内，可用不同的注油率和总碱值的组合来获得。若选用较低的注油率和较高的TBN值，则可以大大降低滑油的总费用。图 4.1.7-6 所示为在

缸径 600 mm的柴油机上使用 100 TBN和 70 TBN时滑油年费用比较的结果，可知，在相同BT值时，100 TBN的滑油费用比 70 TBN的降低了 17%。

1.6 磨合运转时的气缸润滑

1.6.1 磨合运转的目的

摩擦表面性质从初始状态过渡到使用状态的过程叫磨合。新制造的柴油机，或修理、换新气缸和活塞中的某一部件后，必须进行磨合运转。磨合运转的目的是消除初始粗糙度，形成耐久、抗磨的表层和耐久的润滑油膜，使工作表面的磨损速度、摩擦系数和温度均稳定在较低的水平上。

1.6.2 磨合运转时滑油的选择

对于大型低速柴油机，应使用粘度较大的气缸油，以便在较大的活塞气缸间隙情况下，增强其工作的可靠性，并能更好地保证活塞环的气密性。

磨合运转时所选用气缸油的牌号应与所用燃油的硫含量相匹配。通常是以无添加剂的精炼滑油与高硫燃油相组合，因为该滑油具有较大的承载能力，而又不妨碍燃油中的硫对工作表面的强烈的腐蚀，(因为一定的腐蚀有利于磨合)。不过，它的去垢性能差，因而会导致气缸活塞组积炭。应该指出，在任何条件下均不应使用高碱性滑油与低硫燃油的组合，因为这种组合会延长磨合时间，甚至无法控制剧烈的磨损和擦伤，若使用国产GB 252—77 0 号和 10 号轻柴油的低硫燃油时，根据上海船厂的经验，以SY1216—77，HS-19压缩机油作为气缸油，也可获得比较满意的结果。

在柴油机磨合运转过程的不同阶段，应该换用不同碱值的气缸油，其改换的情况示于图 4.1.7-7 中。

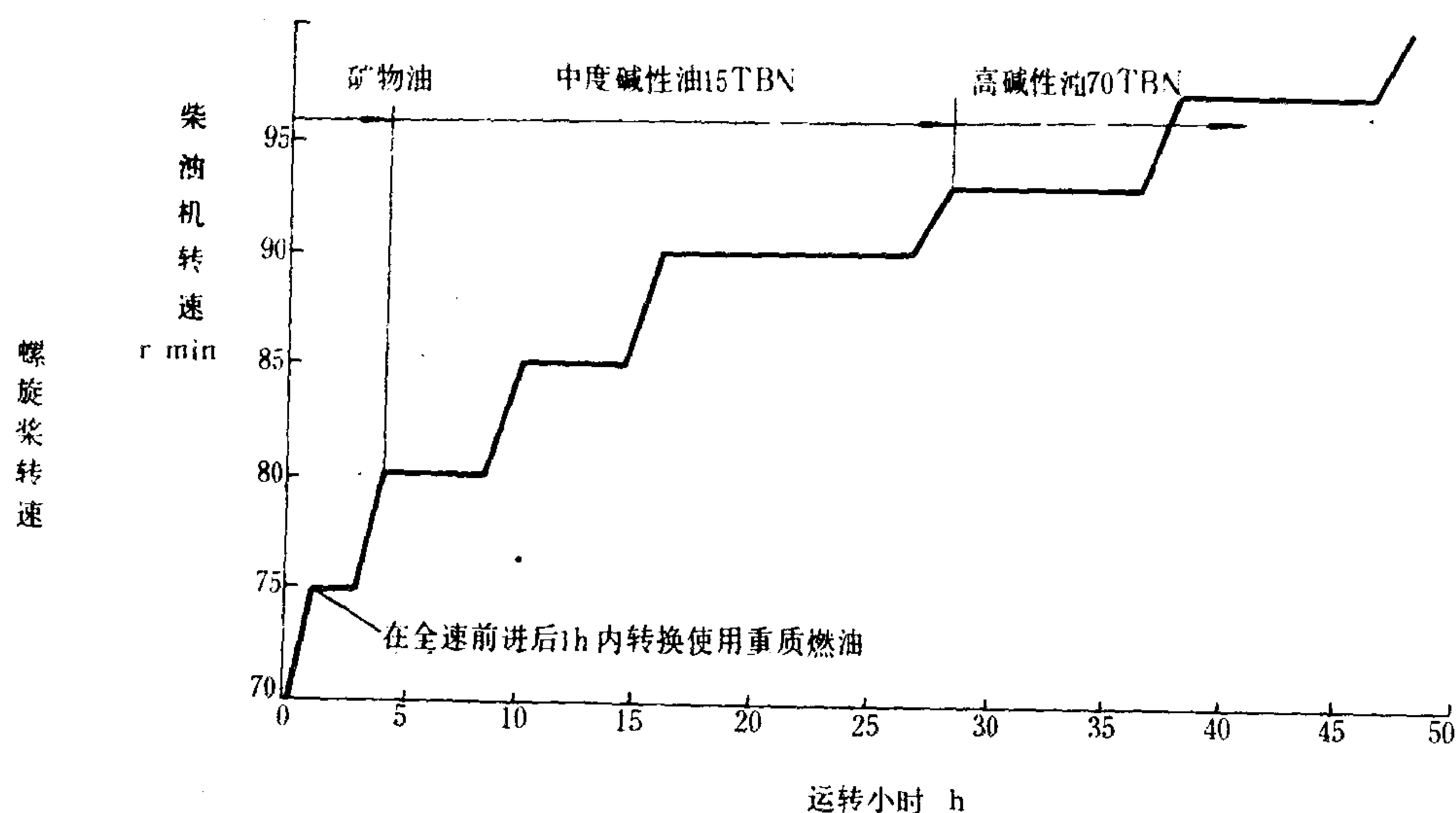


图 4.1.7-7 磨合运转期间气缸油改换情况

1.6.3 磨合运转时的注油率

对于磨合运转时气缸的注油率，目前还没有一种公认的意见和完全一致的标准。一种观

点是，磨合期间内不应增加滑油注给率，以防止形成过多的积炭。而多数厂家和专家建议，在试验台磨合运转期间应将滑油注油率增加 25%～100%，这在磨合运转的最初几个工况，会感到滑油量明显过多，随着负荷的提高，过量滑油将逐渐减少。滑油注油率必须在柴油机全负荷工况下长时间内运行期间的逐渐降低到标定值。目前，有人建议在大型低速柴油机磨合运转结束后可以这样来减少气缸注油率：在转入全负荷工况后运行 120 h，减小注油率 0.07 g/（kW·h），再经 120 h检查气缸，若情况令人满意，再减少 0.07 g/（kW·h）以此类推，直至注油率达到标定值为止。如果检查时发现活塞环或缸套状态恶化，则注油率必须增加 0.07 g/（kW·h），这样运行 120 h后，重新检查气缸。

MAN-B&W公司对MC/MCE系列柴油机磨合期的气缸注油率示于图 4.1.7-8 中。

当然，图中所示的是参考性数据，因为每缸的实际注油率应由每缸实际状况（通常可检查扫气口）来确定。

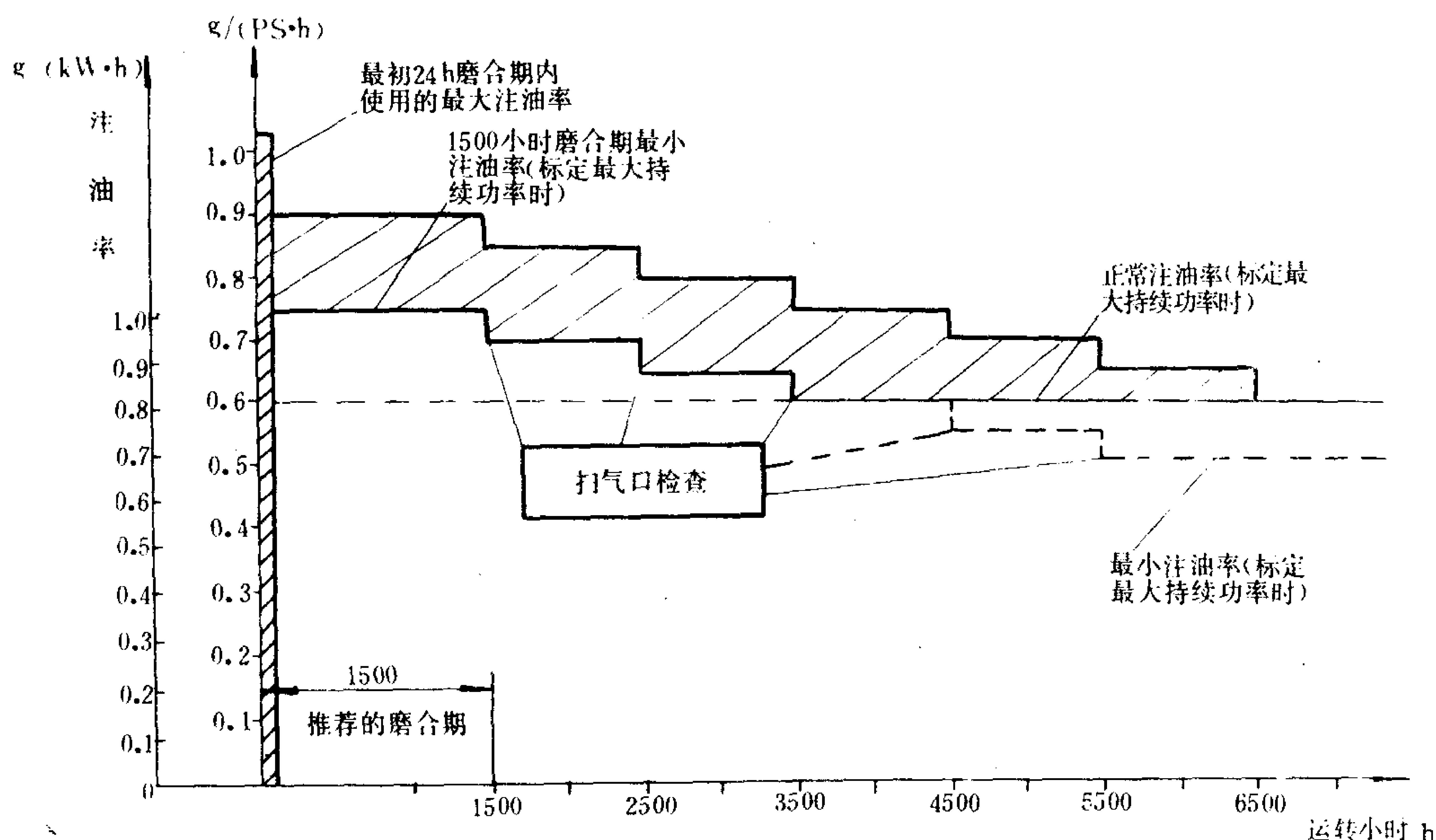


图 4.1.7-8　MC/MCE柴油机磨合期的气缸注油率

2　气缸润滑系统

2.1　气缸注油方式分类

2.1.1　注油器的驱动方式

气缸注油器的驱动方式有机械驱动式和液压驱动式两种。B&W、MAN的各类柴油机以及SULZER RND型之前的柴油机均采用机械驱动式，注油器由凸轮轴或其它运动部件带动。为了便于注油器的集中管理，SULZER RLB型和RTA型柴油机采用液压驱动式，如图

4.1.7-9所示。

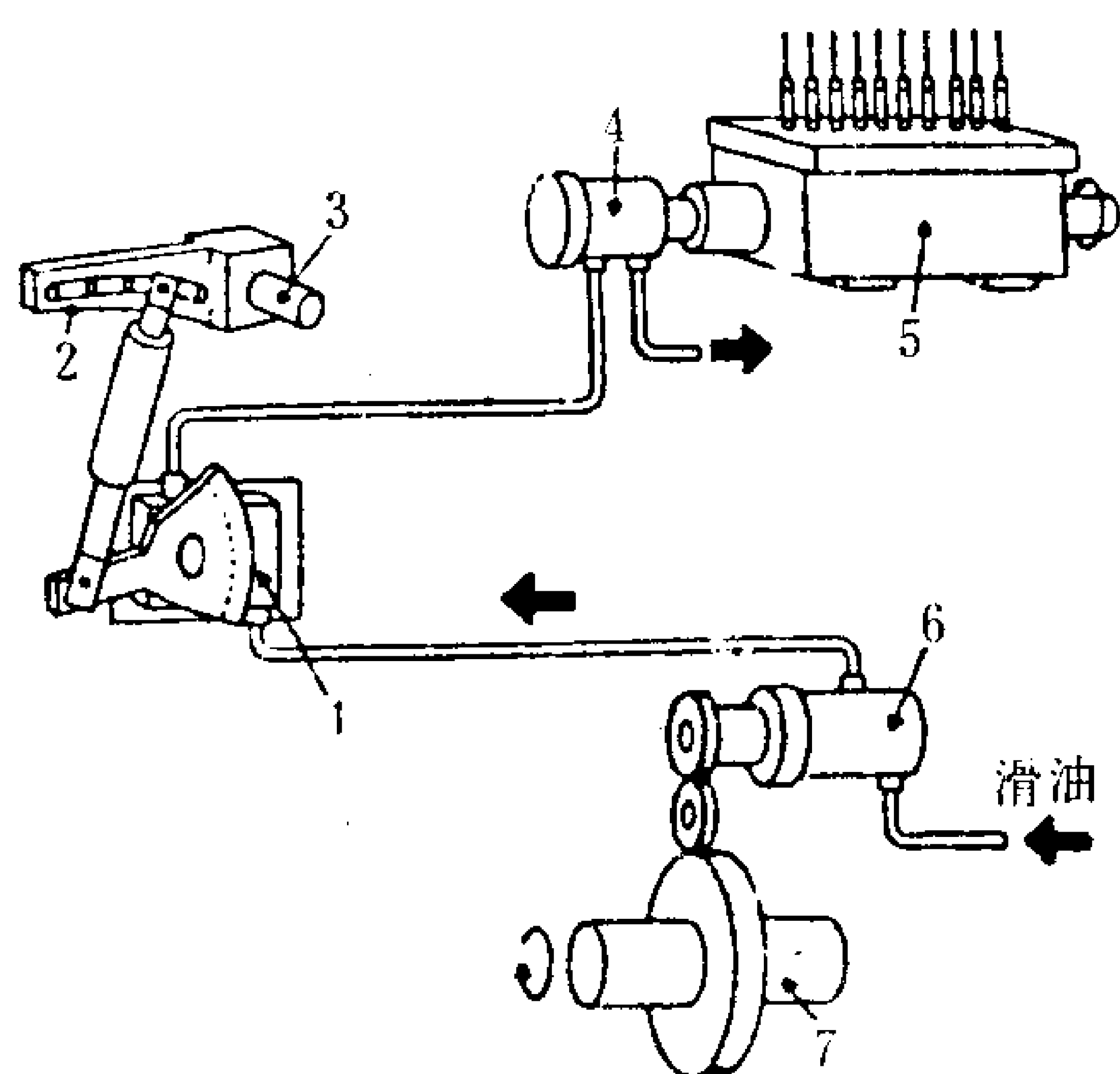


图 4.1.7-9 液压马达驱动的注油方式

1-流量调节阀；2-调节手柄；3-燃油负荷指针轴；4-液压马达；5-注油器；6-齿轮泵；7-凸轮轴

2.1.2 油量的调节方式

注油器注油量的调节方式有"随转速调节"（又称等速率调节）和"随负荷调节"两种。前者的滑油注油量只与柴油机的转速成正比，后者则随柴油机的负荷而变。

等速率调节方式在柴油机低负荷运转时，注油量过多，会造成气口污染，且在柴油机加速时，容易引起排气管着火。在B&W、MAN、SULZER的老式机型中均采用此种油量调节方式。为了克服这种缺点，现今的新型柴油机均采用注油量随负荷调节的方式（图4.1.7-9）。

2.1.3 注油方式

气缸注油润滑有脉动式注油和蓄压式注油两种。

2.1.3.1 脉动式注油

凸轮轴通过驱动装置驱动注油器的轴，轴上的斜盘或者凸轮推动柱塞以脉动的压力先后向气缸注油。一般认为，注油器的柱塞泵应当在柱塞的每个加压行程时将滑油压送到气缸中。为了保证在活塞向上运动通过注油点时正时地供给滑油，有的柴油机（如B&W型柴油机等）使柱塞运动与柴油机气缸内活塞运动对应起来，即实现所谓的正时注油。而在实际上，滑油并不是在柱塞加压行程，而是在气缸压力（即扫气压力）低于注油器柱塞泵压力管内压力，止回阀开启时才供入气缸的，这种情况在曲轴每转一转中发生两次。在柴油机的第二转期间，注油器的柱塞不是泵油行程而是吸油行程，但止回阀仍将开启两次。这时，由于输油管中的油压逐渐下降，阀的升程也减小，因此在第二转中，止回阀两次开启期间进入气缸的滑油要比第一转中两次开启时要少得多。假若注油器柱塞一次泵油行程的总供油量为100%，则止回阀第一次开启时注入气缸的油量为54%，第二次为13%，第三次为21%，第四次仅为12%。

由此得到启示，供给滑油量少、次数多，要比供油量多、次数少更能使滑油均布于气缸表面，于是提出了改进气缸滑油供给系统的建议。

2.1.3.2 蓄压式注油（又称蓄压式注油系统）

蓄压式注油系统由气缸注油器、蓄压器、注油管路、注油接头和止回阀等组成，如图4.1.7-10所示。由注油器柱塞泵泵出的滑油将压力蓄储在蓄压器内，借助该压力与气缸内压力之差，使滑油自动注入气缸内，这样滑油不是在燃烧过程中注入气缸，因而避免了滑油的蒸发和燃烧损失。

这种注油系统，注油器每隔13转向注油接头泵油一次，蓄压器储存的滑油使注油接头内维持一个恒定的压力，蓄压器的压力和气缸套注油孔处的压力变化示于图4.1.7-11中。由图可知，注油孔处的压力，随着活塞的启闭和气缸压力的变化，在一转中有两次低于蓄压器中的压力。这样止回阀在压力差作用下在一转内开启两次，把滑油注入气缸。这种注油系统的另一个优点是，柴油机曲轴每一转中，每个气缸的所有注油管都同时注油两次，注油少而慢。

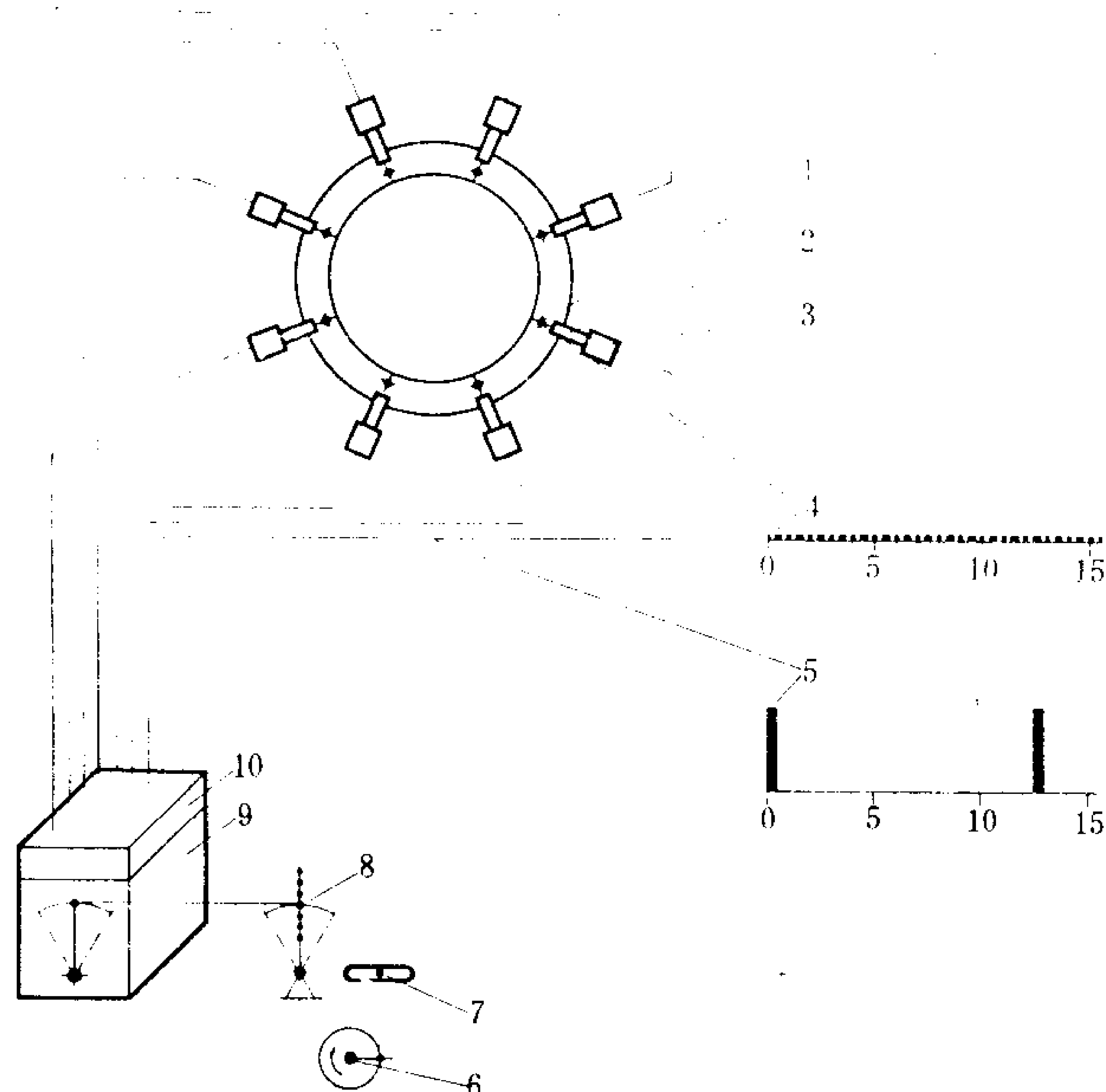


图 4.1.7-10　蓄压式注油系统简图

1-止回阀；2-注油接头；3-蓄压器；4-输给注油接头的油量；5-输往蓄压器的油量；6-凸轮轴；7-随负荷变化的自动油量控制；8-手动油量调节；9-滑油箱；10-流量指示器

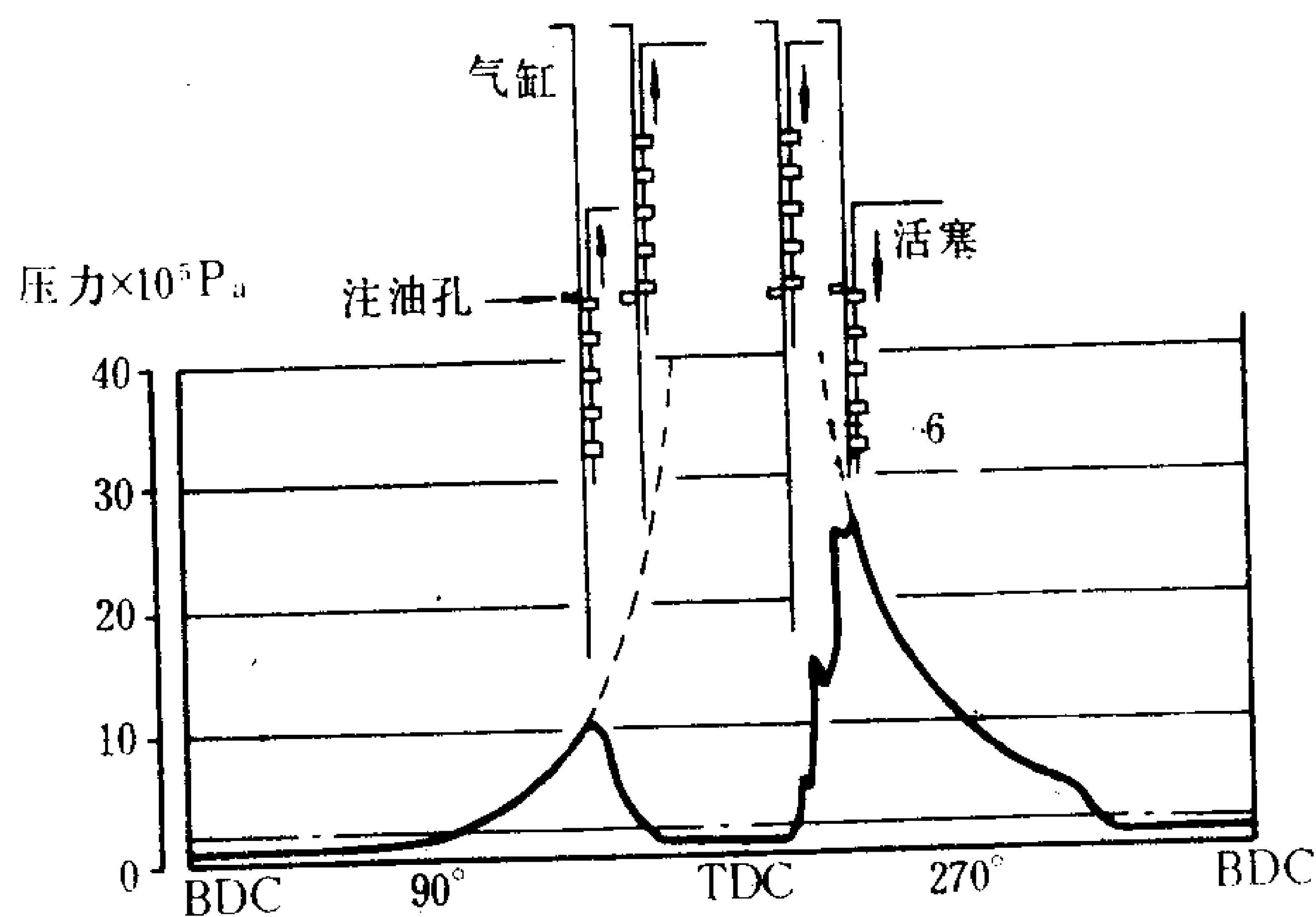


图 4.1.7-11　注油管端的压力变化图

2.2　气缸注油设备

气缸注油的主要设备是注油器和注油接头。气缸注油器的型式较多，就其常见的作一介绍。

2.2.1　汉斯·杰逊(Hans Jensen)型气缸注油器

这种注油器多用在B&W型柴油机中，其构造如图 4.1.7-12 所示。此类注油器一般每缸设置一个，每个注油器由若干油泵单元组成，一般一个油泵单元供应一个注油点。注油器的凸轮轴由柴油机的凸轮轴经蜗轮、竖轴来驱动，传动比为 1 ∶ 2．在安装注油器的驱动机构时，必须用制造厂供给的桥规校验其正时，但是，正如前面谈到的，这种注油设备实际上没有实现滑油供给的同步性(即正时注油)。因此，如果在检查注油泵的调整情况时发现驱动机构的安装不符合公司的建议，也不应急于重新调整，可先查明气缸中是否存在有关的故障。如果没有发现，则可放心地维持驱动机构的现有调整状态。

各油泵单元的供油量可用改变柱塞的行程进行调节．各柱塞的行程既可同时变更，又可

单独变更，以实现注油量的总调节和单独调节。

2.2.2 波许(BOSCH)IVO型气缸注油器

IVO型气缸注油器多用在SULZER型柴油机中，其构造如图4.1.7-13所示。

每个油泵单元由泵体、柱塞、控制滑阀、一根吸入管和两根输出管组成，每一单元供应气缸上的一个注油点，每油泵单元都围绕着竖轴的一周布置，且都固定在同一块底板上。竖轴上端有一个控制轮缘和一个工作轮缘，通过它们使主轴的回转运动变为柱塞的往复运动。控制轮缘上有一些一端高一端低的螺旋线，轮缘嵌在各控制滑阀头部的槽中而运动，竖轴转一周，滑阀完成上、下行程各一次。位在其上端的工作轮缘则象一个扭曲了的圆盘，在这圆盘的某一直径方向的两端，是两个最高点，与之相垂直的直径方向的两端则是两个最低点，轮缘就在这些最高点和最低点之间逐渐过渡形成圆滑的封闭曲面。工作轮缘钩住了各柱塞的头部，每当竖轴转动一周，工作轮缘就带动柱塞达到最高点和最低点两次，即完成上、下行程各两次。通过调节螺钉可以实现注油器的单独调节，通过注油器的驱动机构可以进行总调节。对于用液压马达驱动的IVO型注油器，其油量的总调节可以通过流量调节阀实现（图4.1.7-9）。

2.2.3 格吕茨纳(GRÜTZNER)型气缸注油器

这种注油器多用于MAN型柴油机中，其构造如图4.1.7-14所示。

每个油泵单元包括两组油泵，

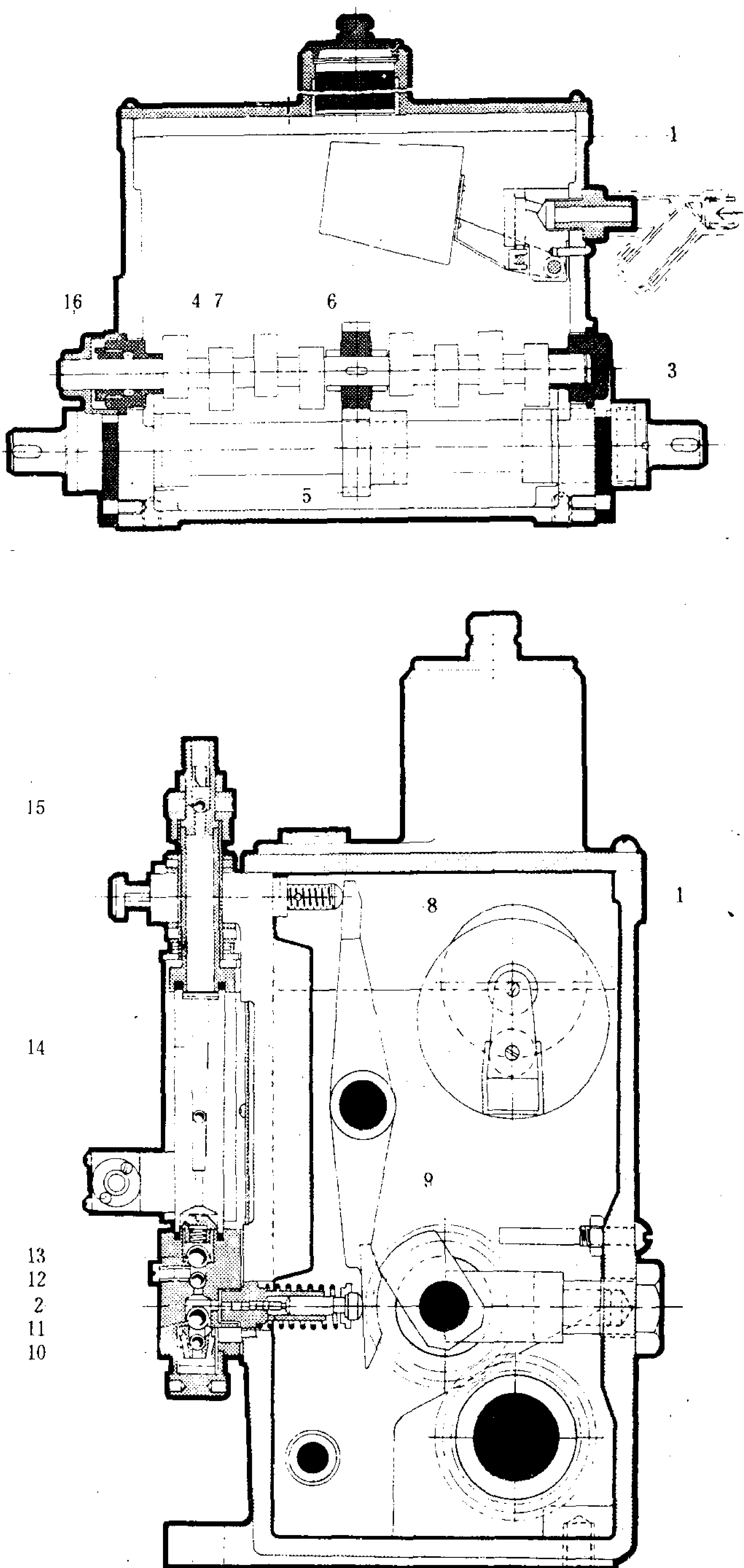


图4.1.7-12 汉斯·杰逊型气缸注油器

1-壳体；2-阀接头；3-驱动轴；4-凸轮轴；5、6-传动齿轮；7-凸轮；8-摇臂；9-弹簧座；10、11-吸入阀；12、13-排气阀；14-玻璃管；15-止回阀；16-罩

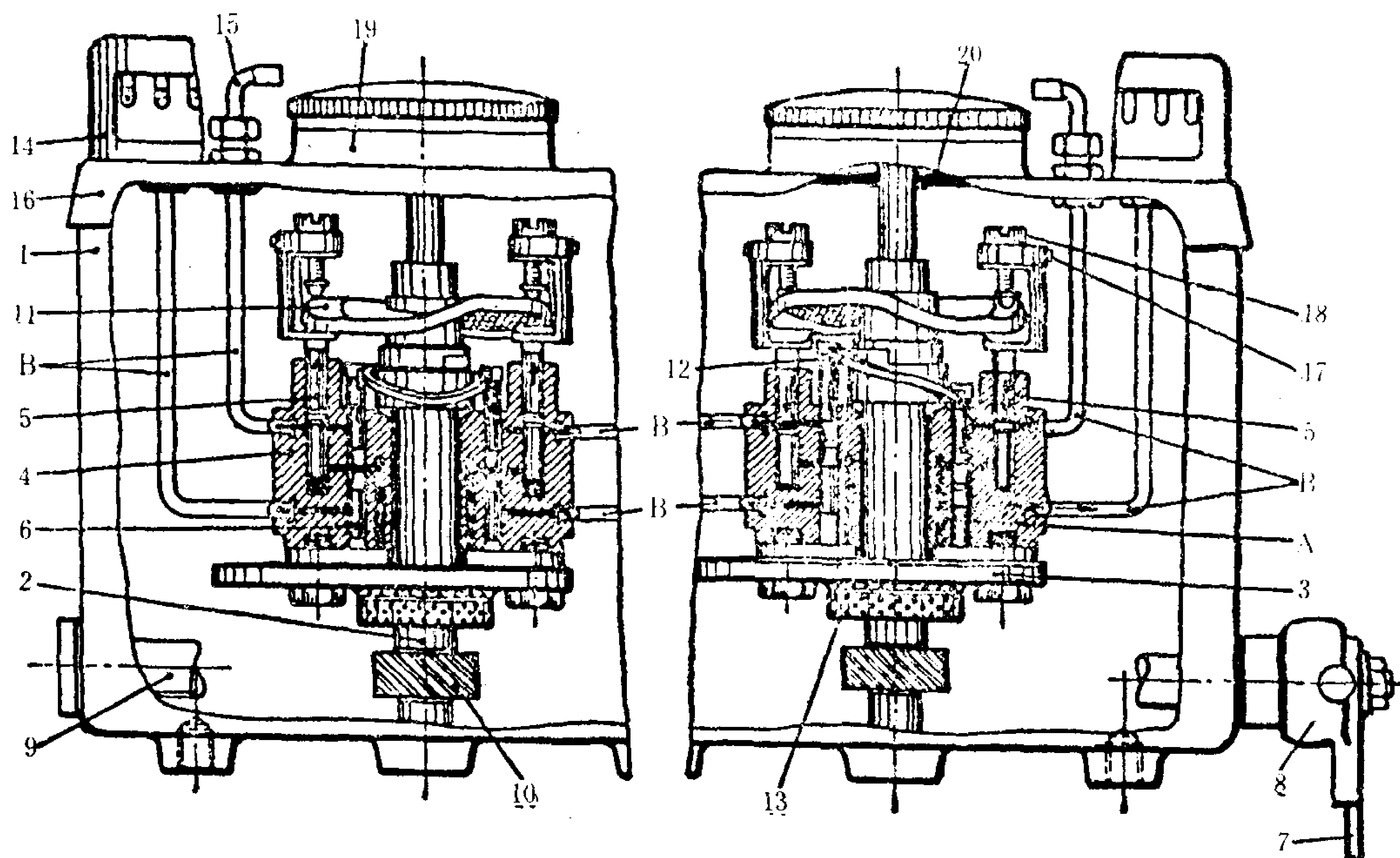


图 4.1.7-13 IVO型气缸注油器

1-壳体；2-竖轴；3-底板；4-泵体；5-柱塞；6-控制滑阀；7-摆动杆；8-棘轮机构；9-转动横轴；10-蜗轮；11-工作轮缘；12-控制轮缘；13-滤网；14-滴油指示器；15-排出管接头；16-注油器盖；17-锁紧螺钉；18-调节螺钉；19-螺纹盖；20-滤网；A-吸入管；B-排出管

即两个吸油柱塞和两个排油柱塞，供给气缸上的两个注油点，吸油柱塞经通道a从注油器壳体中吸油，并将油经通道b送至滴油嘴，然后落入集油盒中。排油柱塞再从集油盒c经过通道又将油吸入，然后将油压送至滑阀。滑阀顶开后，滑油便经过压紧螺钉中的球形止回阀流至排出管接头，再由此送往气缸上的注油点。

注油量的单独调节通过调节螺钉来进行，改变传动机构可进行注油量的总调节，此时改变的不是一个泵油行程的供油量，而是泵油行程的频率。

2.2.4 ZB-16型气缸注油器

图 4.1.7-15 所示为上海注油器厂生产的ZB-16型单柱塞真空滴油式中压注油器，每个注油器有 16 个注油泵，供应两个气缸的滑油。

2.2.5 注油接头和蓄压器

注油接头和蓄压器的构造示于图 4.1.7-16 中。它用在SULZER RLA和RTA型柴油机中。在注油接头中装有注油管，止回阀装在注油管的出口处（在SULZER RND型机中是装在进口处），所选定的止回阀的通流面积能准确控制流出注油孔的注油量。注油孔向上倾斜（SULZER RND型机以前的柴油机是向下倾斜的），因此可使注油孔道和注油管内始终充满气缸油，以使止回阀不与燃气相接触，同时也防止炭渣进入止回阀。在注油接头左上部的是蓄压器，每根供油管的滑油通过蓄压器后，借助它的隔膜和以螺旋弹簧压紧的圆筒产生蓄压作用，使用中隔膜容易破裂，因此应注意检查并及时更换。

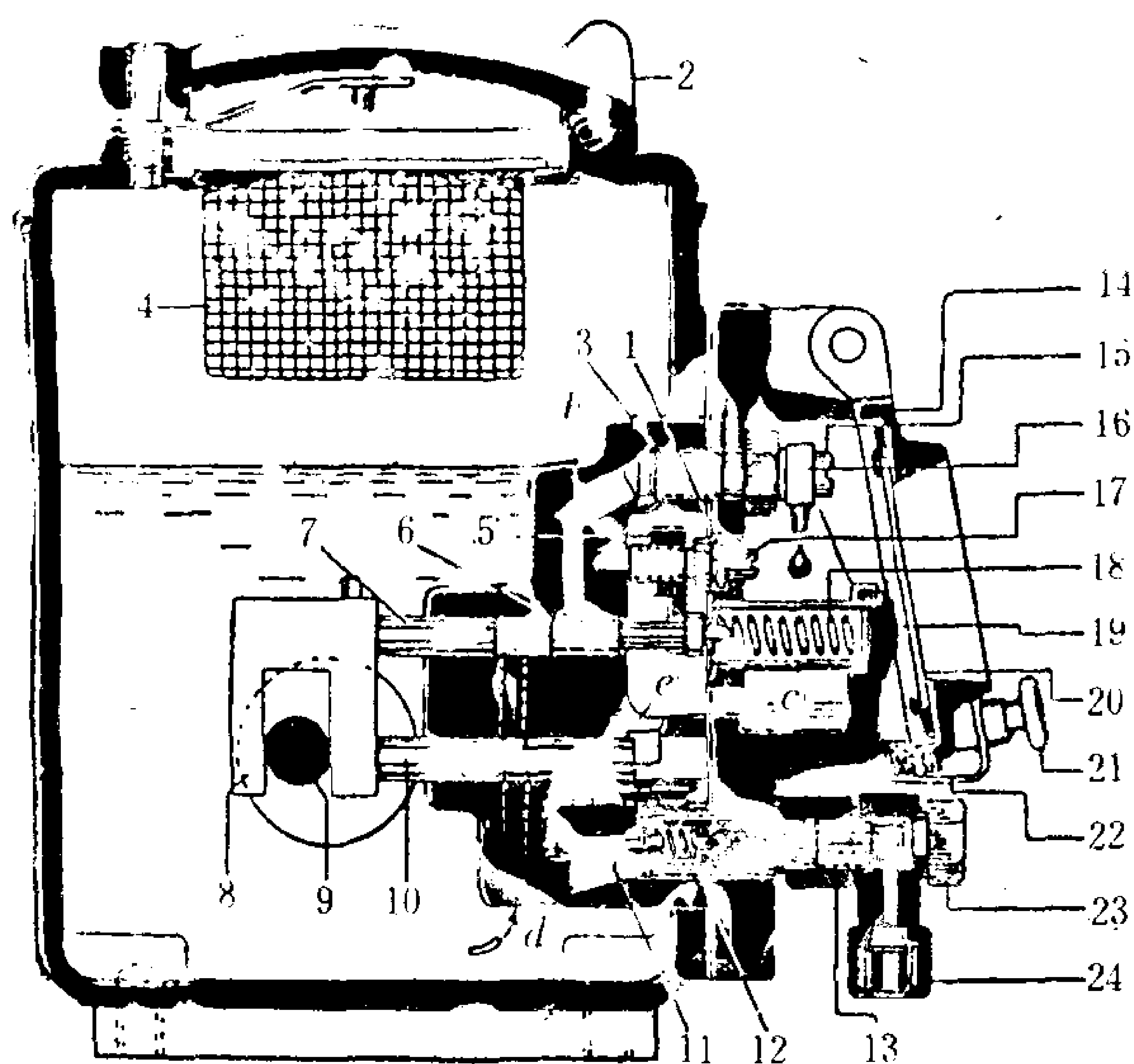


图 4.1.7-14　格吕茨纳型气缸注油器

1-弹簧垫圈；2-加油盖；3-滴油嘴支持螺钉；4-滤网；5-调节柱塞限止器；6-调节柱塞；7-吸油柱塞；8-叉；9-曲轴；10-排油柱塞；11-滑阀；12-滑阀压紧弹簧；13-压紧螺钉；14-观察玻璃窗；15-滴油嘴固定螺钉；16-滴油嘴；17-调节螺钉；18-调节柱塞压紧弹簧；19-弹簧盖；20-玻璃；21-锁紧螺钉；22-锁紧弹簧；23-连接螺钉；24-压紧螺钉

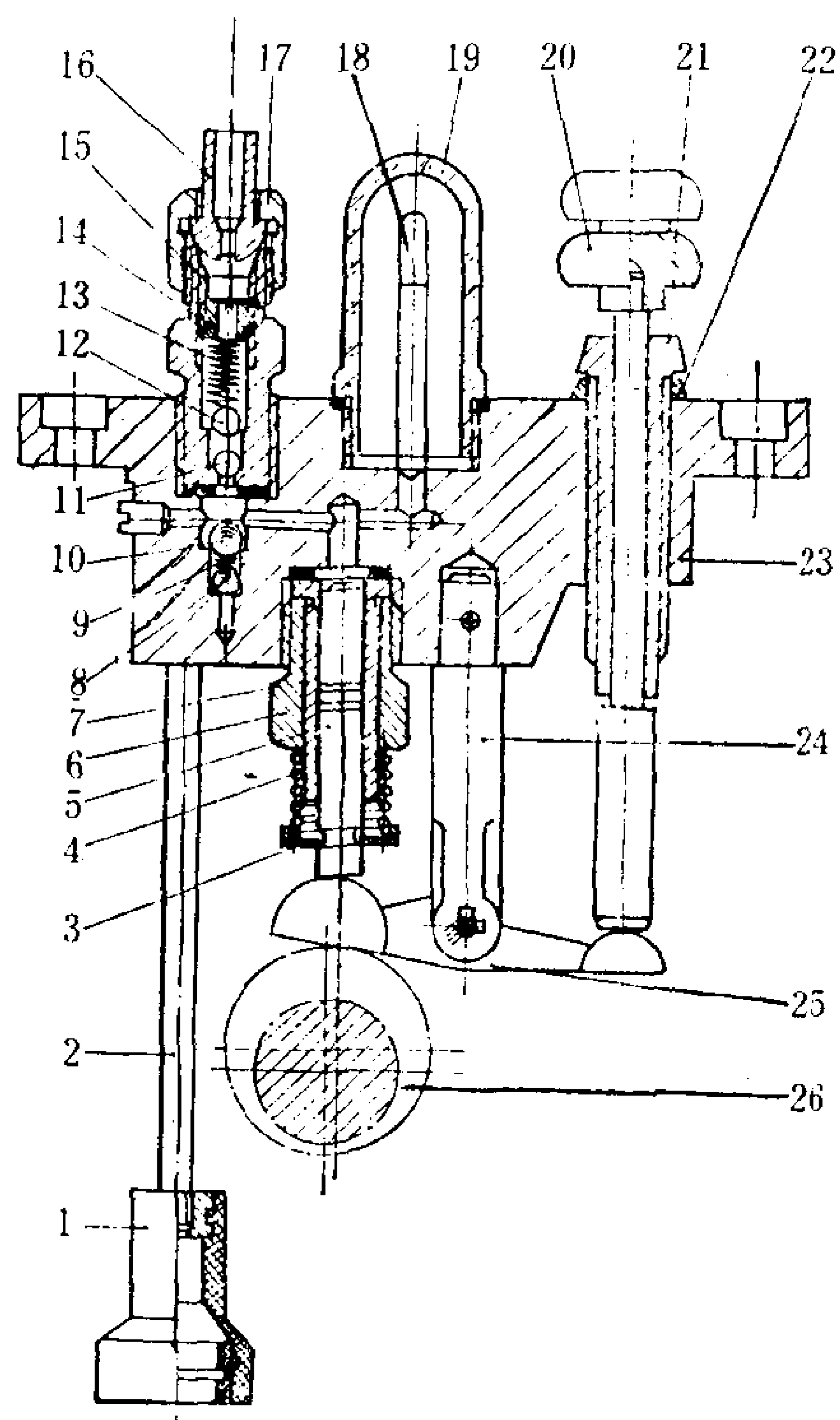


图 4.1.7-15　ZB-16型气缸注油器

1-吸油罩；2-吸油管；3-弹簧座；4-柱塞弹簧；5-柱塞；6-压紧螺母；7-柱塞套；8-进口止回阀；9-吸入阀弹簧；10-吸入阀；11-出口止回阀；12-注油阀；13-注油阀弹簧；14-调压螺钉；15-注油阀座；16-注油管；17-管接螺母；18-滴油管；19-视油罩；20-捏手；21-调节螺套；22-固定螺母；23-泵壳；24-支柱；25-杠杆；26-偏心轮

2.2.6　注油点和布油槽

1）注油点

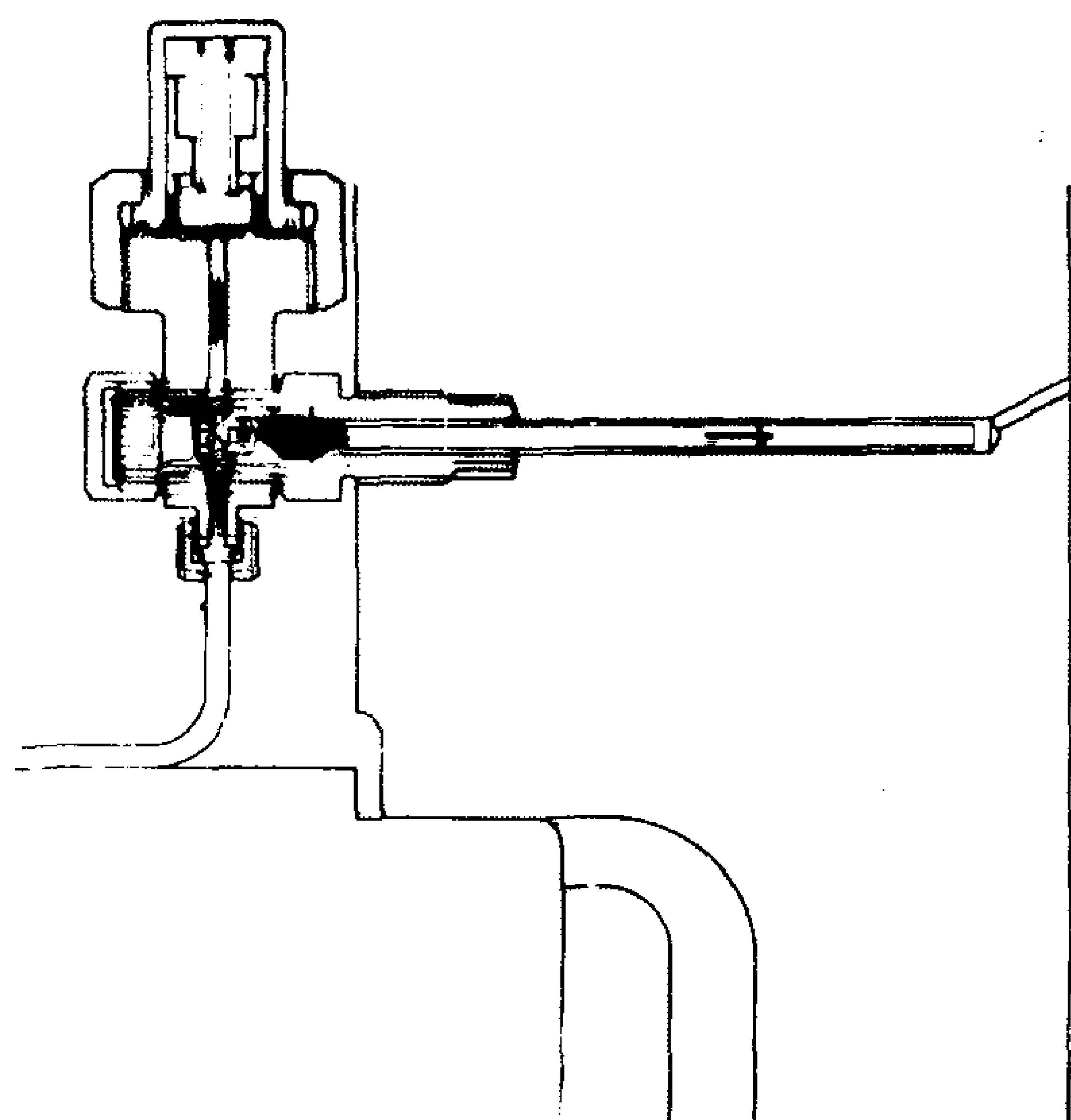


图 4.1.7-16　注油接头和高压器

注油点要求均布于气缸圆周上，某些柴油机由于结构上的原因注油点的分布不均匀，如图 4.1.7-17 所示。注油点远离船的纵向中心线，这种分布使气缸套的纵向（船首尾方向）磨损量大于横向磨损量，当柴油机使用重油并使用高碱性气缸油时，这种磨损的不均匀性更加显著，因为添加剂只能在注油点附近起作用。注油点之间沿圆周方向的最大距离不应超过 38～40 cm，也就是说大缸径（850～1050 mm）柴油机的注油点不多于 8 ～10 个。

各种机型的注油点沿其活塞行程方向的位置均不相同。SULZER型柴油机的注油点约在气缸顶部以下$\frac{1}{3}$～$\frac{1}{4}$活塞行程处，

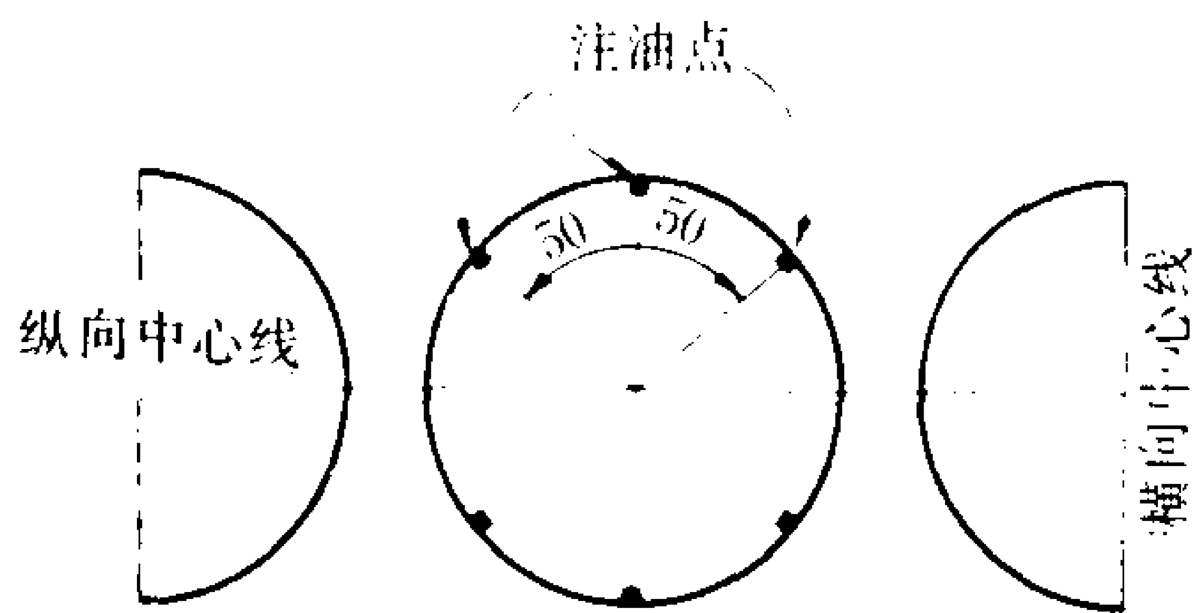


图 4.1.7-17　注油点的位置

MAN型柴油机在$\frac{1}{5}$活塞行程处，而B&W型柴油机则在扫气口正上方即$\frac{3}{4}$活塞行程处。MAN KSZ型、SULZER RTA型以及MAN-B&W MC/MCE型柴油机都在气口下方增添两个注油孔，以改善该处气缸的润滑。

2）布油槽

为了保证气缸有均匀的磨损，气缸壁上往往切有布油槽，它的形状和尺寸对气缸润滑效果有较大影响。图 4.1.7-18 所示为一种布油槽设计，由于这种布油槽的倾斜角度大，当活塞环行至布油槽区域时，能产生活塞环的窜气现象，这时炽热燃气强制滑油通过摩擦表面，使油膜消失和摩擦面温度过高，由此将有可能导致拉缸。为此，新设计的布油槽倾斜角很小，且布油槽窄而深，因此，可以完全避免活塞环窜气，满足了滑油供给量少而又正时供油的要求，如图 4.1.7-19 所示。

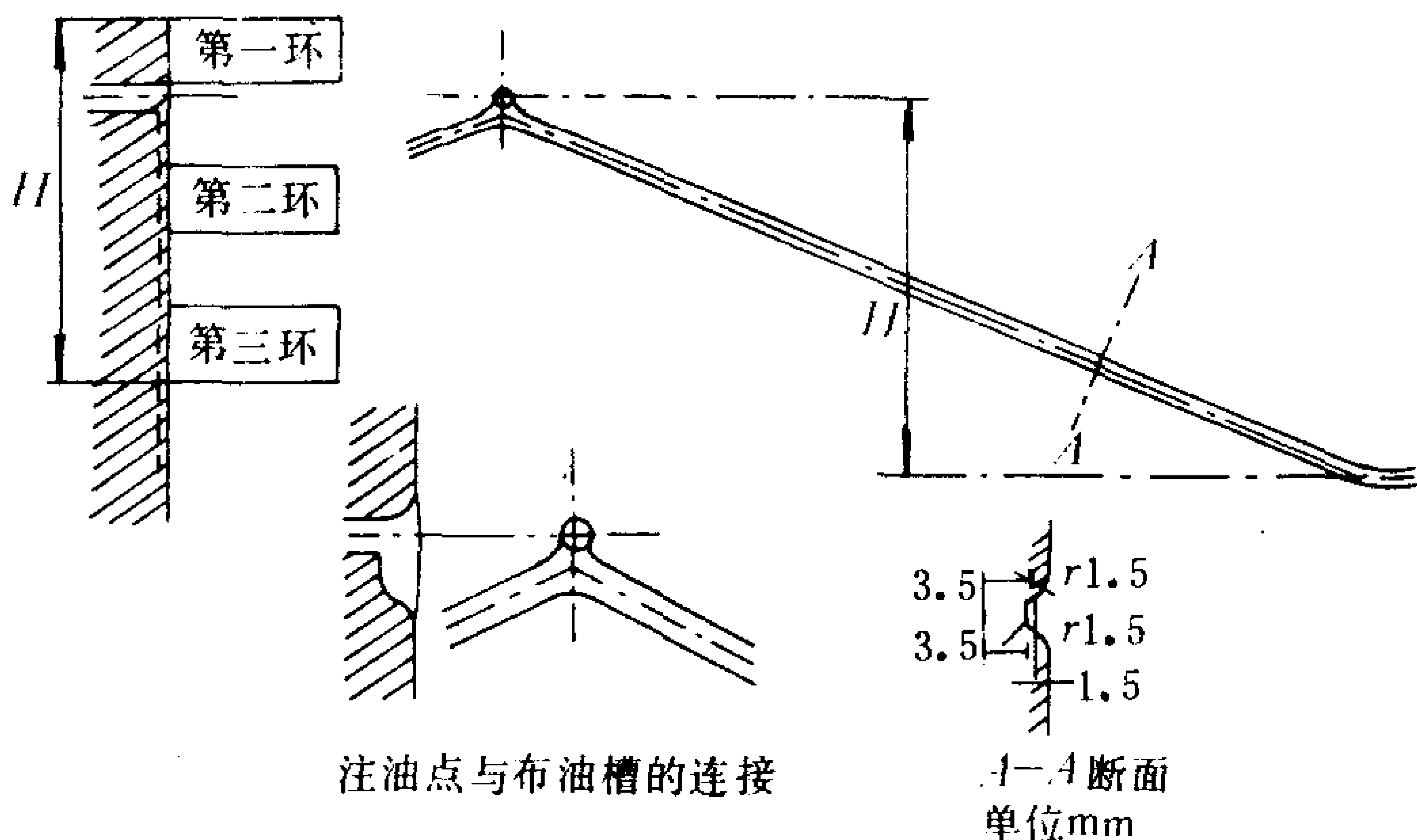


图 4.1.7-18　布油槽的设计

3　轴承的润滑

润滑轴承的油常叫曲轴箱油，又叫柴油机油或系统油，通常所说的滑油实际上就是指曲轴箱油。在十字头式柴油机中，曲轴箱油除了润滑各轴承外，还润滑十字头导板。在筒形活塞式柴油机中，则同时用来润滑气缸和活塞。

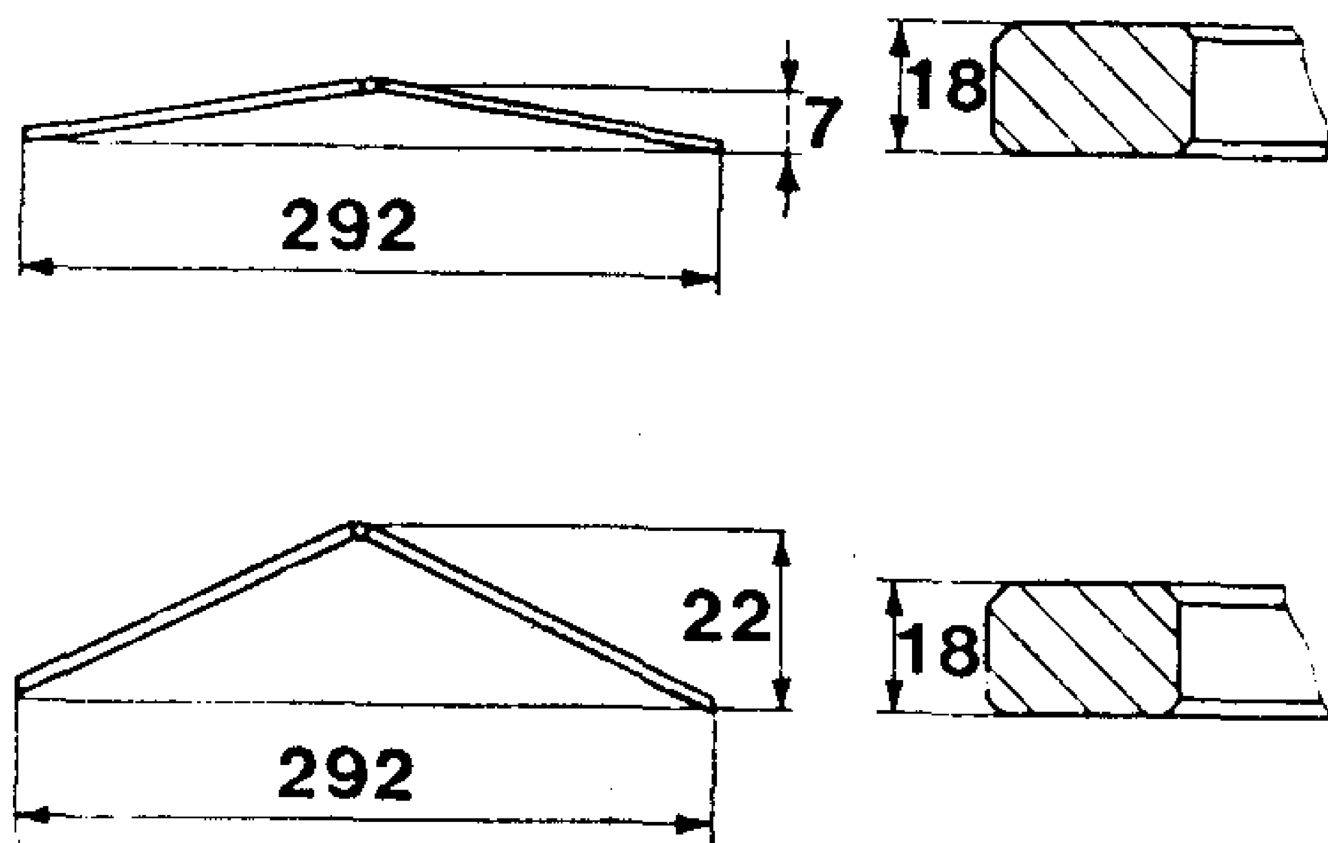


图 4.1.7-19　新老布油槽

3.1　轴承润滑的作用和方法

3.1.1　轴承润滑的作用

轴承润滑的主要作用是为了把工作表面完

全隔开，从而把轴承副的摩擦减至最小和防止磨损，然而，滑油还有其它作用：①利用滑油带走部分热量，②冲洗表面并带走磨削下来的金属屑；③保护金属免遭腐蚀；④减轻噪声；⑤有时起密封作用。

3.1.2 轴承润滑的方法

1）压力润滑

利用滑油泵把滑油输送到柴油机所需要润滑的部位，在中、小功率中、高速柴油机中，滑油泵由柴油机本身驱动，在大功率中、低速柴油机中，则由电动机单独驱动。主轴承、曲柄销轴承、凸轮轴轴承、十字头销轴承等都用此润滑法。

在许多十字头式柴油机中，滑油是从曲轴沿连杆的钻孔供给十字头轴承的。在这种情况下，连杆内的滑油运动在滑油柱惯性力的作用下周期地改变方向，引起滑油的逆流，从而有供油中断的危险，为了避免这种危险同时有利于将滑油压入轴承表面，可将润滑系统压力提高到 0.3~1.6 MPa，或者在连杆上装一个增压泵。MAN型十字头式柴油机就装设这种滑油增压泵，它是在工作循环中轴承承受负荷最小时将滑油送入十字头的（见第 5 章图 4.1.5-44）。

2）飞溅润滑

借助曲轴或齿轮的高速旋转把滑油飞溅到某些需要润滑的部位，如筒形活塞式柴油机的气缸套表面，传动齿轮和泵的轴承等部位，常采用这种润滑方法。

3）人工润滑

借助油壶、油枪等工具按时向需要润滑的部位加滑油。它主要用于承受负荷较小而管理人员容易接近的部件，如泵轴轴承和气阀驱动机构，不过，一些大型低速柴油机的气阀传动机构则采用压力润滑。

3.2 对曲轴箱油的性能要求

3.2.1 十字头式柴油机的曲轴箱油

在十字头式柴油机中，曲轴箱油主要用来润滑轴承和导板等，而在某些柴油机中，还用来冷却活塞。除了要求它有高的闪点、较低的凝点以及适宜的粘度和粘度指数外，还必须具备以下性能：

1）具有较好的热氧化安定性，使滑油在高温下不致迅速变质，并抑制残油中的铁对滑油氧化的催化作用。

2）具有一定的抗腐蚀性能，以抵抗气缸内残油和海水等漏入而引起对轴承的腐蚀，其总碱值一般为 9 mgKOH/g。

3）具有清洁和分散性能。

目前所用的曲轴箱油，大都采用环烷基或石蜡基油提炼的基础油，再加入耐磨、抗泡、抗氧化等添加剂，使之具备上述要求的性能。

3.2.2 中速筒形活塞式柴油机的曲轴箱油

中速筒形活塞式柴油机气缸和轴承的润滑共用同一种曲轴箱油，它必须满足气缸润滑和轴承润滑两方面的要求。因此，这种滑油应该具有的性能要比十字头式柴油机的曲轴箱油高，即要有更好的清洁性和热氧化安定性，有足够的分散性和足够的碱值。此外，在实际使用中还应注意以下问题。

1）碱值平衡值

在十字头式柴油机中，注入气缸的滑油是消耗掉的，而在中速柴油机中用在气缸上的滑润仍流回曲轴箱，所以这种油在开始使用时，其总碱值将急剧下降，但经过一段时间后，只要滑油的消耗量（应得到不断补充）和燃油的硫分保持不变，其总碱值就不再下降而保持一个平衡值。

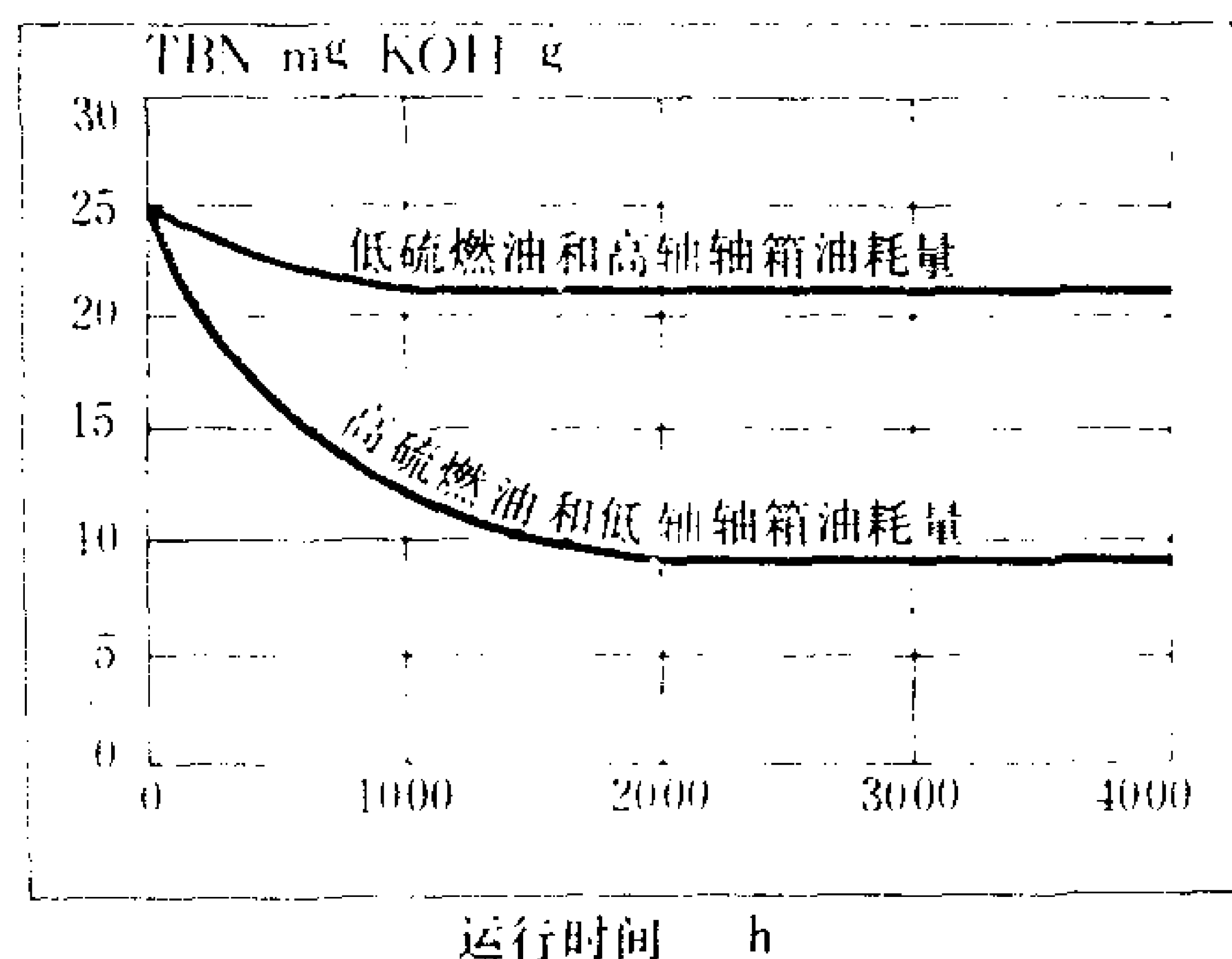


图 4.1.7-20 不同条件下滑油的总碱值与运行时间的关系

这个平衡值取决于滑油消耗量和燃油硫含量。由图 4.1.7-20 可知，在低硫燃油和高滑油消耗的情况下，运行 1000 h后滑油的总碱值达到了平衡值，而在高硫燃油和低滑油消耗的情况下，运行 2000 h后滑油的总碱值才达到平衡。后者的滑油总碱值平衡值大大低于前者。如果不向曲轴箱油中补充新油，也就可以认为是滑油消耗量为零，那就无法得到平衡值。

选择曲轴箱油总碱值的原则是，在燃油硫分高和曲轴箱油消耗量低的恶劣条件下仍有足够的碱性。对于蒸馏燃油，其硫含量最大不会超过 1.5%，故用总碱值为 8 ～10 的曲轴箱油已足够；对于硫含量为 1.5%～4.0%的重油，则需用总碱值为 25～30 的曲轴箱油。

2）滑油消耗量

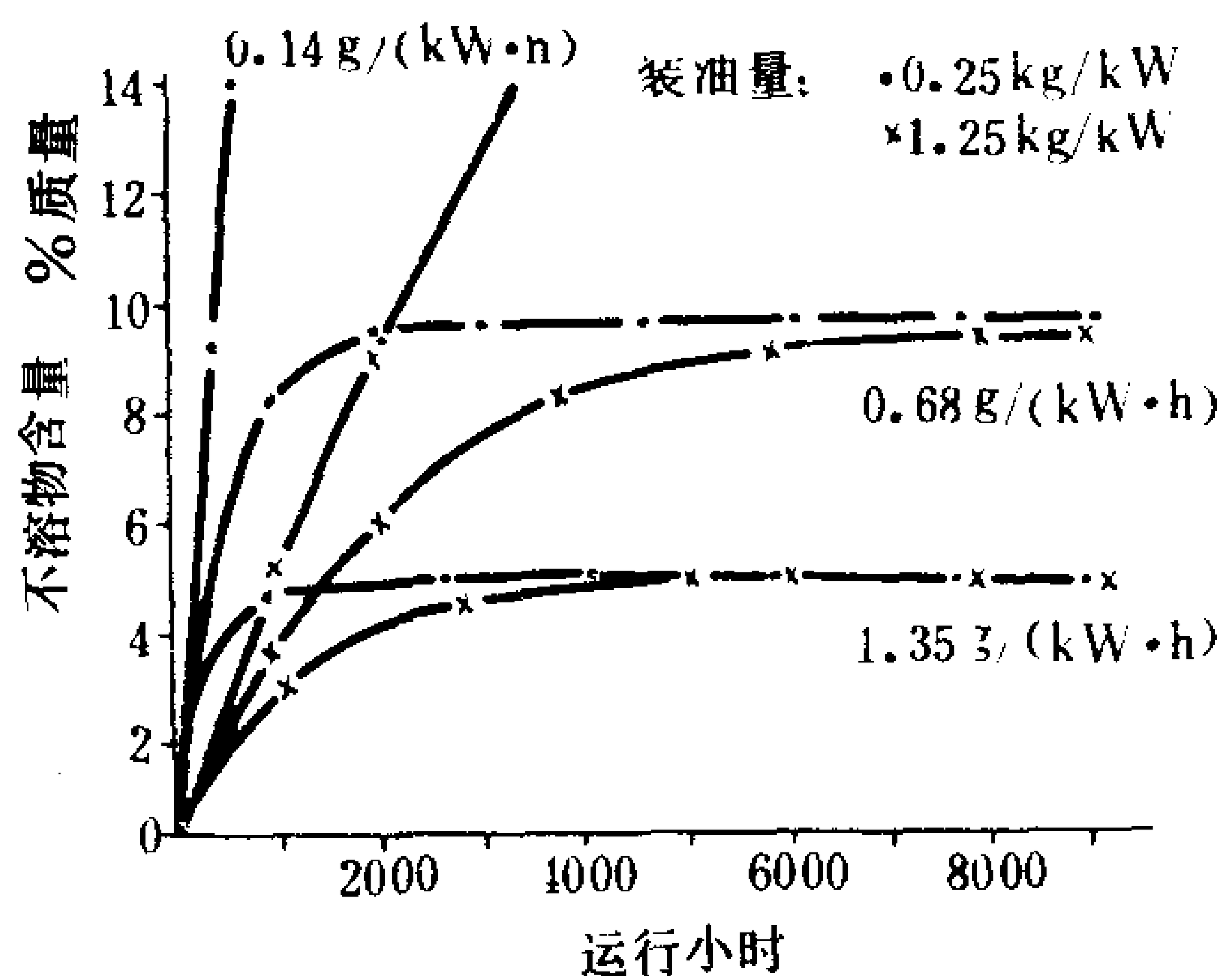


图 4.1.7-21 不同运行时间和滑油消耗率对不溶物的影响

滑油消耗量是中速筒形活塞式柴油机的一个重要指标，它不仅决定了曲轴箱油的总碱值平衡值，而且决定了滑油中不溶物（羟基酸等）的增加量，因而也决定了中和硫酸的碱性储备和曲轴箱油的使用寿命。同时，滑油消耗量也是衡量滑油过滤系统和分离系统工作情况的直接标准。

滑油消耗率和运行时间对庚烷不溶物的影响示于图 4.1.7-21 中。由图可见，对应于某一滑油消耗率，就有一个不溶物达到稳定的运行时间。在柴油机运行的初期，滑油中的不溶物含量增加较快，运行到一定时期后，不溶物则基本上不变或增加很少。滑油消耗量少，则不溶物基本不变的运行时间就长。此外，油底壳小，滑油循环量少，在同一的运行时间内，滑油消耗量多，滑油中所生成的不溶物就少；而滑油循环量大，则滑油中不溶物增加量达到不变的柴油机运行时间就长。

综上所述，中速筒形活塞式柴油机的曲轴箱油消耗量必须有一个适宜值。滑油消耗量过少，从总的效果看并不经济，应该使滑油中的不溶物含量不超过 1%。当然，这可以通过分油机将它控制在允许的数值以下，但对于用作发电机的较小中速柴油机，曲轴箱油中的不溶物一般不能用分油机来加以控制。正常的滑油消耗率为 1.07～1.6 g/（kW · h)。

各主要机型的滑油消耗率列于表 4.1.7-5 中。

表 4.1.7-5　　主要机型的滑油消耗率

柴油机类型	柴油机型号	滑油消耗率 g/（kW·h）
十字头式柴油机	L35 MC/MCE	0.1～0.14
	L90 MC/MCE	0.13～0.17
	S26 MCE	0.14～0.27
	L55GF	0.14
	K74EF	0.20
	RTA58	0.1
	RD76	0.14～0.27
	KZ～KSZ	0.14～0.27
筒形活塞式柴油机	PC 2-5	1.36
	L-V 40/54 A	1.63
	L-V 52/55 A	1.36
	Z40	1.4
	TMWO 410	1.16～1.36
	G 300 ZC	1.63
	M 451 AK	2
	BVM 540	1.36

3）高速柴油机的曲轴箱油

高速柴油机多数使用轻柴油或船用柴油，目前不少柴油机已开始燃用重油。对于使用柴油的发动机，其粘度等级为 SAE 30、总碱值为 8～10 的滑油已足够，对于燃用重油的柴油机，滑油的碱值视燃油中的硫含量而定，使用总碱值高达 24 的较多清净剂油可得到良好结果。

3.3　曲轴箱油的选择标准

十字头式柴油机的曲轴箱油，由于工作条件不太差，可选用精炼的纯矿物油或者含有少量有效添加剂的低碱性滑油。对于中速筒形活塞式柴油机，由于工作条件非常恶劣，必须选用含添加剂的滑油。滑油的总碱值和质量水平视柴油机的增压度和所用燃油而定。高速筒形活塞式柴油机所选用的滑油则视所用燃油而异。表 4.1.7-6 所列数据可供参考。

表 4.1.7-6　　曲轴箱油的选择标准

柴油机机型	使用燃油	质量水平	总碱值
筒形活塞式非增压	轻柴油，硫分<0.35%	API CA级	TBN 6～8
筒形活塞式非增压	船用柴油，硫分>0.1%	API CB级	TBN 6～10
十字头式柴油机	重　油		
筒形活塞式低增压	船用柴油，硫分不限	API CC级	TBN 9～14
筒形活塞式中增压	船用柴油、硫分不限	API CD级	TBN 10～16
筒形活塞式高增压	重　油	超过 CD级	TBN 22～34
高速柴油机	船用柴油	API CB级	TBN 8～10

4　润滑系统

4.1　润滑系统形式

润滑系统通常是指曲轴箱油的强制循环系统，它的任务是供应足量的、合乎质量要求的滑油，以保证柴油机运动部件的润滑。

按滑油存容场所的不同，润滑系统可分为湿曲轴箱式（简称湿式）和干曲轴箱式（简称干式）两大类。

4.1.1 湿曲轴箱式润滑系统

湿式润滑系统的特点是全部滑油都存容于曲轴箱的油底壳中，油底壳起循环油柜的作用。这种润滑系统只设一台滑油泵，柴油机的附属设备和整体布置简单而紧凑，常用于小型柴油机中。但是，这种系统在运行中，油面将随船舶摇摆而波动，影响柴油机的正常润滑，而且滑油易于氧化变质，使用期短。

4.1.2 干曲轴箱式润滑系统

干式润滑系统的特点是滑油单独存放在柴油机外部的油柜内，曲轴箱的油底壳只是用来收集由各润滑部位流回的滑油，然后利用重力或滑油泵送入油柜，再借助滑油泵将滑油送入各摩擦部位。因此，常设有两台滑油泵，这种系统有以下优点：

1）可防止柴油机工作过程中油面的波动。

2）减少曲轴箱内高温气体对滑油的影响，延长滑油的使用时间。

3）可减小油底壳容积，使柴油机高度降低。

干式润滑系统多用在中、大型柴油机中。

4.2 润滑系统的布置

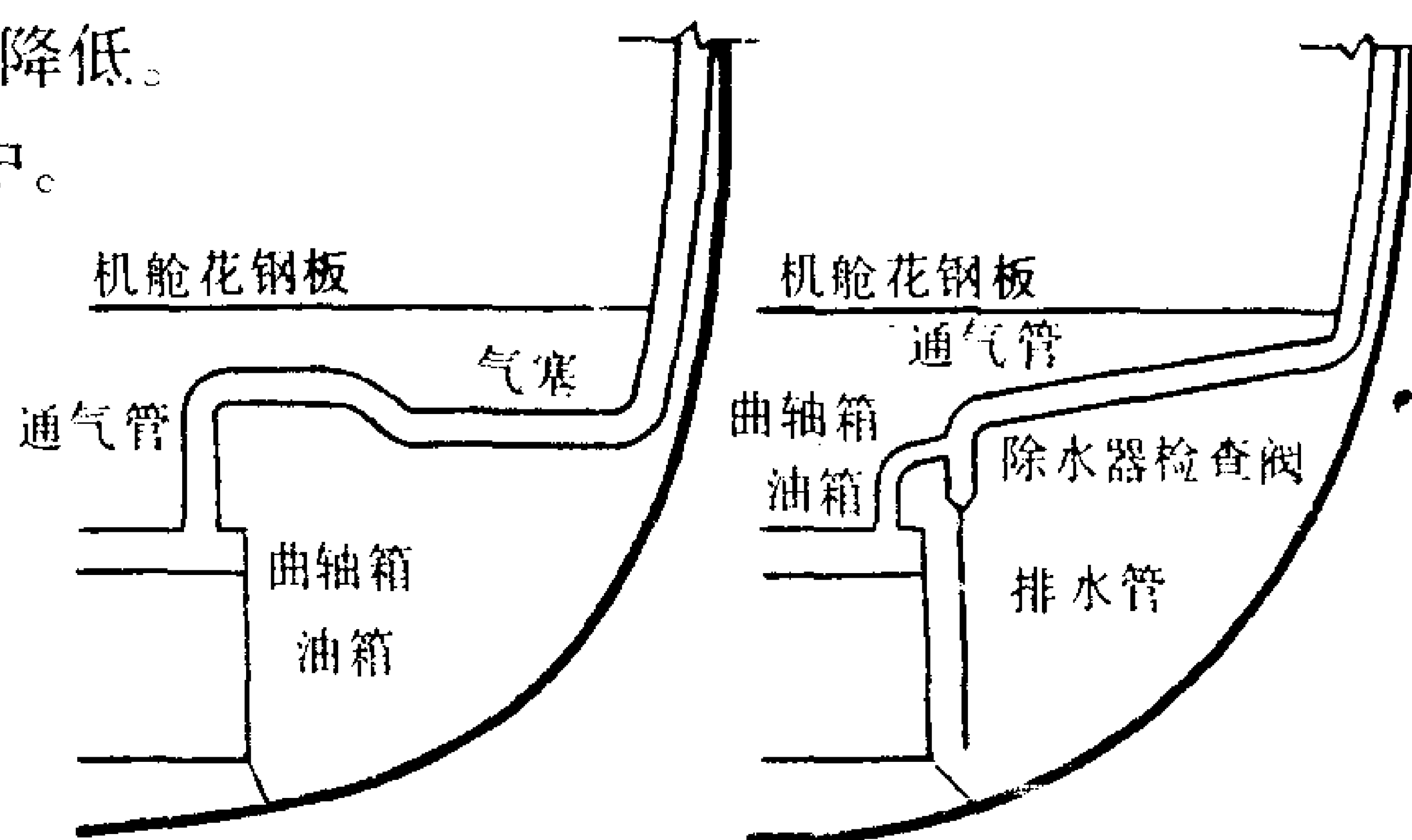


图 4.1.7-22 透气管的布置

润滑系统的设备随机型和使用条件而异，其主要设备包括滑油泵、粗细滤器、滑油柜、调压阀和减压阀、滑油冷却器、连接管系和仪表等。

4.2.1 一般规则和要求

1）在低速柴油主机的润滑系统中，应采用独立的滑油泵，对于大功率中速机，采用独立滑油泵也是有益的，因为它不受主机转速的影响。高速小型机则往往本身附带滑油泵，但此时必须有适当的设备，以便在起动和换向时予以润滑。

2）滤器可装在柴油机上，或者分开布置在机舱中，除自清式滤器外，其余滤器都是双联式的。滤器前后应装压力表或真空表，大功率柴油机主机的滤器，应装设磁性装置。

3）滑油冷却器大都分开布置，小型冷却器可装在柴油机上。许多滑油冷却器还设有化学清洗系统。

4）滑油循环柜一般装设在柴油机下面的双层底舱中。对于发电柴油机，可将它装设在柴油机的基座中。滑油循环柜的底面最好由船首向船尾下斜，在船的横向略呈 V 字型，以便使水分、泥渣和固体物

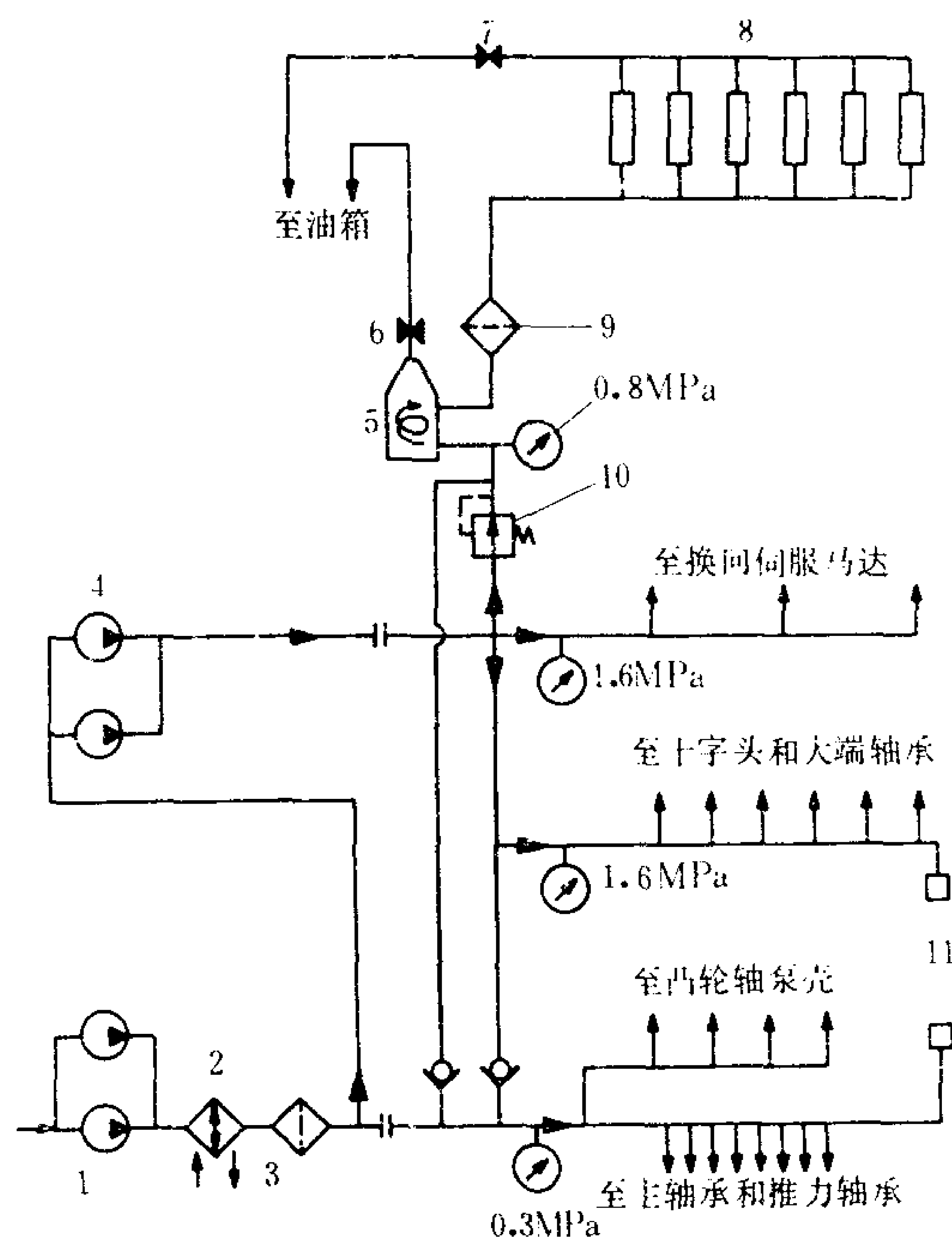


图 4.1.7-23 RTA 58～84 型柴油机润滑系统

1-主滑油泵；2-冷却器；3-50 μm滤器；4-增压泵；5-除气器；6、7-节流阀；8-排气阀用促动机构；9-滤器；10-减压阀；11-最低油压指示器

质能集中到低的一端。

5）回油管应当短而直，并有足够大的直径，以防止滑油积聚在曲轴箱里。在大型柴油机中，油底壳每一端都要装回油管，回油管都应延伸到最低油位的下面。

6）滑油循环柜应有透气管，最好四个角落都设有单独的透气管。图 4.1.7-22 中左面所示是布置错误的透气管，它会在管路中积水，而右图是正确的，可将管路中的积水排出。

4.2.2 润滑系统实例

4.2.2.1 SULZER RTA 58～84型柴油机润滑系统

图 4.1.7-23 所示是一种具有代表性的干式润滑系统，主滑油泵 1 从滑油循环柜（未画出）吸油，一路经增压泵 4 把油压提高后送入十字头轴承等处，一路直接送到主轴承、推力轴承等处。各处的滑油压力示于图中。在 RND-M 型柴油机的润滑系统中，送往换向伺服器和主轴承处的滑油压力较低，分别为 0.33 MPa 和 0.15～0.25 MPa。

4.2.2.2 MAN KSZ 型柴油机润滑系统

图 4.1.7-24 所示为 KSZ 型柴油机的干式润滑系统。柴油机十字头轴承的润滑通过增压泵（又称十字头轴承润滑油泵）将滑油升压后供给。

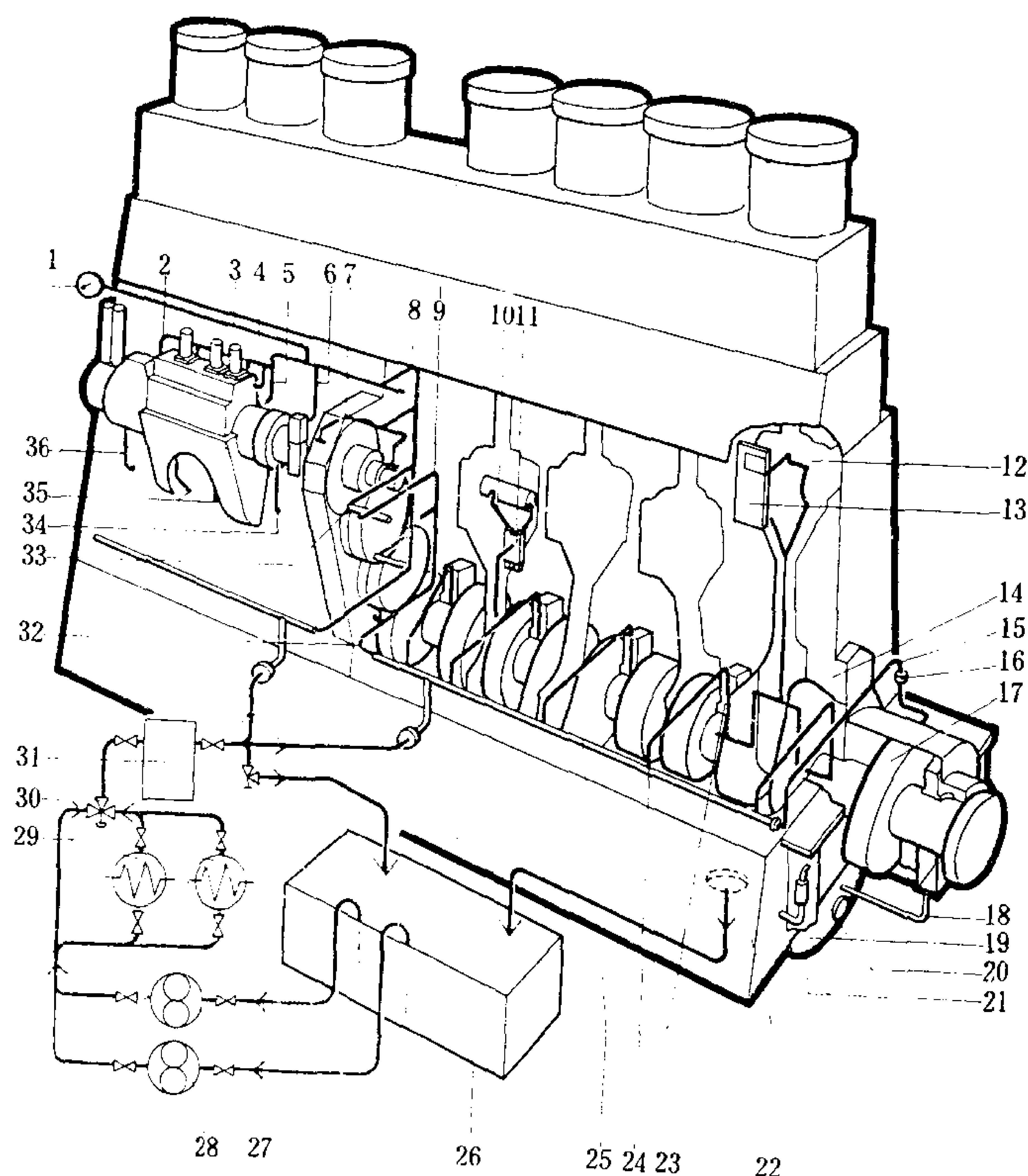


图 4.1.7-24 MAN KSZ 型柴油机润滑系统

1-压力表；2-管路（至喷油泵驱动轴承）；3-压力表管路；4-喷嘴；5-供油管（凸轮轴承）；6-供油管（辅助传动）；7-供油管（传动轴承）；8-供油管；9-喷嘴（凸轮轴传动）；10-压力油管（十字头轴承）；11-增压泵（十字头轴承）；12-十字头轴承；13-导板；14-连杆大端轴承；15-供油管（推力轴承）；16-推力盘；17-推力轴承；18-泄漏管；19-油底壳；20-回油管；21-视油窗；22-排油（油底壳）；23-主轴承；24-供油管（主轴承）；25-集合管；26-日用柜；27-压力调节阀；28-泵；29-冷却器；30-温度调节装置；31-滤器；32-管路（喷嘴）；33-中间齿轮轴承；34-泄漏管（凸轮轴承）；35-泄漏管（泵传动）；36-泄漏管（换向机构）

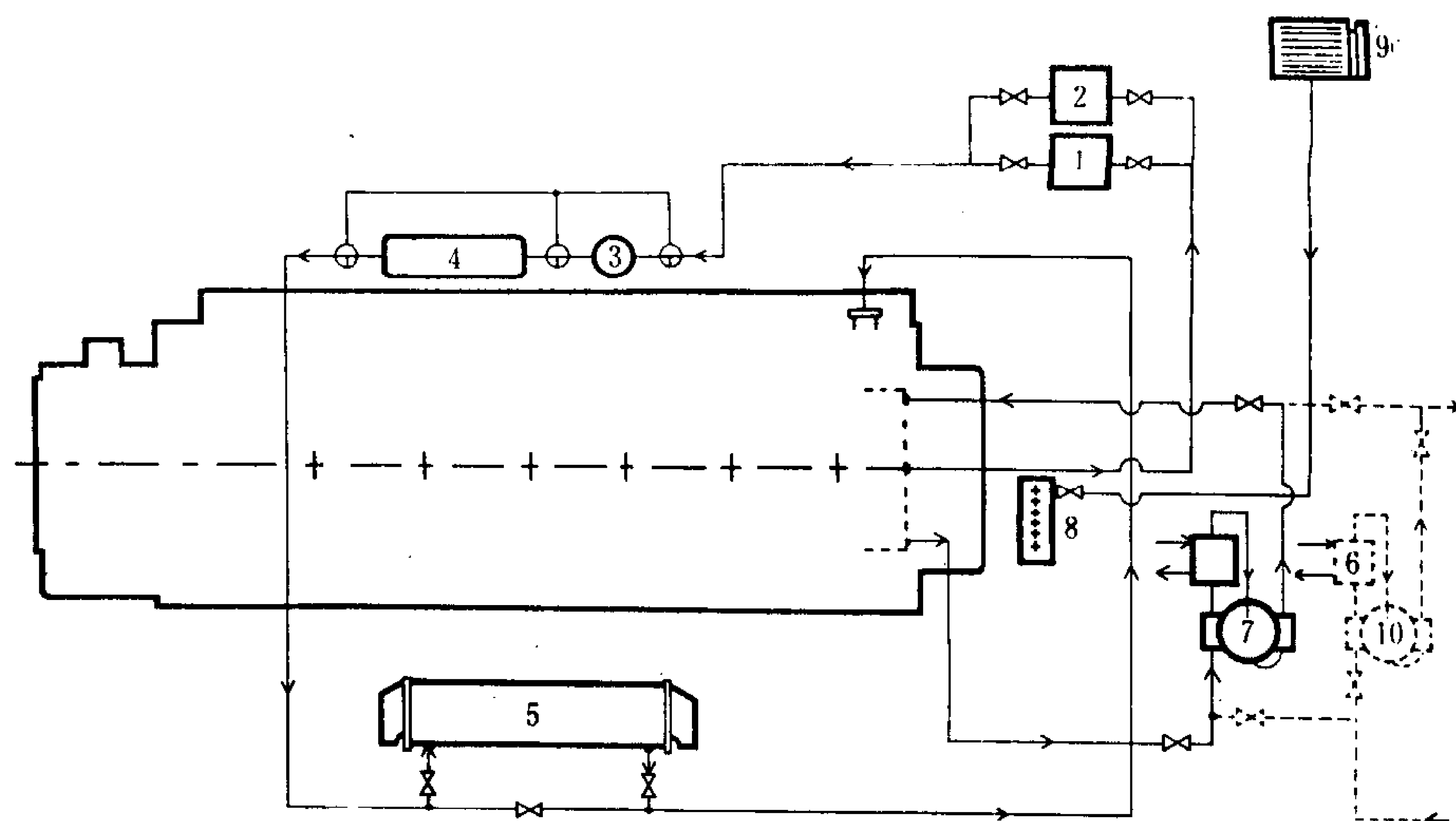


图 4.1.7-25　GMT 中速柴油机润滑系统

1-柴油机驱动的滑油泵；2-电动机驱动的备用滑油泵；3-自清式滤器；4-并联的自清式精滤器；5-滑油冷却器；6-加热器；7-备用燃油分油机临时用于滑油分离；8-气缸注油器；9-气缸滑油柜；10-燃油分油机

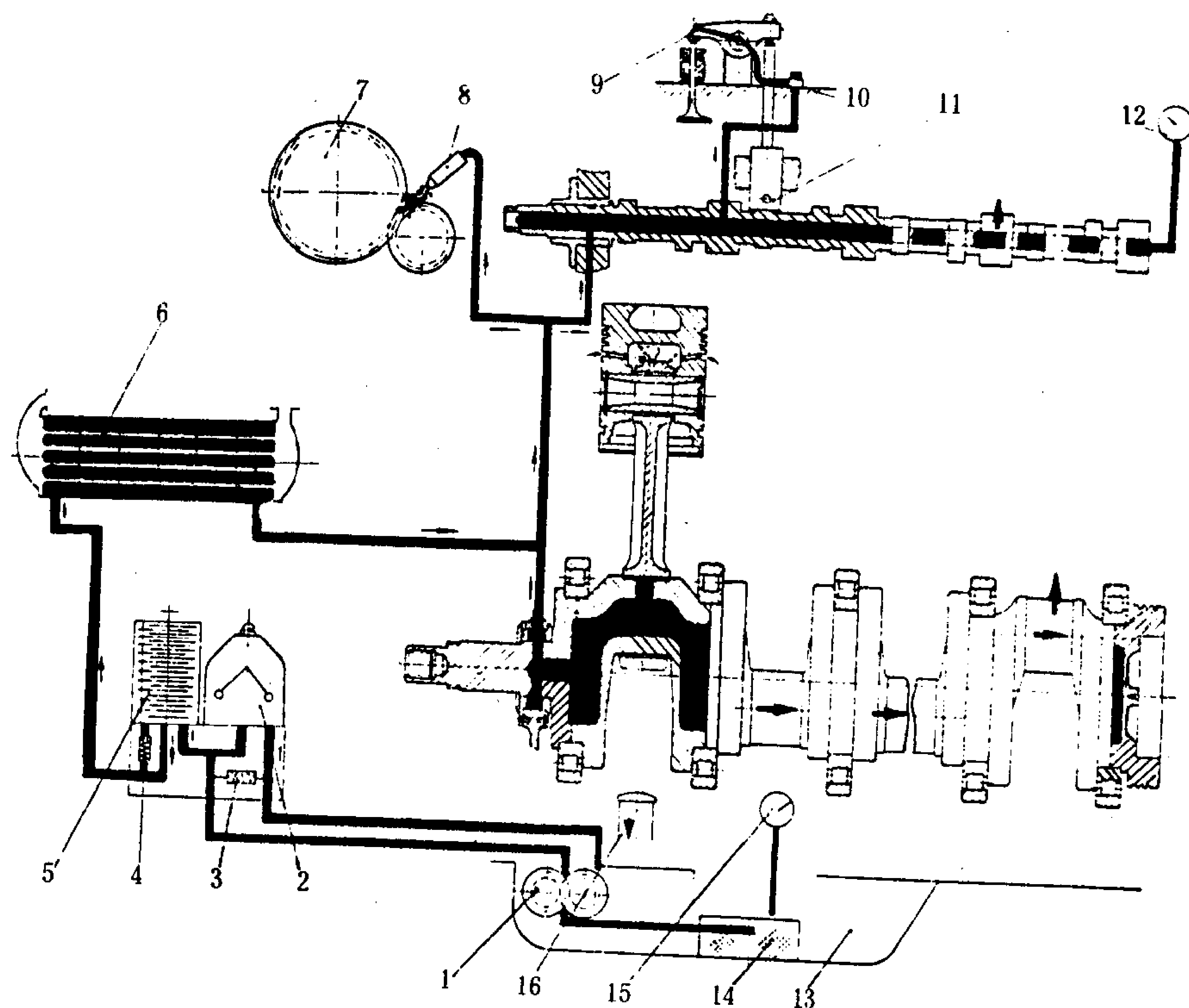


图 4.1.7-26　135 型柴油机润滑系统

1-齿轮油泵；2-离心式滑油精滤器；3-调压阀；4-旁通阀；5-滑油粗滤器；6-滑油冷却器；7-齿轮系；8-喷嘴；9-摇臂；10-气缸盖；11-推杆套筒；12-油压表；13-油底壳；14-粗滤网；15-温度计；16-加油器

4.2.2.3 GMT 550 SS 中速柴油机润滑系统

图 4.1.7-25 所示为 GMT 中速柴油机润滑系统。该系统的气缸润滑由注油器供给，采用与曲轴箱油相同的滑油，滑油泵由柴油机本身驱动，备用滑油泵由电动机驱动。

4.2.2.4 135 型柴油机润滑系统

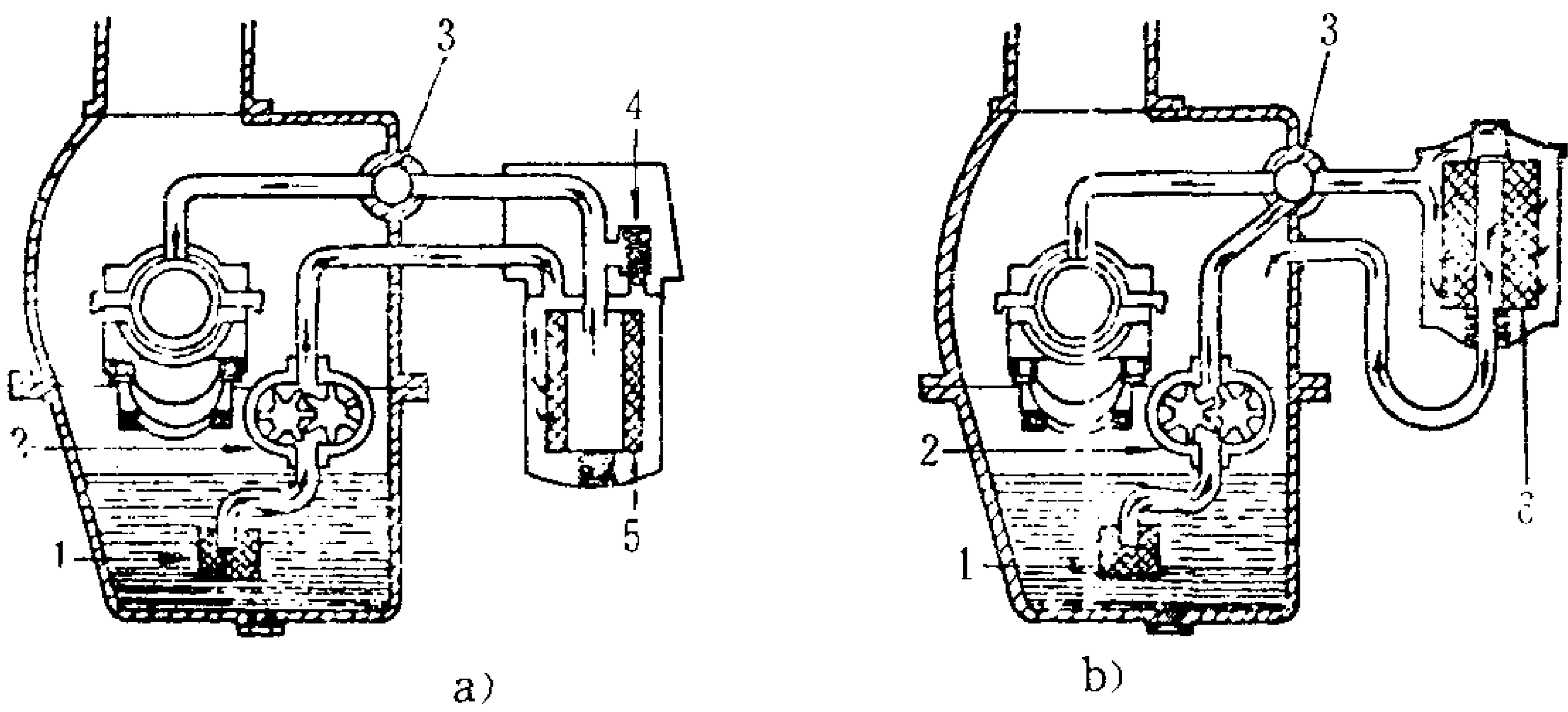


图 4.1.7-27 滤器在润滑系统中的布置
1-粗滤器；2-齿轮油泵；3-压力油总管；
4-旁通阀；5-全流式细滤器；6-旁通式细滤器
a）全流式滤清； b）旁通式滤清

图 4.1.7-26 所示为 135 型柴油机的湿式润滑系统。

4.3 滑油的滤清设备

4.3.1 滤清的方式

按照滤器在润滑系统中布置的不同有以下三种滑油滤清方式。

1）全流式滤清 这里，全部滑油由泵输出经过滤器，再经过滑油冷却器而导入柴油机的润滑系统，如图 4.1.7-27 a）所示。由于系统中的全部滑油都要通过滤器，故通常为过滤粒度最小为 0.076 mm的粗滤器。

2）旁通式滤清 滤器连接于滑油泵的排出管路上，排出滑油的一部分经过滤器回到曲轴箱内，如图 4.1.7-27 b）所示。滤器均为精滤器，它能除去小至 1 ~ 2 μm 的固体颗粒，按旁通原理的滤清方式在小型柴油机中得到特别广泛的应用。

3）分批式滤清 分批过滤实质上是一种滑油的再生方法，它将滑油全部泵入污油柜，借助滤器、分油机或两者除去滑油中的水分、杂物和酸等，滤清后的滑油存进储存柜备用。

4.3.2 滤器的构造型式

滤器型式按照构造和工作原理的不同有机械式、离心式、吸收式和磁铁式等。

1）机械式滤器

这类滤器的工作特点是让滑油通过带有孔眼或缝隙的过滤元件，被过滤的杂质滞留在过

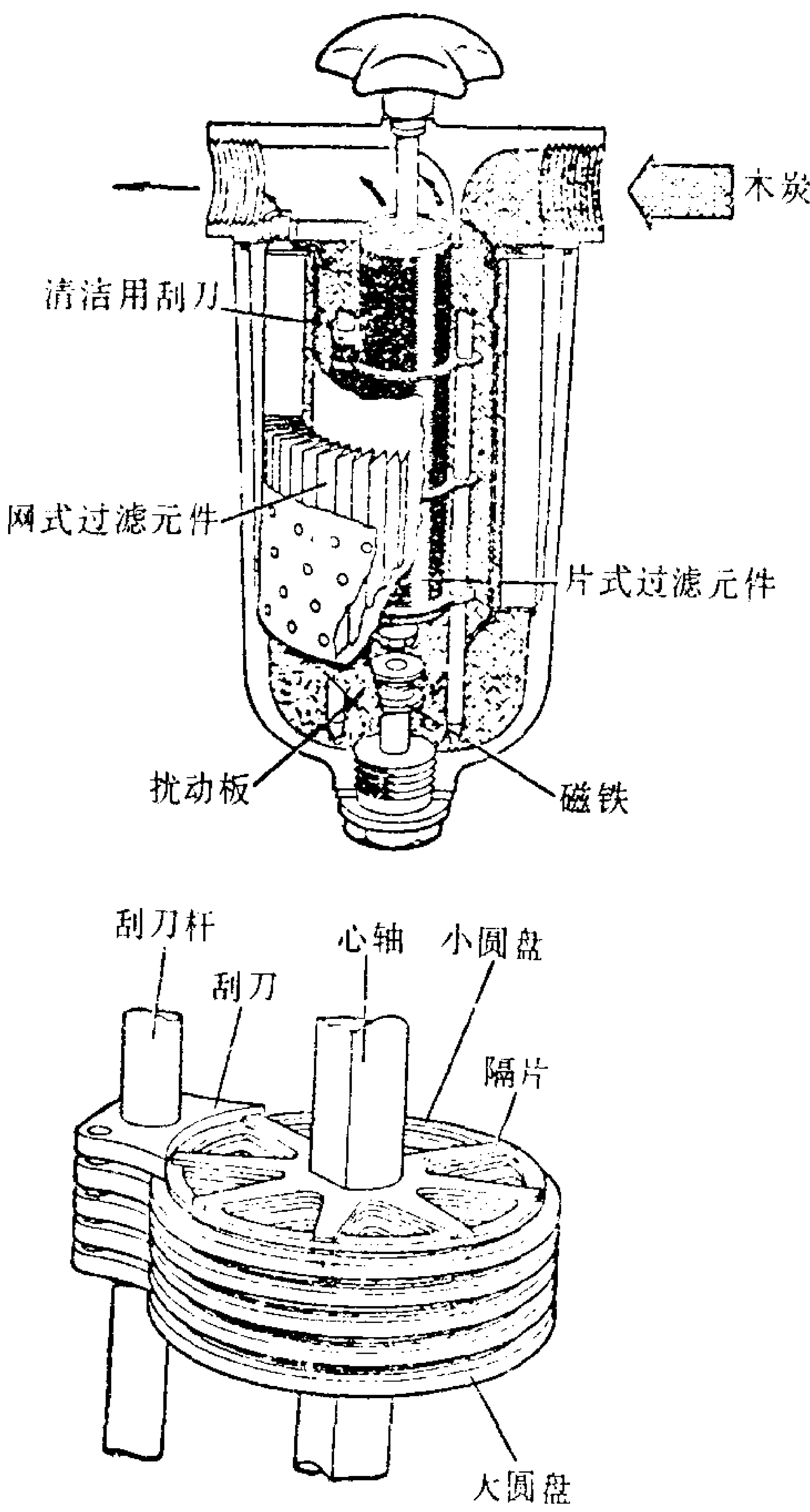


图 4.1.7-28 网式滤器

滤元件的表面上，属于这类滤器的有网式、带状缝隙式、叠片缝隙式、棉织物、纸质等。

图 4.1.7-28 所示为网式和叠片式两种过滤元件组成的滤器，并装有磁铁以去除金属磨损颗粒。

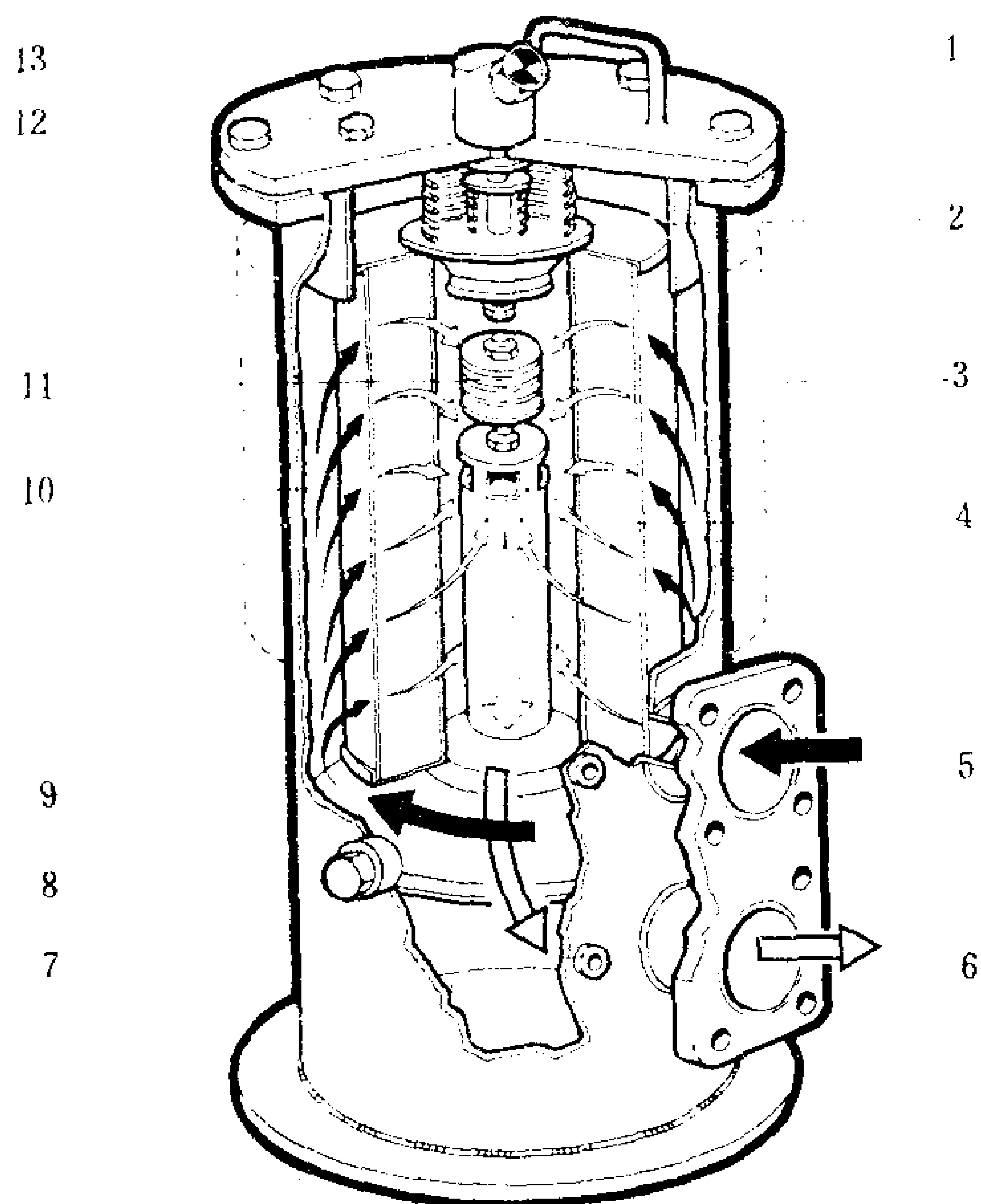


图 4.1.7-29 VOKES 细毡滤器

1-提手；2-旁通组件；3-蒸汽加热套；4-细毡圆柱体；5-进油口；6-出油口；7-压差接头；8-放油螺塞；9-隔板；10-油流从外去里；11-磁性元件；12-放气塞；13-工作指示器

图 4.1.7-29 所示为 VOKES 细毡滤器。圆锥体的滤芯由纤维板、细棉或人造毡构成，能除去直径在 5 μm以下的固体颗粒。由于滤芯做成所谓“双密度”型的，即滤芯填装物的密度做成从边周向中心增加，使粗颗粒滞附于表层，细小的附于内层，因而同一滤芯具有粗精滤器的功能。

为了满足全自动化和无人机舱的要求，该滤器实现清洗自动化，即所谓自清式滤器。在一些结构中，用活塞机构、差动阀和冲洗室来进行滤器的自动清洗。当滤器因脏污而阻力增加，使它的进出口之间的压差等于 49×10^3 Pa，差动阀开启，滑油进入活塞机构，其上的齿轮便缓慢地转动圆柱体滤芯，同时形成的滑油涡流从滤芯表面冲刷沉积物。当阻力降低时差动阀关闭，恢复滤器的正常工作。

在某些滤器中，借助伸进滤清元件片之间的刀片——刮片来实现自动清除污垢，滤清元件的转动可借手动或电动、气动和液动实现。

2）离心式滤器

这种滤器是借助离心力的作用将滑油中的杂质分离出来，它主要由转子和壳体组成。转子由柴油机通过齿轮来传动，或借助油流从设置在转子上的一对喷嘴高速喷出时的反作用力使之高速回转。图 4.1.7-30 所示为设有喷嘴的离心式滤器，它在现代柴油机中广泛用作精滤器。

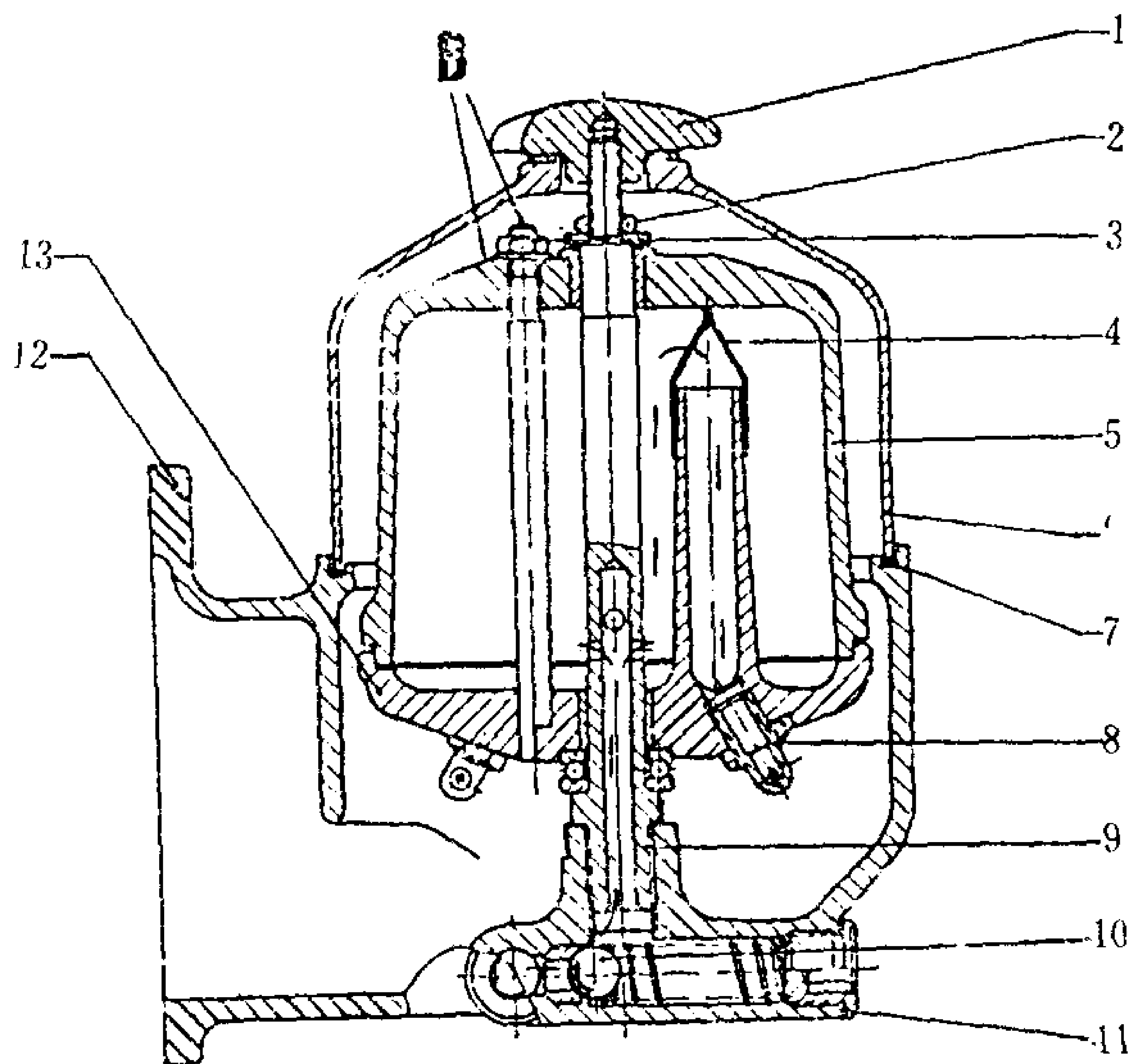


图 4.1.7-30 设有喷嘴的离心式滤器

1-螺盖；2-螺帽；3-垫片；4-滤网；5-转子；6-罩壳；7-密封垫圈；8-喷嘴；9-空心轴；10-球形阀；11-螺塞；12-转子座；13-滤器座

3）吸收式滤器

吸收式滤器分活性和非活性两种。非活性滤器的元件由棉纱、绒、毡、石棉、木浆、硅藻土等制成，有的还使用陶瓷和特殊熔结的金属。滑油流过滤器时，其中的水分和细小的杂质即被阻止而留在元件中。这种滤器能够过滤小至 10 μm的颗粒。

活性滤器与非活性滤器相似，但其

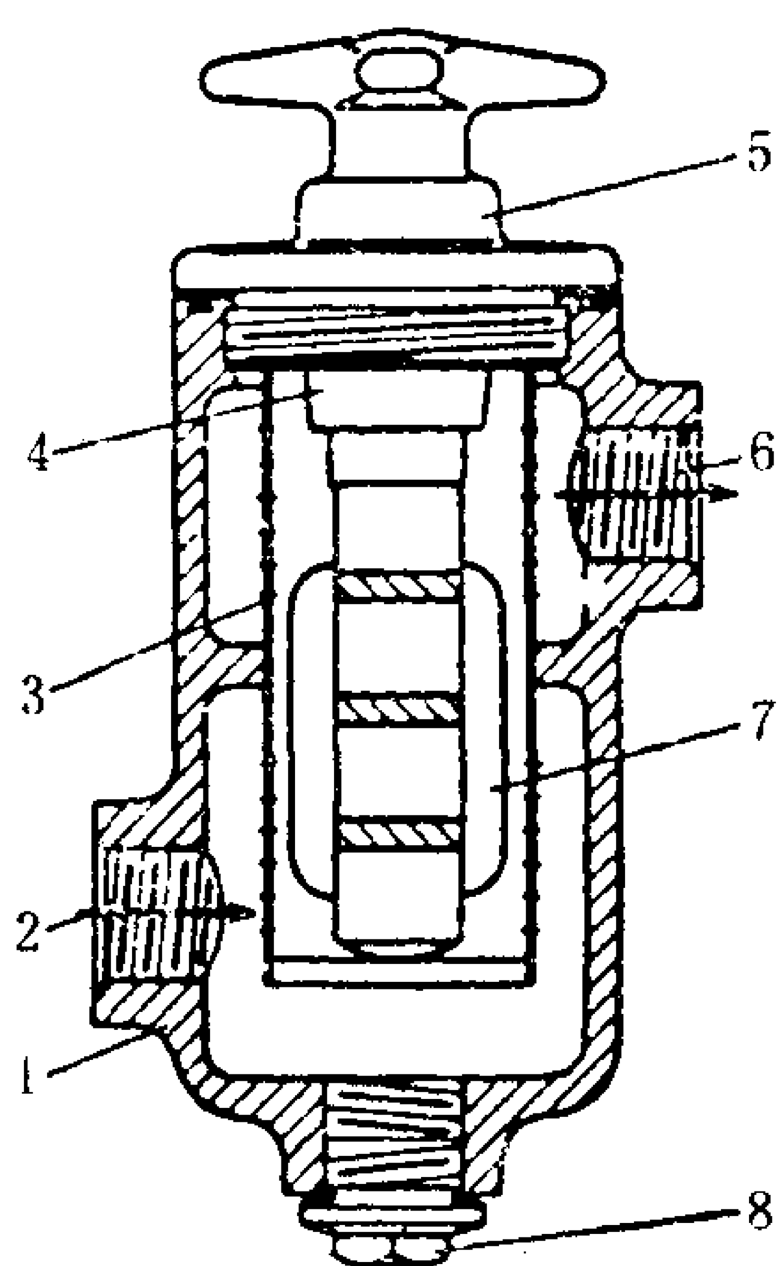


图 4.1.7-31 磁铁式滤器

1-壳体；2-进油孔接头；3-金属丝网；4-强力永久磁铁；5-盖；6-出油孔接头；7-导向筋；8-放泄螺塞；

过滤元件除具有过滤的作用外，还能依靠化学上的吸引力来去除滑油中的污染物，元件的材料为活性粘土、漂白土、木炭和经过化学处理的纸等。其过滤能力胜于非活性元件，它甚至能去掉溶于油中的杂质，但这种滤器堵塞后无法进行清洗，只有更换新的过滤元件。

4）磁铁式滤器

磁铁式滤器借助磁铁清除滑油中的钢和铸铁颗粒。图4.1.7-31为这种滤器的结构。滤器的主要元件是棒轴型强力永久磁铁，周围用金属丝网防护，磁棒上装有保证滑油为层流运动的导向筋，以免产生紊流影响磁铁的滤清效果。

油中含有的铁颗粒沉附在磁铁上，非磁颗粒在重力影响下附聚在铁粒周围并与它一起沉附在磁铁上。此外，细小的污脏掺和物与铁泥生成物在磁场作用下会凝结起来，沉积在滤器的防护网上。

4.3.3 滤器的性能

上述各种滤器的性能和适用范围列于表4.1.7-7中。

表4.1.7-7 各种滤器的性能

性能	滤器型式				
	网式和片式	吸收式		离心式	磁铁式
		非活性	活性		
污染物：					
固体，大颗粒	完全适用	完全适用	完全适用	完全适用	完全适用
固体，小颗粒（<10 μm）	有时适用	完全适用	完全适用	完全适用	完全适用
油氧化不溶物，悬浮状	不适用	有时适用	完全适用	完全适用	不适用
油氧化不溶物，凝结状①	完全适用	完全适用	完全适用	完全适用	不适用
油溶性氧化物	不适用	不适用	大多适用	完全适用	不适用
水分	不适用②	有时适用	有时适用	完全适用	不适用
添加剂	不适用	不适用	有时适用③	有时适用	不适用
应用于：					
全流式过滤	完全适用	很少适用	很少适用	很少适用	适用
旁通式过滤	完全适用	完全适用	完全适用	完全适用	不适用

注：①取决于凝结块的大小；②当与真空式滤器结合时有效；③取决于添加剂的化学成分。

4.4 曲轴箱油的净化处理

曲轴箱油必须经常进行净化处理，以防止滑油因氧化和外来物污染（水、杂质等）而变质，其净化处理的方法随机型而异。

4.4.1 大型船舶柴油机曲轴箱油的净化处理

1）连续旁通分离净化

在大型船舶柴油机的润滑系统中，除设有粗、细滤器外，还设有连续旁通分离系统，以便连续地对滑油进行分离和净化，也就是将系统中的一部分滑油不断送进分油机进行净化。

一般说来，这种旁通分离系统在一天内至少应能将系统中的全部滑油处理一次，最好能处理1.5～2.5次。通过连续分离，可将滑油中的水分控制在0.25%以下，并能除去直径小至2～3 μm的固体颗粒。

2）成批处理方法

当船舶停泊港口且条件许可时，应尽可能将系统油全部泵入备用油柜，将油温加到80～85℃，使其沉淀24 h以上，然后将柜底部的水和沉淀物排放掉，再经分油机进一步净化后输回循环油柜。采用成批处理方法能确保全部滑油得到彻底清洁，此时，应在分油机的最小分离流量下进行。一般，循环油柜每年至少打空一次，予以较彻底的清洗和检查，以免在大风浪时油柜翻底而造成主机断油。

3）水洗处理

当滑油中由于燃烧产物漏入而出现无机酸时，可用水洗法降低酸值。所谓水洗法，就是将欲处理的滑油事先加热后进行分离，在分离过程中从分油机的进口加入相当于1%～2%滑油量的淡水来进行净化。利用水洗法不仅可洗掉无机酸，而且还能浸湿小粒杂质使之变重，以利于分离。但是，对于碱性曲轴箱油则不宜用水洗处理，以免洗去滑油中的碱性添加剂。

4.4.2 发电柴油机曲轴箱油的净化处理

对于发电柴油机的曲轴箱油，由于系统中的油量有限，故除在系统中设置粗、细滤器外，不再进行其它处理。通常是采用定期换油的方法，即将换下的全部污油装进污油柜，然后根据滑油变质的程度进行成批分油处理。

4.4.3 曲轴箱油乳化后的处理

若曲轴箱油被乳化，可使用以下两种简易方法予以补救。

1）将滑油驳入可利用的油柜中保温85～90℃，沉淀40～50 h，便可将水、乳化油与未乳化油分离，然后将水和乳化油从柜底放掉。若港口有可供使用的加温油柜，则此工作可在岸上进行。

2）将滑油加热至90～95℃，选择合适的“比重”环用分油机分离，并掌握好合适的分离量。

此外，有一种乳化油回收机，它可以回收全部乳化油。该回收机是利用半透膜原理，此半透膜可让水、盐透过而不允许油透过。

4.4.4 加油和换油

1）加油

若使用中需要补油时，应尽可能添加同一牌号的滑油，若必须添加不同牌号的滑油时，一定要做混兑试验。此工作一般由专门单位进行，如果船上有条件也可进行。方法是按体积比将两种不同牌号的滑油以80∶20，50∶50，20∶80的比例分别装在三个透明的容器内，将它们在60℃下保温一星期，或在100℃下保温3天，如果无沉淀或分层便可混用。

2）换油

当滑油变质并不能达到规定性能指标或超出性能指标规定范围时，应换用新油，各航运公司对滑油性能都有指标要求，我国交通部运输管理司针对HC-11和HC-14号滑油制定的柴油机运行控制指标如表4.1.7-8所示。原则上，表中所列的某项指标超过规定而又处理无效时，便应考虑换油。远洋船舶在使用国外滑油时，换油指标应视具体油品而定，有关控制指标示于表4.1.7-9中。

表 4.1.7-8　　　　　　　　　　　**曲轴箱油运行控制指标**

项　目	机型类别		试验方法	项　目	机型类别		试验方法
	十字头式柴油机	筒形活塞式柴油机			十字头式柴油机	筒形活塞式柴油机	
	控制指标				控制指标		
粘度变化 不大于 不小于	+20% −20%	+25% −15%	GB 265-75 GB 266-77	苯不溶物，%(重量)不大于	0.5	1.5	SY 2667-65 S
闪点(开口)℃不低于	160	江船 180 海船 170	GB 267-77	正庚烷不溶物%(重量)不大于	1.0	2.0	SY 2667-65 S
酸值，mgKOH/g 不大于	1.5	2.0	GB 264-77	氯根(Cl^-)，比新油增			
残炭，% 不大于	1.5	1.8	SY 2611-65 S	加量 mg/L 不大于	50	50	SY 2660-65 S
水分，%(容积) 不大于	1.0	0.5	GB 260-77	水溶性酸或碱 不允许	酸性	酸性	GB 259-77

表 4.1.7-9　　　　　　　　　　　**远洋船舶曲轴箱油运行控制指标**

项　目	滑油品种		
	BP 公司	SHELL 公司	MOBIL 公司
	控制指标		
粘度变化 不大于 不小于	+30% −20%	+30% −20%	+30% −20%
闪点(开口)℃ 不低于	—	210	205
总酸值 mg KOH/g 不大于	2	2.5	2
不溶性沉积物%(重量) 不大于	2.5	1	—
总碱值 mgKOH/g 不小于	2	2	2

4.5 润滑系统的管理

1)滑油压力应高于海水压力，以防冷却器泄漏时海水漏入滑油中。滑油冷却器进出口温差一般为 10～15℃。

2)备车时，应对滑油柜加温，以便杂质从滑油中分离，并防止油泥沉积在冷却器管壁上。加热后即可开动滑油泵，使滑油在系统中循环，防止柴油机起动时出现干摩擦。起动时，不应立即开动海水泵，须待滑油温度升高后再开动之。

3)在船舶短期停航期间，至少每星期要开动一次滑油泵，约运转 30 min，使轴颈等能经常保持覆盖一层油膜。

4)应经常检查循环柜的油位，及时补充滑油。如果循环系统中的滑油量过少，滑油温度将会升高，容易引起滑油挥发并加速其变质。如果补给的滑油量过多，当有水或燃油漏入时，滑油可能溢出油柜。一般，正常油面应低于循环柜顶板下 15～20 cm。

5)在清洗滤器时，要注意检查其中的金属粉末，以便及早发现潜在的严重事故。例如，铁、铝、硅粉末较多时，会引起活塞环和气缸套的磨损，因为铝、硅粉末可能是燃油中的催化剂粉末；发现锡、铜等粉末，则要注意轴承的运转情况；发现钒、镍等成分，可能是在滑油中混入了燃油；发现较多的钠、镁成分，则说明有海水污染。

5 柴油机的冷却

在柴油机中，燃油燃烧所释放的热量中，大约有 1/3 是以冷却和散热的方式导出的。需要冷却的部件有活塞、气缸套、气缸盖、增压器、喷油器等。用以冷却柴油机的冷却介质有水、油和空气，大多数船舶柴油机采用水冷却。

5.1 活塞的冷却

活塞有非冷却式和冷却式两种，小缸径柴油机的活塞为非冷却式，其它柴油机均为冷却式，活塞的冷却介质为油或水，多数柴油机的活塞为油冷式，一些大功率柴油机的活塞为水冷式。

5.1.1 活塞冷却方式

活塞的冷却可归纳为三种基本方式。

1）喷油冷却　一般适用于缸径小于 150 mm、活塞比功率在 0.222～0.294 kW/cm^2 和平均有效压力约 1.08 MPa 的柴油机。

2）盘管冷却　适用于平均有效压力为 1.08～1.47 MPa 的较大缸径的柴油机。

3）振荡冷却　所谓振荡冷却，即冷却用滑油仅占活塞冷却腔的部分容积（如PC3 型机的冷却油占冷却腔总容积的 30%～50%），使滑油在冷却腔内随活塞的上下运动而产生振荡，以提高滑油的流速（相当于活塞的速度），增强冷却效果。振荡冷却较多用于平均有效压力超过 1.47 MPa 的较大缸径柴油机，冷却效果与进入内腔的滑油流率成正比，最小滑油流率应不小于 2.7 kg/(kW · h)。如果滑油温升不超过 20℃，平均滑油流率约 4.1 kg/(kW · h)。

5.1.2 油冷和水冷的比较

1）油的比热为水的一半，其导热率为水的 1/3，故冷却油的循环量比水大。

2）因为油的比热小于水，使活塞内表面的温度有所提高，降低了活塞顶部的热应力。

3）油冷活塞在冷却机构泄漏时不会污染曲轴箱内的滑油。

4）当柴油机正常运转时，冷却油可稳定地输入灼热的活塞顶内表面。然而当柴油机停车时，如果油压不够高，则冷却油不能完全充满活塞的冷却腔，使活塞顶过热，附近的滑油炭化，而水冷活塞则可保持活塞顶内表面清洁。

5.2 气缸的冷却

气缸套通常与气缸盖共用同一冷却系统，气缸的冷却随机型和用途的不同有水冷却、风冷却、高温冷却和油冷却四种方式。

5.2.1 水冷却

水冷却有海水冷却和淡水冷却两种。

1）海水冷却

由冷却水泵吸入舷外水直接冷却柴油机的气缸和气缸盖，带走热量后排出舷外，这种冷却叫开式冷却，也叫做直接冷却。

开式冷却的系统布置简单、水源丰富、管理方便。但是，由于舷外水质差，含有大量泥沙、杂质和盐类，使冷却水腔内泥沙大量沉积、结垢，造成受热部件局部热应力过大，以致损坏或酿成严重事故。特别是当舷外水是海水时，在水温超过 50～55℃ 的情况下，海水中溶解的各种盐类如 $NaCl$、$MgCl_2$、$MgSO_4$、$CaSO_4$、Na_2SO_4 等会大量析出。因此，开式冷却主要用于小船柴油机以及要求不严格的热交换器等。

2）淡水冷却

利用淡水冷却气缸等受热部件，再由舷外水冷却淡水，淡水封闭在系统中循环，故叫做闭式冷却，又叫间接冷却。闭式冷却可以提高冷却水温，其出水温度可达 70～90℃，因而减少燃气热损失，提高柴油机的热效率。此外，淡水中所含的杂质和盐分较少，对冷却腔的腐

蚀和结垢较轻。因此，闭式冷却广泛应用于各类船舶的主、辅柴油机中。

5.2.2 风冷却

风冷却是柴油机驱动的风扇或鼓风机造成的流动空气来冷却柴油机的受热部件，具有高的可靠性，无需冷却水泵和管路，较多应用在一些小的客货船、拖船、渡船和扫雷舰的柴油机上，其有效功率仅限于 350 kW 左右。

在许多风冷柴油机中，为了均匀地冷却气缸和防止过分的空气消耗，用罩将柴油机全部或部分封闭，并装有专门的挡板-导向装置，借以遮蔽气缸之间的间隙，且作为冷却筋之间的空气导向。

5.2.3 高温冷却

将柴油机冷却介质的出口温度从 60～80℃ 提高到 120～130℃，这种冷却称为高温冷却。它有两种冷却方式。

1）高温压力冷却

冷却水密闭在系统内，并在加压下循环，以避免冷却水在冷却腔内汽化。冷却水经过装在柴油机外的节流阀时压力降低，产生低压蒸汽，蒸汽可作为热源用以加热，或者作为工质供给汽轮机。试验表明，一台功率为 736 kW 的蒸发冷却柴油机，可获得 800～1000 kg/h，温度为 100～127℃ 的蒸汽，此蒸汽可用来驱动功率为 45～52 kW的汽轮机工作。

2）汽化冷却

在系统中建立真空，使冷却水在 100℃ 以下的温度时沸腾。系统的真空借助真空泵建立，真空泵约需消耗柴油机功率的 5％～12%，因而，汽化冷却在船舶柴油机中只获得有限的应用，如生产电能、热能和冷气（鱼类加工船、冷藏船）的综合性船舶动力装置。

采用高温冷却，由于气缸套内表面的温度比一般水冷却的高，因而气缸的腐蚀磨损小，柴油机的工作粗暴度因滞燃期减短而下降。此外，还可回收一部分冷却热，提高动力装置的热利用率。但是，这种动力装置比较复杂，并且还缺乏足够的运行经验来保证高度的可靠性，因此到目前为止，船舶柴油机采用高温冷却的还不多。

5.2.4 油冷却

柴油机采用高温水冷却时，需要考虑采用加压装置，并增加高压部件的壁厚，以便把系统压力增高至 0.29～0.69 MPa。这样，柴油机的造价将增高，且高温冷却水可能会泄漏。采用油冷却可克服这种弊端。

所谓油冷却即把沸点为 300℃ 的油作为冷却介质，让冷却后的油通过排气、热交换器进一步提高其温度，从而成为高温热源，再回收这种高温热源的热量，用它来提高柴油机自身的热效率，并把它作为空调装置、制冷装置，重油和油船货油的加热等热源而加以广泛利用。柴油机用油冷却具有以下优点：

1）冷却部位不产生腐蚀。

2）气缸套和活塞环不致产生硫酸腐蚀。

3）燃烧室温度增高，燃烧得以改善，降低了燃油消耗。

4）可以提高排气热交换器的余热回收。

目前，这种油冷柴油机只在少数船舶上使用，尚处在试用阶段。

6 冷却系统

6.1 冷却系统的一般规则和要求

冷却系统主要由冷却水泵、冷却器、膨胀水箱、温度调节器以及管路和阀件组成。由于柴油机的一些故障，如拉缸、气缸套和气缸盖或增压器蜗壳的开裂，大多数与冷却系统有关。因而，船舶检验部门、柴油机制造厂和用船部门对冷却系统都有严格的规定和要求。

1）冷却水泵可以由主、辅机带动，也可用独立动力驱动，但主机至少应有一台冷却水泵由独立动力驱动。主机一般应设有备用冷却水泵。小型船舶的备用冷却水泵可用其它足够排量的泵代替。柴油辅机如本身带有冷却水泵，则可免设备用冷却水泵，若多台辅机共用同一冷却系统时，仍需设置备用泵。

2）必须防止空气进入冷却系统并及时放出系统中的气体。为此，膨胀水箱应放置在距柴油机足够高的高度处（如RLB 型机要求膨胀水箱底部距柴油机曲轴中心的高度为 11～16 m，RTA型机为 9 ～16 m)，在缸套冷却水的出水管上要装有气水分离器。

3）主机停车时不允许用辅机的冷却水来预热或保温，以免来自辅机的气体进入主机的冷却系统，破坏经过处理的冷却水的性质，产生沉淀和积垢。

4）冷却水系统要装置冷却水加热器，以保证柴油机起动时缸套冷却水的温度不低于 50℃。不允许利用柴油机自身运转的热量来加热冷却水。

5）对于低速二冲程柴油机，增压空气冷却器的海水进水温度必须不低于 25℃，以防止空气冷却器过冷而使扫气箱产生凝水。

6）空气冷却器海水出水温度不能超过 45℃，以防止海水在其中结垢。

6.2 传统冷却系统

6.2.1 传统冷却系统的布置

柴油机直接用海水冷却的系统，即所谓开式冷却系统，存在着海水沉淀、腐蚀和堵塞的问题。30 年代为了克服盐分沉淀问题，引进了用淡水冷却柴油机的闭式冷却系统，为了与目前的中央冷却系统相区别，称这种系统为传统冷却系统，传统冷却系统有两个系统组成：密闭的淡水循环系统，用于冷却气缸；直接的海水循环系统，用于冷却低温部件（滑油、扫气空气等)。图 4.1.7-32 所示为这种冷却系统的原则线图。

6.2.2 SULZER RND-M 型柴油机冷却系统

SULZER RND-M 型柴油机采用闭式冷却系统，其气缸套、气缸盖、活塞和喷油器用淡水冷却，淡水冷却器、滑油冷却器、增压空气冷却器和喷油器冷却器则由海水冷却。淡水温度通过控制海水的流量来调节。在缸套冷却系统中设有膨胀水箱和蒸汽加热器，后者在柴油机起动前用来预热冷却水。

图 4.1.7-33 和图 4.1.7-34 分别为该柴油机的缸套冷却水系统和海水循环系统。

6.3 中央冷却系统

6.3.1 中央冷却的概念

传统冷却系统虽然克服了海水对缸套等冷却空间的腐蚀和盐垢沉积问题，然而，海水管路以及与海水接触的部件仍遍及全船。作为这种冷却系统概念合乎逻辑的延伸是采用中央冷

却系统。在中央冷却系统中，所有原先采用海水冷却的设备均改用淡水作为冷却介质，淡水在其中封闭循环，它所吸收的热量则集中在中央冷却器中传递给海水。这样，与海水接触的仅仅是中央冷却器及与之相连的海水进出口管路系统。

与传统冷却系统相比较，中央冷却系统有如下优点：

1）由海水腐蚀造成的维修工作仅限于中央冷却器

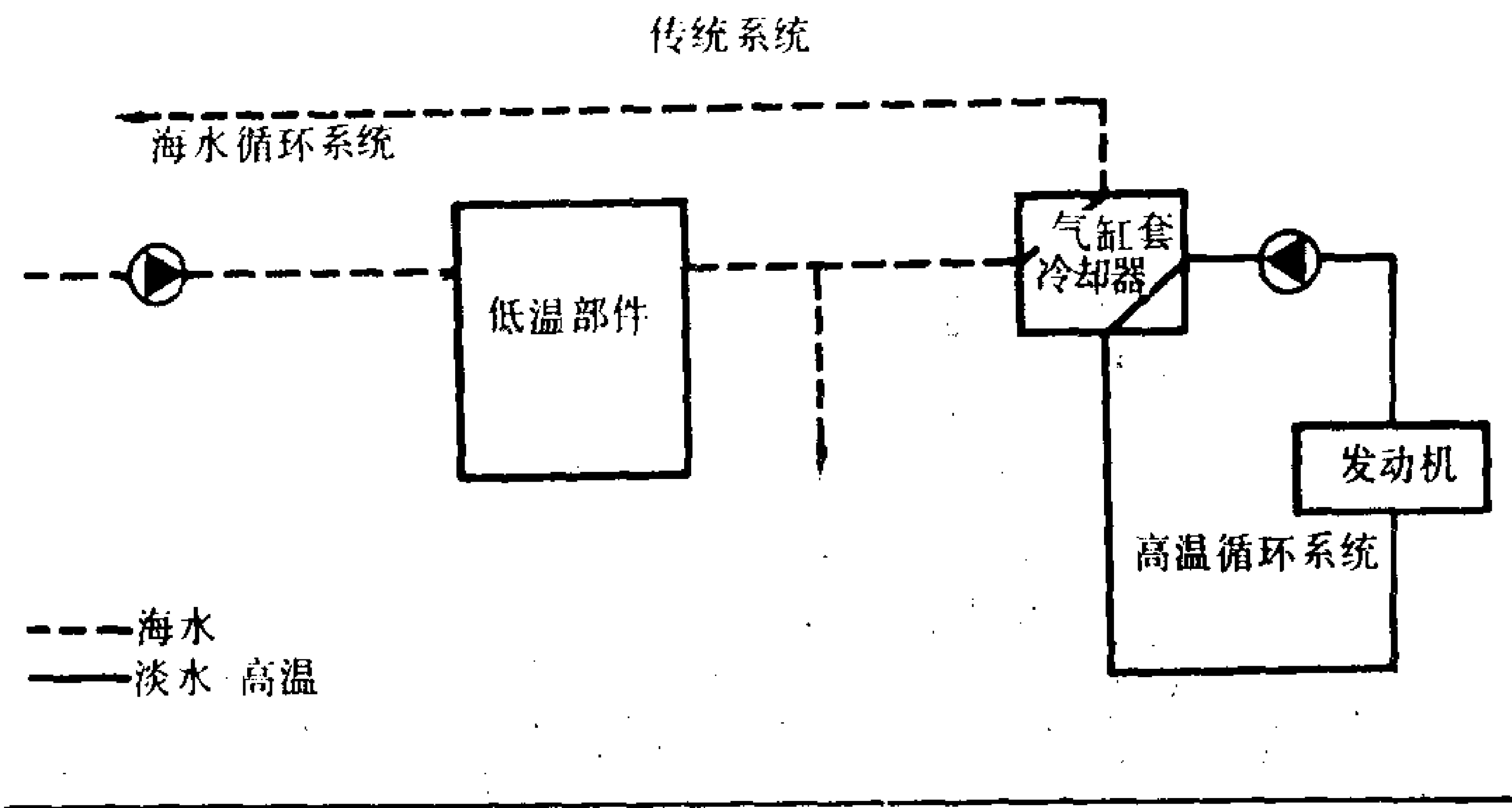


图 4.1.7-32 传统冷却系统原则线图

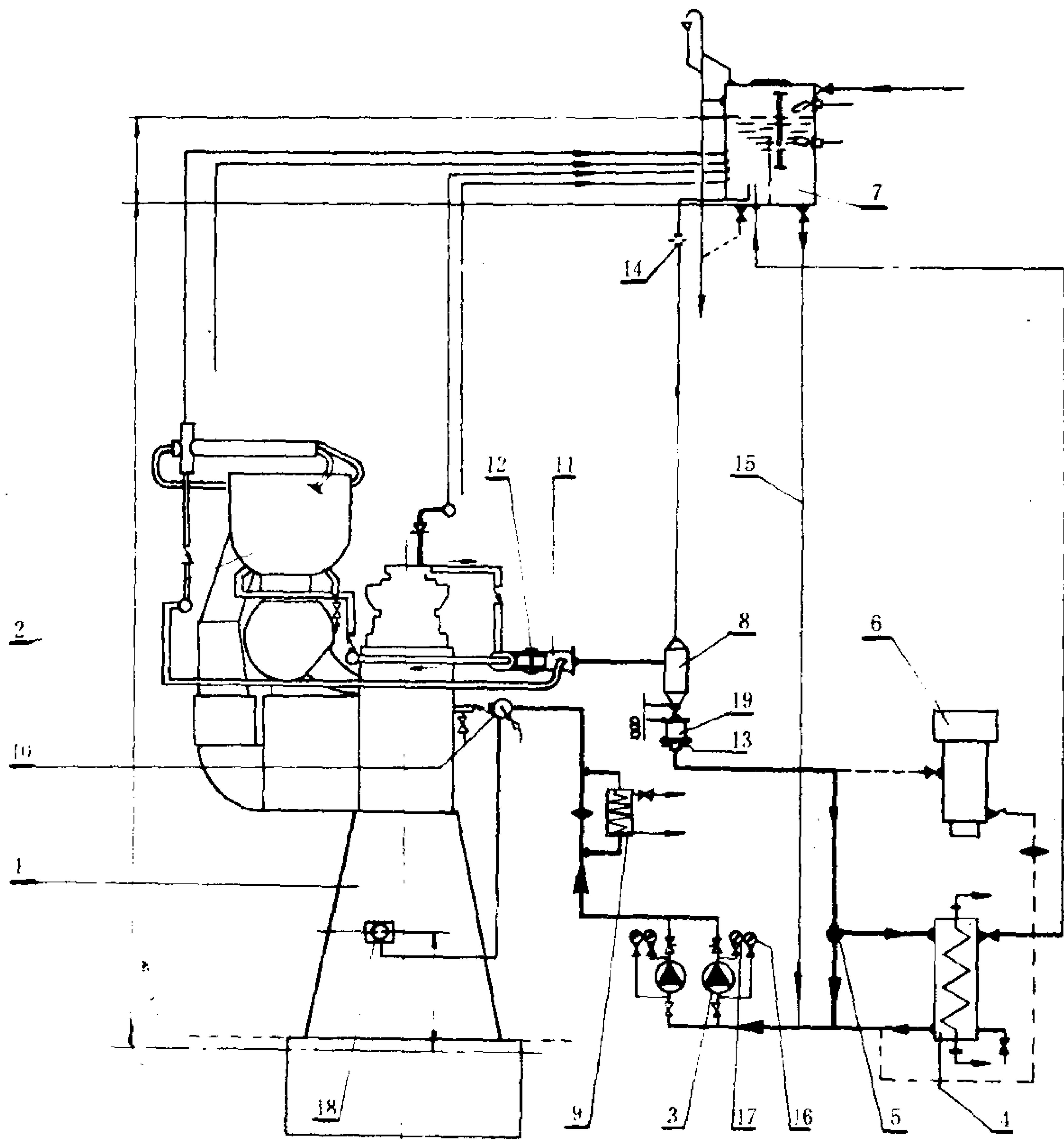


图 4.1.7-33 SULZER RND-M型柴油机缸套冷却系统

1-主机；2-涡轮增压器；3-淡水泵；4-淡水冷却器；5-温度自动控制阀；6-淡水发生器；7-膨胀水箱（具有低位警报）；8-气水分离器；9-加热器；10-淡水进水管；11-淡水出水管；12-调节涡轮增压器冷却水量的节流孔板；13-调节冷却水压力的节流盘；14-透气管上的节流孔板；15-平衡管；16、17、18-压力表；19-稳流器

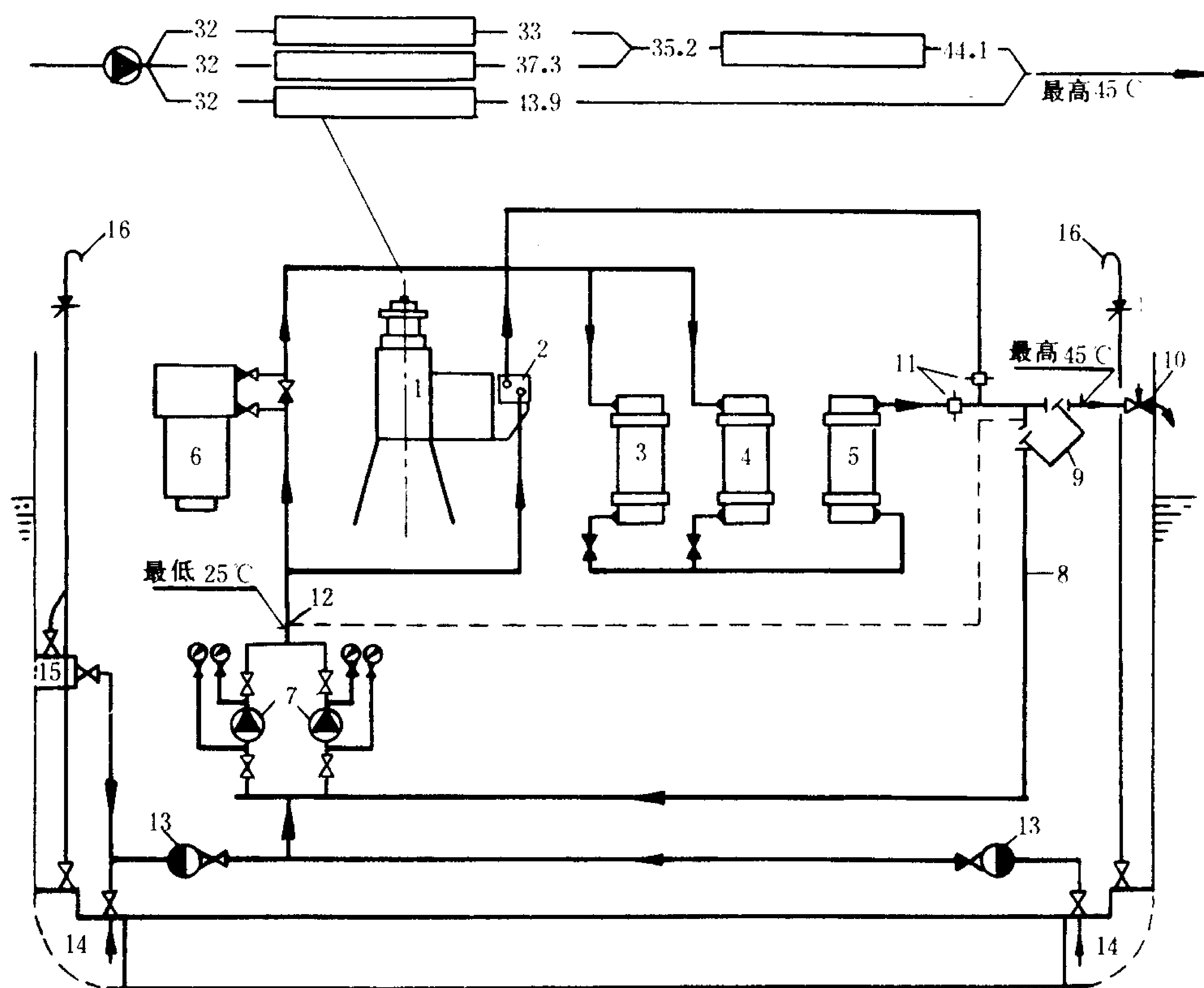


图 4.1.7-34 SULZER-RND-M 型柴油机海水循环系统

1-主机；2-空气冷却器；3-滑油冷却器；4-活塞水冷却器；5-缸套水冷却器；6-淡水发生器；7-海水泵；8-热海水回水管；9-温度自动控制阀；10-舷外排出阀；11-节流孔板；12-温度敏感元件；13-海水滤器；14-低位海水门；15-高位海水门；16-透气管

及与之相连的海水进出口这一很短的管路中，使维修工作量减至最低限度。

2）淡水循环系统可多年保持清洁，维修工作量极少。

3）主、辅机不存在冷态启动问题，气缸冷却水温度易于保持稳定。

但是，中央冷却系统增加了中央冷却器、海水进出口管系、海水泵等设备，其投资费用高于传统冷却系统。此外，为了克服附加管路的阻力损失，其泵送能耗的成本也有所增加。

6.3.2 中央冷却系统的型式

中央冷却系统有两种主要型式，如图 4.1.7-35 所示。一种为仅设单一的中央冷却器的中央冷却系统（以CCI 表示），冷却气缸部分属高温循环系统，冷却低温部件的属低温循环系统。在低温循环系统和高温循环系统之间设一混合阀，它可使高温和低温淡水按不同比例混合，以适应不同用途的柴油机对冷却水进口温度的要求。另一种为带单独气缸冷却器和中央冷却器相互串联的中央冷却系统（以 CCII 表示），其高温和低温循环系统彼此独立，以减小中央冷却器的体积，在有些系统中，缸套冷却器不用海水冷却，而是用低温循环中的淡水作为冷却介质。

在这两种型式中，CCII 系统的投资费用和泵送能耗费用略高于 CCI 系统，并且在实际

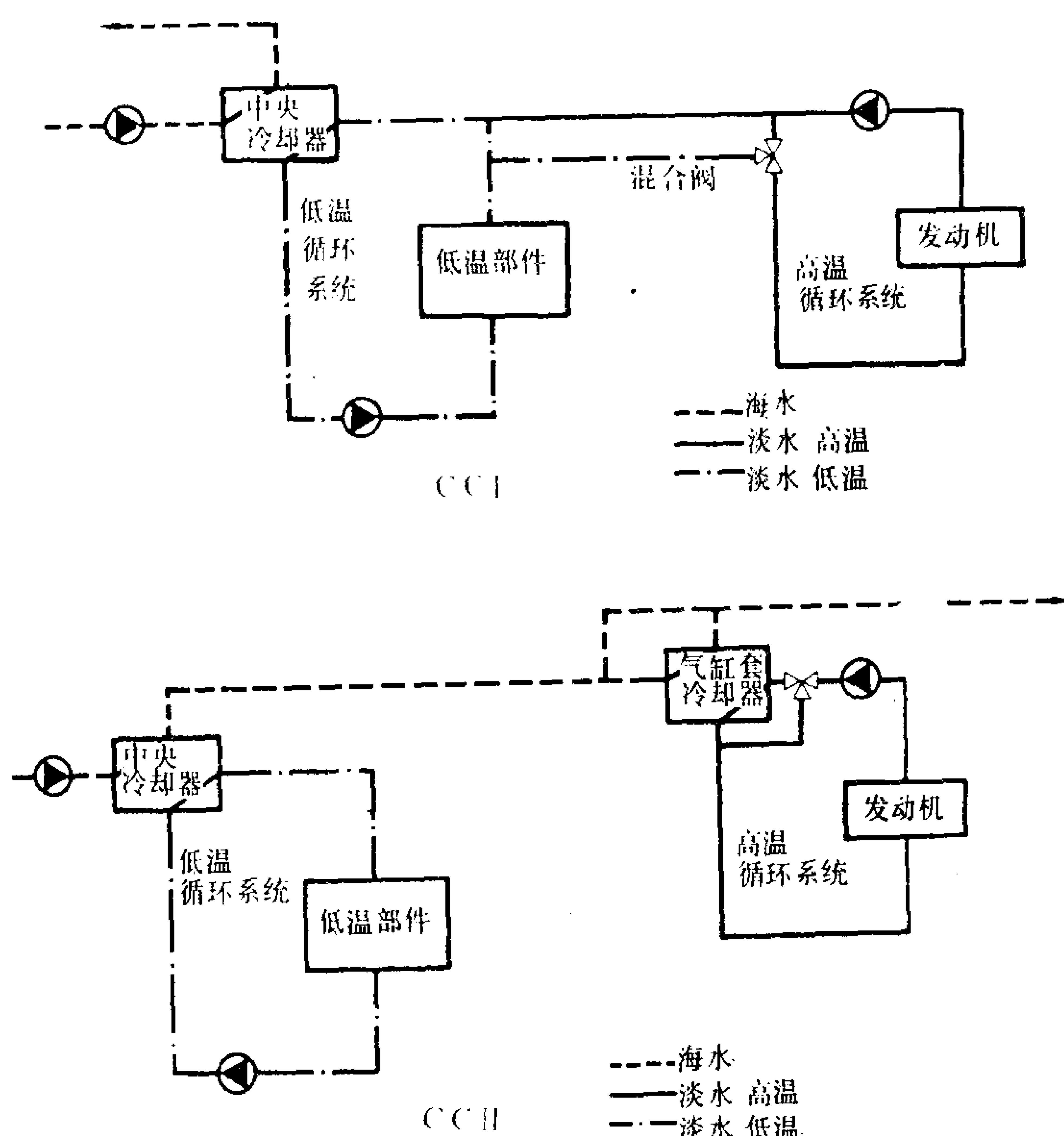


图 4.1.7-35　中央冷却系统型式

运行中，当海水温度变化时，通过气缸淡水冷却器及其旁通管路之间的海水流量的分配难以精确调节，所以目前一般不采用 CCII 系统。

6.3.3　PC 2-6 型柴油机的中央冷却系统

图 4.1.7-36 所示为 PC 2-6 型柴油机的中央冷却系统，它由高温淡水循环和低温淡水循环组成。为了使柴油机在较低负荷运行时仍能使用重油，可把第 1 级空气冷却器的低温循环水关断，只让高温循环水通过第 2 级空气冷却器，使增压空气保持在大约 70℃的温度上。

6.3.4　某 16 万吨油船的中央冷却系统

图 4.1.7-37 所示为某 16 万吨油船的高、低温淡水系统。低温淡水循环的温度由调节器控制，它实际上是一个三通混合阀。低温淡水给定值是 35℃，其总流量的 85%与高温淡水混流直接进入淡水冷却器，仅有 15%的流量进入高温淡水循环系统中。高温循环泵将淡水供给主机，若该泵停止工作，低温循环泵仍能提供少量淡水进入主机。高温淡水给定值为 68℃。

图 4.1.7-38 所示为该船的海水循环系统。系统由中央冷却器、蒸汽冷凝器、海水循环泵、高低位海底阀箱和阀组成。在有负载的情况下，停港时使用高位海底阀，航行时使用低位海底阀，而空载时只能使用低位海底阀。

6.3.5　中央冷却系统的优化

典型船舶的中央冷却系统年总成本大致为：投资费用占 20%～25%；泵送能耗费用占

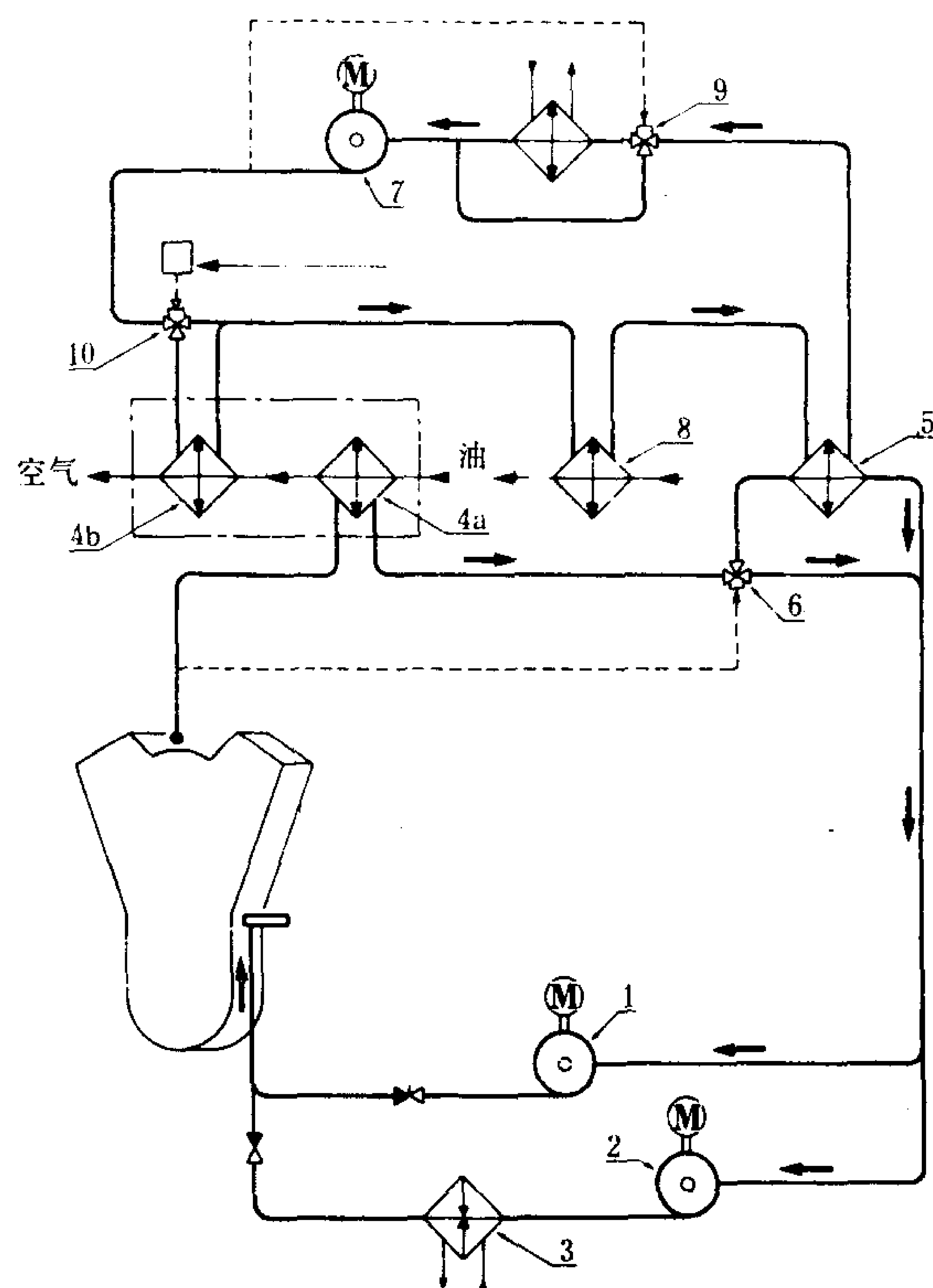


图 4.1.7-36 PC2-6型 柴油机中央冷却系统

1-高温冷却水泵；2-加热循环泵；3-加热器；4 a-空气冷却器（高温级）；4 b-空气冷却器（低温级）；5-高低温水循环热交换器；6-柴油机出口给定温度调节阀；7-低温水泵；8-滑油冷却器；9-空气冷却器水进口给定温度调节阀；10-随负荷而变的流量调节阀

65%～70%；维修费用占 10%。可见，重要的是应考虑减少泵送能耗费用以实现系统的优化。

泵送能耗费用由高温淡水循环泵、低温淡水循环泵和海水泵三者所耗的费用组成，它们的费用比例依次为 20%～25%，30%～45%，35%～45%。前一项的费用减少极为有限，后两项费用的减少可通过以下途径实现：

1）选择管内最佳水流速度

对于低温淡水循环泵，可通过选择管内最佳水流速度来实现，图 4.1.7-39 所示为管内最佳流速的选择。由图可见，在假定条件下，当管内流速由 3 m/s（相应的管路压降 $\Delta p=98$ kPa）下降为最佳流速 1.3 m/s（相应的$\Delta p=19.6$ kPa），则低温淡水循环泵泵送能耗费用为年成本的 68.4%左右。

这一措施在传统冷却系统中是不可能采用的。因为该系统的冷却介质是海水，管内流速的下降会造成管路堵塞，而且管径的增大会使海水管材（铝黄铜）的费用大幅度增加。

2）选择海水泵的最佳操作点

海水泵的排量是根据在最大柴油机负荷下和在海水温度为 32℃ 下能散走必需的热量来

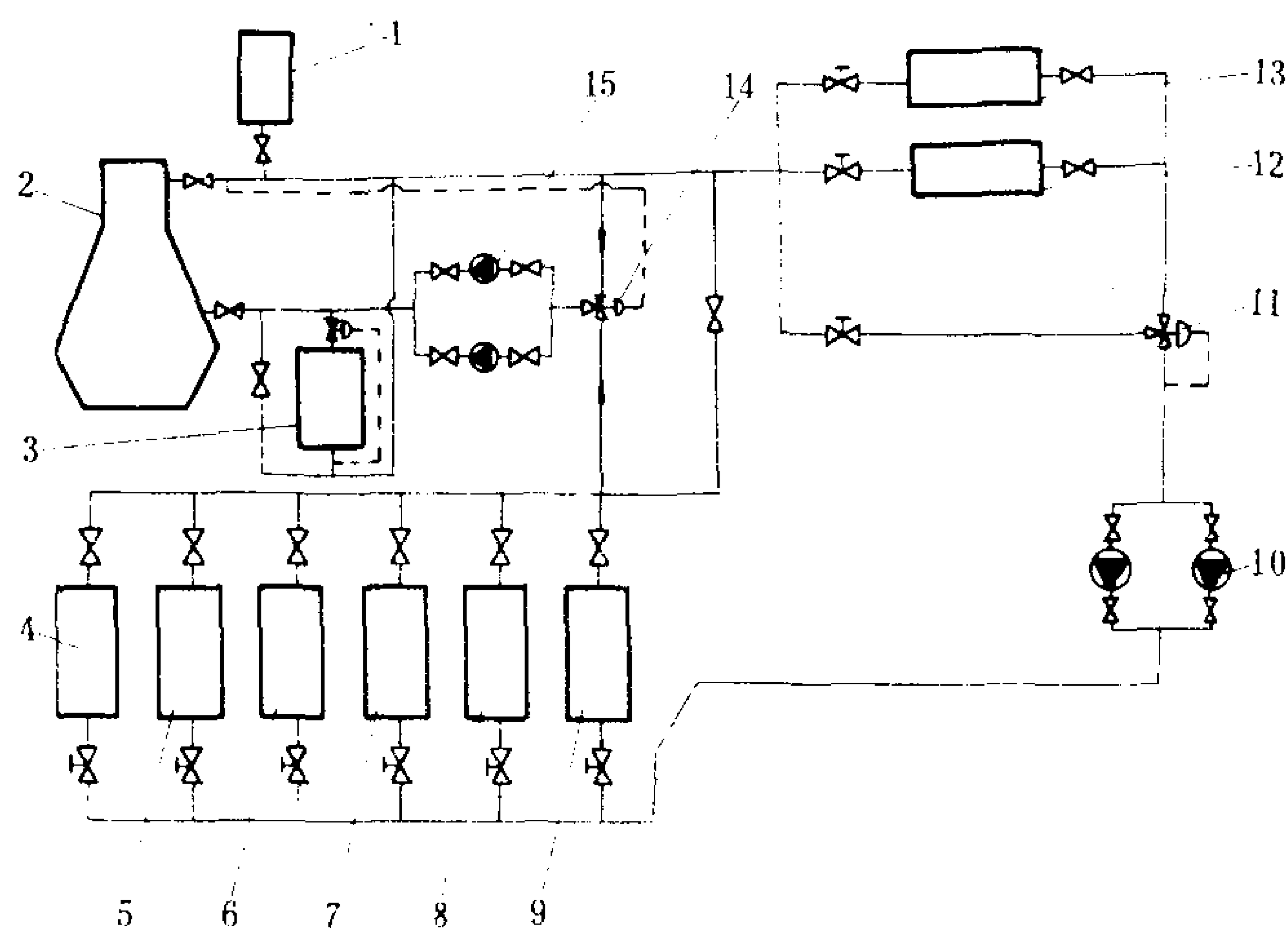


图 4.1.7-37　某 16 万吨油船的淡水系统

1-膨胀水箱；2-柴油主机；3-柴油发电机（高温淡水）；4、5-滑油冷却器；6、7-空气冷却器；8-柴油发电机（低温淡水）；9-空气压缩机；10-低温淡水循环泵；11-调节器；12、13-中央冷却器；14-调节器；15-高温淡水循环泵。

确定。但是，船舶航行时，海水温度随航区和季节而改变，实际所需要的海水流量也随之而改变。在完成给定的散热量的条件下，中央冷却器所需的海水流量和相应所消耗的海水泵功率随海水温度变化的规律示于图 4.1.7-40 中。

由图可见，当海水温度从 32℃下降至 26℃时，海水流量为参考条件下的 50%，相应的泵送功率仅为 15%。因此，根据实际海水温度范围，选择合适的海水流量，再根据此流量在中央冷却系统的海水管路特性曲线和离心泵特性曲线，找出相应最佳的泵操作点（图 4.1.7-41），便可大大降低海水泵送能耗费用。计算表明，可降低泵送能耗费用 18%。

表 4.1.7-10　**海水泵组合方案**

序号	泵的安装条件	可组合的泵数	组合方式
1	2 ×100%	1	1 ×100%
2	3 ×50%	2	2 ×50%；或 1 ×50%
3	3 ×50%一台为双速电动机（$N/2$）	3	2 ×50%；或 1 ×50% 或 1 ×50% （$N/2$）
4	3 ×50%一台为双速电动机（$\frac{2}{3}N$）	3	2 ×50% 或 1 ×50% 或 1 ×50% （$\frac{2}{3}N$）
5	1 ×100% 双速电动机（$\frac{2}{3}N$） + 2 ×50%一台双速电动机（$N/2$）	3	1 ×100% 或 1 ×100%（$\frac{2}{3}N$）或 1 ×50%（$N/2$）
6	2 ×100%一台为无级变速	可任意改变	根据系统特性

海水泵的组合方案如表 4.1.7-10 所示，由表可知，若用变速或无级变速电动机，则可得到更为满意的海水泵组合方案。

6.4　自流式冷却系统（scoop-system）

在船舶航行条件下，借助船舶的动能将海水供给冷却器的系统为自流式冷却系统。

这种冷却系统，其海水的循环量与船速成正比。当船舶在机动航行和后退航行时，海水循环量不足，为此系统中加装两台小排量海水泵。冷却器的海水吸入管和排出管分别接至船舶的舷侧。图 4.1.7-42 所示为自流式冷却系统示意图。

自流式冷却系统无需设置大排量的海水泵，它比前述各冷却系统具有更为节能的优点，目前已使用在德国建造的“未来”号船上。

6.5　冷却系统的管理

1）在船上一般应使用蒸馏水（或造水机淡水）作为冷却介质。由于蒸馏水没有足够的

硬度，会对金属产生腐蚀，故需加入缓蚀剂。在必须使用饮用水作为冷却介质时，此水的总硬度不得超过 9 °d_H（德国硬度等级），在 20℃ 时水的 pH 值应位于 5～8 之间，同时还要检查化合物含量不超过以下规定值：

氯化物	50 ppm
氯	10 ppm
硫酸盐	100 ppm
硅酸盐	150 ppm

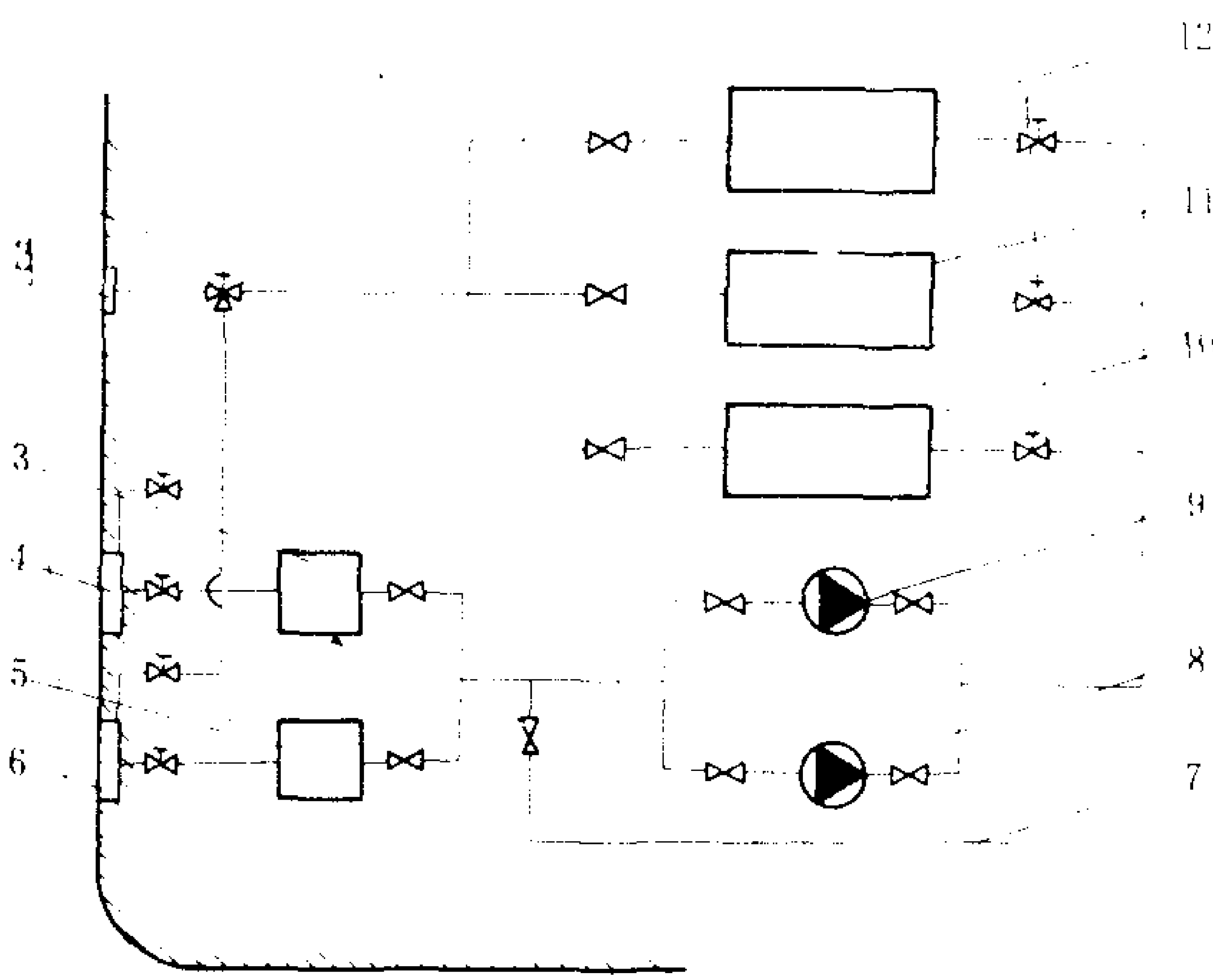


图 4.1.7-38　某 16 万吨油船的海水系统

1-三通阀；2-出海门；3、5-滤器；4-高位海底门；6-低位海底门；7-应急舱底水吸入管；8、9-海水循环泵；10、11-中央冷却器；12-蒸汽冷凝器

2）冷却系统的管路不能使用镀锌钢管，因为多数冷却水的处理剂会与锌起化学反应，产生一种泥浆状的氢氧化锌。如果已经使用镀锌钢管，则应在柴油机运行 6～12 个月后，用与冷却水道相反的水流来冲洗整个冷却系统。

3）冷却水的质量要定期检查，最好每周进行一次，测验缓蚀剂浓度（不低于厂商规定指标）、pH值（在 20℃ 时为 7～10）和氯化物浓度（不超过 50 ppm）。所有测验结果都要有记录，根据这记录可以大体确定和评价系统的现状和趋势。若冷却水中氯化物含量增加，说明有海水漏入；pH值降低或硫化物含量增高，说明有排气漏入。每隔 3 个月，应将冷却水样品送岸

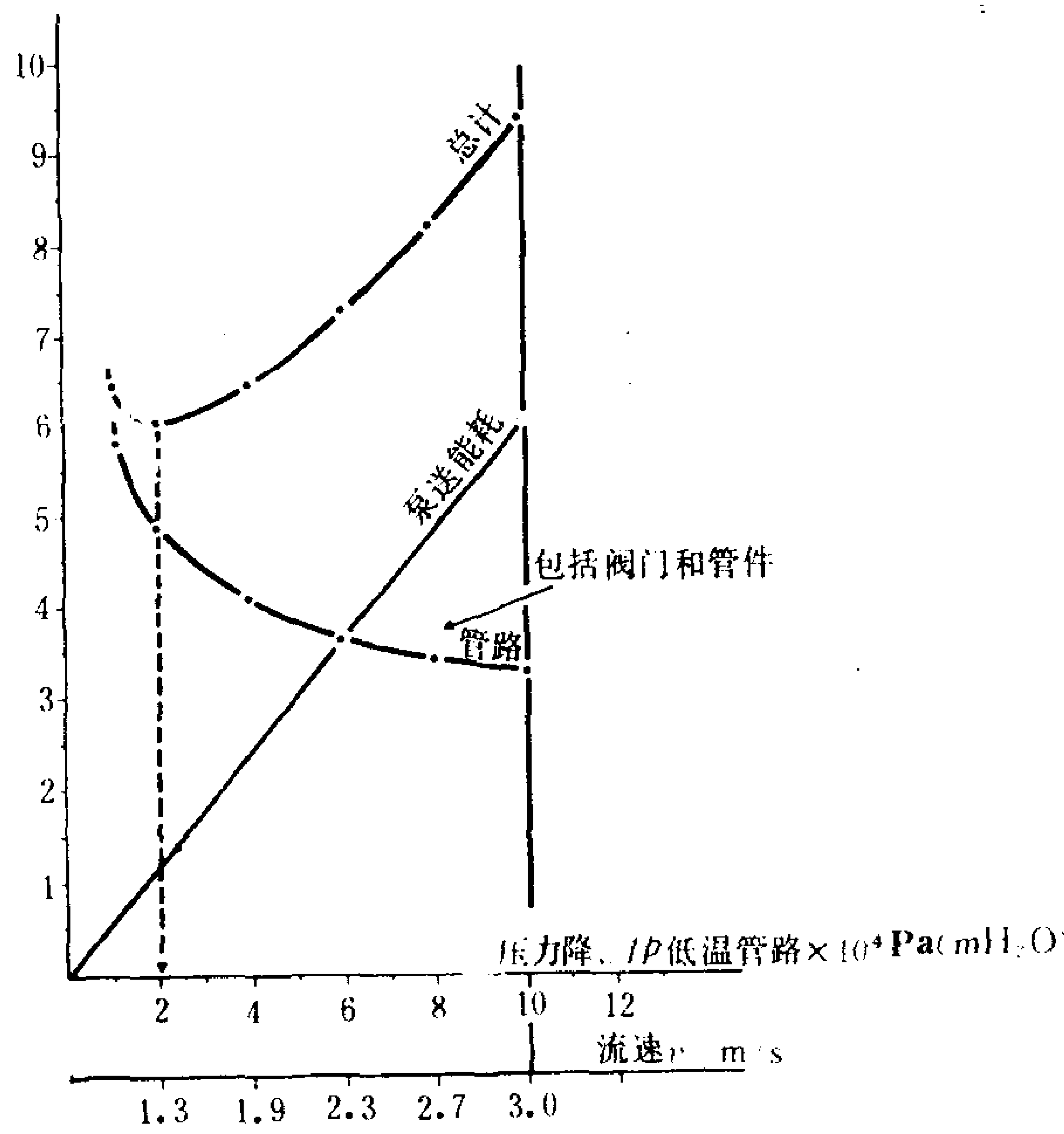


图 4.1.7-39　低温系统管内最佳流速的选择

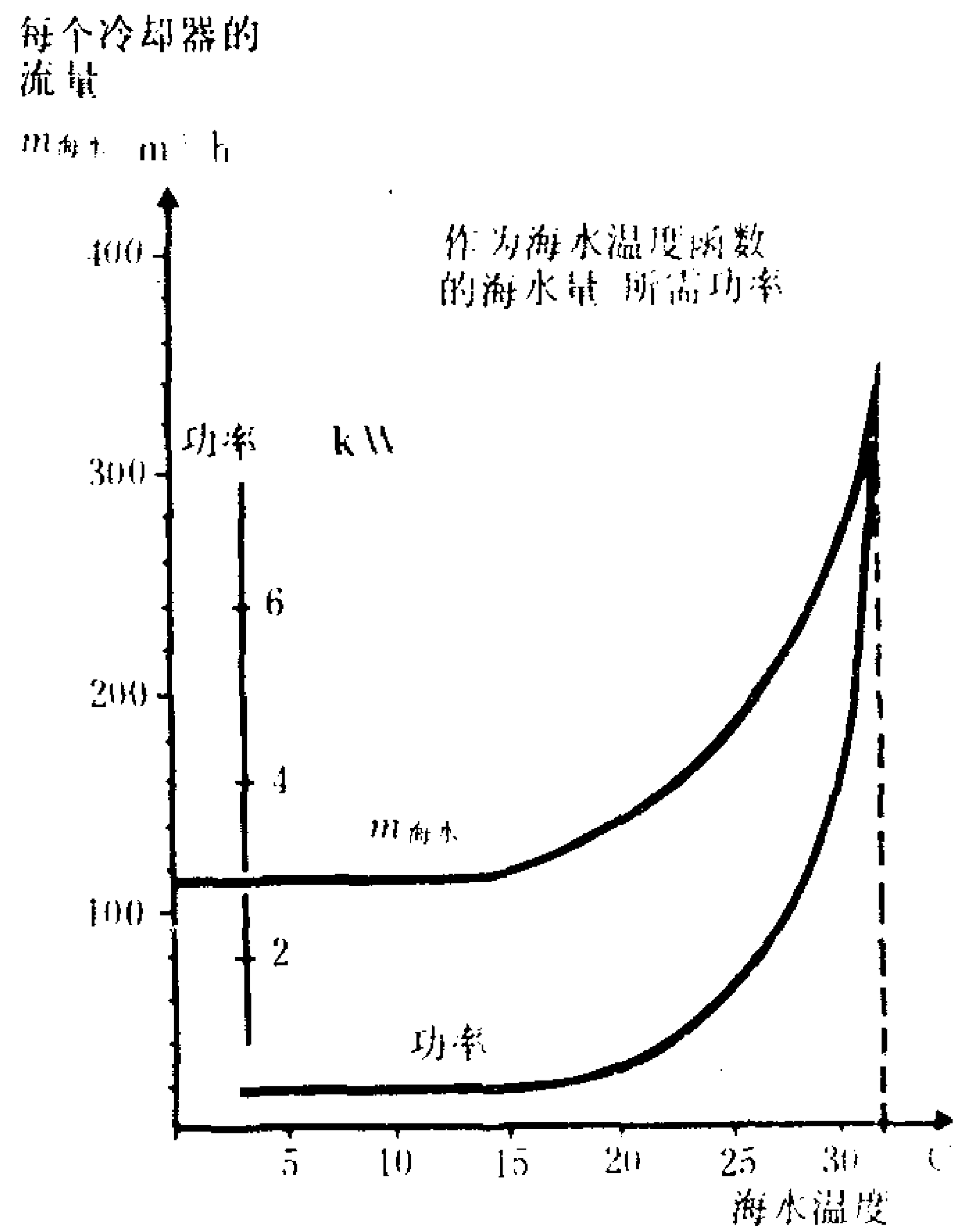


图 4.1.7-40　中央冷却器的热工特性

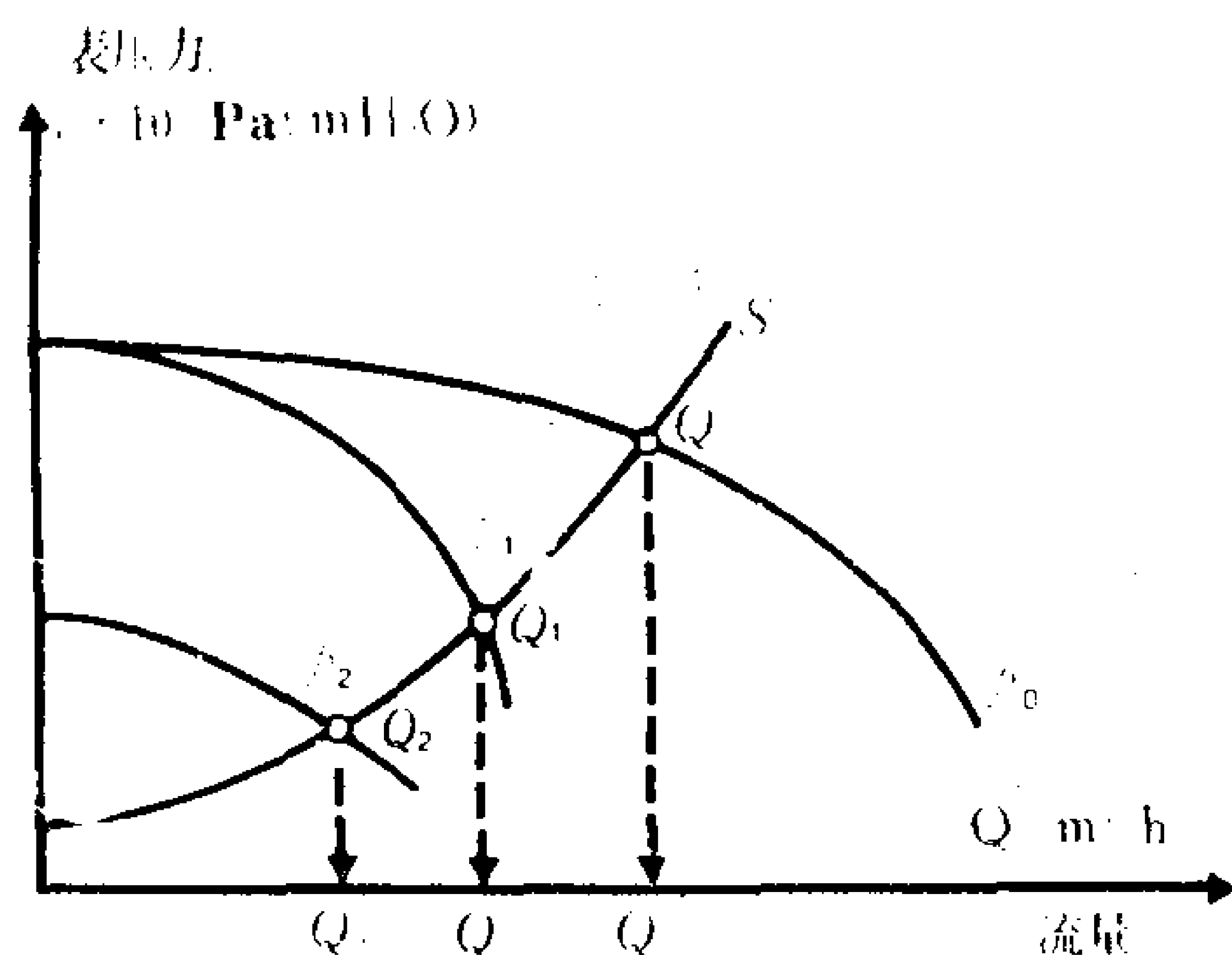


图 4.1.7-41　中央冷却系统海水管路特性和离心泵特性曲线

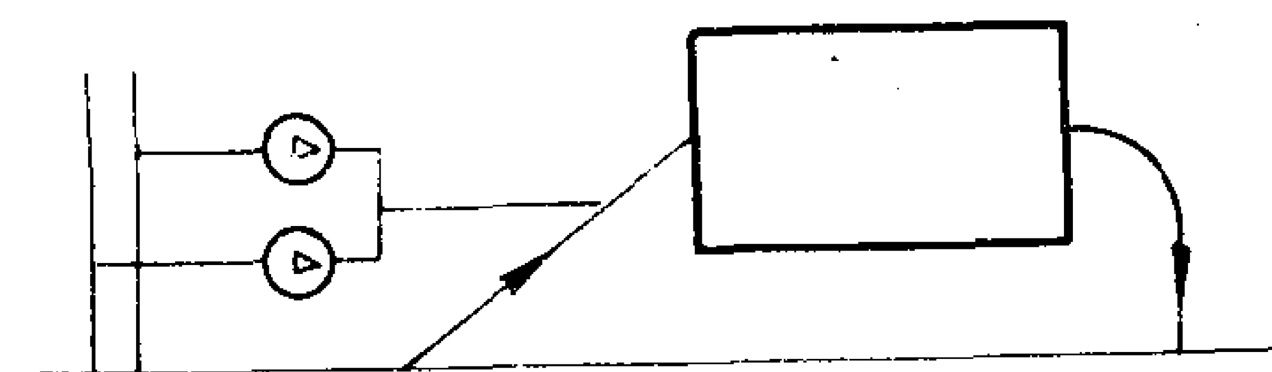


图 4.1.7-42　自流式冷却系统示意图

上化验分析 1 次，以便弄清缓蚀剂、硫化物铁含量和总含盐量。

4）在添加缓蚀剂前应使用清洁剂清洗冷却系统，以便去除水中的氧化钙沉淀、铁锈和油泥。常用的清洁剂有乳化清洁剂（用于脱脂去除油泥）、柠檬酸和酒石酸（除垢）等。各种清洁剂，不可直接掺混，要先溶于水中，然后分别加到冷却系统中去。清洗后，要在 24 h内检查曲轴箱油的酸含量。

5）柴油机起动前必须进行暖机。运转中要使冷却水温度和温差调整到所要求的范围内。冬季应注意保温，如长期停车应放掉冷却水，以免冻裂部件。

6）某些长行程柴油机（如B&W K/L型），常发现气缸套上部出现硫酸凝聚而导致腐蚀磨损率增高的情况，这表明原定冷却水排出温度可能偏低，可以适当提高原定的正常工作温度（如B&W K/L型机，可从原定的 65℃ 提高到 75℃）。这时，为了保持冷却水进出口温差小于 8 ℃，则应将柴油机的单位耗水量减少到现有量的 0.7～0.8 倍，并在柴油机和增压器之间用节流管加以分配。

7）海水冷却系统的主要问题是微生物和大微生物生长而导至管路的堵塞。为此，可以进行化学处理借以杀死微生物，有两种化学处理方法：连续氯化物处理和非氯生物毒剂，前者对防止幼小微生物的生长非常有效，但对成虫则见效甚微，而且还会缩短装置的寿命；后者对生物毒杀更为有效，而且不会产生酸。这两种处理剂均应加进靠近通海吸水箱处，或加进通海吸入箱内，以便有效的控制整个海水系统。

参 考 文 献

〔1〕钱天祉，公维书：船舶柴油机，人民交通出版社，1981
〔2〕大连海运学院：船舶柴油机润滑，人民交通出版社，1976
〔3〕〔苏〕*Ю. Н.* 瓦西里耶夫：船舶柴油机结构的改进，国防工业出版社，1975
〔4〕〔苏〕 *B.A.* 弗拉基米罗夫：船舶柴油机磨合运转，国防工业出版社，1986
〔5〕中国造船工程学会：国外舰船技术——内燃机，1983、1984
〔6〕Ole valbak, Leif Larsson: Centralized Cooling Water Systems Some Economic Aspects, *α* ALFA-LAVAL
〔7〕Shell International Petroleum Company Limited; Lubrication and Fuels in Ships, 1978
〔8〕G.H.Clark: Marine diesel lubrication, England by W.S. Cowell Limited

第 8 章　操纵和调速

1　概述

1.1　目的和内容

操纵船舶柴油机的目的在于实现它的起动、换向、变速和调速、停车、以及其它控制。从内容上来说还包括必要的监视、安全保护、报警等附属的功能。实现上述功能的装置的综合即构成操纵系统。为对柴油机的转速实现自动调节而设置的调速器亦属其中。

1.2　对操纵和调速的要求

1）必须迅速而正确地执行起动、运转、变速、换向和停车等动作。至少要满足船舶建造规范规定的要求。

2）上述动作之间应有必要的联锁，以免发生误动作而毁坏机器和危及运行安全。

3）必须设有安全保护和警报装置。

4）操作方便、维护简单。

5）便于实现遥控和自动控制。

1.3　主要类型

1.3.1　操纵系统的主要类型

操纵系统按其所用的动力可分为人工的、液动的、气动的和电动的四种。无论哪种类型都设有柴油机的控制装置，如起动装置、换向装置、调速装置、联锁装置、安全保护装置以及各类仪表、警报器等，只是这些装置都是由上述动力来操纵并组成一个系统而已。一般船舶柴油机普遍采用以压缩空气作为动力的操纵系统，也有用电和液体作为动力的操纵系统。后者通常与压缩空气配合使用。

操纵系统按操纵手柄（或手轮）的数量可分为多手柄式和单手柄式。多手柄式操纵系统是将起动系统、换向系统和变速系统分别用各自的手柄来控制，但手柄之间必须联锁，且操纵麻烦，进行遥控也较复杂。单手柄式操纵系统是将起动、换向和变速集中在一个手柄上完成操纵，因此它的操纵比较方便、迅速、易于控制和实现遥控。

1.3.2　调速器的主要类型

1.3.2.1　按调速范围分类

1）单制式调速器　能使柴油机稳定在某一转速下运行，多用于柴油发电机组。

2）极限调速器　只有当柴油机转速超过某一规定数值时起作用，它用于船舶主柴油机（目前已少用）。

3）双制式调速器　它有两个转速控制点，用于改善和控制柴油机低速运行性能和限制最高转速，常在低速性能要求较高或在带有离合器的船舶主机上采用。

4）全制式调速器　可在柴油机最高转速以下保持任意选定转速不变，它广泛用于船舶主机。

1.3.2.2　按执行机构的结构原理分类

1）机械调速器　也称直接作用式调速器，广泛用于小功率船舶柴油机上和部分中等功率柴油机上。

2）液压调速器　也称为间接作用式调速器，一般都做成全制式，用于各种功率的柴油机上。

3）电子调速器　以电子元件实现转速的调节。

1.4　目前概况

在一些老式的柴油机船上，通常是在机旁通过手柄（或手轮）对机器进行操纵。随着柴油机的集中控制和遥控的发展，主机的操纵由机旁操纵和遥控组成。机旁操纵退居为主机必备的最低限度的操纵设施，作为特殊情况下"应急"操纵之用。按照操纵地点的不同，遥控又分为机舱集中控制室遥控和驾驶室摇控，目前机舱集中控制室遥控已成为各类柴油主机的常规操纵方式，而驾驶室遥控则是船舶无人机舱控制的必备条件。另外，由于柴油机技术的发展和自动化程度的提高，安全保护装置越来越齐全和完善，警报装置也越来越多。为了保证柴油主机的工作性能，也更多地加装一些辅助设备和附加系统。总之，现代船舶柴油机的操纵系统越来越成为一个综合的、集中的、多功能的、兼有机旁控制和遥控的、非常复杂的系统，而且往往是机械的、液压的、气动的和电子的装置荟萃在一起，成为一个混合的系统。

船舶柴油机的调速器也经历了机械的、液压的和电子的发展过程。到目前为止，直接作用式机械调速器由于其结构简单、工作可靠、成本低廉而在中、小型柴油机上仍在广泛应用着，但由于其工作能力较小、精确度和稳定性较差而受到限制。在大、中型的船舶主、辅机上，目前更多的是使用液压调速器，液压调速器弥补了机械调速器的不足，是一种比较理想的调速器。电子调速器由于具有高的响应速度、灵敏可靠、装置简单、调整方便等优点，因而近年来发展得也很快。

目前，调速器已不单纯用来作为柴油机转速的控制装置，而且还可以用来达到一些有关主机控制的其它辅助功能，以及对主机的保护作用。例如，对柴油机的安全保护，对柴油机每循环最大供油量的限制等。

2　调速器

2.1　调速系统和调速器

调速系统一般是由转速检测器（或转速和负荷检测器组合）、调速器和传动机构所组成，传动机构将转速检测器与调油机构相联。在机械式调速系统中，调速系统由转速检测器、调速器、调油机构和传动杆系组成。在液压调速系统中，除上述组成部分外，还有由机械动作转换为液压动作并将转速检测器测得的信号加以放大的液压放大器，亦称液压马达。在电子调速系统中，转速检测器（有时还有负荷检测器）和执行机构采用部分电气式或全电气式。

2.2　调速器的基本性能和术语

调速器性能的好坏直接影响到柴油机运转的稳定性和可靠性，通常需要用一些性能指标来加以说明。图 4.1.8-1 为突增、突卸负荷调节过程中转速的变化。

2.2.1　转速波动率φ

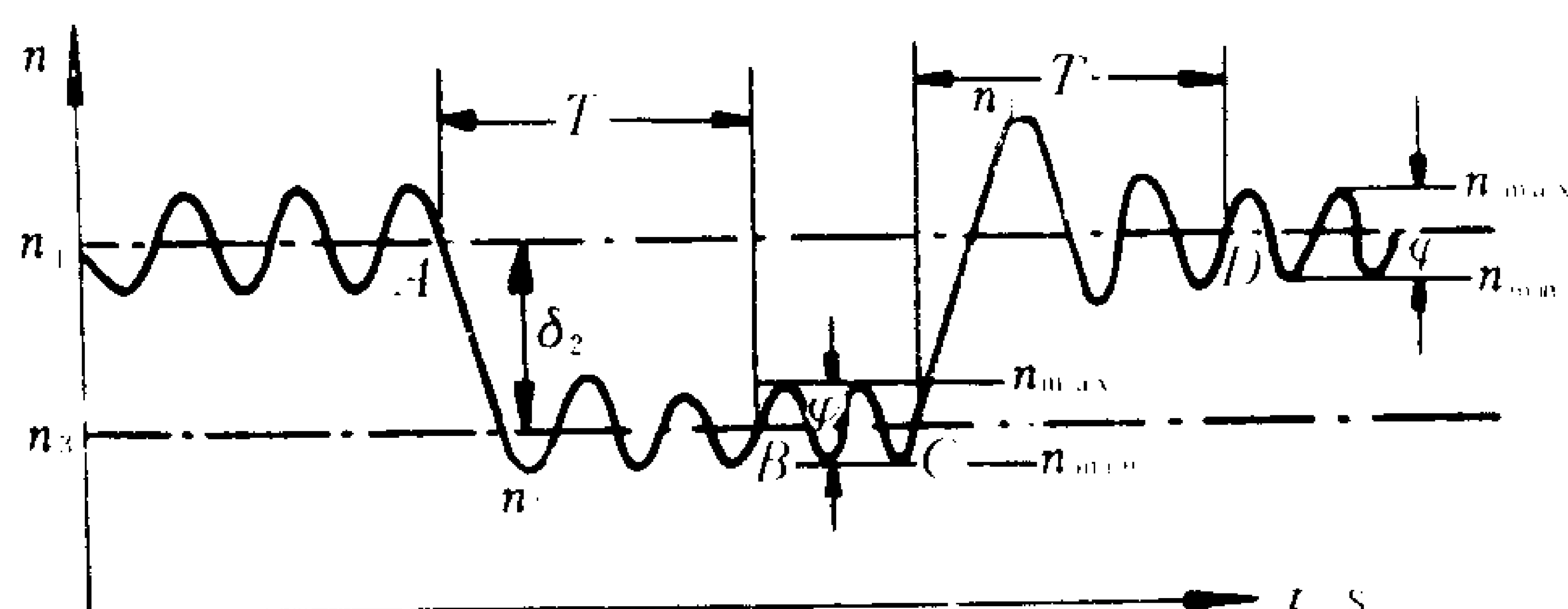


图 4.1.8-1　突增、突卸负荷时调节过程中转速的变化

柴油机负荷不变且稳定运转时，在一定时间内测得的最大转速 n_{max}（或最小转速 n_{min}）和该时间内的平均转速 n_m 之差同平均转速 n_m 之比的百分数为转速波动率，即

$$\varphi=\frac{n_{max}\ (\text{或}\ n_{min})\ -n_m}{n_m}\times 100\% \quad (4.1.8\text{-}1)$$

式中：$n_m=\frac{n_{max}+n_{min}}{2}$。

2.2.2　不灵敏度 ε

柴油机稳定运转中，一旦转速发生变化，但由于调速机构中存在的摩擦、间隙和阻力等原因，调速器不能立即改变供油量，要到转速变化量达到一定程度，调速器才能开始起调油作用，这种现象称为调速器的不灵敏性，用不灵敏度 ε 来表示。。

图 4.1.8-2 为调速系统的不灵敏区。设柴油机在某一转速 n 下稳定运转，若转速上升到 n' 及下降到 n'' 时，调速器仍不起反应，则不灵敏度 ε 可表示为：

$$\varepsilon=\frac{n'-n''}{n_e}\times 100\% \quad (4.1.8\text{-}2)$$

式中：n_e——柴油机的标定转速。

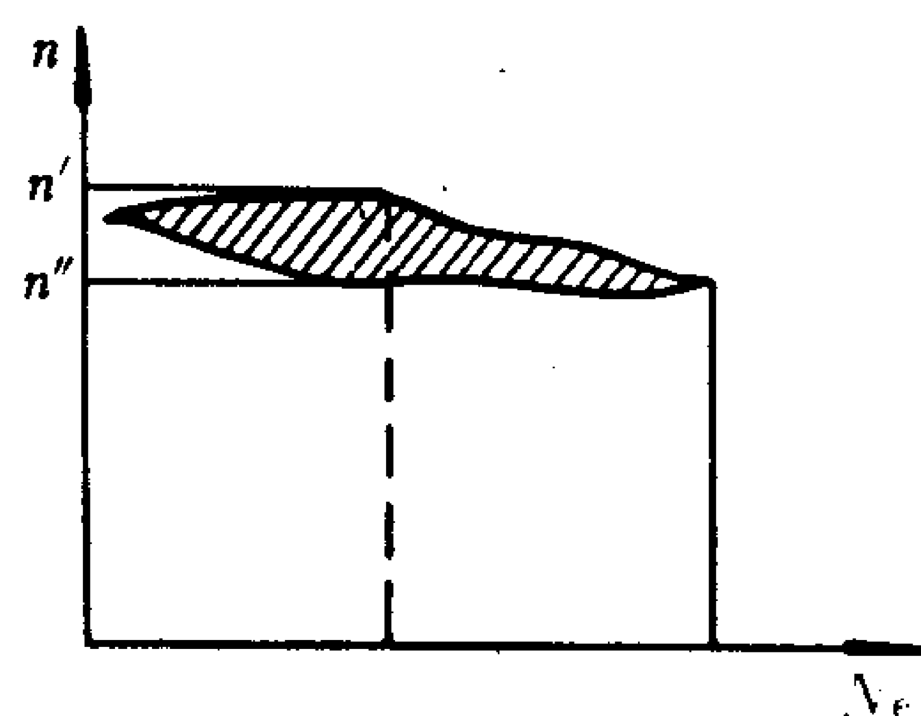


图 4.1.8-2　调速系统的不灵敏区

在不同负荷或转速下，其不灵敏度可能是不一样的。对于离心式调速器，在低速时 ε 会有所增加。一般规定，在标定转速下不灵敏度不超过 1.5%～2.0%，最低转速时不超过 10%～13%。

2.2.3　调速器标定工作能力 A

1）机械调速器

$$A=CE \quad (4.1.8\text{-}3)$$

式中：A——工作能力，J；

C——从标定工况到最高空车转速时，飞块对滑套的作用力的平均值，N；

E——从标定工况到最高空车转速时调速器滑套的位移，m。

2）液压调速器

$$A=FH \quad (4.1.8\text{-}4)$$

式中：A——工作能力，J；

F——伺服器动力活塞在标定行程中的平均作用力，N；

H——动力活塞的标定行程，m。

2.2.4　瞬时速差率 δ_1

也称瞬时调速率。指柴油机突加（或突卸）全负荷后的最小（或最大）转速 n_2（或 n_4）与负荷改变前的转速 n_1（或 n_3）之差同标定转速 n_e 之比的百分数，即

$$\delta_1^{(-)}=\frac{n_1-n_2}{n_e}\times 100\% \quad (4.1.8\text{-}5)$$

或 $$\delta_1^{(+)}=\frac{n_4-n_3}{n_e}\times 100\% \quad (4.1.8\text{-}6)$$

δ_1值太大，突卸负荷的瞬时转速飞升太高，可能超过最高允许转速，甚至造成飞车。

2.2.5　过渡过程的稳定时间T

指从负荷突变时起至转速重新稳定（转速波动率不大于规定值）的一段时间。稳定时间T短，调速器的稳定性好。一般T限制在5～10 s内，对带交流发电机的柴油机，则要求T不超过5 s。

2.2.6　稳定速差率δ_2

也称稳定调速率。指柴油机突加（或突卸）负荷后的稳定转速与负荷变化前的稳定转速之差同标定转速之比的百分数。

$$\delta_2^{(-)}=\frac{n_3-n_1}{n_e}\times 100\% \quad (4.1.8\text{-}7)$$

$$\delta_2^{(+)}=\frac{n_1-n_3}{n_e}\times 100\% \quad (4.1.8\text{-}8)$$

稳定速差率的名称很不统一，有的称速度降、速度落差等等。δ_2大于零的调节称为差速调节，δ_2等于零的调节称为恒速调节。机械调速器只能实现差速调节，液压调速器则可实现差速调节，也可恒速调节。

2.3　对调速器的要求

2.3.1　过渡过程必须满足的三个基本要求

1）过渡过程的转速波动应该是收敛的，即转速波动的幅度随时间增长而减小。

2）过渡过程中转速瞬时波动的幅度不应过大，以免柴油机短时超速过大和影响动力装置的正常运行，或影响电流频率的正确性。

3）过渡时间不应过长。

一般来说，船舶柴油机视其用途不同，对调速器的调节精度和性能的要求不同，如表4.1.8-1所示。

表4.1.8-1　　调速器的调节精度和性能要求

适用范围				性能指标		
				瞬时速差率δ_1 %	稳定速差率δ_2 %	稳定时间T s
精度等级	I	重要用途的柴油发电机组		5	2	3
	II	一般用途的柴油发电机组 并联运行的电力推进装置 多机单桨柴油主机		10	5	7
	III	一般主机	中、低速柴油机	15	8	-
			高速柴油机	12	8	-

2.3.2　船舶主柴油机对调速器的要求

1）直接驱动螺旋桨的主柴油机，在外负荷发生变化时，具有自动调速的性能，因此，可只装极限调速器，以防止主柴油机的转速超过标定转速的115%。

2）带有离合器或传动可调螺距螺旋桨的长江水系船舶主柴油机，不允许只装极限调速器，而需装设双制式调速器或全制式调速器。航行于长江急流航段的主机，必须装有全制式调速器。

3）并联运行的船舶主柴油机，各机组都应装设全制式调速器。

4）凡装有极限调速器的主机，当转速达到标定转速的103%时应开始减油，转速继续升高到标定转速的115%时，应能截断供油；当转速恢复到标定转速的115%以下时，应能自动地恢复供油。

5）主机调速器应能满足最低稳定转速调节范围，低速机不高于标定转速的30%，中速机和高速机不高于45%。

6）凡装有全制式调速器的主机，必须满足以下要求：主机必须进行突卸全负荷试验，瞬时速差率δ_1、稳定速差率δ_2、稳定时间T应符合表4.1.8-1的规定；并联运行各机组的调速器，需设有稳定速差率的调节装置，且各机组的稳定速差率δ_2要调到基本相同；调速系统的不灵敏度不大于0.5%；主机的转速波动率φ应不超过表4.1.8-2的规定。

表4.1.8-2 **主机转速的波动率**

<table>
<tr><th colspan="3">精度等级 / 柴油机工况</th><th>III</th><th>IV</th></tr>
<tr><td rowspan="2">空转时占标定转速的百分比</td><td colspan="2">≤45%</td><td>1.5</td><td>2.5</td></tr>
<tr><td colspan="2">>45%</td><td>1.0</td><td>2.0</td></tr>
<tr><td rowspan="6">按螺旋桨特性工作时占标定转速的百分比</td><td rowspan="2">高速机</td><td>≤45%</td><td>1.0</td><td>1.5</td></tr>
<tr><td>>45%</td><td>0.7</td><td>1.0</td></tr>
<tr><td rowspan="2">中速机</td><td>≤45%</td><td>1.0</td><td>2.0</td></tr>
<tr><td>>45%</td><td>0.7</td><td>1.5</td></tr>
<tr><td rowspan="2">低速机</td><td>≤45%</td><td>1.0</td><td>2.0</td></tr>
<tr><td>>30%</td><td>0.7</td><td>1.5</td></tr>
</table>

2.3.3 船舶柴油发电机组对调速器的要求

1）并联运行的交流发电机组，调速器应设有为变速、控制有功负荷分配和转移的远程变速控制机构，其调整速率应在每秒0.5%～1.5%标定转速范围内，转速调整范围不小于标定转速的±10%，该机构还应备有手动和自动之间的专用离合装置。

2）机组需进行突卸和突增全负荷试验，其瞬时速差率δ_1、稳定速差率δ_2、稳定时间T应不超过表4.1.8-3之规定。

表4.1.8-3 **发电机组的δ_1、δ_2和T值**

<table>
<tr><th>负荷突变量</th><th colspan="3">100% $N_e \rightleftarrows 0$</th></tr>
<tr><th>性能指标 / 精度等级</th><th>瞬时速差率δ_1%</th><th>稳定速差率δ_2%</th><th>稳定时间T</th></tr>
<tr><td>I</td><td>5</td><td>2</td><td>3</td></tr>
<tr><td>II</td><td>7</td><td>3</td><td>5</td></tr>
<tr><td>III</td><td>10</td><td>5</td><td>7</td></tr>
</table>

3）并联运行机组的调速器应有稳定速差率δ_2的调节装置，其调节范围应在0%～5%之间，且各机组的稳定速差率δ_2的数值要基本相同。

4）机组的转速波动率φ和调速系统的不灵敏度ε，应不超过表4.1.8-4的规定。

表4.1.8-4　　**机组的转速波动率和不灵敏度**

精度等级＼性能指标	标定转速时各种负荷工况下的φ%	调速系统不灵敏度ε%
I	0.4	0.25
II	0.4	0.35
III	0.5	0.50

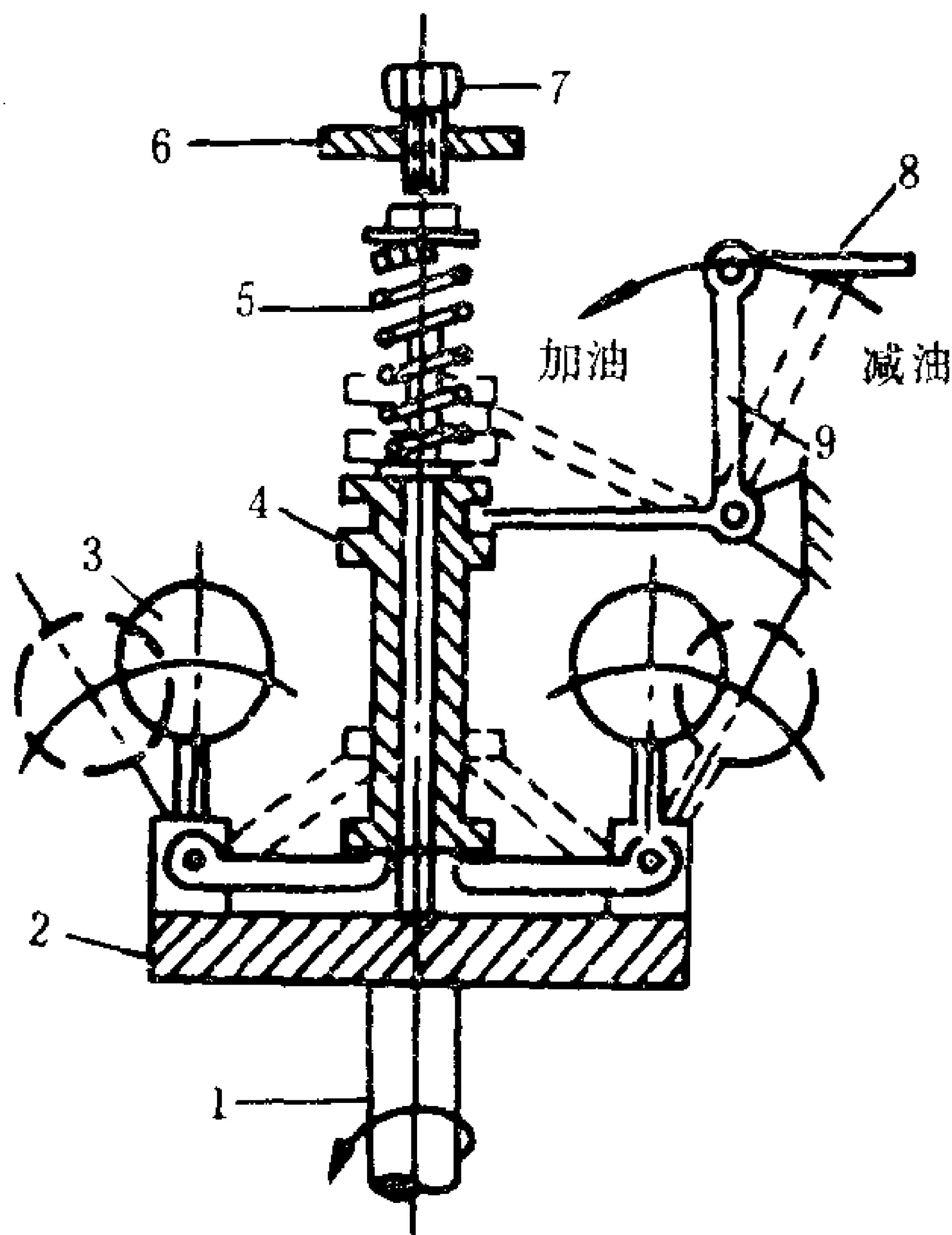


图4.1.8-3　机械调速器简图

1-转轴；2-飞重座架；3-飞重；4-套筒；5-调速弹簧；6-本体；7-转速调节螺钉；8-油量调节杆；9-连接角杆

2.4　机械调速器

2.4.1　原理和组成

如图4.1.8-3所示，装在飞重架上的一对飞重由转轴带动，它感应柴油机转速的变化。当柴油机负荷变化时，飞重脚克服调速弹簧的弹力，上顶或下放套筒，使角杆带动油量调节杆往加减油的方向移动，控制加油和减油，实现转速的自动调节。

2.4.2　典型介绍

2.4.2.1　几种机械调速器简介

随着柴油机单机功率的增大和对调节精度要求的提高，机械调速器逐渐被液压调速器所取代，但在中、小型柴油机中仍广为应用。表4.1.8-5列出几种机械调速器的技术参数。

表4.1.8-5　　**几种机械调速器的技术参数**

序号	调速器 工作能力 A J	调速器 转速范围 n r/min	所配柴油机 柴油机型号	所配柴油机 功率 N_e kW	所配柴油机 转速 n_e r/min	所配柴油机 用途	性能指标 δ_1 %	性能指标 δ_2 %	性能指标 T s
1	0.138	450～1400	8320 ZC	970	428	主机	15	8	-
2	0.098	300～600	6250	220	600	发电机	10	5	10
			6250 ZC	330	600				
3	0.108	300～1000	6260 ZCD	294	400	渔船主机	15①	7～8	6～7
			6260 ZCZ	441	450				

① 系脱开离合器突卸全负荷时测得。

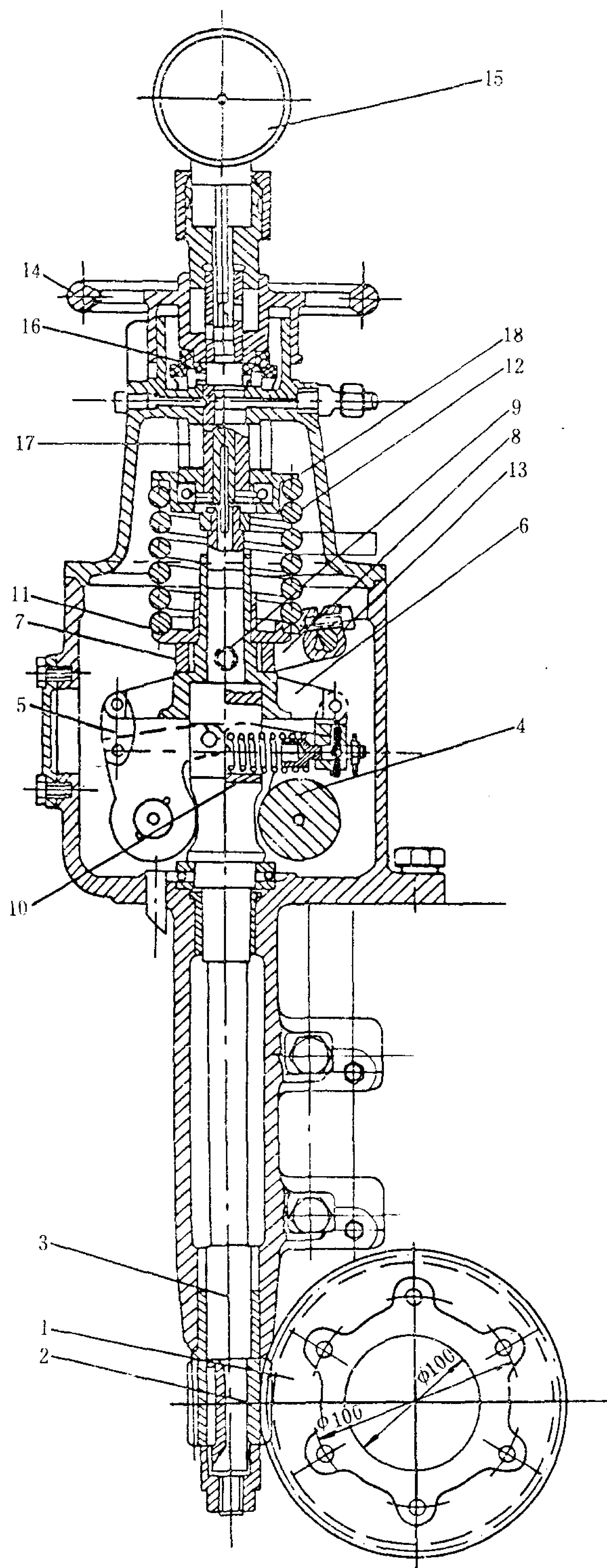


图 4.1.8-4 直接作用式定速调速器

1、2-斜齿轮；3-主轴；4-飞重；5-连接件；6-动套筒；7-滑动圈；8-杠杆；9-枢轴；10-弹簧；11-下弹簧盘；12-大弹簧；13-转轴；14-调节手轮；15-转速表；16-单列推力球轴承；17-滑动压紧杆；18-上弹簧盘

1）8320 ZC型柴油机调速器 该调速器为全制式，工作能力较大。为了减轻操纵力，除了用调速手柄直接操纵变速调节外，还设有一套液压伺服操纵机构，将操纵力加以放大，使操纵轻巧可靠，并可在操纵台集中控制。但在作全工况变速调节时，手动和液动两系统不能同时使用。用手操纵时，需将伺服活塞降到最低位置；使用液压操纵时，需将调速手柄退到停车位置。

2）6250型柴油机的调速器 主要用于柴油发电机组，转速可调范围较窄（300～600 r/min）。调速弹簧由一根拉伸弹簧和一根压缩弹簧组成，变速调节靠改变压簧的预紧力，拉簧起调节稳定调速率的作用。

3）6260 ZC型渔船主机的调速器 渔船主机因拖网作业需要，功率需在曲轴两端输出而带有离合器，因而，对调速器的要求比一般主机高。由于在结构上采用球轴承支承的三组飞重，提高了灵敏度，两根调速弹簧分段工作，改善了低速功率的稳定性，传动轴装有双珠滚动轴承提高了传动精度，从而满足了使用要求。

2.4.2.2 典型结构介绍

图 4.1.8-4 为 6250 型柴油机所采用的调速器总体构造。调速器的主轴经斜齿轮由曲轴传动，飞重及其连接件连接于动套筒的耳部，动套筒上面装有滑动圈。滑动圈与杠杆的枢轴相连接，然后再通过转轴和一些传动件与喷油泵调节齿杆相连。当滑动圈在飞重的作用下移动时，调节齿杆就改变喷油泵的供油量。大弹簧置于上、下弹簧盘之间，顶端的调节手轮经单列推力球轴承、滑动压紧杆、上弹簧盘压在大弹簧上，弹簧借助其预紧力将滑动圈和动套筒压住。主轴、飞重、动套筒、大弹簧和上、下弹簧盘是一起转动的。

当柴油机的负荷减小而转速增高时，飞重由于离心力增大而向外张开，飞重脚

即把动套筒抬高。这时滑动圈也随之抬高，并通过弹簧盘压缩大弹簧。由于滑动圈被抬高，与它相连的杠杆也将向上摆动，因而带动转轴转动一个角度，并使喷油泵调节齿杆移动，减少供油量。调速过程结束后，柴油机即在比原来稍高的转速下稳定运转。当柴油机负荷增加而转速下降时，其联动杆件的动作与上述相反，供油量增大，柴油机便在比原来稍低的转速下稳定运转。

在使两台发电机并车运行时，为了使即将并入的柴油机转速与原有的柴油机转速趋于一致，可以利用手轮来调节弹簧的预紧力，从而使柴油机的转速得到少量的调节。

2.4.3 性能特点

1）不灵敏度　不灵敏度与运动零件间的干摩擦力成正比，与调速弹簧预紧力成反比。因此，对于运动零件，通过改善润滑，降低表面粗糙度，减少锈污等，都能减小不灵敏度。转速降低时，弹簧预紧力减小，不灵敏度增加。在感受元件至调油机构中，增加连接件的刚性、减小连接件间的间隙、减少连接件的数目，都可以改善调速器的灵敏度。

2）工作能力　机械式调速器由飞重的离心力来带动调油机构。因此，只有增加飞重的质量或其回转半径才能提高调速器的工作能力，亦即只有增加调速器的质量和尺寸来提高其工作能力，所以它的应用有一定的限制。

3）动态指标　瞬时速差率、转速波动率、稳定时间是评定调速器动态性能的指标。机械调速器的速度感应元件同时用来推动调油机构，由于飞重较大，因此对转速变化的反应速度慢。

4）稳定速差率　要降低机械调速器的稳定速差率，只有通过增加飞重的质量或转速使离心力增加及缩短滑套的位移来达到。

2.4.4 故障及其判断

调速器常见的故障主要表现在柴油机转速不停地波动或油量调节机构不停的摆动。上述现象的发生除了调速器可能有故障外，也可能由于调速系统或柴油机的原因所致，故首先必须检查判断。检查各缸负荷是否严重不均或个别气缸不发火；检查从调速器到喷油泵油量调节机构之间的连接点有否卡紧，间隙是否过大，有无锈污等；检查调速器的驱动装置，如齿轮间的咬合情况，传动齿轮的固定等是否正常。借以分析调速器是否发生故障。

2.5 液压调速器

在要求调速器有更大工作能力的大功率柴油机中，以及在要求调节精度较高的中、小功率柴油机中，广泛采用液压调速器。

2.5.1 原理和组成

液压调速器是在其转速感应元件和油量调节机构之间加入一个液压放大元件（也叫液压伺服器）。使感应机构输出的信号通过液压放大元件放大后再传递到油量调节机构中去。只需适当选择动力活塞的尺寸和所用油压，就可以得到所需的推动力来带动调油机构。

图 4.1.8-5 所示，液压放大元件主要由控制阀 1 和动力活塞 2 组成。控制阀与感应机构相连，而动力活塞则与油量调节机构相连。当柴油机供油量与外界负荷相适应时，飞重（处于垂直位置）的离心力与弹簧 3 的弹力相平衡，柴油机转速一定，油路c被控制阀关闭。当外负荷增加，柴油机转速下降，控制阀下移，油路c与动力油沟通，动力活塞上下空间均为压力油，因而动力活塞上行，柴油机增加供油量，当油量与新的负荷相适应时，飞重又恢复到垂直位置，油路c重又切断。相反，当外负荷减小时，则动力活塞下移，柴油机减少供油量。

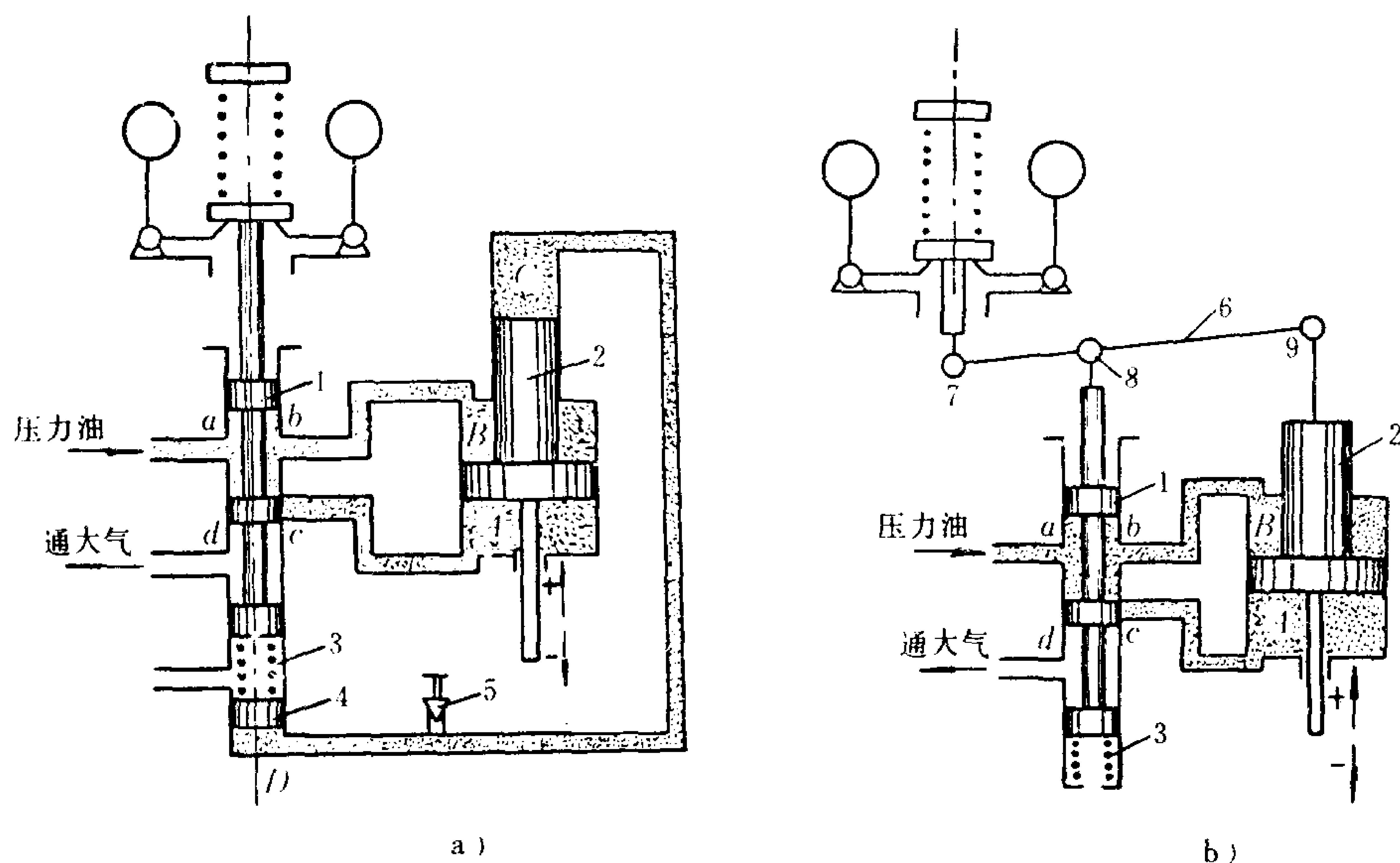


图 4.1.8-5　液压调速器简图

1-控制阀；2-动力活塞；3-弹簧；4-小活塞；5-针阀；6-杠杆；7、8、9-连接点

由于整个调速系统的惯性和摩擦力，控制阀和动力活塞的运动总是滞后于柴油机转速的变化，造成转速的波动，甚至根本不能稳定工作。因而，液压调速器中都加上反馈机构，以减少转速波动并逐渐收敛，使转速调节过程稳定。

如图 4.1.8-5 b)所示，用杠杆 6 连接飞重滑套、控制阀和动力活塞。这样，当外界负荷变化而引起转速变化时，控制阀控制动力活塞移动，而动力活塞的位移通过杠杆反馈到控制阀，使控制阀提前复位，防止动力活塞调节供油量过度，这种反馈环节系通过机械连接，故称为刚性反馈（也叫硬反馈）。

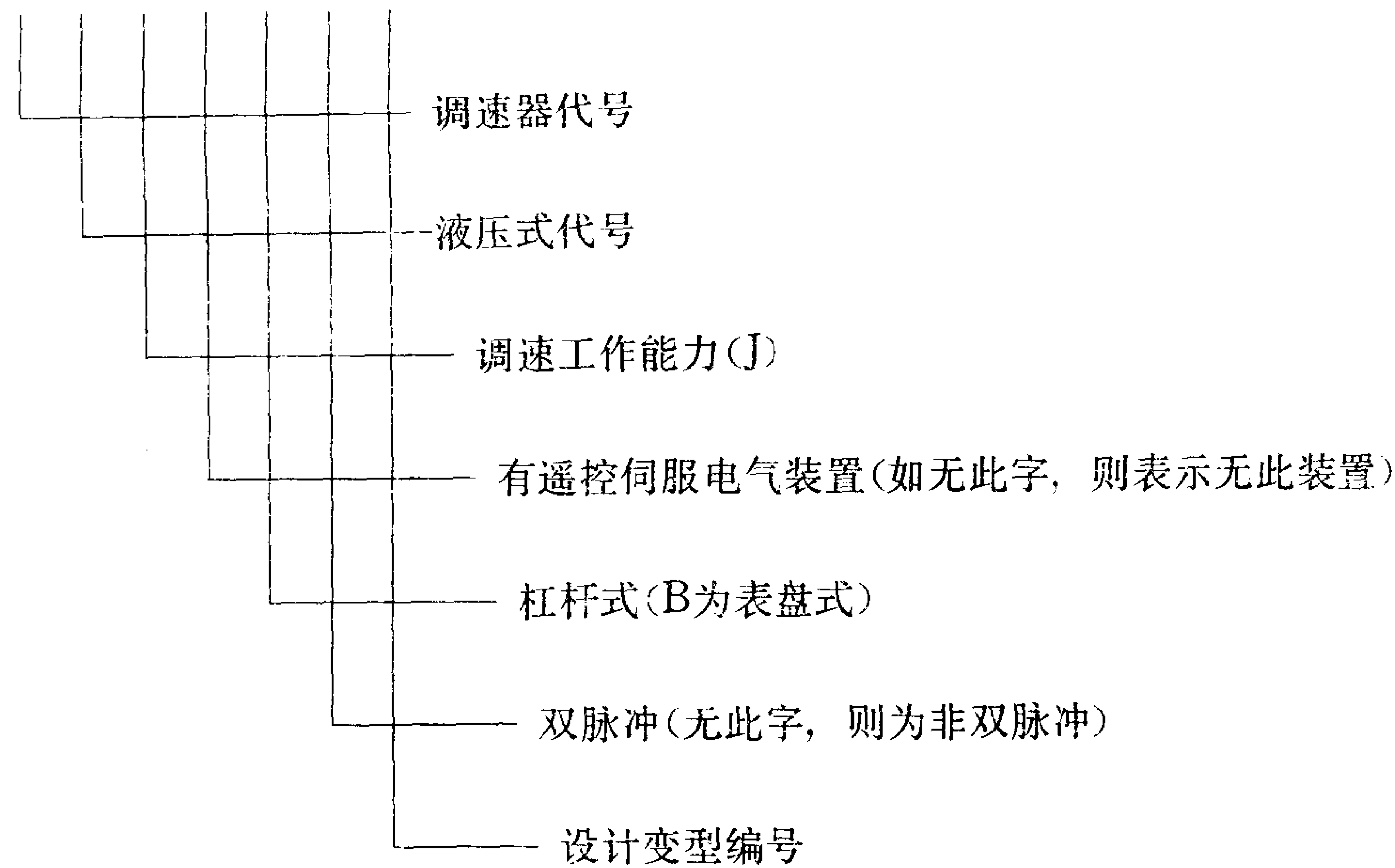
在图 4.1.8-5 a)中，在控制阀的下端通过弹簧连接一个小活塞，小活塞的下部与一个油室相通，油室D还与动力活塞顶部的油室C相通，这样在动力活塞移动的同时，通过滑油、小活塞和小弹簧，给控制阀的运动施加一个反作用，使它们尽快地进入稳定状态，这种反馈装置没有机械连接，常称为弹性反馈(也称为软反馈)。反馈作用的大小，可以通过针阀调整旁通油孔的面积来改变。油孔开大，反馈作用减小。反之，则反馈作用加大。小弹簧、小活塞和油室D组成一个阻尼器，当控制阀在负荷变化过程中运动时，由于小弹簧和油压的作用，限制了控制阀的活动范围，也能缩短转速的波动时间，加快稳定。

当柴油机并车运行时，要求有一定的稳定调速率以便适当地分配负荷。因此，在弹性反馈调速器上再加上刚性反馈杠杆，使调速器同时具有弹性和刚性反馈，这样可以由弹性反馈系统的针阀来控制调节的稳定性，而由刚性反馈系统来改变稳定调速率。

2.5.2　典型介绍

2.5.2.1　几种液压调速器简介

1）TY111G64、TY111YB63和TY555G65液压调速器代号含意及技术规格　例如TY111YGS64:



TY111YB63和TY111G64型液压调速器的主要技术规格如表 4.1.8-6 所示。

表 4.1.8-6　　TY111YB63、TY111G64 型调速器主要技术规格

项　　目	计量单位	数　　据
工作转速	r/min	500～1500
输出轴转角	℃A	42
工作能力	J	0.113
稳定速差率可调范围：63 型	%	0～16
64 型	%	0～6
工作油压	MPa	≈0.8±0.05
操纵轴转角(64 型)	℃A	26
伺服电机参数：电压	V	24(直流)
电流	A	≤1.25
功率	W	12
调速器消耗功率	kW	0.22
调速器净重	kg	22

TY555G65型液压调速器的主要技术规格如表 4.1.8-7 所示。

表 4.1.8-7　　TY555G65 型调速器主要技术规格

项　　目	计量单位	数　　据
工作转速	r/min	400～1200
输出轴转角	℃A	38
工作能力	J	0.566
稳定速差率可调范围	%	0～12
工作油压	MPa	约 1.75±0.05
操纵轴转角	℃A	13
调速器消耗功率	kW	0.368
调速器净重	kg	45

上述三种调速器的工作原理相同，结构相似，且均属于全制式调速器。TY111YB63为表盘式液压调速器，适用于柴油发电机组。TY111G64和TY555G65为杠杆式液压调速器、适用于船舶主机。

伍德沃德（WOODWARD）调速器SG、PSG、UG、PG、EG等系列，主要技术规格如表 4.1.8-8 所示。

表 4.1.8-8　WOODWARD 调速器主要技术规格

型　　式	输出扭矩 J	输出转角 ℃A
SG 型机械液压调速器	0.01～0.02	36
PSG 型机械液压调速器	0.024	36
UG8 型液压调速器	0.113	42
UG40 型液压调速器	0.0566	38
PG 型液压调速器	0.169，0.24 0.494，0.826	30，45
2301 型电子调速器		30
EG10P 型电子调速器		30
EG-B 型电子调速器		32 或 45

2.5.2.2　典型结构介绍

1）UG40型杆式液压调速器

图 4.1.8-6 为UG40型杆式液压全制式调速器的结构原理图。调速器的驱动轴W由凸轮轴传动，并通过齿轮油泵P、弹性轴G、传动齿轮和飞重架等，使感应机构的飞重转动。感应机构由飞重C、调速弹簧F、调速杆V等组成，并通过浮动杆f控制控制阀柱塞S。功率放大机构由控制阀柱塞S、控制阀套筒B、伺服活塞K、伺服器油缸以及有关油路组成，用以放大感应机构的输出能量，也就是将调速杆V的位移转换为动力活塞K的动作。调节机构由与动力活塞K相连接的单臂杆L、输出轴R及一些杆件等组成，并与喷油泵的油量调节杆Y相连，以调节喷油泵的供油量。液压系统由低压油池O、齿轮油泵P、稳压油缸E以及设在稳压油缸E中的稳压活塞、稳压弹簧和有关油路组成，用来产生推动动力活塞K的高压油。

调速器还设有恒速反馈机构（弹性反馈机构、亦称补偿系统）和静速差机构（刚性反馈机构）。恒速反馈机构由大反馈活塞Q、小反馈活塞q、上、下反馈弹簧M、补偿针阀N、反馈连杆T和U、活动支点I、反馈指针J以及反馈油路等组成，其作用是保证调速过程中转速稳定。静速差机构（刚性反馈机构）由静速差杠杆H和压在调速弹簧座上的调节凸轮A等组成，它使输出轴R与调速弹簧F之间发生刚性连接，起刚性反馈作用，不仅能使调节过程稳定，而且能调节稳定速差率δ_2。

当柴油机负荷增大时，柴油机转速下降，这时飞重的离心力减小而向内收拢，调节杆推动滑阀下移并打开套筒上的控制孔b，让压力油进入动力活塞的下部空间，动力活塞被推向上，于是输出轴旋转，允许油量调节杆向加油方向移动，使柴油机的供油量增加，转速回升。与此同时，弹性反馈机构通过杆系，大、小反馈活塞、针阀和油压的作用，使控制阀提前复位，因而调节过程很快稳定；刚性反馈系统则通过速度降杆以及装于其端部的凸轮将调速弹簧的预紧力稍微放松一些，使转速更快趋于稳定，并保持一定的稳定速差率δ_2。当柴油机负荷减小时，柴油机转速上升，这时飞重的离心力增大而向外张开，调速杆向上提起滑阀，打开控制口b而使压力油进入动力活塞的上方，使动力活塞向下移动而使随后的各种动作与前述相反，于是减少了柴油机的供油量，转速得以恢复和稳定。

图 4.1.8-6　UG 40 型杆式液压全制调速器

A-调节凸轮；B-控制阀套筒；C-飞重；D-调速轴；E-稳压油缸；F-调速弹簧；G-弹性轴；H-静速差机构；I-活动支点；J-反馈指针；K-伺服活塞；L-单臂杆；M-反馈弹簧；N-补偿指针；O-油池；P-齿轮油泵；Q-大反馈活塞；R-输出轴；S-控制阀柱塞；T-杆；U-反馈连杆；V-调速杆；W-驱动轴；Y-油量调节杆；Z-加油弹簧；a-溢油口；b-控制口；f-浮动杆；q-小反馈活塞；y-横销；x-间隙

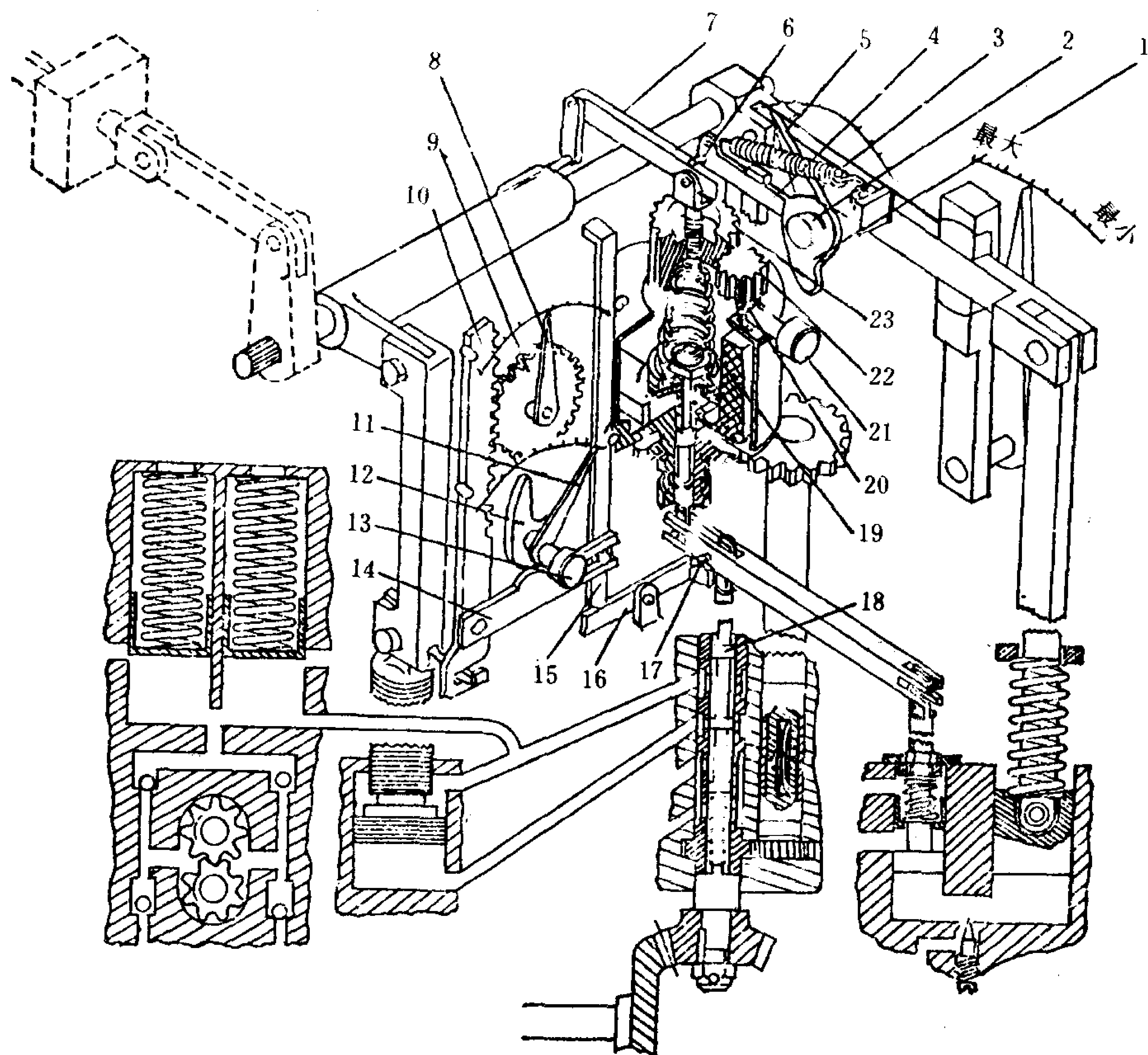


图 4.1.8-7　UG8型表盘式液压调速器结构原理图

1-静速差凸轮；2-静速差旋钮；3-拉紧弹簧；4-顶杆；5-静速差指针；6-支持销；7-静速差杆；8-负荷指针；9-齿轮；10-齿条；11-负荷极限指针；12-负荷极限凸轮；13-负荷极限旋钮；14-控制杆；15-紧急停车杆；16-限制杆；17-限制销；18-控制阀；19-调速弹簧；20、22、23-传动齿轮；21-调速旋钮

2）UG8型表盘式液压调速器

表盘式液压调速器多数装在驱动发电机的柴油机上。图 4.1.8-7 为其结构原理图，它的感应机构、功率放大机构、调节机构、液压系统、反馈机构均与杆式液压调速器基本相同，略有不同的是它的调速机构、静速差机构，另增设有负荷极限控制机构。

UG型调速器的转速变更调节，可通过表盘上的“调速旋钮”或遥控电机进行手控或遥控（表盘式）也可转动调速轴来达到（杠杆式）；稳定速差率的调节，对表盘式可通过表盘上的“静速差旋钮”，在柴油机运转时可作连续调节，对杠杆式则必需打开调速器的上盖才能进行调节；表盘式和杠杆式的弹性反馈系统结构原理完全相同，补偿量的大小可以由调节补偿指针和节流针阀达到；负荷限制器，只在表盘式中应用，它由表盘上的“负荷极限旋钮”调节，以限制喷油泵的最大供油量；紧急停车装置，则可以根据需要在调速器上盖安装电磁停车阀，接通电源后，线圈吸动阀芯，下推紧急停车杆，使柴油机迅速停车；柴油机起动时，对表盘式先旋转“调速旋钮”（或操纵遥控电机），使调速器定在起动转速位置，再调节“负荷极限旋钮”至适当位置，然后起动柴油机。如发现起动困难，可适当放大负荷限制范围，

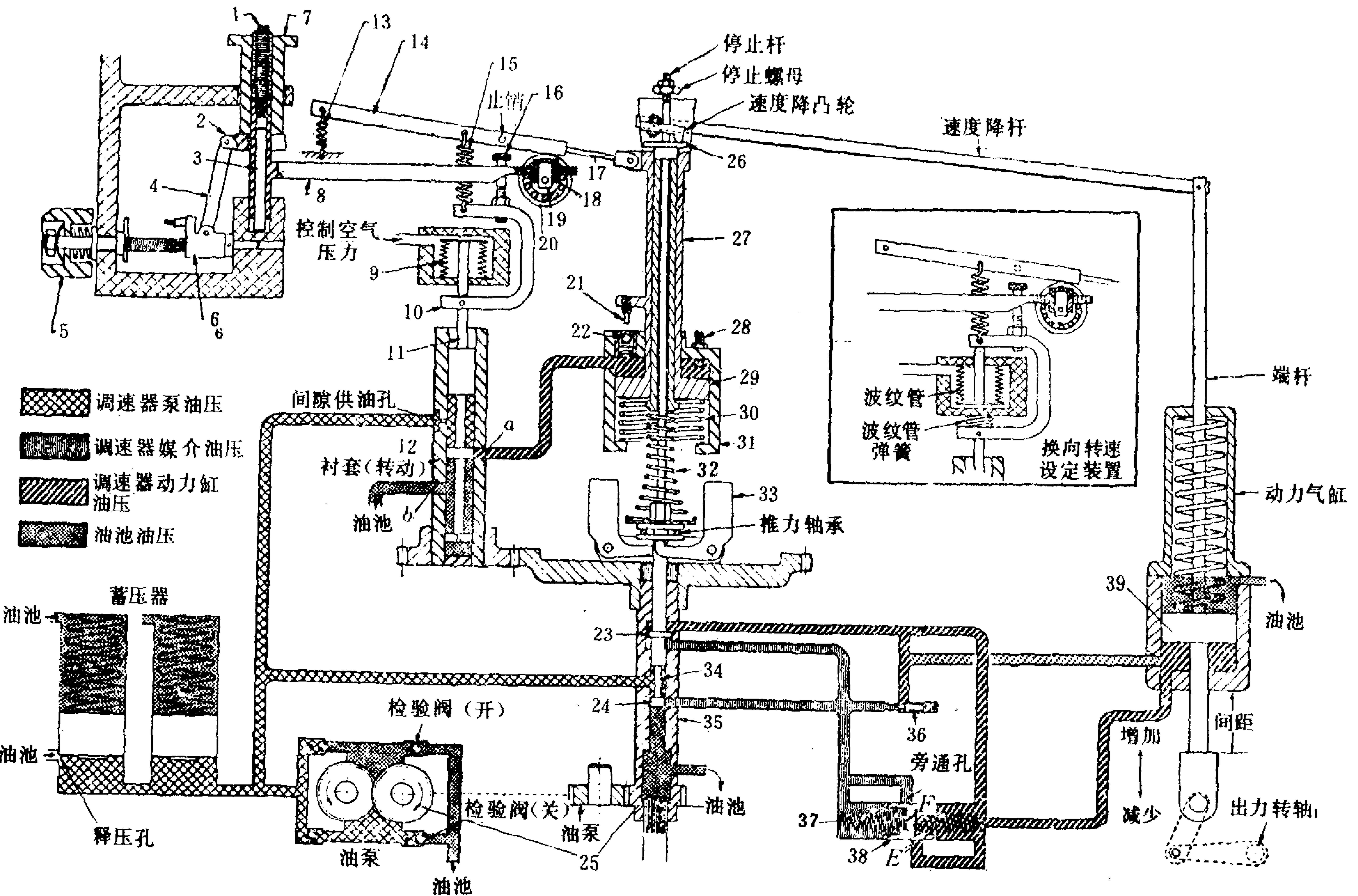


图 4.1.8-8　PG型液压调速器结构原理图

1-高速停止螺钉；2-停止轴环；3-停止销；4-连杆；5-手动转速设定旋钮；6-活动螺母；7-转速设定螺母；8-转速设定螺母组合体；9-波纹管；10-导阀连杆；11-转速设定导阀柱塞；12-转速设定导阀套筒；13-负荷弹簧；14-回复杆；15-回复弹簧；16-气动低速停止螺钉；17-双金属杆；18-滚花螺母；19-可调支点；20-球轴承枢轴；21-止位销；22-最高转速限制阀；23-补偿环；24-滑阀；25-齿轮油泵；26-静速差柱塞；27-活塞杆；28-转速设定伺服器限位螺钉；29-转速设定伺服器活塞；30-伺服活塞弹簧；31-转速设定伺服器；32-速度弹簧；33-飞重；34-滑阀柱塞；35-滑阀套；36-节流（补偿）针阀；37-缓冲弹簧；38-缓冲活塞；39-伺服活塞

以起动顺利和不粗暴为好。起动完毕，仍将“负荷极限旋钮”调到正常使用范围。对杠杆式调速器，先把调速轴放到起动转速位置，然后再起动；柴油机的正常停车，对表盘式可以转动“负荷极限旋钮”或“调速旋钮”至零刻度，均可停车，对于杆式应由操纵系统来操纵。

3）PG型液压调速器

PG调速器也是液压调速器的一种，这种调速器多装于气动遥控系统的主机上。图 4.1.8-8 为PG 调速器的结构原理图。它的转速感应机构、功率放大机构、油量调节机构、液压系统均与上述杆式和表盘式液压调速器基本相同。不同之处是它的调速机构和反馈机构。其调速机构由飞重，调速弹簧、滑阀、动力活塞以及相应油路组成。当外负荷增大时，柴油机转速下降，飞重使滑阀向下移动，压力油流向缓冲活塞的左侧，推动它向右移动，并将右侧的油压至动力活塞的下方，推动动力活塞上移，从而加大油门，使柴油机转速回升。当外负荷减小时，调速过程相反。PG调速器的弹性反馈机构由缓冲活塞、补偿环、补偿针阀以及相应油路组成，当柴油机转速下降而使缓冲活塞向右移动时，缓冲活塞左侧油压高于右侧油压，补偿环上下油压差使滑阀柱塞产生向上的作用力（一般称为“补偿力”），使滑阀上移而实现反馈。其反馈作用的大小可用补偿针阀的开度大小来加以调节。PG调速器的刚性反馈机构与前述UG调速器相似。

PG调速器的转速设定，可以是气动的，也可以是手动的。气动转速设定机构由波纹管、转速设定导阀套管、转速设定导阀、转速设定伺服器、伺服活塞、伺服活塞弹簧、负荷弹簧、回复杆、回复弹簧、气动低速停止螺钉、球轴承、可调支点等组成。如果调速器输入气压信号升高，波纹管被压缩，导阀向下的力大于回复弹簧使导阀向上的力，导阀向下移动，高压油从导阀的上面流进转速设定伺服器，使伺服活塞克服伺服弹簧和调速弹簧的弹力下移，因而提高了调速器的设定转速。因为回复杆的一端与伺服活塞杆的上端相连，另一端连接着一个负荷弹簧，它始终拉着回复杆使其一直靠在球轴承支点上。这样，当伺服活塞下移时，回复杆就以球轴承为枢轴顺时针转动一个角度，增加回复弹簧向上的拉力，当这个拉力等于输入波纹管的气压信号所产生的向下的作用力时导阀就回到它的中间位置，从而实现了反馈作用。如果输入调速器的气压信号降低，则波纹管伸长，设定转速值将减小。如果波纹管的输入气压信号压力过小或等于零，则调速器就使主机维持在最低设定转速下运转。PG调速器也可以由手动设定转速，这套机构由手动转速设定旋钮、活动螺母、连杆、转速设定螺母、高速停止螺钉、停止销、转速设定螺母组合件以及球轴承的横杆等组成。当波纹管内没有信号压力时，回复弹簧使回复杆与气动低速停止螺钉相碰，导阀与回复杆成刚性机械连接。回复杆左端的负荷弹簧使回复杆压在球轴承上，并将轴承和连在一起的转速设定螺母组合件以及横杆一起向下压。如果要提高调速器的设定转速可顺时针方向转动手动调节旋钮，使活动螺母左移，并通过连杆拉动转速设定螺母下面的轴环使螺母向下移动，并带动转速设定螺母组合件和球轴承一起下移，直到高速停止螺钉碰到下面的止位销为止，这时再转动旋钮就会损坏转速设定机构。在转速设定螺钉和球轴承以及连接的横杆下降时，回复杆在负荷弹簧的作用下向下推动气动低速停止螺钉，导阀因而下移压力油流到伺服活塞上面，将伺服活塞压下，增加调速弹簧的预紧力，从而提高了调速器的设定转速，随着伺服活塞的下移，球轴承左面的回复杆上移，回复弹簧将导阀提到中间位置，切断压力油，伺服活塞停在某一位置不动，使调速器又在相应的改变了的设定值下保持恒速。如果要降低调速器的设定转速，应按逆时针方向转动手动调速旋钮，动作进行方向与上述相反。

4）伍德沃德（WOODWARD）液压调速器的辅助设备

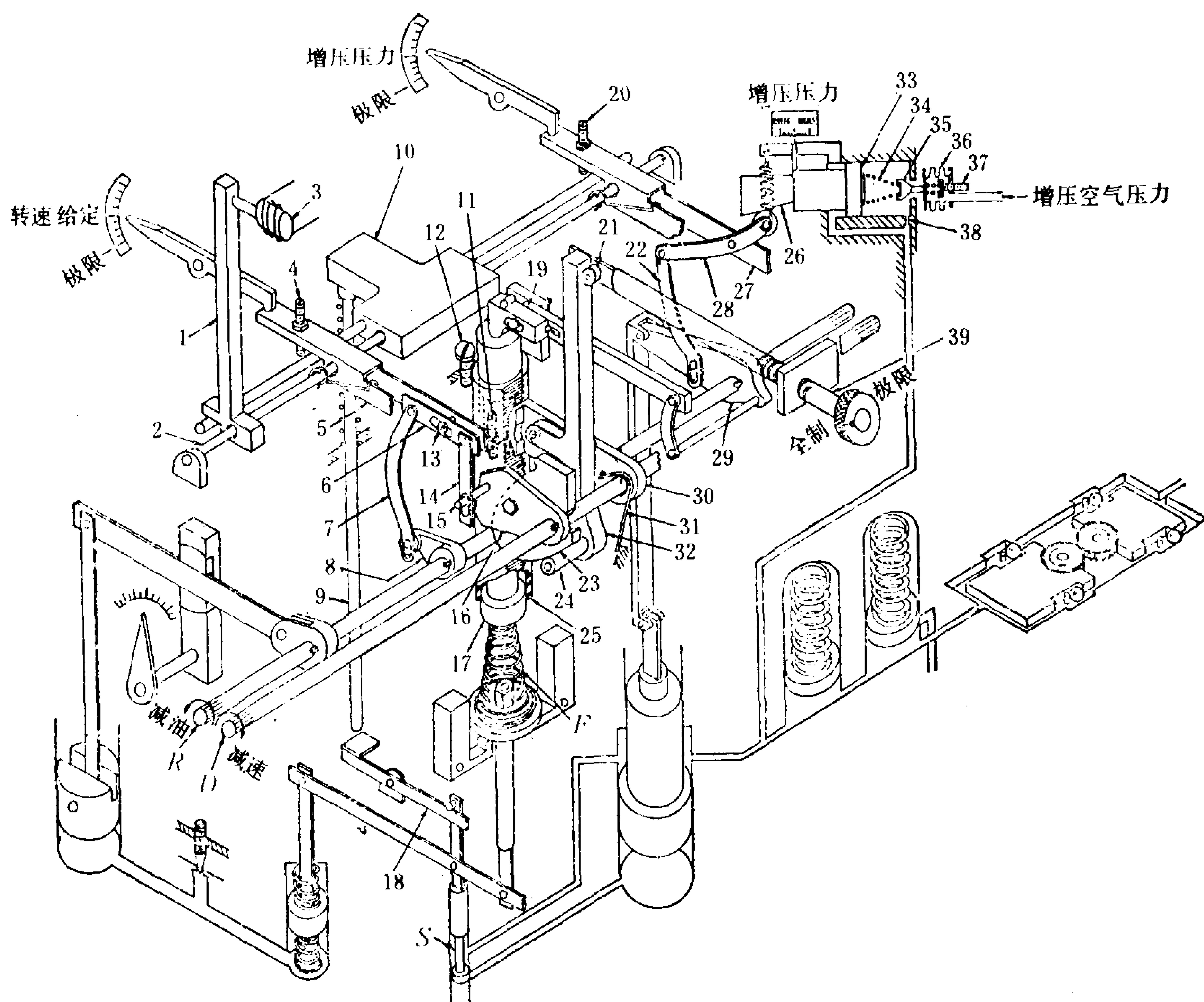


图 4.1.8-9 伍德沃德液压调速器的辅助设备

D-调速轴；F-调速弹簧；R-输出轴；S-控制阀；1-紧急停车杆；2-枢轴；3-紧急停车线圈；4-一号调节螺钉；5-转矩限制杆；6-可调浮动杆；7-连杆；8-转矩限制臂；9-停车杆；10-停车用枢轴臂；11-二号调节螺钉；12-低速限制螺钉；13-支点螺钉；14-连杆；15-销钉；16-调速轴臂；17-调速弹簧座；18-停车横杆；19-静速差凸轮；20-三号调节螺钉；21-滚子；22-连杆；23、26-凸轮；24-滚子；25-齿条套筒；27-增压压力限制杆；28-浮动杆；29-动力活塞臂；30-扇形齿轮；31-扭力弹簧；32-凸轮从动件；33-感受活塞；34-弹簧；35-锥形阀；36-波纹管；37-四号调节螺钉；38-节流孔；39-调节轴

现代船舶柴油机的机械负荷和热负荷已接近允许的极限。为了使柴油机的机械负荷和热负荷不致超出为保证它可靠工作的范围，必须设置一些限制条件，这种限制条件往往是在调速器上附加一些辅助设备来达到。另外，为了柴油机运转安全可靠、提高柴油机的操纵性能以及实现某种功能，也常设置一些辅助设备。辅助设备可以装设在伍德沃德UG、PG液压调速器上。图 4.1.8-9 为液压调速器的辅助设备。

（1）给定转速供油量限制器　给定转速供油量限制器亦称转矩限制器，它使调速器在每一个给定转速下都有一个一定的供油限制位置，以避免超转矩。它由调速轴臂 16、销钉 15、连杆 14、支点螺钉 13、可调浮动杆 6、转矩限制杆 5、一号调节螺钉 4、转矩限制臂 8 等组成。调速轴臂 16 固定在调速轴D上，当给定调速器的转速后，销钉 15 位置一定，转矩限制臂固定在输出轴R上，当控制阀S离开平衡位置下移时，销钉 15 可以在腰圆孔内移动，允许供油量

增加。当销钉 15 接触腰圆孔上边缘后，输出轴R继续朝加油方向转动，则由于浮动杆右端不能下降，于是通过支点螺钉、转矩限制杆、一号调节螺钉、停车枢轴臂 10、停车杆 9 等将控制阀抬起复位，使输出轴R停止增加供油量。由上述可知，对应于每一个调速轴D的位置（即每一个转速给定值）都有一个一定的供油限制位置，如图 4.1.8-10 所示。A点位置由一号调节螺钉 4 来确定，它决定了最低稳定转速下所限制的最大供油量。AB线的斜率可改变支点螺钉 13 的位置来加以改变。

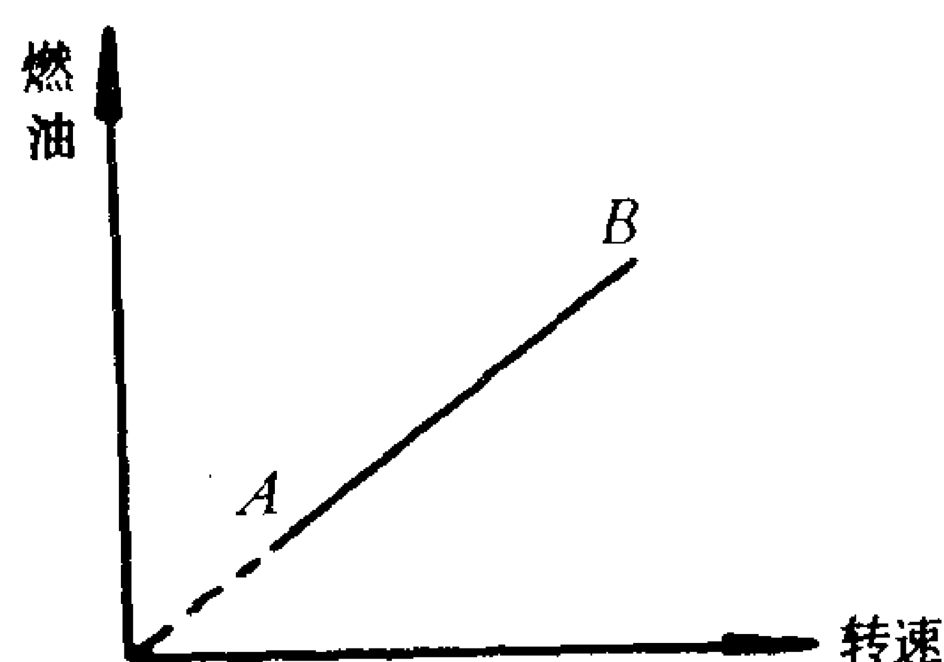


图 4.1.8-10　燃油限制特性

（2）增压空气压力供油量限制器　废气涡轮增压柴油机加速时，增压空气压力的升高跟不上燃油量的增加，因而容易出现排气冒黑烟、缸内积炭和引起机械故障等，为了避免出现此种现象而设置增压空气压力供油量限制器，用增压压力来限制加油动作。增压空气压力供油量限制器由波纹管 36、锥形阀 35、感受活塞 33、凸轮 23 和 26、增压压力限制杆 27、浮动杆 28、连杆 22 等组成。波纹管与扫气箱接通，其内部承受增压空气压力，并将作用力传给锥形阀，锥形阀的左面有弹簧。在正常运行中，气体压力与弹簧力相平衡，锥形阀“浮动”地落在阀座上，调速器蓄压系统中的压力油直接通到感受活塞的左面，同时经过小孔 38 节流后通到活塞的右面，锥形阀处一直有少量滑油流往油池，这样，感受活塞右侧的油压力（较低）与弹簧力之和同左侧的油压力（较高）相平衡，感受活塞和与它相连的凸轮就停止在某一位置上。

增压压力限制杆右端的位置是由凸轮的位置决定的。当凸轮位置一定，连杆 14 下端的长孔位置也一定。当动力活塞上行时，动力活塞臂 29 上的销钉没有碰到连杆上长孔的上缘之前，允许增加燃油。若销钉碰到长孔上缘后动力活塞继续上行，它就通过浮动杆、增压压力限制杆、三号调节螺钉 20 等将控制阀提起复位，从而停止增加供油量。

当增压压力升高后，波纹管力暂时大于弹簧力，因而使锥形阀开大，感受活塞右侧的油流出较多，油压下降。在左侧油压的推动下，活塞右移，压紧弹簧使其弹力增加，锥形阀两侧的力又恢复平衡，它又“浮动”地落在阀座上，而活塞和凸轮则向右移至一个新的位置。凸轮 26 右移后，连杆下端的长孔位置也升高，所限制的供油量也相应增大。当增压压力减小时，该机构就相应减少所限制的供油量。

增压压力与所限制的最大供油量的关系示于图 4.1.8-11。波纹管中有一弹簧，借四号调节螺钉给予锥形阀一个初始作用力，当增压压力甚低时，供油量不再减少，也就是用三号调节螺钉可以改变MN线段的高度。N点的位置由四号调节螺钉决定。NP段的斜率由凸轮的外形轮廓决定。

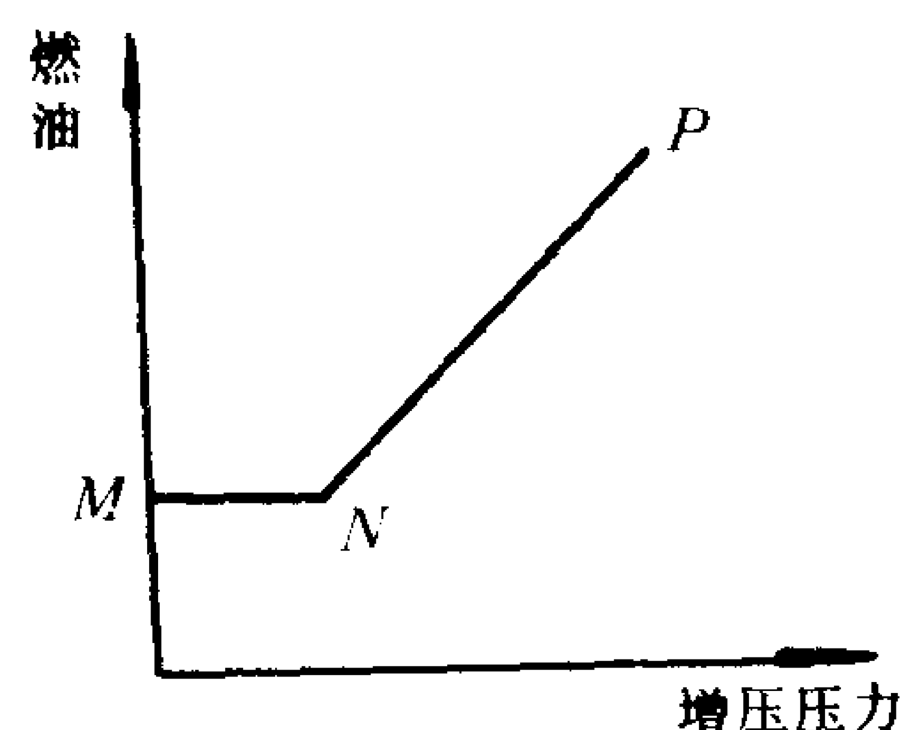


图 4.1.8-11　供油量与增压压力的关系

（3）燃油控制杆给定转速　它通过固定在调速轴D上的调速轴臂 16，用螺钉连接在轴臂上的凸轮、滚子、凸轮从动件、与从动件相连的扇形齿轮 30、扭力弹簧 31 和齿条套筒 25 动作。当调速轴D转动时，凸轮随着一起转动，并通过滚子推动从动件绕上端的滚子转动，从而

使扇形齿轮绕调速轴D转动。若调速轴D按逆时针方向转动（加速），扇形齿轮亦按逆时针方向转动，齿条套筒下降并压紧调速弹簧。若调速轴D朝顺时针（减速）方向转动，则在调速弹簧和扭力弹簧的作用下，齿条套筒上移并放松调速弹簧。

（4）调速器功能转换　调速器上附设有调节轴，转动调节轴上的旋钮，可使凸轮从动件上端的滚子“移进”或“移出”，当滚子处于“移出”位置时，调速器作为带有给定转速供油量限制器的全制调速器使用。当滚子处于“移进”位置时，凸轮从动件按逆时针方向转动，扇形齿轮即带动齿条套筒向下移动，压紧调速弹簧，使控制阀S下移，将供油增加到调速轴臂16所限定的数量，此时，调速器就作为极限调速器使用。

（5）低速停止螺钉和手动停车装置　低速停止螺钉限制了齿条套筒上移的高度，当两者接触后，若调速轴D朝最小给定转速方向继续转动，则供油量的减少受到限制，从而把柴油机的转速限制在最小给定转速。

利用二号调节螺钉可以通过调速轴D实现手动停车。当齿条套筒上行与低速限制螺钉接触后，D轴仍可向减速方向转动。当调速轴臂碰到转矩限制杆右端的二号调节螺钉时，通过停车执行机构将控制滑阀S自平衡位置抬起，动力活塞带动输出轴R一直转到停油位置，从而实现了手动停车。

（6）电磁线圈停车装置　当柴油机运行参数低于规定值的极限值或发生意外需远距离停车时，线圈通电或断电（根据设计而定）并推动紧急停车杆，使其向下推动由枢轴臂延伸出来的杆，停车杆被压下，控制阀S从中央位置提起，动力活塞下移切断燃油，使柴油机停车。

2.5.3 液压调速器的调节

2.5.3.1 稳定速差率δ_2的调节

稳定速差率δ_2应根据调速器使用的场合来选择。对于发电机组来说，单机运行时，δ_2应调节为“0”；多机并联运行时，应选择足够高的δ_2，并且各台机组的δ_2应该调到相同。对于带动螺旋浆且并联工作的主机，调速器的δ_2要结合反馈调节来选择，一般在满足调速系统稳定性要求的前提下，δ_2选得越小越好，但并联各机的δ_2要相同。

液压调速器是通过静速差机构来调节其稳定速差率的。单机组运行时，稳定速差率调到“0”；多机并联运行时，把表盘式调速器的旋钮（图 4.1.8-7）旋到“30～50”刻度，相应的稳定速差率为 3%～5%。在实际应用中还要根据试车时配电板上的负荷分配情况来最后确定真正相同的稳定速差率。

2.5.3.2 稳定性调节（零件号见图 4.1.8-6 和 7）

在调速器换新或修理后装机时，要对反馈系统进行综合调节，以便调速过程获得尽可能小的瞬时速差率δ_1和尽可能短的稳定时间T。

扳动反馈指针J可以调节反馈行程的大小，改变反馈针阀N的开度可以调节反馈速度的快慢。如果调节得正确，控制滑阀 18 提前复位后，在飞重和小反馈活塞 9 的复位过程中控制滑阀保持不动（实际上是有很小的波动）。调速器稳定性的调节原则是：在尽可能小的反馈指针刻度下，保证针阀开度为 1/4～1/2 转。

调节稳定性的步骤如下：在柴油机怠速运转的情况下，当柴油机转速和调速器油量上升到正常数值时，将反馈指针J放在“最大”位置，并将针阀N打开两转以上，向减油方向人为拨动喷油泵齿条（表盘式）或用手不断提起速度杆V（杆式），使柴油机转速波动 1～1.5 min，以驱除调速器控制油路中的空气。将反馈指针J置于刻度 3 处，再人为地使柴油机的转速波动，这时逐渐关小针阀N，直到柴油机转速停止波动。再拨动一次油泵齿条或提起速度杆，

若转速一波动就迅速停止，对调速器稳定性感到满意，就可以检查针阀N的开度。检查时将针阀N轻轻关死，然后又退回到原来的位置，看是否为1/4～1/2转。若开度合适，调节工作到此结束。若在转速波动过程中将针阀N调节到最小开度甚至关死，柴油机的转速波动仍不能稳定下来，则将反馈指针J向“最大”方向增加两格，重复上述试验，到满意为止。一般反馈指针J在3～7格都算合格，如果反馈指针达到7格以后不能稳定，可以考虑增大静速差后再重复上述调整。空车调整满意后，再作带负荷调整，用突加和突卸负荷的办法，检查调速器的稳定性，调节步骤与无负荷调节相同，一般只要再稍作调节即可满意。

2.5.4 液压调速器的故障

在确定调速器是否有故障之前，必须先对柴油机和调速系统进行预查。具体步骤如下：

1）检查负载，务必证实转速的变化不是由于负载变化超出柴油机的能量所致。

2）检查柴油机的运转情况，务必证实各缸发火正常，喷油器工作正常，负荷分配均匀。

3）检查调速器输出轴和供油系统之间的连接，应保证没有卡死和间隙过大的现象。

4）检查调速器补偿指针和针阀的位置是否正确。

5）检查油液质量。液压调速器的很大部分故障（约占50%）是因油液过脏引起的，所以要检查油内是否混有杂质，油料是否开始变质，油液是否混有水分等。

6）检查调速器的传动有无中心偏移、动作粗暴和间隙过大等现象。

表4.1.8-9示出了UG8型液压调速器（图4.1.8-7）的故障原因及其排除方法

表4.1.8-9　　UG8型调速器的故障原因及其排除方法

故障现象	原因	故障排除
1．柴油机转速出现周期性波动，油门、齿条拉杆不动	1)补偿调整不当	适当调整针阀开度和补偿指针位置
	2）调速器油液太脏引起淤塞	排出脏油，清洗调速器，重新注入新油
	3)油面过低，使空气侵入油路	加油到油标规定位置，检查漏油情况，特别是在驱动轴部位
	4）调速器油内起泡沫——空气侵入油内	排出旧油，注入新油
	5)柴油机连接杆或燃油输油泵失去动作能力	修理连接杆件或输油泵
	6)柴油机连接杆或燃油泵有卡住现象	修理连接杆件或输油泵
	7)调速器磨损	修理并调整调速器。检查飞块脚有否粘住现象，检查飞块脚的磨损情况；检查推力轴承的磨损情况；检查滑阀或导杆有否粘住；检查活动杠杆活动的灵活性。。打光运动零件的毛刺和糙点。
	8)补偿弹簧调整不正确	调整小补偿活塞的位置
	9)油压低于规定值	油泵单向阀没有装好，重新安装
	10)动力活塞卡住	检查活塞、动力连杆、杠杆和中间体对壳体的位置正确度
	11)柴油机熄火	对各缸进行高温检测。如有不正常，应及时进行修理和调整（可能是喷油嘴或输油泵的故障）

续上表

故障现象	原因	故障排除
	12)电压调节器不能正常工作	调整和修理电压调节器
	13)油门拉杆连接位置不正确。如果更换调速器，拆卸重装后就有可能发生。要求调速器输出轴转角对柴油机功率输出成线性变化关系	重新安装有关连接杆件，使调速器输出轴的转角与柴油机功率输出成线性变化关系。在负荷指示器上读数，当无负荷时指示到“2”位置。全负荷时指示到“8”位置。
	14)连接杆件故障	在整个使用寿命期内，连接杆件应无卡死和放空动作（间隙过大）发生。如有，则检查连接关系及调整消除间隙的弹簧的预紧力。务必使调速器输出轴转角在有微小变动时柴油机负荷便有变化。否则柴油机的稳定运转无法保证
2．当起动柴油机时，供油齿条没有很快地被拉开	1)调速器油压低	检查调速器油泵齿轮和泵体有否过度磨损、如有，则需及时更换
	2)起动速度太低	需要时可采用增压伺服马达（气动调速装置）
	3)增压伺服马达功能不合适	检查气压起动阀的作用
3．调速器输出轴抖动	1)柴油机对调速器的传动不平稳	检查驱动机构： (1)检查齿轮的齿形误差、齿轮节圆对定位中心轴的同轴度、齿轮传动的啮合间隙； (2)检查传动齿轮的键和锁紧螺母或紧定螺钉的位置误差； (3)调紧柴油机曲轴与凸轮轴之间的传动键； (4)检查柴油机减震装置
	2)飞块挠性驱动失效，飞块运转频率不稳定	拆下飞块总成，清洗飞块部件，检查传动扭力弹簧
4．并联机组负荷分配不适当	1)不均匀度调节不当（即稳定速差率调节不当）	调整转速使两台机组一致； 重新调节稳定速差率，使负荷合理分配。增加稳定速差率可以阻止负荷的递升；减小稳定速差率，可以增加负载的递升
	2)稳定速差率调节轴由于机器振动而偏离原位	检查稳定速差率转轴上卡箍式弹簧有否损坏，必要时更换
	3)当采用皮带传动，液力传动或电力传动时有打滑产生	调整传动联接装置
5．柴油机对负荷变化或转速变化反应缓慢	1)补偿调整不当	重调补偿针阀，尽可能开大。只要在无负荷运转时，没有不稳定的情况出现即可。补偿指针可处于中间位置
	2)调速器感应机构灵敏度不佳	飞块脚接触处由于存在有油泥、铁屑或过度磨损，增大了飞块运动的摩擦阻力。检查发现有脏物时应及时清洗；如发现飞块脚部接触面积由于磨损，其接触印带的宽度超过1.57mm时必须成对更换飞块
	3)有些调速器配有专门加工的零件以减少其灵敏度，使柴油机在负荷变化时能免受过载负荷	不属故障

续上表

故障现象	原因	故障排除
	4)滑阀台肩没有调整到控制口的中央	可利用空气量规对滑阀对中位置进行调整
	5)油压低	检查油泵和滑阀
	6)柴油机可能过载	适当减小负荷，检查调速器负荷指示位置
	7)燃油供应受到限制	检查燃油滤器
	8)负荷限制旋钮置于限制供油位置	调整负荷限制旋钮
6．柴油机吃不上满负荷	1)输油泵齿条没有运动到足够大的位置	调整柴油机到调速器输出轴之间的连接杆件； 调整负荷限制装置或燃油输油泵的停油位置； 检查负荷限制转轴上卡箍式弹簧的卡紧度。卡紧度低可能使负荷限制凸轮会逐渐向减小负荷的位置移动
	2)燃油供应受阻	清洁燃油滤器
	3)电压调节器失灵	调整或修理
	4)柴油机有熄火现象	检查各缸排烟温度，进行必要的修理调整
	5)柴油机和负载之间的离合器有打滑现象	重新进行调整

表4.1.8-10示出了PG型液压调速器（图4.1.8-8）的故障原因及其排除方法。

表4.1.8-10　　PG型调速器的故障原因及其排除方法

故障	原因	故障排除
1．柴油机游车或大振荡	1)针阀调整不正确	按说明书调整针阀
	2)阻尼弹簧太软，可发生在新的装置上，或由于机器或燃油联杆装置变坏的老装置上，或由于负荷条件改变	安装较硬的阻尼弹簧（与调速器厂联系）
	3)燃油联杆装置安装不当（常发生在更换或拆卸调速器时），调速器的移动与柴油机输出功率呈非线性	重新安装、调整燃油联杆装置，直至获得线性关系
	4)柴油机的联杆装置，燃油泵等的错动作	修理联杆装置或燃油泵
	5)柴油机的联杆装置或燃油泵等粘牢	修理并重新校对联杆装置或燃油泵
	6)调速器行程太短，在安装新调速器时会发生这种情况（该移动量很少应在空车及全负荷移动量的50%）	重新设计或重调燃油联杆装置，使获得更大的调速器行程（联系机器制造厂和调速器厂）
	7)低油位，如在玻璃油位表中仍能看见油，则无危害	慢慢加油至正确的油位
	8)调速器里油脏或成泡沫	放掉调速器油，冲干净调速器，并加满干净的油； 按调速器说明书放空气及调整针阀

续上表

故　　障	原　　因	故　障　排　除
	9)调速器磨损或没有正确调节	修理或调整调速器: (1)检查飞块销及轴承有否磨损; (2)检查飞块尖与底面有无磨损; (3)检查飞块顶之推力轴承; (4)控制阀柱塞可能卡住,必要时清洁。注意:不要弄碎控制盘的边角 (5)检查控制阀柱塞的垂直度,必要时加以修正 (6)清洁和抛光全部运动部件,保证工作平稳及灵活
	10)动力活塞杆弯曲	可能时修复，如杆已弯曲，装上新的活塞连杆组件
	11)柴油机不发火	检查每个气缸的排气温度，逐步清除不发火的缸
	12)在伸缩杆里的弹簧太软	换较硬的弹簧，使在整个时间里，联杆能处于稳定位置上
	13)调速器磨损，产生不正确的调节	换备用调速器，修理磨损的调速器
	14)调速器与机器不匹配	联系制造厂解决
2．当转动柴油机时，燃油泵齿条不能快速动作	1)调速器油压低	(1)检查泵的齿轮和齿面有无磨损,磨损部件更换; (2)用干净油冲洗调速器，并加油，排除泵止回阀脏物; (3)检查泵止回阀，如不密封，换新
	2)回转速度太低	加装放大伺服器（联系调速器厂）
	3)放大伺服器不起作用	(1)检查主起动阀; (2)检查空气及油路接头
	4)电磁阀切断不能工作	检查有无脱线，起动时必须提供一个小的电压
	5)切断螺母调整不当	松开螺母并起动柴油机调整螺母在空车时有适当的间隙
	6)速度整定或燃油压力极限整定过低	增加最大起动燃油值。联系机器厂作整定
3．调速器杆端或端轴轻微摆动	1)传动粗暴	检查传动机械: (1)检查齿轮中心线; (2)检查齿轮牙齿有无粗糙,偏心或齿轮传动的齿隙有无过大; (3)检查传动齿轮与轴的连接键和螺母或固定螺钉是否紧固; (4)曲轴与凸轮轴如用链传动时，则收紧链条; (5)检查减振器（有的话); (6)调速器用锯齿形传动轴时,则应检查轴与锯齿联轴器的磨损情况

故障	原因	故障排除
	2)飞块顶之挠性传动有故障	拆开、解体飞块组体并清洁： (1)若橡皮传动，则换新橡皮联轴器，如更换的部件比联轴器更多时，应更换整个回转套及包括弹簧传动和油减振整个飞块组装件(联系调速器厂)； (2)若弹簧传动，则检查弹簧，必要时换新弹簧联轴器组件将联轴对中，使其在相对的方向上的位移相等
	3)调速器在基座上的螺栓没有均匀上紧	松开各螺栓，拆开燃油联杆机构，将调速器放在基座上顺、逆时针转动45°，然后上紧螺栓
4．交流系统的并联运行的各装置产生负荷转移，一个装置在零速度降(频繁地控制)，其它装置则有速度降	一个或更多的装置的速度降调节不当(说明：如没有速度降，则调速器无法用于并联运行。)	增加有影响的装置上的速度降，直至每个速度降装置上都有稳定的负荷为止。系统负荷的变化是由速度降为零的装置起主导作用的。速度降装置有助于校正速度大幅度的偏移，但负荷的变化由零速度降的装置所吸收
5．在船舶推进装置或同类型装置里，负荷不能在并联运行机组间进行分配。而所有装置均有速度降	1)速度降在其中一个或更多的装置里整定得太低。在直流电系统中，速度降通常是不必要的，但是可从电气方面获得相等的速度降。因此，对于直流电系统，调速器有共同的速度降，它是可以由发电机励磁的不相等而获得正确的速度降调整	(1)如果调速器的移动少于全行程的50%时，检查之，必要时应缩短末端轴杆以增加调速器的行程； (2)调整各装置的速度降，直至获得合适的负荷分配为止； (3)增加速度降，能得到较小的负荷变化； (4)减少速度降，能得到较大的负荷变化
	2)各调速器的速度整定值不相同	(1)用精密的压力表检查各调速器之控制空气压力； (2)检查两个手动速度整定旋钮是否在最小值； (3)如在各机器间的不平衡负荷是一个常值，则可通过顺时针转动速度整定螺母(125)来校正； (4)当转速从最小变到最大值时，负荷不平衡是由一台机向另一台机转移，应重新调整控制支架
6．柴油机的整个速度偏离值慢慢恢复正常，结果是改变负荷或慢慢反应到速度整定值的变化	1)调速器的阻尼弹簧不正确	装上正确的阻尼弹簧
	2)调速器油压低	见本表2-1)项
	3)燃油供给受限制	清洁燃油滤器和燃油供应管系减少负荷
	4)柴油机可能超负荷	联系调速器厂的专门工程师进行现场更换
	5)用气动-液压速度控制的PG型调速器，其速度整定值是慢慢增加的，如供给一些特殊的部件则能得到快速作用	
	6)涡轮增压器不能快速达到新的转速，扫气量与新的燃油增加不相配	联系柴油机厂和调速器厂或解体涡轮增压器

续上表

故　　障	原　　　　因	故　障　排　除
7、柴油机不能达到全负荷	1)燃油齿条不能拉足	(1)检查燃油泵止动器，并调整；
		(2)检查燃油联杆机构必要时调整；
		(3)装有负荷极限装置的PG调速器，可能已触碰到极限位置，应进行调整；
		(4)油压可能达低，见第2-1)项；
		(5)调速器的油太稀，换粘度较大的油
	2)燃油供应受限制	见本表7-3)项
	3)当在速度降下工作和与大电网并电时，调速器的速度调节受限制	(1)检查表盘式 PG调速器，并调整最大速度极限；
		(2)检查和调整杆式调速器的速度整定机构
	4)柴油机部分气缸不发火	本表1-10)项
	5)燃气压力太低	调整燃气供应管系上之压力调整器
	6)涡轮增压器供气不足	解体检修涡轮增压器
	7)柴油机与负荷之间的离合器打滑	见离合器使用说明书
	8)电压调速器不起作用	重新调整或修理电压调速器
8、柴油机达不到全速和全负荷	1)控制空气压力低	检查气压变换器
	2)最大速度停车过低	最大控制空气停车螺钉不应接触球形止回阀
	3)最大和最小转速都过低	逆时针调节速度整定螺母，使杆提高。
	4)仅是最大速度太低	重调控制支架
	5)波纹管泄漏	安装新波纹管
	6)调速器在位移的终点位置	(1)检查燃油联杆机构的调整； (2)检查燃油供应及滤器情况
	7)速度整定或总管的燃油压力整定太低	按1)～7)项重新调整（联系机器厂）
	8)螺旋桨太大	联系船厂
9．并联机组之间负荷振荡，两个调速器产生振荡	在系统的应有频率与柴油机的50%扭矩之间有共振	联系机器厂。改变调速器特性能减少振荡。安装刚性联轴器或防振能力强的联轴
10．起动时柴油机超速	1)调速器动作太慢	将针阀调至最高转速位置打开。如可能换较软的阻尼弹簧
	2)速度整定值太高	减少起动速度整定值
	3)起动时，燃油供应过多	(1)调整放大伺服器的移动；
		(2)重新调整速度整定值或总管压力转矩极限器（联系机器厂）
	4)阻尼旁通延迟	装短的阻尼活塞
11．柴油机在向最小转速减速时产生失速	1)调速器动作太慢	调节针阀至最大开度。换成较软的阻尼弹簧，试用较短的阻尼活塞
	2)最小转速太低	升高最小转速
	3)空车运转时，补偿不能切断	联系调速器厂

2.5.5 液压调速器的管理

1）调速器工作油质量要求

工作油对调速器的性能、寿命以及可能引起的故障关系甚大，工作油必须具备下列条件：不含杂质，不含水分，不起泡沫，不产生泥渣或胶状物，不溶解空气；对调速器零件、油封和油漆不产生腐蚀和损坏作用；工作油应具有较高的粘度指数，在正常的工作温度下，其粘度在 $20.3 \sim 42.5 \times 10^{-6} m^2/s$，粘度的选择应视调速器的工作温度而定，如表 4.1.8-11 所示。

表 4.1.8-11　　不同工作温度下调速器工作油粘度

调速器平均工作温度	工作油粘度	
℃（℉）	SAE	$10^{-6}m^2/s$
49 以下（120 以下）	10	约 21.1
49～60（120～140）	20	约 53
60～71（140～160）	30	约 84
70～83（160～180）	40	约 99

2）UG型调速器拆下换油

应定期检查工作油，对脏污了的工作油及时更换。在正常情况下，每半年应换油一次。

换油时拆开燃油控制联动装置和伺服马达上的油管及接上调速马达（如有）的电线。

松出壳座上 4 只六角螺栓，向上取出调速器（注意不要碰坏连接键）并小心放在木垫上；

移去上盖（连同调速马达），放倒调速器把油倒掉；

用轻柴油注入调速器，不断转动传动轴，来回转动输出轴，晃动调速器几次后把柴油倒掉；

把调速器装在柴油机上并加入新的润滑油；

用螺丝刀顺时针方向关闭针阀（注意转数），然后退回针阀约三转并让柴油机短期运转；

旋松放油螺塞把油放掉再加入新油到玻璃管下标志；

将针阀处于打开位置开动柴油机（这会把油腔空气赶出），然后把针阀回复到原来的位置（调速器应不抖动）；

检查油位并按需加油（油位应在上下标志之间）。

3）UG型调速器在不拆下的情况下换油

拆去放油旋塞，把调速器中的油放掉；

装好放油旋塞，从加油杯中注入清洁的轻柴油；

关闭针阀（注意转数），然后退回约三转并开动柴油机约 30 min；

停车，再次拆去放油旋塞，把燃油和污物放出；

重新加入清洁滑油并让柴油机短期运转；

再一次把油放掉，然后再加入新油至玻璃管低油位；

开动柴油机打开针阀（这会把油腔的空气清除）再把针阀回复到原位（调速器应不振动）；

检查油位并按需加油（应在高低标志之间）。

2.6 电子调速器

2.6.1 类型

凡信号感测部分，或执行机构采用电气方式的调速器，通常都称为电子调速器。常见的

电子调速器有：①全电子调速器，它的信号感测部分和执行机构均为电气方式；②电-液调速器，它的信号感测部分采用电子式，而执行机构为液压伺服器；③液-电双脉冲调速器，该调速器在液压调速器上装设电子式的负载信号感测装置。

2.6.2 特点

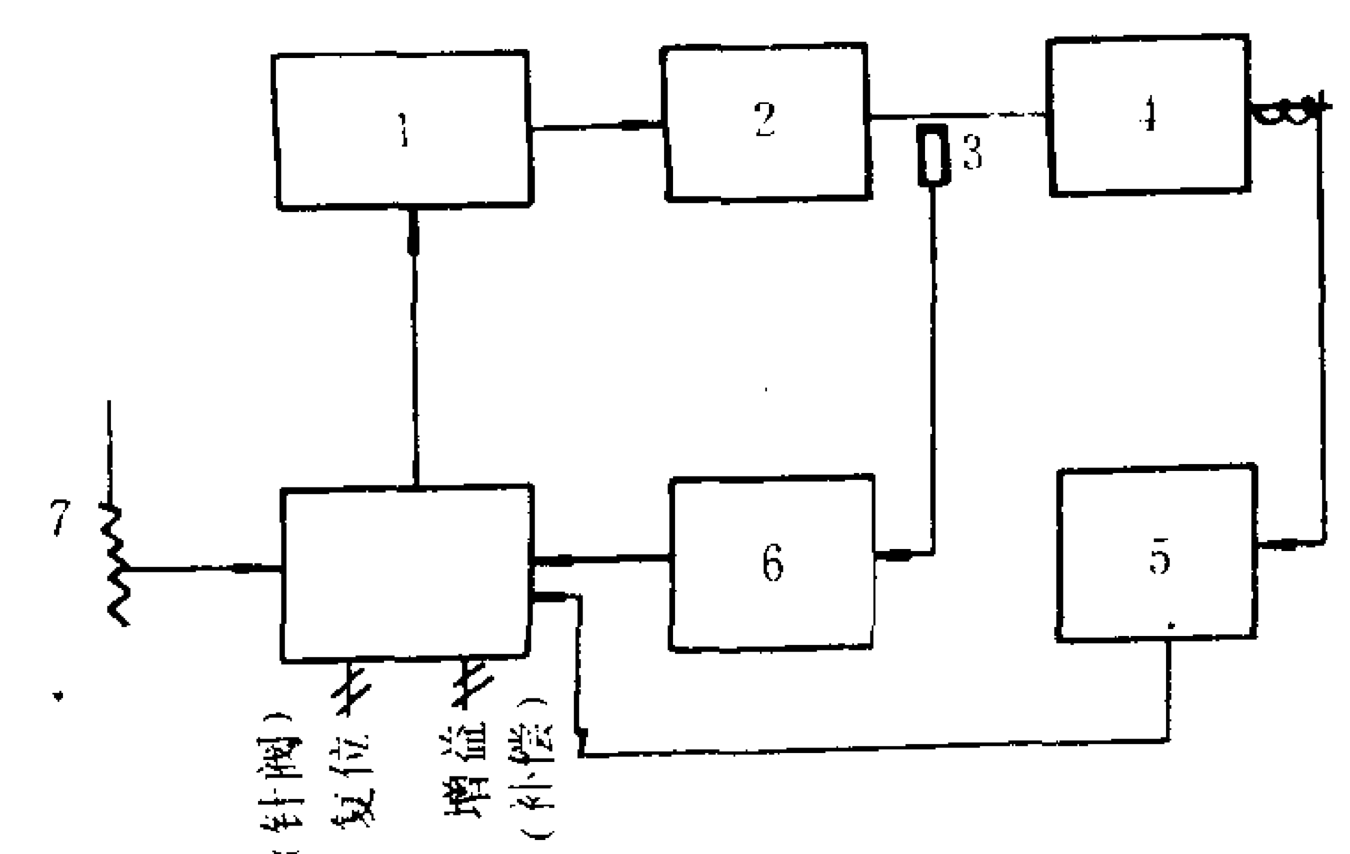


图 4.1.8-12 电子调速器的框图

1-执行器(动力活塞)；2-柴油机；3-磁性测速头；4-负荷；5-负荷传感器；6-速度传感器(飞重)；7-转速设定电位器(调 速弹簧)

电子调速器是本世纪 70 年代开始研制并发展起来的，它具有动作灵敏，响应速度快，响应时间只有机械液压调速器的 1/10～1/2；动态和静态调节精度很高，且能实现恒速并联运行，它消除了精密部件中的摩擦和磨损的影响；无须传动机构，故装置简单，调整安装方便，附属设备也很简单。

2.6.3 原理

图 4.1.8-12 示出电子调速器的作用框图。电子调速器的输入部分由磁性测速头 3 和速度传感器 6 组成，必要时并用负荷传感器。磁性测速头 3 产生交流电压，其频率与原动机的转速成比例，而转速传感器则将此交流电压转变为与交流电频率成比例的直流电压。负荷传感器从交流发电机的输出电压、电流和功率因数测出电功率成比例的直流电压。电子调速器的控制部分由放大器和转速设定电位器 7 组成。必要时同时并用斜坡发生器、工作状态转换开关和速度降控制器。将转速设定信号和由转速传感器、负荷传感器、斜坡发生器发出的信号送入放大器的输入点，并把各输入信号的代数和放大后作为放大器的输出，其输出电压作为执行器的输入。原动机转速增加时，磁性测速头的输出频率增加，输入到转速传感器并将其转换成与频率成正比的输出电压，在放大器的输入点作为负信号进行相加，同时因转速设定信号是正信号，在放大器内进行相加后，如果是负值，则放大器向执行器输出减油的信号，使原动机的燃油减少，反之则增加；若两者之和为零，则原动机在设定转速下运行。斜坡发生器是使速度信号产生一定的斜率，控制原动机从怠速到标定转速的加速率或减速率。执行器的输入信号是电信号，带动控制原动机的燃油的联动装置，其输出可以是机械液压式产生的输出轴的转动，也可以是用电执行器。如伍德沃德调速器有电磁回转执行机构的全电调速器又有 230/EG-3 P调速器，其执行元件是液动的，而感受和控制元件又主要是电气的，所以称它为电-液调速器。

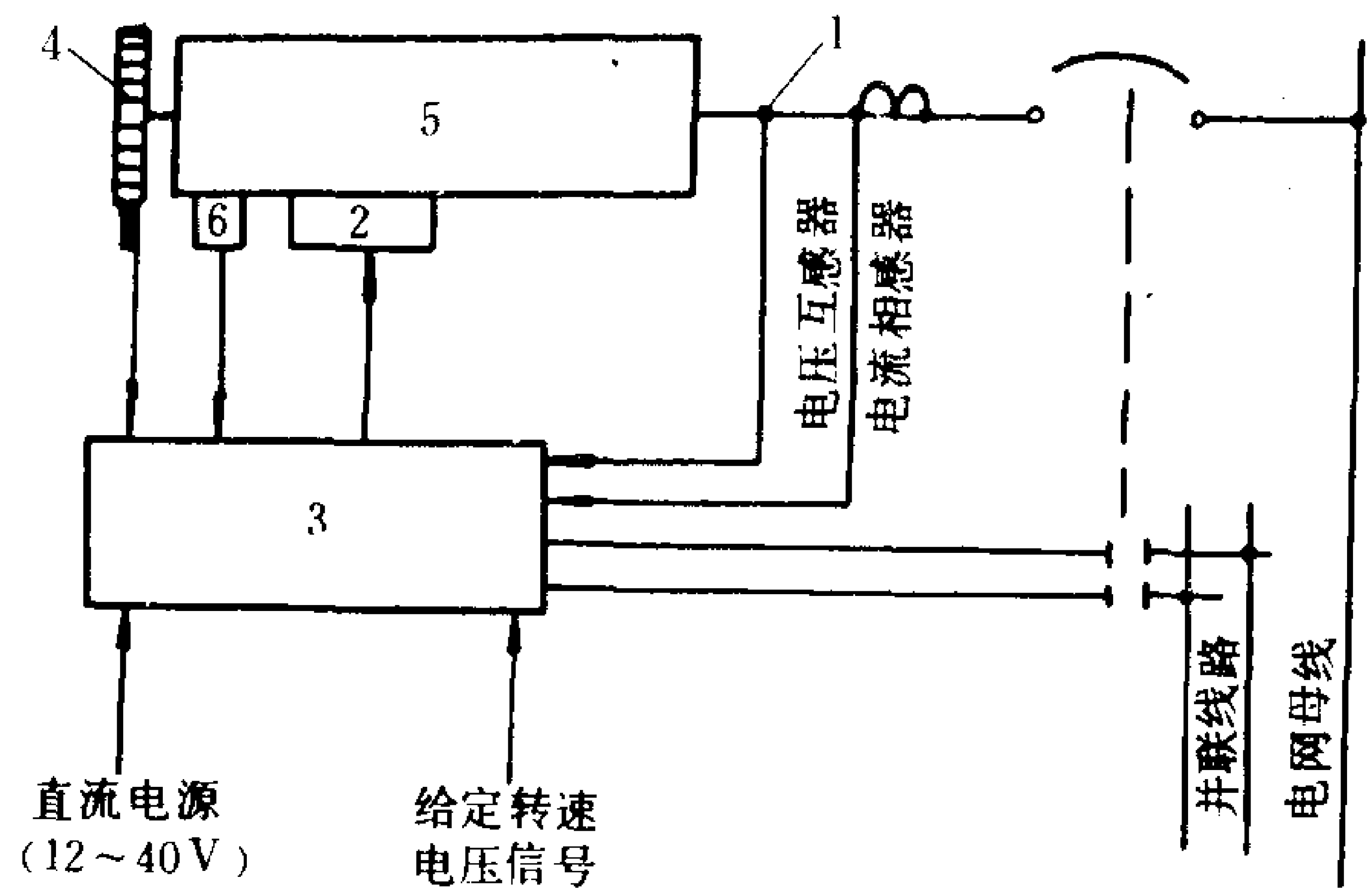


图 4.1.8-13 2301/EG-3 P电液调速器简图

1-电磁测速元件；2-EG-3 P电液执行器；3-2301 调节器；4-飞轮；5-柴油发电机组；6-滑油压力开关

2301／EG-3 P电-液调速器由电磁测速元件、EG-3 P电-液执行器、2301 调节器、滑油压力开关等四部分组成。其中调速器是调频型的，称为单脉冲电-液调速器，若是调频调载型的，则称为双脉冲电-液调速器。图 4.1.8-13 为单脉冲 2301／EG-3 P电-液调速器。电磁测速元件感测柴油机转速，并将其转换成同转速成正比的交流测速电压信号，该信号输送

到2301调节器的频率转换器，经过调制和整流，变成同转速成正比的直流测速电压信号，与转速调节电位计的给定转速电压信号在调节器内的输出运算放大器输入端比较后，以调速电压信号形式输出给EG-3 P电-液执行器，使执行器输出轴转角按与输入调速电压信号成比例而变化（它是比例调节器），再通过调速系统的供油机构，对柴油机组的油量实行自动调节。

3 起动装置

3.1 起动方式

柴油机本身没有起动的能力，它必须依靠外力使之转动起来，且达到一定的转速，才能实现柴油机的喷油燃烧。

起动转速是衡量柴油机起动性能的重要标志。柴油机的最低起动转速：高速柴油机为80～150 r／min；中速柴油机为60～70 r／min；低速柴油机为25～30 r／min。最低起动转速的大小与柴油机的结构型式、燃烧室型式、环境条件、进气温度、磨耗情况等有关。

根据外力的种类，柴油机的起动有人工的、电力的、压缩空气推动的、以及其它方式（如用空气涡轮来驱动柴油机起动）等，在船舶中、大功率柴油机上普遍采用压缩空气起动，小型高速柴油机则较多采用电力起动。电力起动的电源来自蓄电池（常用电压为12、24、36 V等）利用直流电动机带动柴油机回转，电动机必须在较低的电压下具有较大的起动转矩。起动时电动机通过的电流很大，为避免烧坏绝缘，按起动电钮的延续时间不应超过10～20 s，两次起动之间的时间间隔应大于2 min。

3.2 对起动装置的主要要求

应保证柴油机在一般条件下都能迅速和可靠地起动；在机舱温度达5～8℃的条件下不需暖机柴油机就能迅速和可靠地起动；柴油机曲轴在任何位置都能迅速和可靠地起动；起动所耗的能量尽可能少；能适应船舶机舱自动化的要求，易于遥控。

3.3 压缩空气起动装置

3.3.1 原理和组成

具有一定压力的压缩空气按柴油机的发火次序轮流引入处于膨胀行程的各气缸，推动活塞使柴油机转动。

起动装置主要由空气压缩机、起动空气瓶、主起动阀、空气分配器、气缸起动阀和起动控制阀等组成。在遥控系统中，还有控制上述阀件的装置和系统。压缩空气起动系统，按气缸起动阀的构造和开启方式，可分为直接启阀式和间接启阀式两种。图4.1.8-14 a）为间接启阀式（也称气控式）压缩空气起动装置，空气由起动控制阀出来分两路：一路是起动用的主空气，直接送到各缸起动阀内等候；另一路是控制空气，它进入空气分配器后，按发

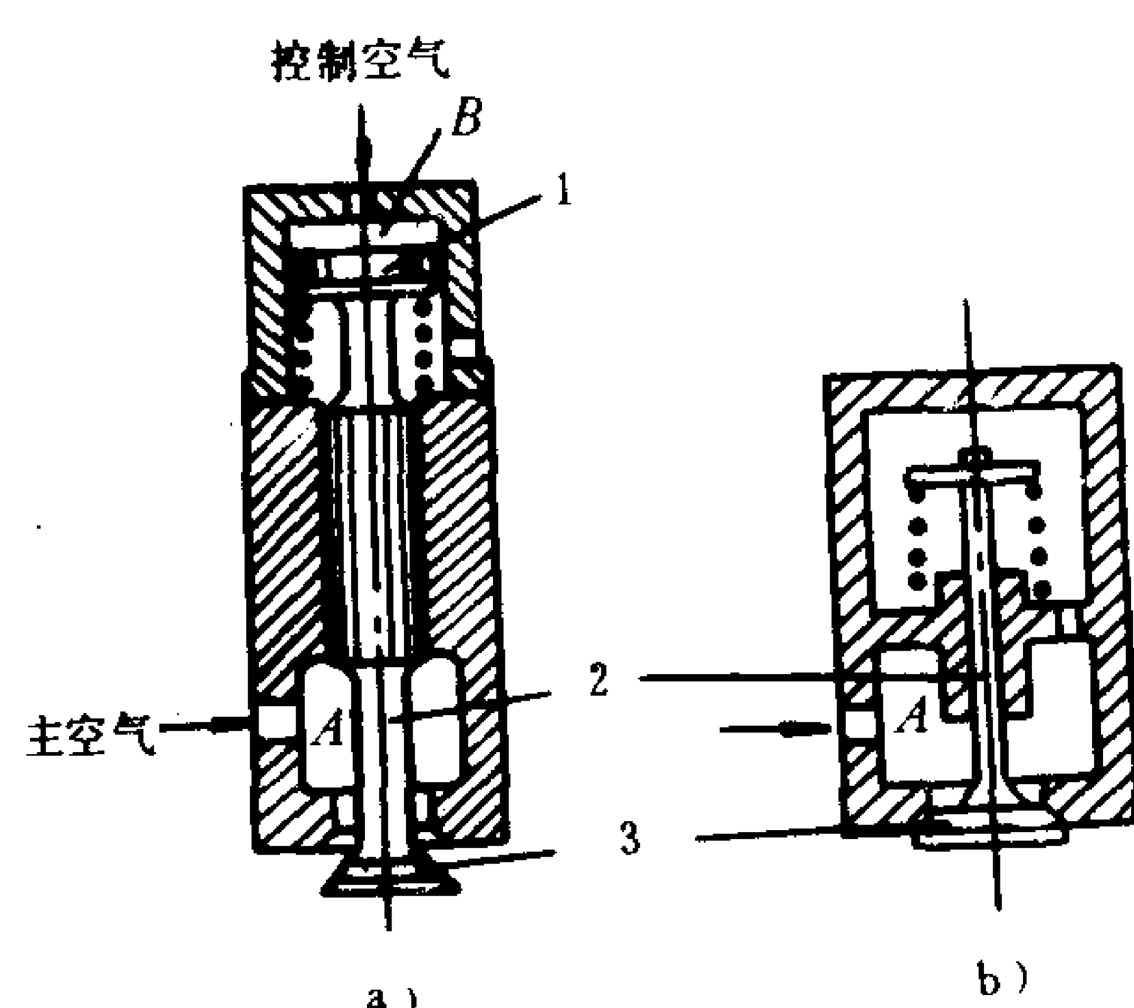


图4.1.8-14　压缩空气起动装置原理

a）间接启阀式；b）直接启阀式

1-活塞；2-阀；3-锥面

火顺序依次送到各缸起动阀上部并打开该阀。这种系统的空气分配器尺寸小，空气耗量少，为大、中功率柴油机广泛采用；图b）为直接启阀式（也称单向阀式）压缩空气起动装置，空气由起动控制阀出来，全部进入空气分配器，然后按柴油机的发火顺序依次送到各气缸起动阀，这种装置的空气分配器尺寸较大，空气耗量也较多，常用于小功率柴油机中。

3.3.2 对压缩空气起动装置的要求

根据规范要求，压缩空气的储量必须保证可直接换向的主柴油机在冷态下正倒车交替连续起动 12 次；间接换向的主机和辅机要求冷态连续起动不少于 6 次；供主机起动用的空气瓶不少于两个；起动空气的压力通常保持在 1.5～3.0 MPa，舰艇用中、高速大功率柴油机较多为 7.5～10.0 MPa，甚至高达 15.0～20.0 MPa，对于后两者，起动系统内必须设有减压装置；空气压缩机不少于两套，且通常装有自动控制阀，当空气瓶内压力降至某数值时，压缩机自动投入运转，对气瓶充气，而当气瓶内压力升至规定值后，压缩机自行停车。

为使柴油机处于任何位置时都能迅速可靠地起动，柴油机必须保证最少缸数。对于二冲程柴油机为四缸，四冲程柴油机为六缸，这样才能保证各缸进起动空气的时间有一定的重叠，因而在任何曲柄转角下都有气缸可进起动空气。少于以上缸数，有时必须经盘车才能实现起动。

3.3.3 起动正时

为达到起动的目的，压缩空气必须正时地（于膨胀冲程）送入气缸，否则可能造成柴油机倒转。这个正时通常由空气分配器来控制，在柱塞式空气分配器中取决于凸轮的型线。在回转式空气分配器中取决于分配盘与曲轴的相对位置。送气角和送气持续时间与柴油机的型式、气缸数目、起动空气压力以及柴油机转速等因素有关，并以耗气少和易于起动为选择原则。通常船舶大型低速二冲程柴油机气缸起动阀约在压缩冲程上止点前 5°开启，上止点后 100～120°关闭；中、高速四冲程柴油机常在压缩冲程上止点前 5～10°开启，上止点后不超过 140°关闭。但在实际上压缩空气进入气缸是在上止点后膨胀冲程初开始的，而且气缸内压力越大，压缩空气进入气缸越晚。

表 4.1.8-12 列出若干机型的起动正时和起动持续时间。

表 4.1.8-12 **若干机型起动正时和起动持续时间**

机　型	空气压力MPa	开始进气时间	停止进气时间（下止点前）	进气持续时间
8-300	1.5～3.0	上止点后 5°	44°	131°
12 V 230	2.5～3.5	上止点前 5°30′	105°10′	80°20′
9 ESDZ 43/82 B	1.5～3.0	上止点 0° 前 5°	90° 95°	90°
6 ESDZ 75/160 B	1.5～3.0	上止点后 5°	95°	90°
6 ESDZ 76/160	0.62～3.0	上止点后 4°	78°	98°
RD 68	2.5	上止点前 3～4°	75°	108～109°
KEF	1.2～3.0	上止点后 5°	85°	90°
K 6 Z 78/155 F	3.0	上止点前 15°	77°	118°
6 PC 2-5 L	3.0	上止点前 16°	50°	146°
MANVV 40/54 A	3.0	上止点 0°	50°	130°

3.3.4 气缸起动阀

气缸起动阀用来向气缸通入起动空气。它必须具有足够大的通流面积并保持气密，常用合金钢来制造。

3.3.4.1 型式

按结构和气阀开启方式，气缸起动阀可以分为直接启阀式和间接启阀式两种，如图 4.1.8-14 所示。

由控制空气启闭的气缸起动阀因其启闭的方式不同，有单气路气缸起动阀（由一股控制空气启闭）和双气路气缸起动阀（由两股控制空气分别启、闭该阀）两种。

3.3.4.2 单气路气缸起动阀的平衡特性

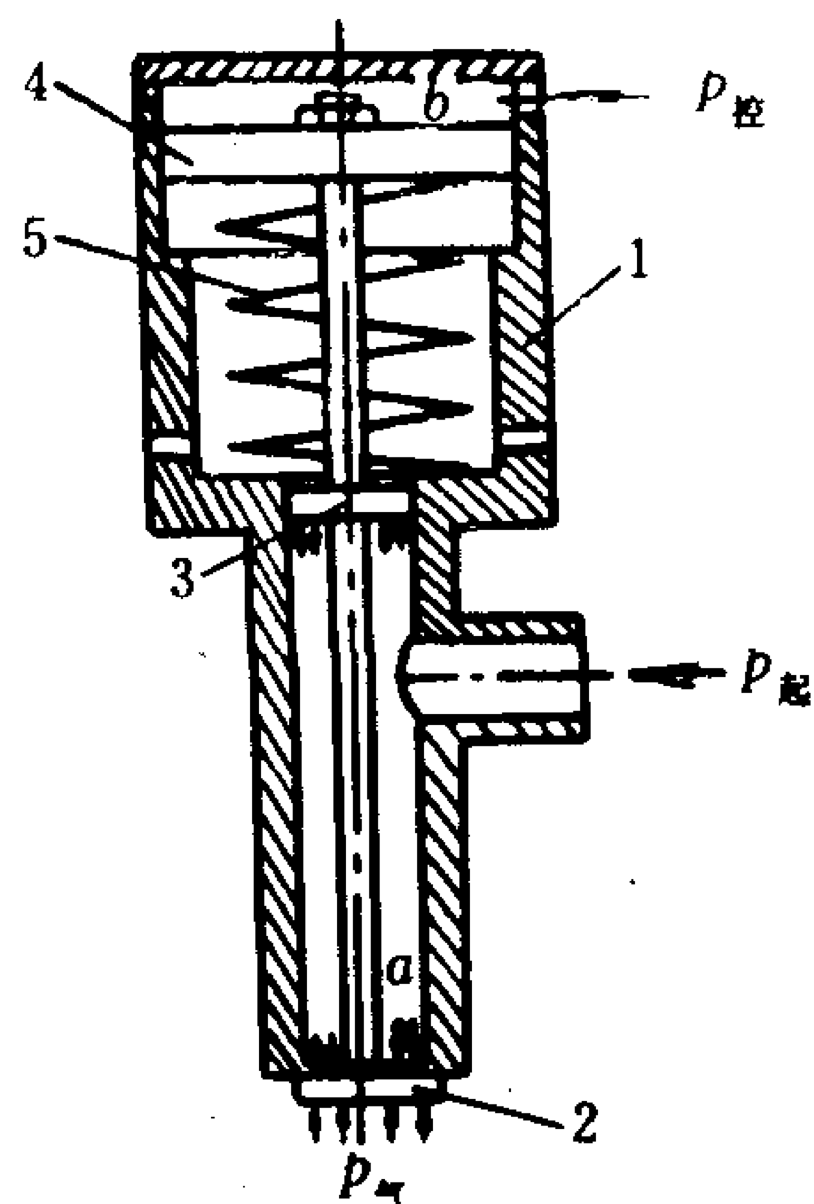


图 4.1.8-15 气缸起动阀平衡条件
1-阀体；2-阀盘；3-平衡活塞；
4-启阀活塞；5-弹簧

单气路气缸起动阀的平衡特性可由平衡方程表达，如图 4.1.8-15 所示。由于平衡活塞的直径与阀盘的直径近似相等，所以起动阀的平衡条件可由下式表示：

$$p_4 \times \frac{\pi}{4} D_4^2 = Cl + p_2 \times \frac{\pi}{4} D_2^2 \qquad (4.1.8\text{-}9)$$

于是 $p_4 = a + bp_2$ (4.1.8-10)

$$a = \frac{4\,Cl}{\pi D_4^2}, \quad b = \frac{D_2^2}{D_4^2}$$

式中：a、b——与结构尺寸和弹簧钢度有关的常数；

p_4——启阀活塞 4 上面的控制空气压力；

p_2——气缸内的气体压力；

D_4——启阀活塞 4 的直径；

D_2——阀盘 2 的直径；

C——弹簧的刚度；

l——弹簧的预紧长度。

从上式可知，对已有的气缸起动阀，其启阀条件（p_4的大小）与气缸内的气体压力有关

图 4.1.8-16 示出三种气缸起动阀的平衡特性曲线。图中 1 为$p_4 = 1.7 + 1.07p_2$（MAN KZC型）、2 为$p_4 = 1.15 + 0.595p_2$（SULZER RD型，开阀）、3 为$p_4 = 1.34 + 0.293p_2$（B&W VT 2 BF型）、4 为$p_4 = 0.76 + 0.292p_2$（SULZER RD型，关阀）的平衡特性曲线。除关闭特性曲线外，当p_4处于特性线上或以下时，起动阀处于关闭状态；相反p_4处于特性线以上时，为开启状态。当气缸内气体压力（p_2）为2.4MPa时，线 1 的$p_4 = 2.7$ MPa；线 2 的$p_4 = 1.5$ MPa；线 3 的$p_4 = 0.9$ MPa以上时，起动阀开可进入起动空气。从上述可以看出，起动阀由于结构尺寸和弹簧刚度不同，平衡特性不同，有的机型要求有较高的起动空气压力，才能顺利起动，有的则相应要求较低，无论是高还是低，起动系统保持较高的压力是可靠起动的保证。另外，一般气缸内压力约为2.0～2.5 MPa时，燃油就能自燃，所以，从上述特性还可以看出特性线 1 的起动阀是可以油、气并进的，而 2 和 3 则不能。所谓油、气并进就是在起动时起动空气与燃油可以同时进入气缸，只不过在起动过程中射入气缸的燃油量要严加控制。油、气并进可以

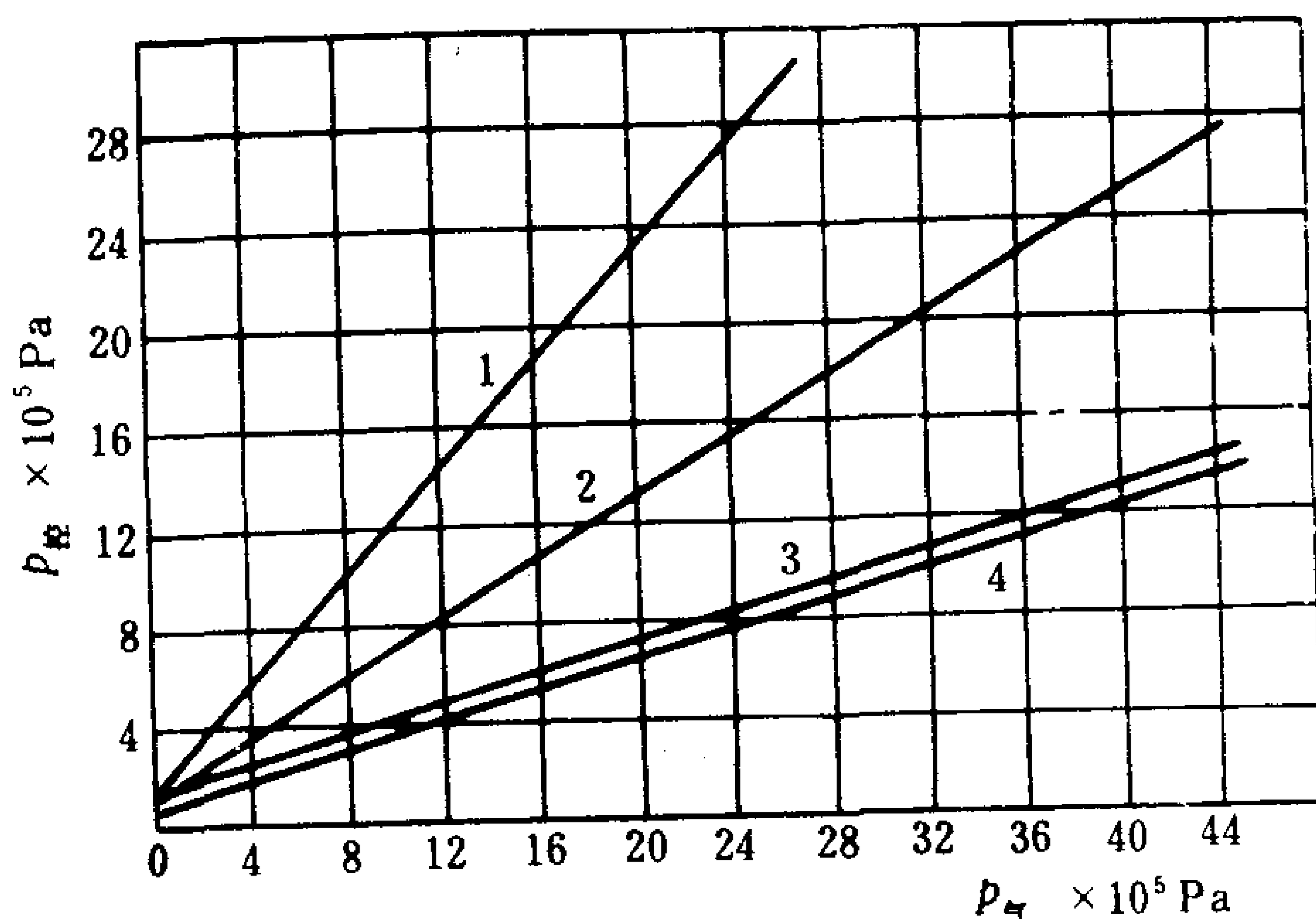


图 4.1.8-16 气缸起动阀平衡特性曲线

使起动时“起动”和“运转”这两个操纵状态自动衔接，开车时转速能平稳上升，柴油机起动迅速。

气缸起动阀一般每缸一个，但在气缸数目较多的小型柴油机上，为了简化结构，也有每两缸装一个的。

3.3.4.3 典型气缸起动阀

1）直接启阀式气缸起动阀 图4.1.8-17所示为直接启阀式气缸起动阀。该阀靠弹簧的预紧力使阀盘紧贴于阀座上。当空气分配器来的压缩空气进入阀腔，作用于阀盘背面时，空气力克服弹簧力而使阀开启压缩空气直接进入气缸。该阀在管接头的两侧加装垫圈，阀体与气缸盖接合处加装紫铜垫圈，以保持气密。

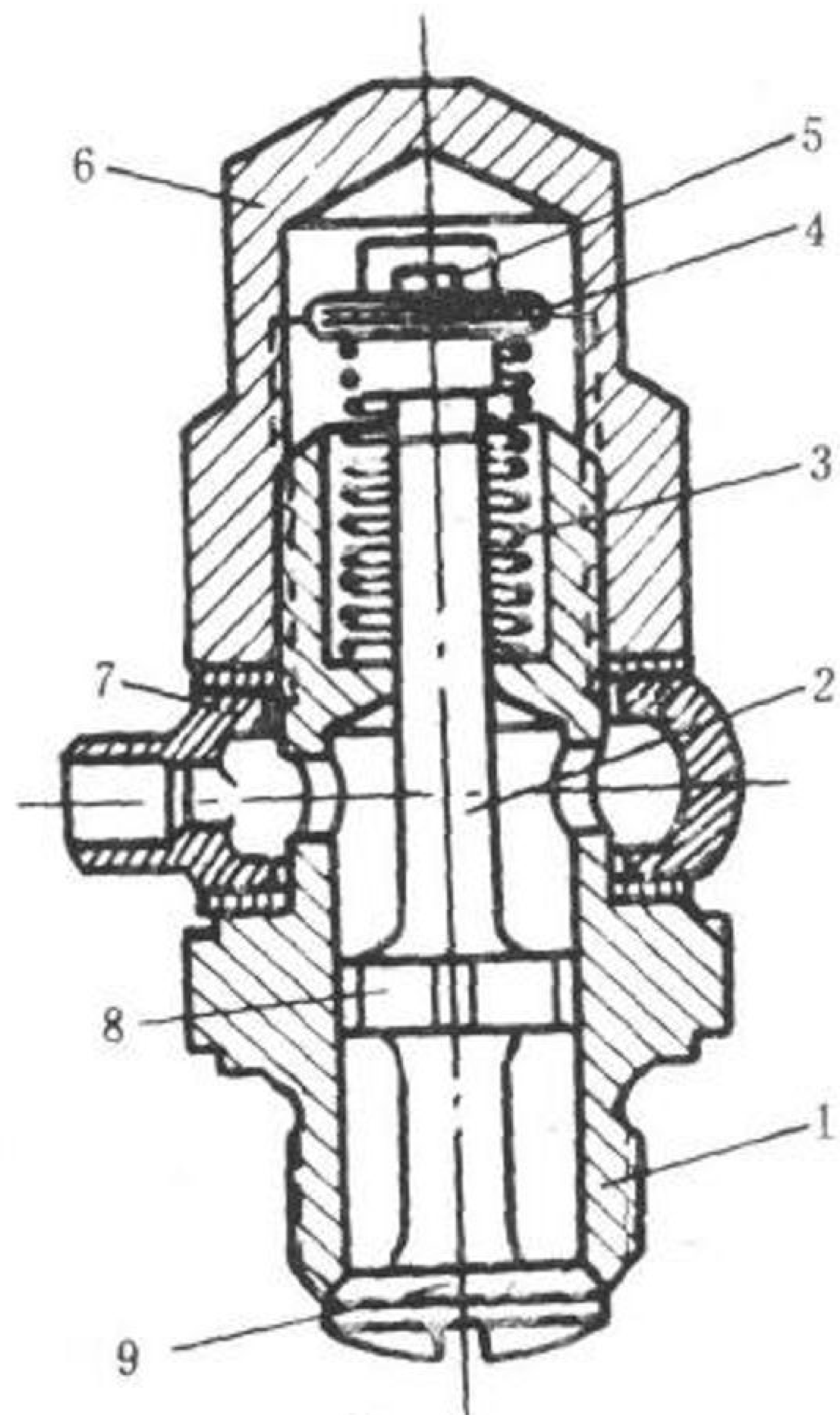


图4.1.8-17 150型柴油机起动阀

1-阀体；2-阀杆；3-弹簧；4-弹簧盘；5-开口销；6-阀盖；7-接头；8-导向部分；9-阀盘

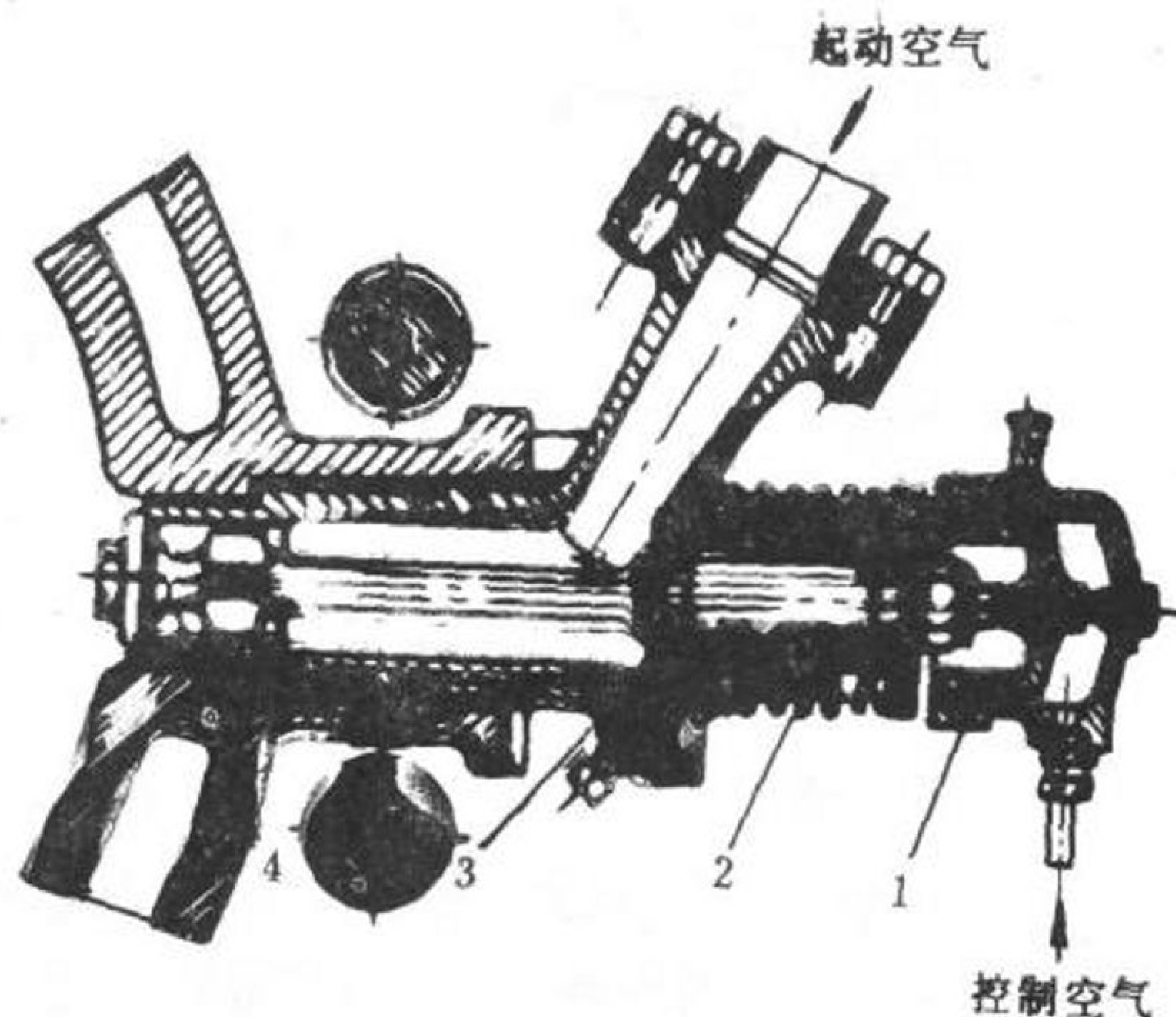


图4.1.8-18 单气路控制气缸起动阀

1-启阀活塞；2-弹簧；3-平衡活塞；4-阀

2）间接启阀式单气路气缸起动阀

图4.1.8-18所示为间接启阀式单气路气缸起动阀。该阀起动空气直接来自起动空气系统，而控制空气则来自空气分配器，由空气分配器控制供气和放气。供气时，靠空气推动启阀活塞，克服弹簧的弹力和阀盘上的背压，将阀开启。放气时在弹簧作用下使阀关闭，这种阀活塞面积可以做得较大，具有开关迅速和空气耗量少的特点，且结构简单。但此阀亦存在缺点，关阀时落座快而造成撞击，加快磨损而引起漏泄，容易损坏而导致柴油机起动失灵。

3）间接启阀式双气路气缸起动阀 图4.1.8-19所示为间接启阀式双气路气缸起动阀。它由面积不等的分级活塞组成，由两路控制空气。即开启管A和关闭管B控制。起动时来自空气分配器的空气沿开启管A进入上部空间，作用在活塞的小面积上，随着活塞的下移，空气进入空间a，从而作用在活塞的大面积上，此时关闭管B通放气。随着气阀的开启，当活塞把气缸上与关闭管B相通的气口关闭时，活塞下部形成气垫，因此，这种阀在开启过程中由慢开很快转为快开、最后又减慢，避免了气阀与缸底的撞击。关闭时，B管供气而A管放气，压缩空气先作用在活塞的大面积上，当小活塞与关闭管B隔断，向上作用力减小，且中部空间7减压，到最后阶段a空间又形成气垫。故此阀关闭时，先快关、后慢关、最后缓慢落座，从而避免了

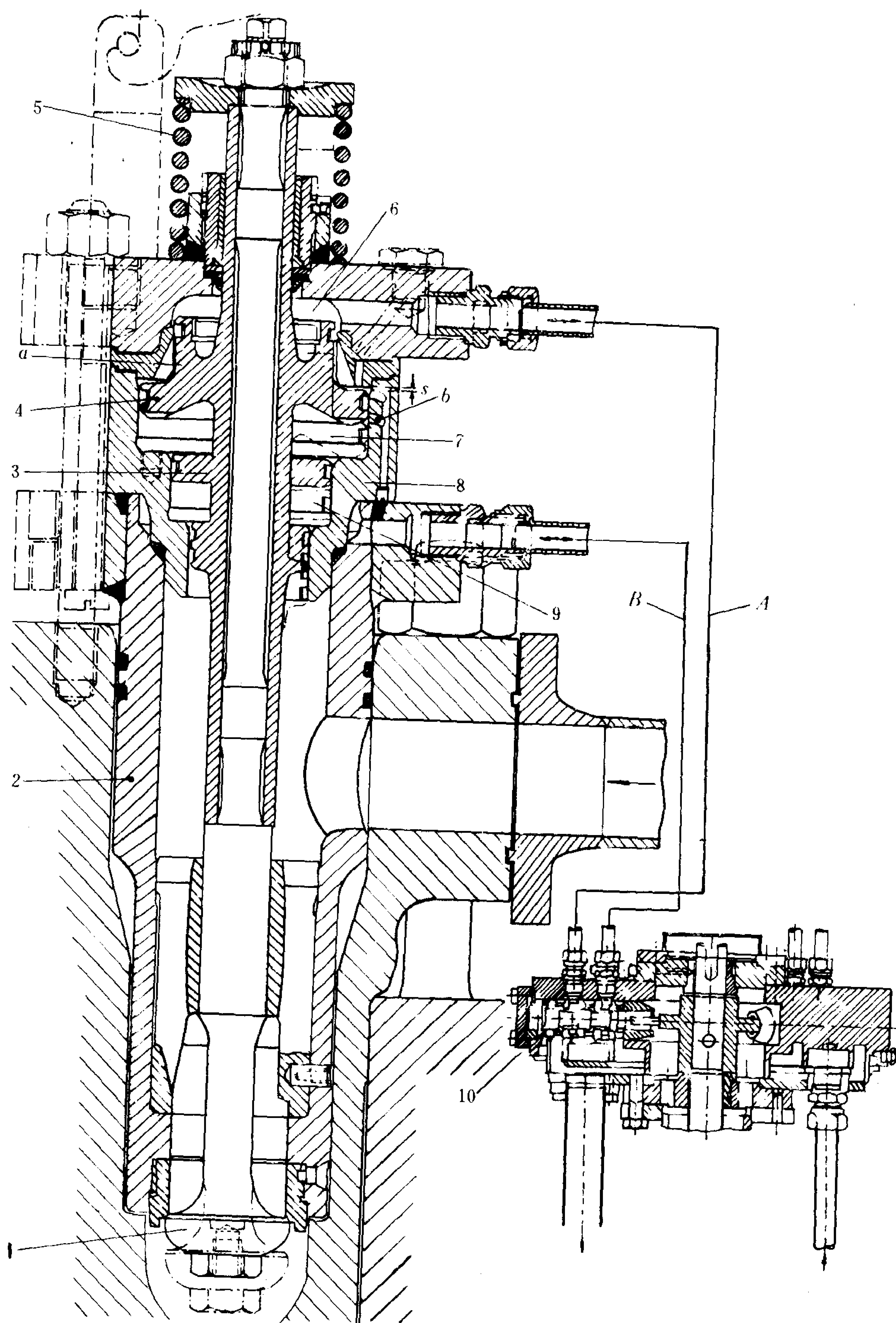


图 4.1.8-19　双气路控制气缸起动阀

1-起动阀；2-阀体；3-小活塞；4-大活塞；5-弹簧；6-上部空间；7-中部空间；8-气缸；9-下部空间；10-分配器；

a-空间；b-槽道；A-开启管；B-关闭管

气阀与阀座的撞击，减少了气阀的磨损和变形。这种气阀在关闭状态下，由于启阀活塞作用面积小，起动空气压力小于气缸内压力时，气阀不会打开，避免了气缸内的燃气倒流入空气总管的可能性；相反，气阀处于开启时，由于启阀活塞作用面积较大，起动空气压力虽低于气缸内的压力，气阀也不会立即关闭，有利于柴油机的紧急空气制动。此外，这种气阀启闭正时正确，耗气量较小。

3.3.5 起动空气分配器

起动空气分配器的作用是按一定的时间和一定的顺序控制各气缸起动阀的开与关。空气分配器的正时由凸轮的型线来决定，一般将该凸轮做成负凸轮，如图 4.1.8-21 所示。供给各缸起动空气的顺序与发火次序相同，由各缸空气分配器相对起动凸轮的排列次序来决定。

常见的空气分配器有两种：回转式（盘式）和柱塞式。在柱塞式空气分配器中又有单气路和双气路之分。按照空气分配器与起动凸轮的关系（即按排列方式）又可分为单体式、并列式和圆周向排列式三种。

3.3.5.1 圆盘式空气分配器

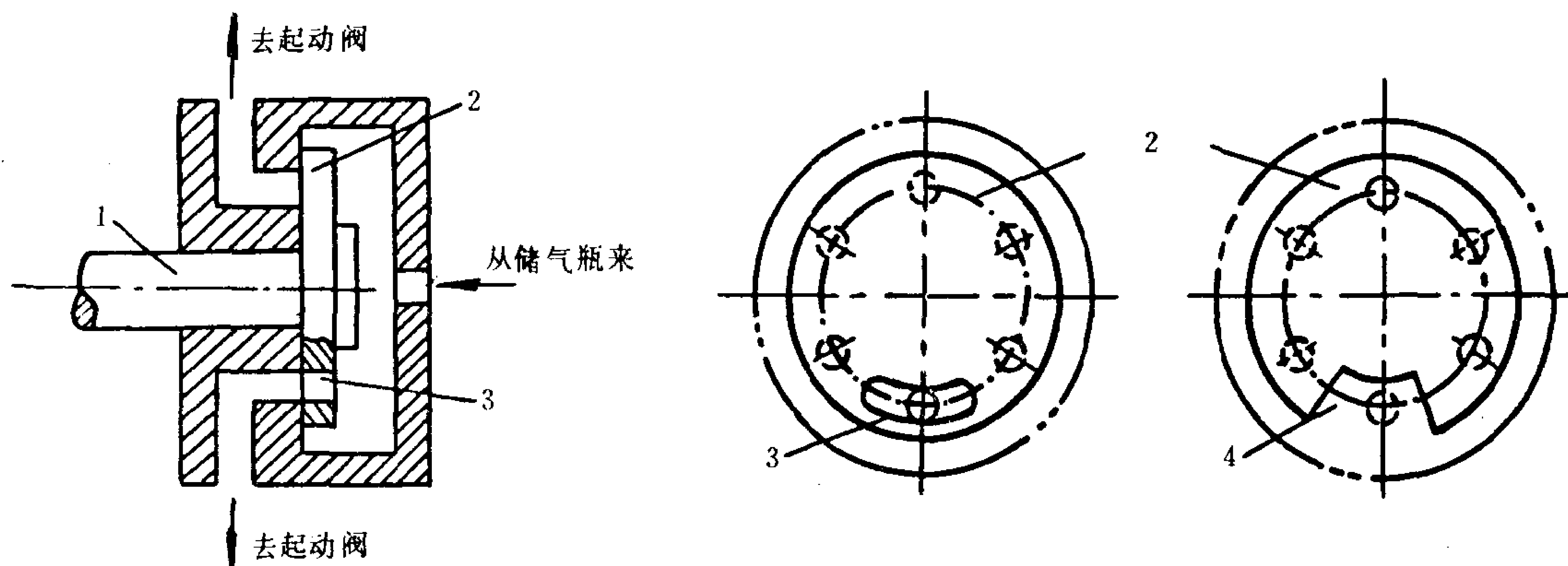


图 4.1.8-20 圆盘式空气分配器

1-传动轴；2-分配盘；3-孔；4-缺口

图 4.1.8-20 为圆盘式空气分配器。其分配盘安装在传动轴上，并可作少量的轴向移动，由曲轴通过传动装置带动。在阀体上设有与起动阀数目相同的空气通道，用管道与起动阀连接，在分配盘上开有通孔(弧形孔或扇形缺口)。当来自起动空气系统的空气进入空气分配器时，压缩空气把分配盘压向阀体，如果分配盘上的孔转到与阀体上的某孔重合时，则此孔所通的气缸起动阀就开启，起动空气进入气缸。当两者错开时就停止向该缸供气。气缸起动阀开始通气的时间（即正时）由分配盘与曲轴的相对位置来决定，而进起动空气的延续时间则由分配盘上通孔所占的角度与阀体上气孔所占的角度的总和来决定。

3.3.5.2 滑阀式空气分配器

图 4.1.8-21 为滑阀式（或称柱塞式）单气路单体式（也可做成并列式）空气分配器的结构原理图。

图示空气分配器每个气缸装设一个，由凸轮顶动。柴油机正常工作或不工作时，分配器滑阀被弹簧吊起，与凸轮脱离接触，以免磨损，起动时，由起动控制阀控制的压缩空气进入空气分配器上部空间，克服弹簧的弹力把滑阀压下，使其紧靠凸轮。如果该缸分配器凸轮的凹部正对滑阀，则去气缸起动阀的通路被开启，控制空气通入气缸起动阀上部空间并打开气

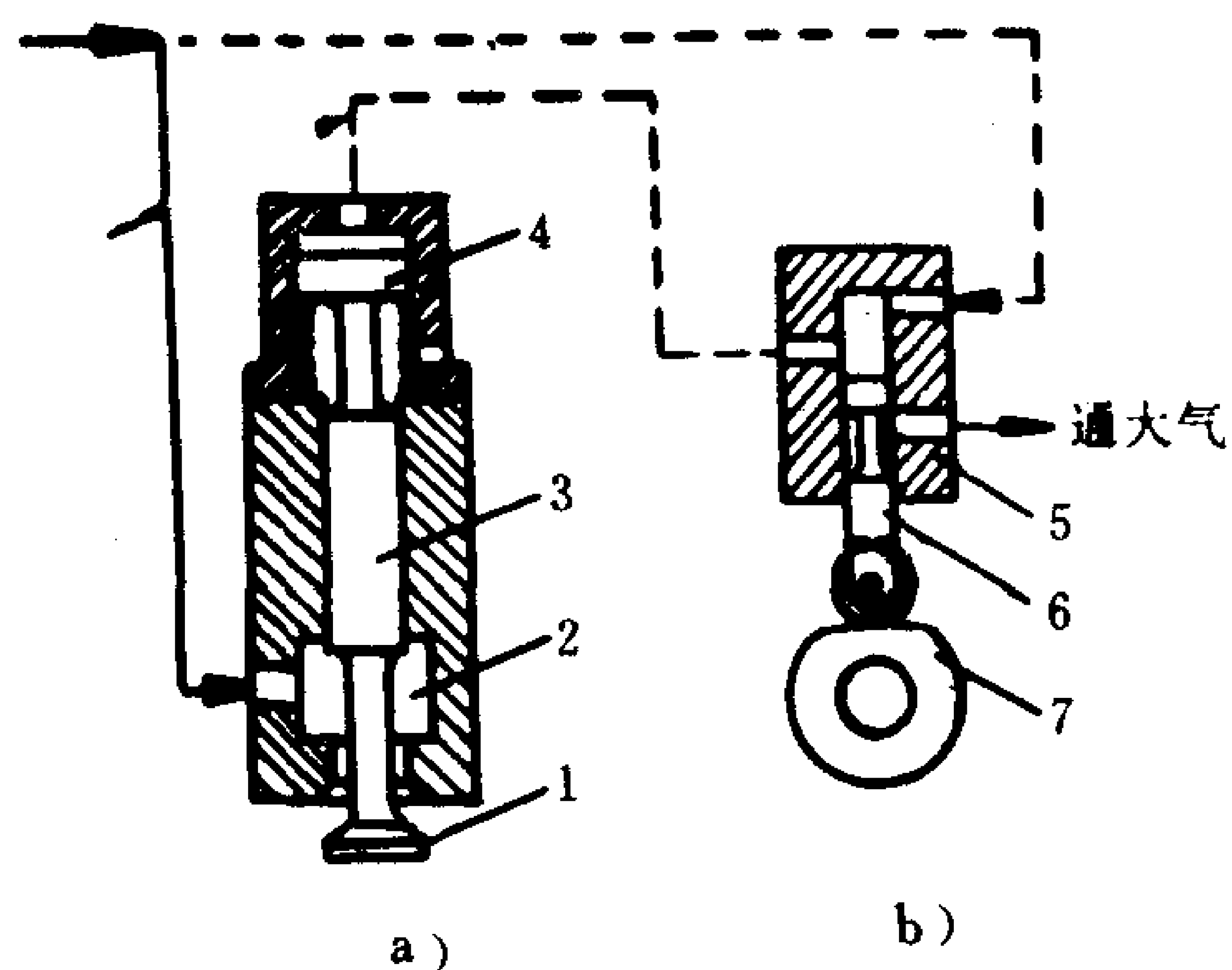


图 4.1.8-21　滑阀式空气分配器

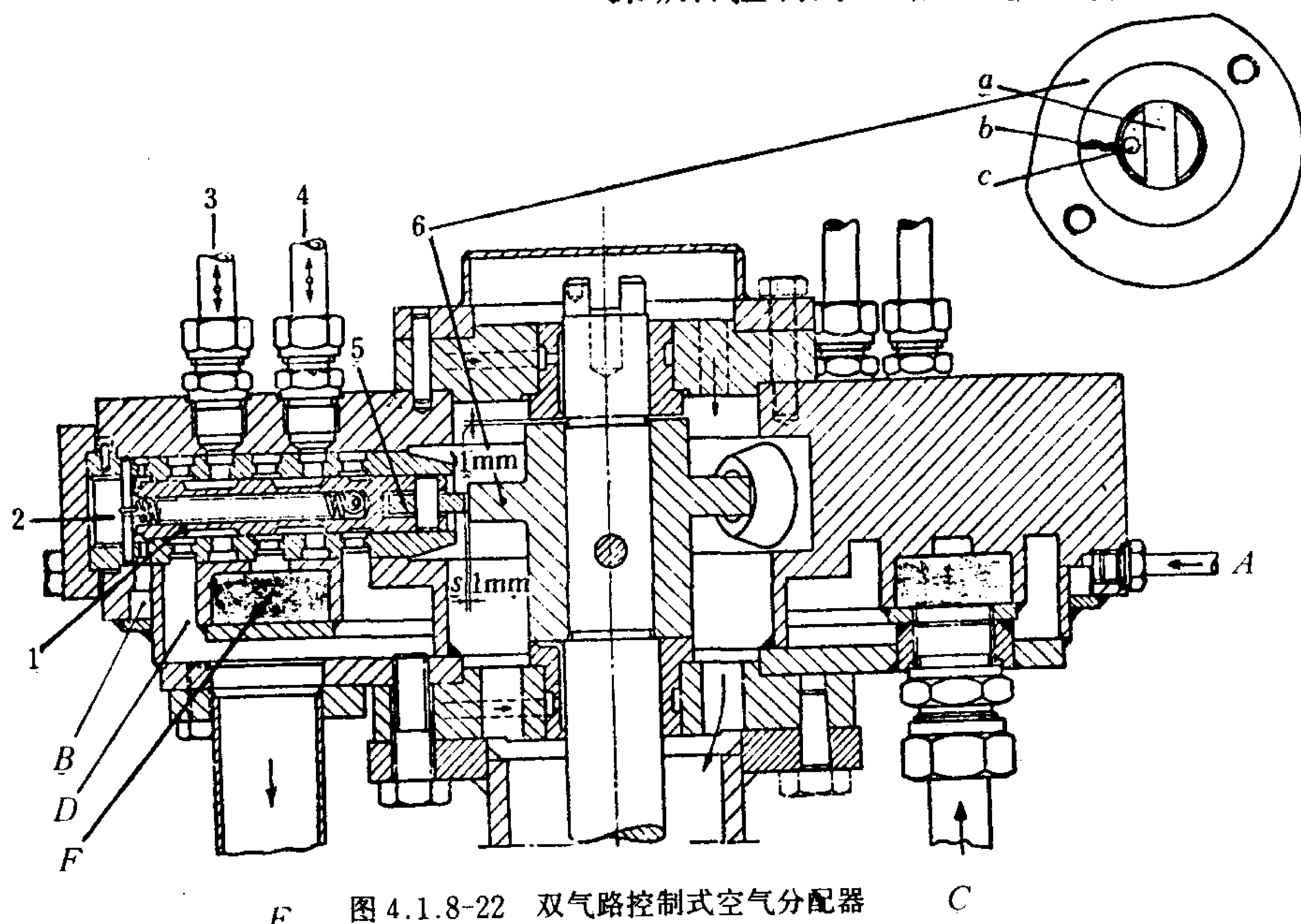
a）单气路气缸起动阀；b）空气分配器

1-起动阀阀盘；2-进气腔；3-导杆；4-启阀活塞；5-阀体；6-滑阀；7-凸轮

缸起动阀。当凸轮的凹部转过滑阀下部后，滑阀重又被抬起，通气缸起动阀的控制空气被隔断。气缸起动阀上部空间放气，起动阀关闭。起动结束后，控制空气被切断，滑阀重又被提起。这种空气分配器多用于中、大型柴油机。

3.3.5.3　双气路控制式空气分配器

图 4.1.8-22 所示为双气路滑阀式空气分配器。双气路控制式起动阀有两路控制空气，因而它的分配器必须有两个供气点，分别与起动阀的开启管A和关闭管B相连接。起动空气分配器的各滑阀是按各气缸的曲柄排列次序绕凸轮轴中心线径向布置的。并由一个起动凸轮来控制。图示位置是空气分配器处于不工作的状态。起动时由操纵杆控制的一路空气，从管A进入B空间，使滑



E　　图 4.1.8-22　双气路控制式空气分配器　　C

1-滑阀；2-弹簧；3-开启管；4-关闭管；5-滚轮；6-凸轮；A-控制管路；B-空间；C-管路；D-放气空间；E-管路；F-分配空间

阀连同其滚轮压向起动凸轮，如果该气缸处于可起动位置，滚轮就与凸轮的凹面接触。这时，滑阀下移，使从管C进入分配空间F的控制空气能通过它而流向开启管，然后沿此管进入起动阀的上部空间。同时，关闭管则通过滑阀与放气空间D相通，由此通过管E与大气相通，从而使起动阀开启。当分配器凸轮的基圆部分将滑阀推向外端，滑阀便将气缸起动阀的开启管与放气空间D接通，使控制空气经管E放入大气，关闭管则与控制空气管C相通，使控制空气进入气缸起动阀的下部空间，从而使起动阀重新关闭。各缸空气分配器的正时有一定重叠，从而使起动阀依次轮流开启。起动完毕，空间B中的空气经A管泄放，各滑阀被弹簧拉回到最外端位置，滚轮离开凸轮，分配器即停止工作。

3.3.6　主起动阀

中、大功率船舶柴油机，一般都设置主起动阀，由它迅速开启和关闭空气瓶至空气分配器、气缸起动阀的压缩空气通路，以便实现迅速起动和减少起动空气消耗。主起动阀有机械驱动式和气压自动驱动式。气压式又有充入控制空气启阀和泄放控制空气启阀两种。一般主起动阀与止回阀（截止阀）一起使用，以防止气缸中高温高压的气体从起动阀倒流到主起动阀和空气瓶。

3.3.6.1　机械驱动式主起动阀

图 4.1.8-23 为机械驱动式主起动阀。阀的开启由凸轮来顶动，而阀的关闭则靠弹簧来实现。12 VESDZ 30/35、8 E 350 ZDC等柴油机所用的主起动阀均属此类型。

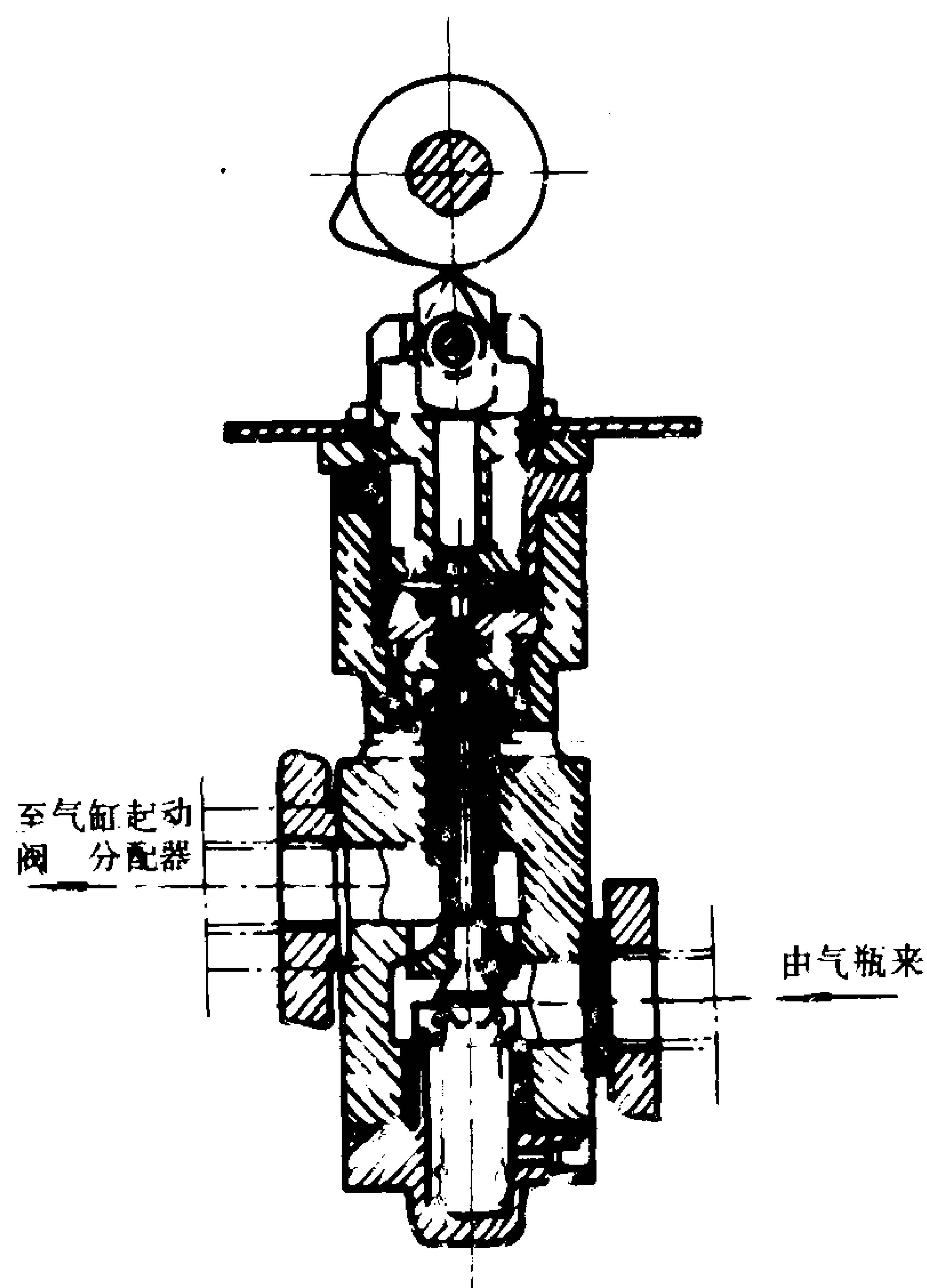


图 4.1.8-23　机械驱动式主起动阀

3.3.6.2　气压式主起动阀

图 4.1.8-24 为气压式主起动阀，它的阀芯将主起动阀阀盘、泄放阀阀盘和启阀活塞连成一体。空气瓶打开后，压缩空气进入空间a，由于启阀活塞的面积大于主起动阀阀盘的面积，所以空间a作用在阀芯上的力向上。来自空气瓶的压缩空气同时通过起动控制阀进入启阀活塞上部，于是作用在启阀活塞上方的气体力和弹簧的预紧力之和大于空间a作用于阀芯上的向上的力，主起动阀在上述力的作用下处于关闭状态。起动时，空间d的空气经起动控制阀放入大气，于是空间a作用于阀芯上的向上的力大于弹簧向下的力，主起动阀就开启，泄放阀则关闭，起动空气通向空气分配器和气缸起动阀。起动结束后，来自空气瓶的压缩空气再次经起动控制阀导入空间d把阀压下，主起动阀关闭而泄放阀开启，起动空气总管内的空气泄入大气。

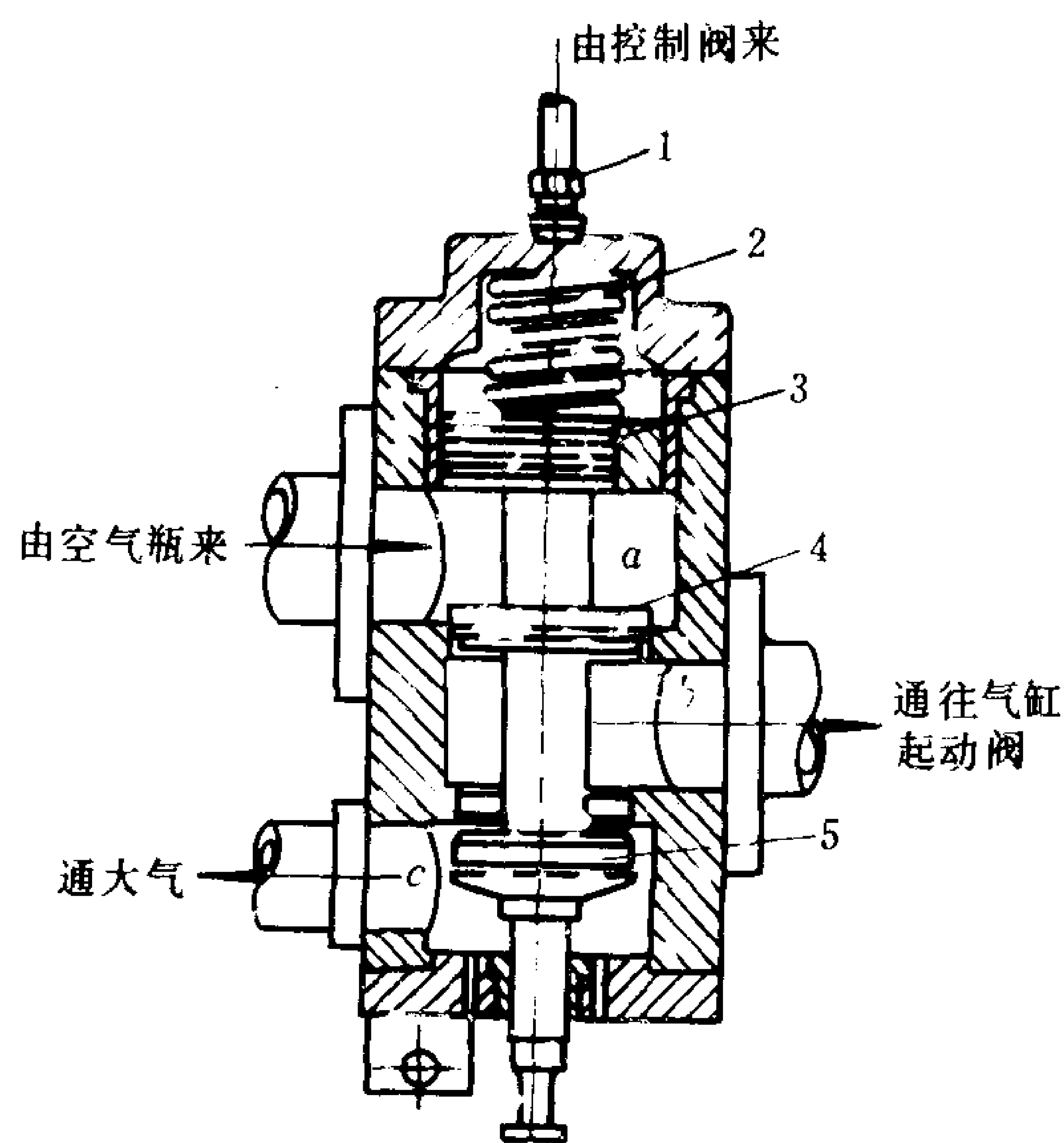


图 4.1.8-24　气压式主起动阀

1-控制空气管；2-弹簧；3-启阀活塞；4-阀盘；5-泄放阀；a、b、c-空间

3.3.6.3　自动主起动阀

图 4.1.8-25 为自动（气动）控制主起动阀。它也可以用手轮进行手动控制。

圆筒形阀座落在活塞上。阀的下方设有弹簧。卸载阀由起动控制阀控制。阀杆

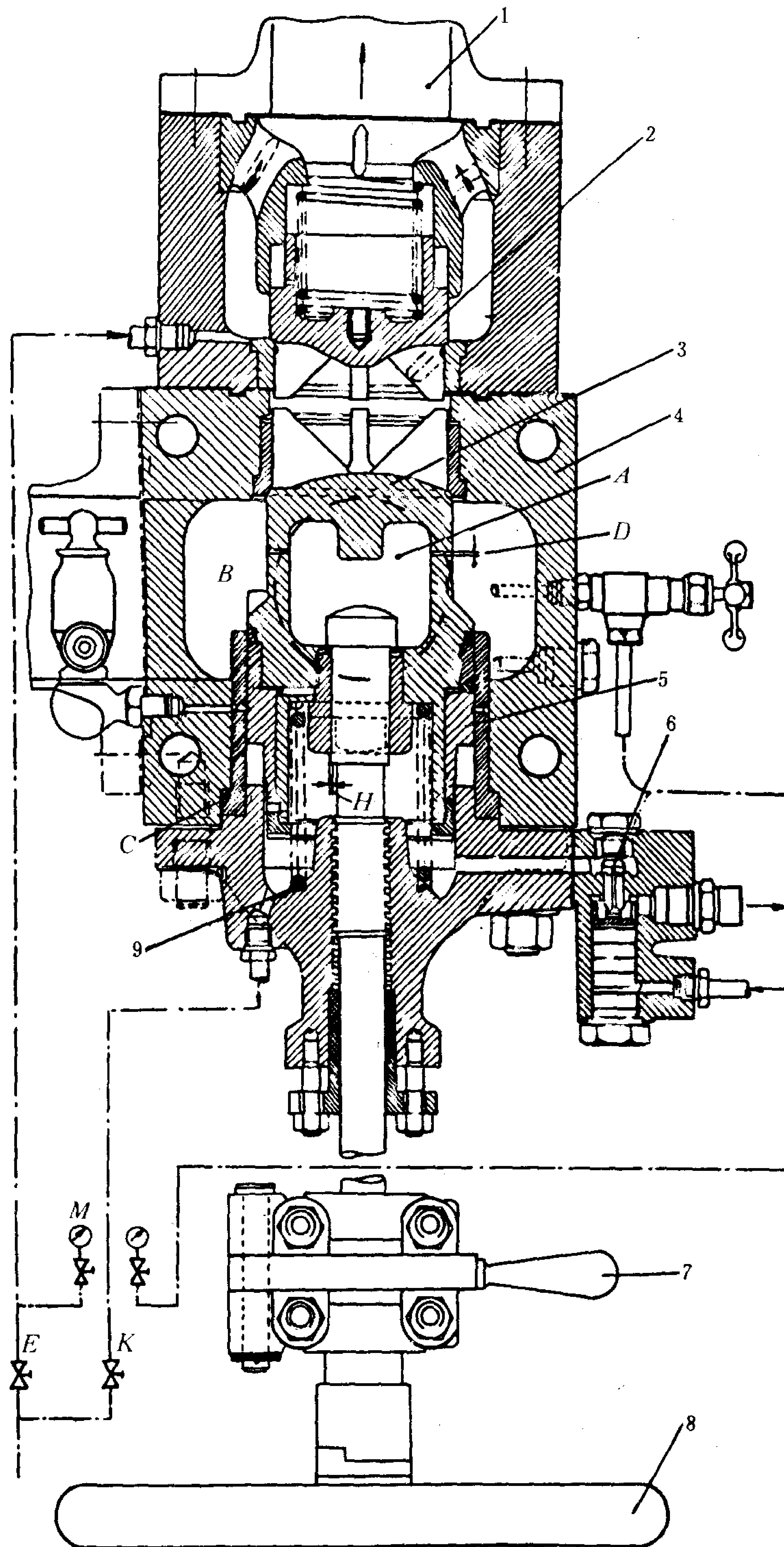


图 4.1.8-25　自动主起动阀

1-空气管；2-止回阀；3-阀；4-阀体；5-活塞；6-卸载阀；7-止动杆；8-手轮；9-弹簧

上标有“自动”、“手动开启”和“手动关闭”三个位置，由手轮和止动杆来确定它的位置，图示为自动位置。

空气瓶上的出口阀打开后，压缩空气进入空间B，并通过小孔D进入阀的内腔A中，又通过阀杆与阀套之间的间隙进入阀和活塞的下部空间。这样，压缩空气向上作用在阀和活塞底面的力与弹簧的预紧力之和远大于空气向下作用在阀上部圆锥表面上的力，因而使阀压紧在阀座上。起动时用操纵台上的起动杆压开控制阀，一路空气进入卸载阀下部将该阀顶开，使阀和活塞下部空间中的空气立即经卸载阀放入大气，同时A腔内的空气也通过阀杆与阀套间的空隙经卸载阀放入大气。于是，向上作用在阀上的气体压力消失，向下作用在阀圆锥表面上的压缩空气将阀压开。当活塞把阀体下部的泄气通道封闭后，其下部空间形成气垫。阀开启后，起动空气从空间B经阀口通道顶开上部的止回阀，通至气缸起动阀和空气分配器，从而开始起动过程。起动完毕后，在起动杆的作用下，控制阀切断通至卸载阀的空气，卸载阀关闭，B空间的空气又经小孔D进入内腔A和阀下部空间，将阀关闭。当主起动阀的自动控制失灵时，可改由手动操作。这种主起动阀还附有检查阀K、放泄阀E和压力表M等附件。

3.3.7 改善起动性能的措施

为了保证柴油机迅速可靠地起动，气缸中压缩终点的温度必须高于燃料的自燃温度，由$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}$(式中：$T_c$为压缩终点温度，K；$T_a$为进气终了时气缸内气体温度，K；$\varepsilon$为压缩比；$n_1$为压缩过程中多变指数）可知，环境温度、压缩比对起动性能影响很大，除此而外，柴油机的结构型式、起动转速、燃料的品种等同样会影响柴油机的起动性能。为了真正达到迅速可靠地起动，在柴油机上常常采取一些改善柴油着火条件和降低柴油机起动阻力方面的辅助措施来改善起动性能。

1）加热冷却水　利用辅机冷却水、或蒸汽、或在膨胀水柜中安装加热装置等办法来加热柴油机的冷却水，使燃烧室部件得到预热，从而保证气缸内压缩终点的温度和降低气缸壁面油膜的粘度，减小活塞运动时的摩擦阻力，提高起动转速。这是大功率柴油机广泛采用的方法。

2）加热滑油　加热滑油以降低滑油的粘度，减小起动过程中的摩擦阻力，这是大功率柴油机中都采用的方法。

3）加热进气　在进气管或燃烧室内对空气进行加热以提高进气温度。如 12 V 230 型柴油机。

4）添加易燃燃料　在低温(环境温度$-15^\circ \sim -20^\circ C$)起动时，柴油中加入丙酮过氧化物、硝酸乙酯、硝酸异戊酯等添加剂以提高燃油的十六烷值，或在进气管内喷入蒸发性好、自燃点低的乙醚，使柴油机在$-30^\circ C$低温下能正常起动。12 V 180 型机在两排进气管端装有煤油喷雾器。起动时，煤油与空气一起进入气缸，煤油引燃喷入气缸中的燃油，使起动加速。

5）减压起动　起动柴油机时把气阀略为打开，以消除压缩时的阻力，易于达到要求的起动转速。当曲轴达到较高转速后，让气阀恢复正常工作状态。柴油机即可发火工作。如 4105、4110 等柴油机都采用这样的措施。

6）其它方法　在排气管中安装碟形转阀和在高增压、低压缩比柴油机中采用补燃系统。前者在起动时将转阀关闭，让空气在气缸中反复受到压缩，以提高进气温度。后者是在压气机出口和废气涡轮进口设置一个辅助燃烧室，起动前先用电动机带动压气机供气，一部分空气进入气缸，另一部分进入辅助燃烧室，柴油在辅助燃烧室内点火燃烧，利用燃气带动涡轮，当压气机排出的空气压力达到一定程度，柴油机起动后，补燃系统停止工作。此外，有的二

冲程废气涡轮增压柴油机还配备电动鼓风机。

4 换向装置

柴油机换向主要是指直接或通过齿轮减速后带动螺旋桨的柴油机改变旋转方向。

4.1 换向原则

图 4.1.8-26 柴油机换向原理简图

柴油机换向实际上是进、排气阀凸轮、喷油泵凸轮和起动凸轮位置的改变，使它们与改变了转向的曲轴保持原有的相互关系。

除此而外，柴油机正车或倒车运转时，油、水、气的输送方向都不应改变，特别是对于机器本身带动的，没有正时要求的水泵、油泵、扫气泵等设备，在结构上必须满足柴油机正转或是倒转时其液体的输送方向不变的要求。

在二冲程柴油机中，如图 4.1.8-26 所示，起动时把起动空气于膨胀行程中通入气缸，柴油机按顺时针方向转动(假定为正车方向)；相反，在正车转向的压缩行程(如图b) 所示）给气，则按逆时针方向转动。上述正时取决于起动凸轮，如表 4.1.8-13 所示。

表 4.1.8-13　　空气分配器凸轮与曲轴的相对关系

正车起动与运转	倒车起动与运转
发火次序：1-6-2-4-3-5	发火次序：1-5-3-4-2-6
若图示位置停车，则第 5 缸处于膨胀过程中，第 1 缸处于上止点。正车起动时，第 5 缸进起动空气后第 1 缸进起动空气	停车后换向起动时，在换向起动前，改变空气分配器凸轮与曲轴的相对位置（如图所示）由第 5 缸、第 1 缸进起动空气（正车）改变为第 6 缸进起动空气后第 1 缸进起动空气，曲轴即得倒转

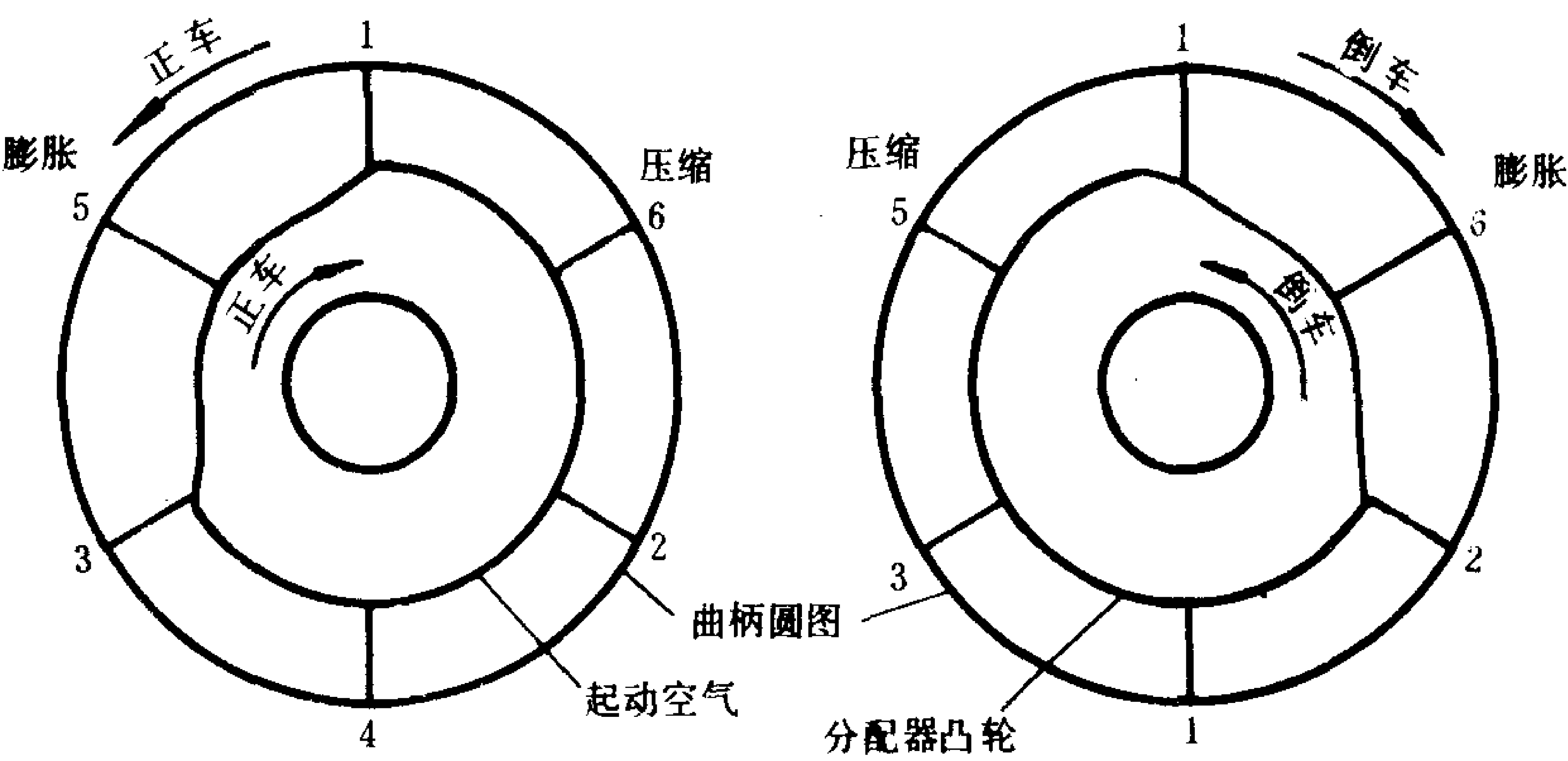


表 4.1.8-14　　四冲程柴油机换向时的冲程次序

正转 →	↓进气→	↑压缩→	↓膨胀→	↑排气→	方案
倒转 ←	↑排气←	↓膨胀←	↑压缩←	↓进气←	1
	↑压缩←	↓进气←	↑排气←	↓膨胀←	2

注："↑"、"↓"表示活塞上、下行；"→"、"←"表示柴油机正、倒车转向。

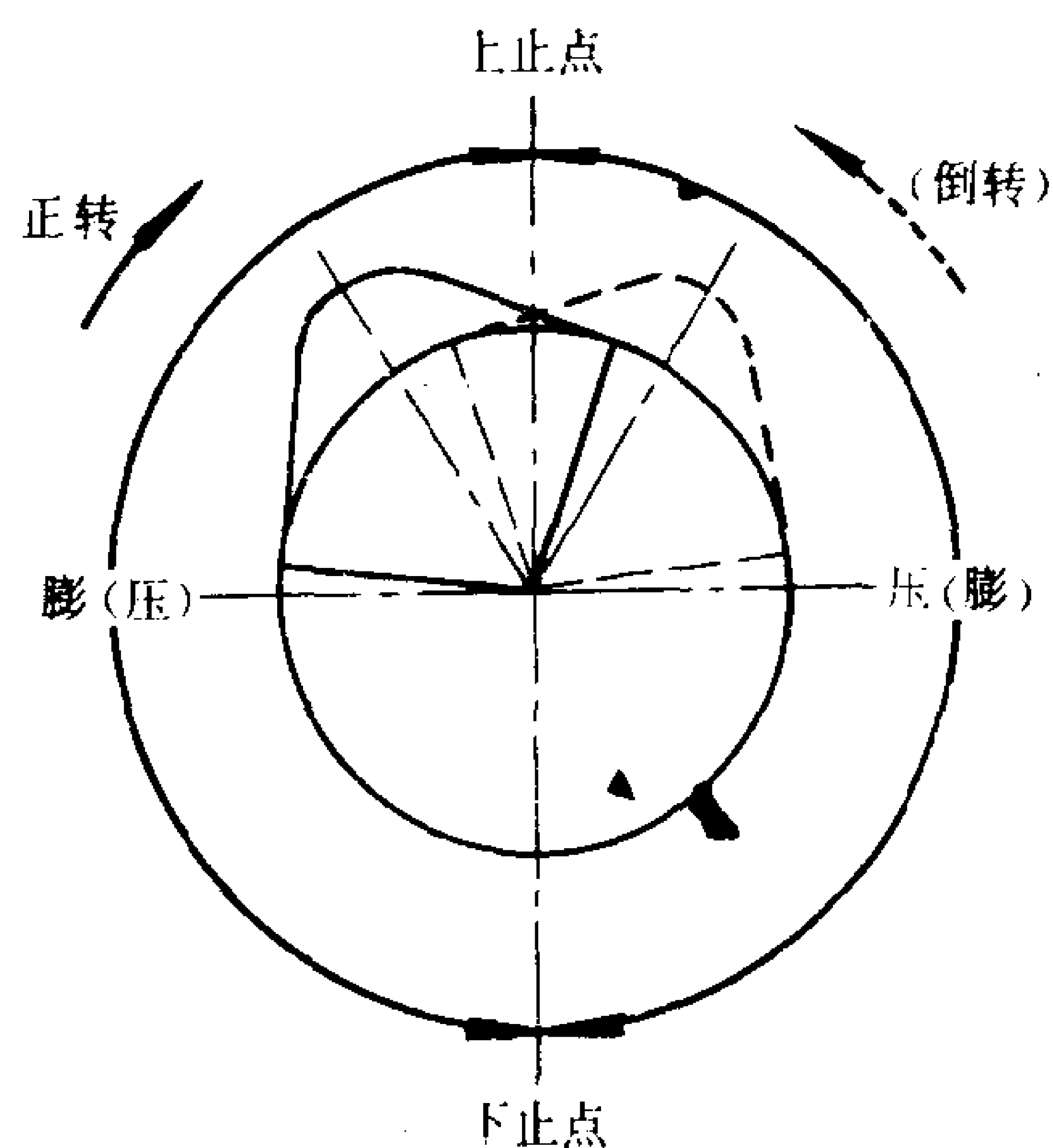


图 4.1.8-27　二冲程柴油机正、倒车凸轮排列

除了换向起动外，柴油机还必须建立正常的工作过程．二冲程柴油机正、倒车凸轮排列如图 4.1.8-27 所示。正、倒车凸轮位置对称于纵坐标（上止点）。如果凸轮型线设计成对称的，也可以采用单凸轮，换向时只要将凸轮相对于曲轴差动一个角度即可。

四冲程柴油机换向时，其行程次序可能有两种情况，如表 4.1.8-14 所列。在第一种情况下，正、倒车凸轮排列如图 4.1.8-28 所示，正、倒车凸轮位置对称于纵坐标。第二种情况下，正、倒车凸轮排列如图 4.1.8-29 所示，正、倒车凸轮位置都对称于横坐标。

在直流阀式二冲程柴油机中，除了喷油泵凸轮外，还有排气阀凸轮，换向时它们都需要差动，如果按一般的凸形凸轮设计．且做成单凸轮式，则两者的差动方向不同，不能装在同

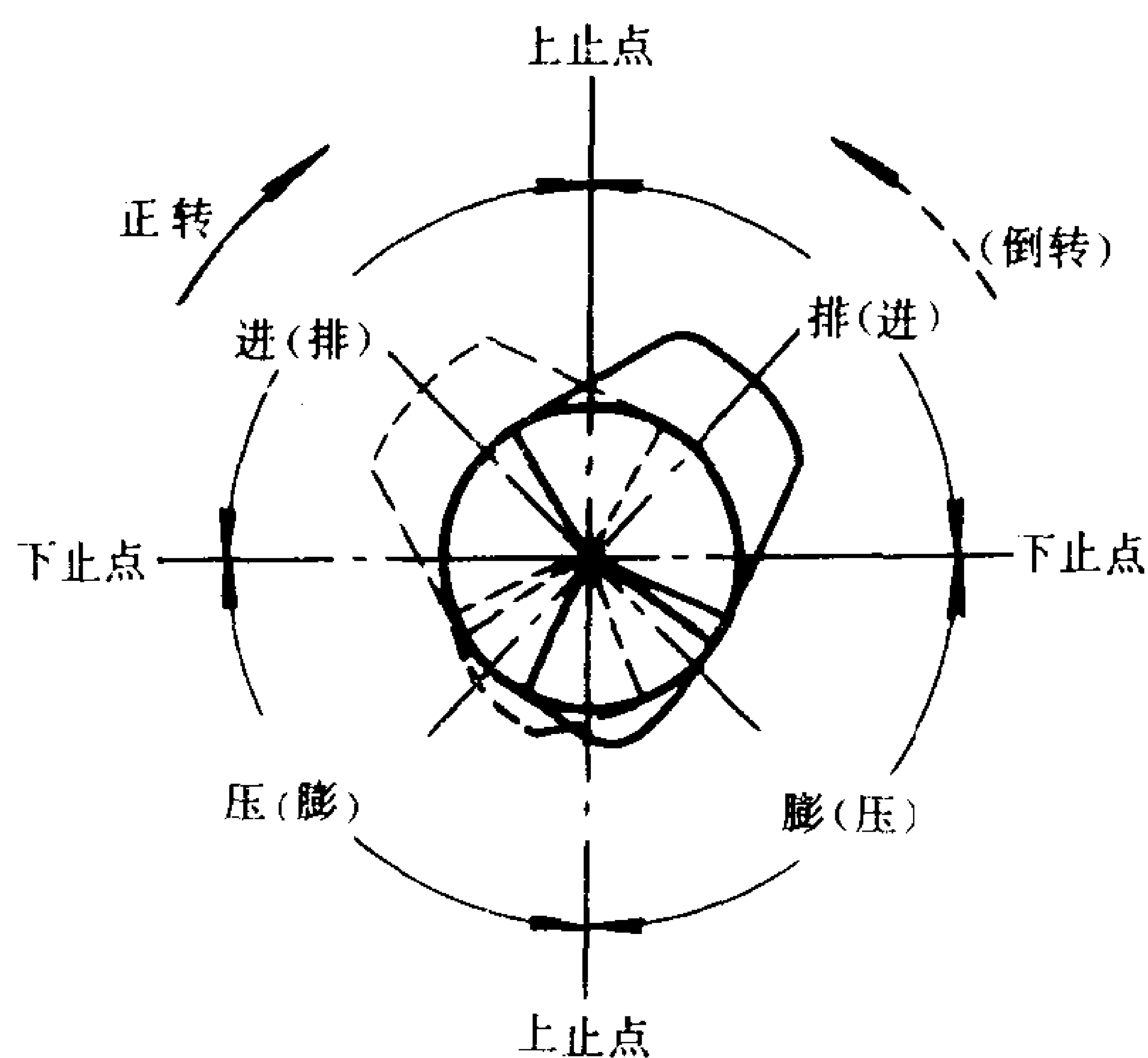


图 4.1.8-28　第 1 种方案正、倒车凸轮排列

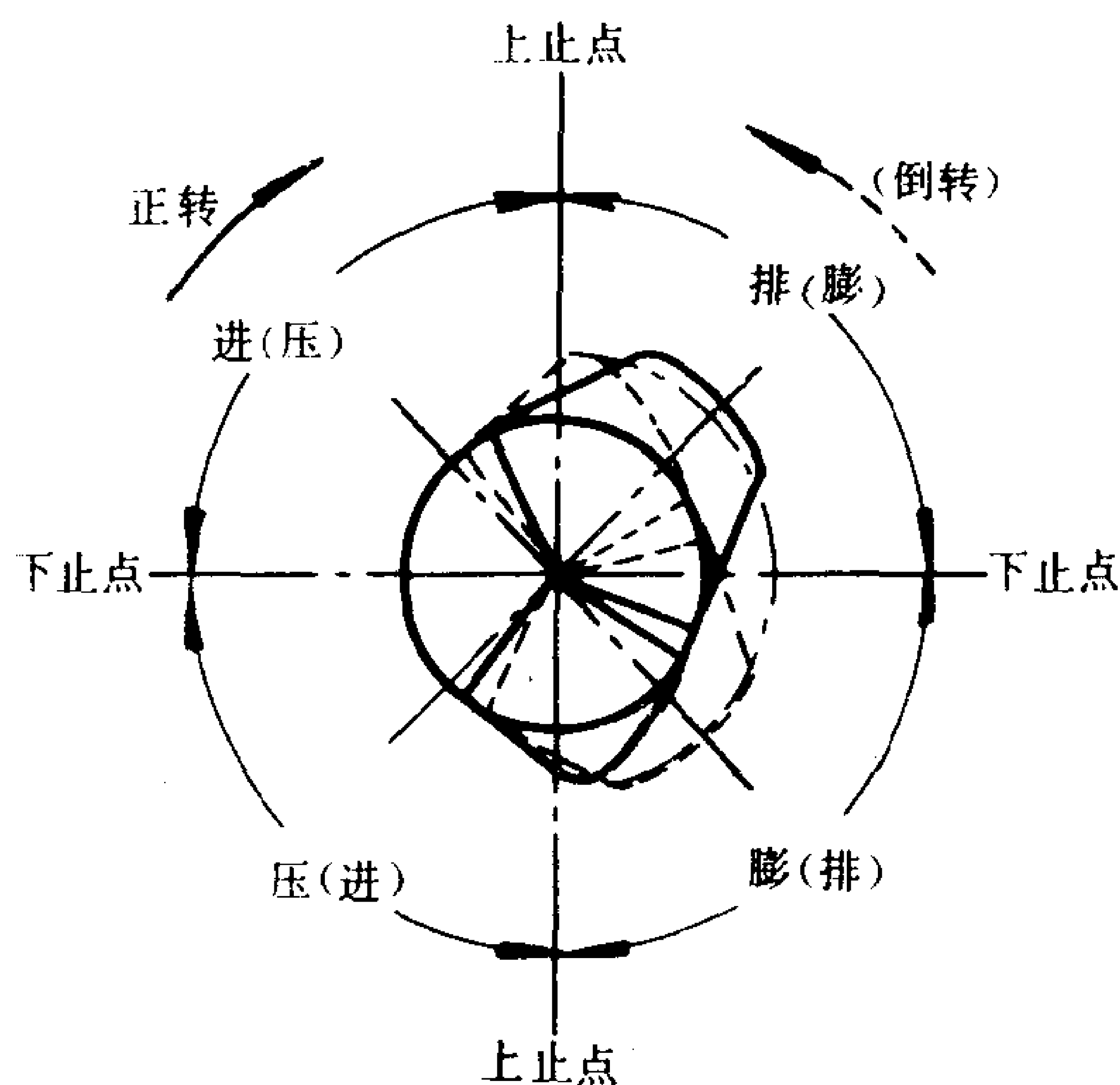


图 4.1.8-29　第 2 种方案正、倒车凸轮排列

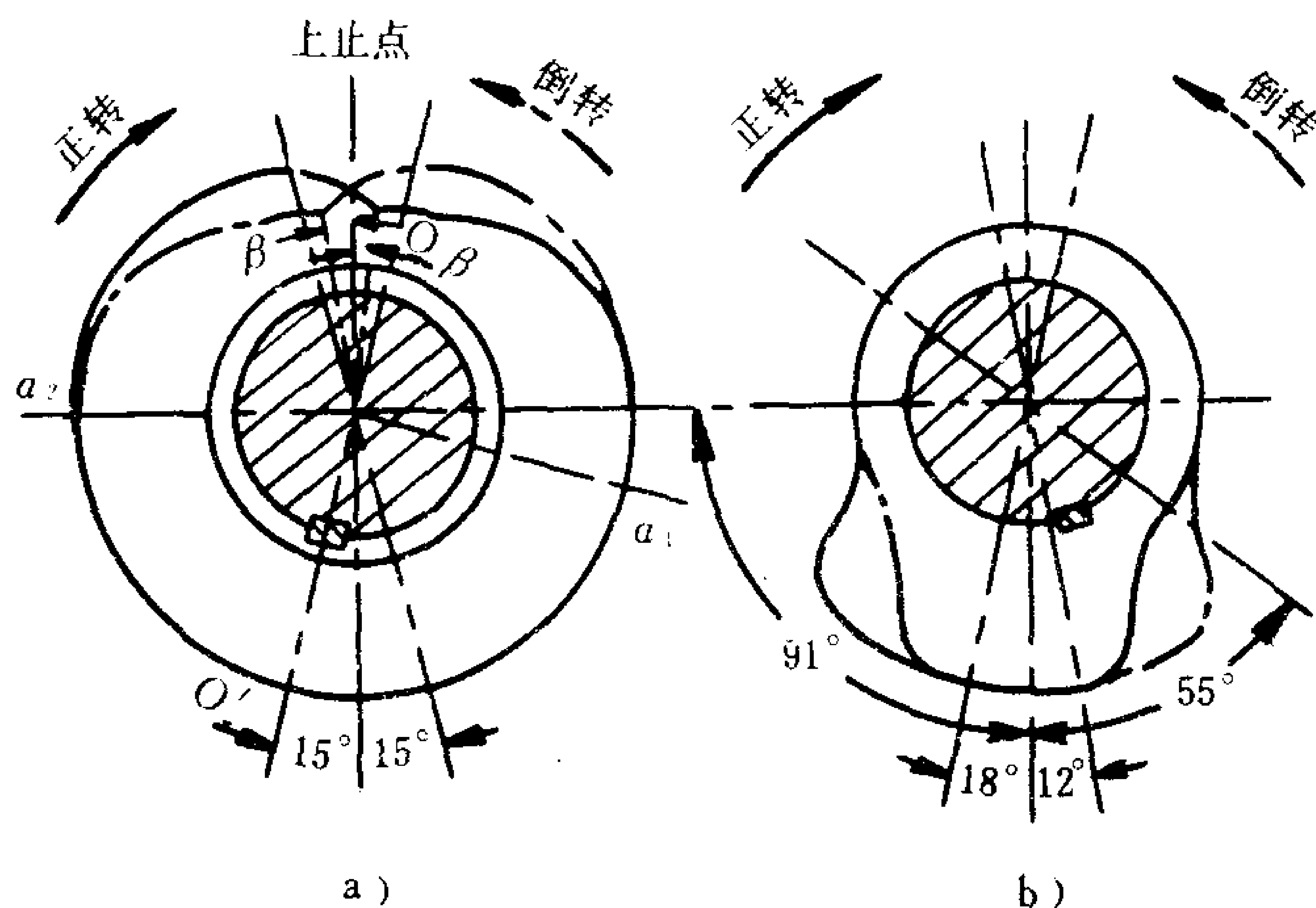


图 4.1.8-30 “心”形凸轮的差动原理

a）燃油凸轮（“心”形）；b）排气凸轮

一个凸轮轴上，如果做成双凸轮轴则柴油机结构将趋于复杂化。因此，在 6 ESDZ 75/160 B型机和B&W机型上采用特殊的“心”形的燃油凸轮。如图 4.1.8-30 所示，则差动方向一致，差动角度相近（仅倒车排气正时与正车正时相比少提前 6°）可以做成单凸轮和单凸轮轴的形式。

4.2 换向装置类型

按换向装置所用能量不同分为：

1）人工换向装置，用于小型柴油机或在中、小型柴油机中应急用。

2）气动换向装置，换向时冲击性较大，且工作平稳性也较差。

3）气-液联合换向装置，工作平稳、可靠，得到广泛的应用。

4）机械换向装置，主要用于二冲程直流换气柴油机中。

5）全液压换向装置。

根据凸轮数量不同可分为双凸轮换向装置和单凸轮换向装置。

根据改变凸轮与曲轴相对关系的方式可分为移动凸轮轴的双凸轮换向装置；转动凸轮和凸轮轴的单凸轮差动式换向装置；移动滚轮而凸轮轴不动的换向装置；还有凸轮和凸轮轴不动而转动曲轴的换向装置等型式。

4.3 换向方式

4.3.1 船舶四冲程柴油机换向方式

船舶四冲程柴油机换向方式示于表 4.1.8-15。

表 4.1.8-15　　**船舶四冲程柴油机换向方式**

机　型	功率 kW	转速 r/min	缸径/行程 mm	换　向　方　式	时间 s	换向转速 r/min	备　　注
6180 C	132	750	180/260	第二行程次序交换，双凸轮、斜面过渡轴向移动凸轮轴，气液传动	4.9～6.2	≤80	用油压控制转速信号
6200 GZC	368	600	200/270	同上	8～10	≤80	同上
6 NVD 36	315	500	240/260	同上			
6260 ZC$^{D}_{Z}$	294 441	400 450	260/340	同上	4～6	0	
G 6300 ZC	735	400	300/380	同上	5～9	≤80	飞球阀控制转速信号
6320 GZ	970	400	320/440	同上	6.5～8	≤80	
8 NVD 48 A-2 U	970	428	320/480	同上	4～7	≤75	飞球阀控制转速信号
6300 C, 6300 ZC	294 441	400	300/380	第二行程次序变换，双凸轮，转动摇臂轴提开顶头，轴向移动凸轮轴，气液传动	7.5～11	≤80	
8350 ZC	882	350	350/500	第一行程次序变换，双凸轮，直接顶升顶头，轴向移动凸轮轴，气传动	＜12	0	
6 L 350 PN	662	350	350/500	同上			
6 LU 350	1103	320	350/550	同上			
MK 452 AK	882	375	320/450	第一行程次序变换，双凸轮，斜面过渡，轴向移动凸轮轴，气液传动		≤80	
12 VPC 2-5	331/缸	500	400/460	同上	～30		
MAN 16 V 40/54 A	6390	450	400/540	第一行程次序变换，双凸轮，斜面过渡和顶头顶升机构组合式，轴向移动凸轮轴，气液传动并采用减压制动	≤160		
MAN 16 VV 52/55	8820	430	520/550	同上		≤125	

4.3.2　船舶二冲程柴油机换向方式

船舶二冲程柴油机换向方式示于表 4.1.8-16。

表 4.1.8-16　　**船舶二冲程柴油机换向方式**

机　型	功率 kW	转速 r/min	缸径/行程 mm	换　向　方　式	换向时间 s	换向速度 r/min	备　注
12 VE 2302 （直流）	1618	750	230/300	单凸轮，气液差动，燃油凸轮和排气凸轮不同轴	＜7	0	
12 VE 300 ZC （直流）	1654	285	300/550	单凸轮，改变喷油泵供油顺序。排气凸轮不差动	5～6	＜50	

续上表

机　型	功率 kW	转速 r/min	缸径/行程 mm	换　向　方　式	换向时间 s	换向速度 r/min	备　注
8 E 350 ZC（回流）	1470	375	650/500	单凸轮，单动机械差动	4～6	＜100	
18 VE 390 ZC（直流）	8820	480	390/470	单凸轮，气-液，机械组合式差动，燃油凸轮和排气凸轮同轴分别差动	7～11	0	排气凸轮为气-液差动，燃油凸轮为机械差动凸轮轴为高置式
6 E 390 DC（直流）	1470	500	390/450	双凸轮，转动摇臂轴、轴向移动凸轮轴、气-液传动	4.6～9	150～200	
6 ESDZ 43/82 A（直流）	1618	200	430/820	双凸轮，直接顶升顶头，轴向移动凸轮、气-液传动			
6 ESDZ 75/160 A（直流）	6485	115	750/1600	同上			
6 ESDZ 43/82 B（直流）	2206	200	430/820	单凸轮，心形燃油凸轮和排气凸轮同轴、气-液差动			
6 ESDZ 75/160 B（直流）	8820	115	750/1600	单凸轮，心形燃油凸轮和排气凸轮同轴，双螺旋双动机械差动	5.5～7	～50	
B&W 74-VT	1103/缸	115	740/1600	单凸轮，心形燃油凸轮和排气凸轮同轴，曲拐式双动机械差动		40～45	为用压缩空气刹车时的转速 RND 76 可在全速下进行换向
2 BF-160（直流）					11～12	40-50	
6 ESDZ 76/160（回流）	6618	115	760/1600	单凸轮，全液压差动			
RND 76（横流）	1470	122	760/1550	同上		45～50	
MANKZ 70/120（回流）	956	140	700/1200	双凸轮，斜面过渡、轴向移动凸轮轴、气-液传动		40～50	
哥塔维根	10588	115	850/1700	单凸轮，燃油凸轮为机械差动、排气凸轮不差动			
DM 850/1700 VGS（直流）							

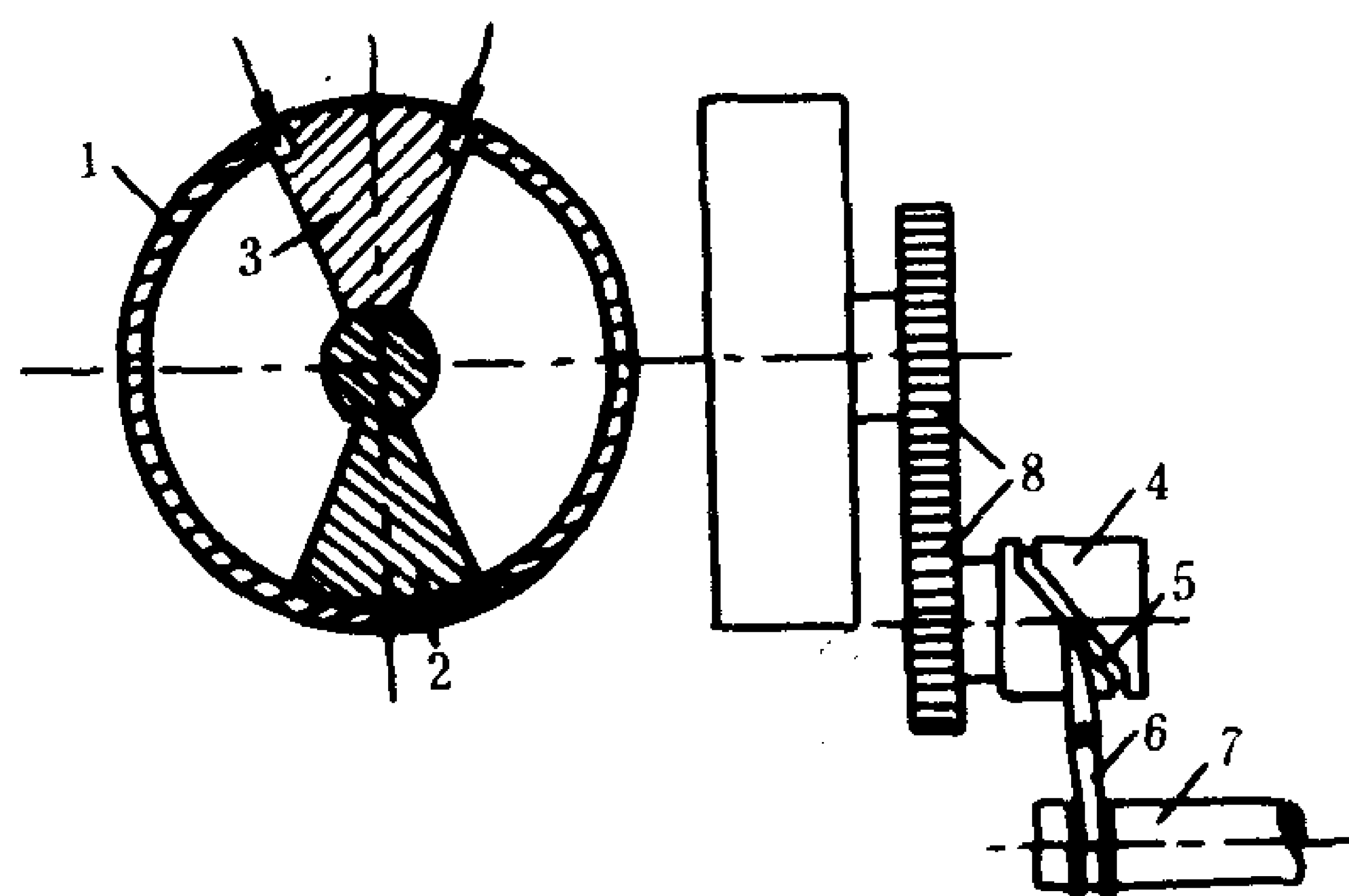


图 4.1.8-31　旋转式移轴装置

1-油缸；2-旋转活塞；3-隔板；4-圆筒体；5-螺旋槽；6-传动杠杆；7-凸轮轴；8-传动齿轮

4.4　换向装置实例

4.4.1　双凸轮换向装置

双凸轮换向装置的正、倒车凸轮，有做成整体的，也有做成单体而并排安装的，其换向方式都采用移动凸轮轴的方法。前者正、倒车凸轮间多具有过渡斜面，以使滚轮由一个凸轮位置移到另一凸轮位置，不必抬起滚轮；后者在移动凸轮轴时必须抬起滚轮，移轴完毕后再放下。移轴装置有两种型式。

1）旋转式移轴装置

如图 4.1.8-31 所示换向控制器由油缸、隔板和旋转活塞等组成。当右油孔进油时左油孔

排油，旋转活塞顺时针方向旋转，反之则逆时针方向旋转 旋转活塞旋转时，通过传动齿轮带动开设螺旋槽的圆筒体旋转，传动杠杆摇摆运动，从而使凸轮轴移位。此种型式一般同时采用转动摇臂轴使滚轮离开凸轮的装置。8-300、D 39 等型柴油机采用此种装置。

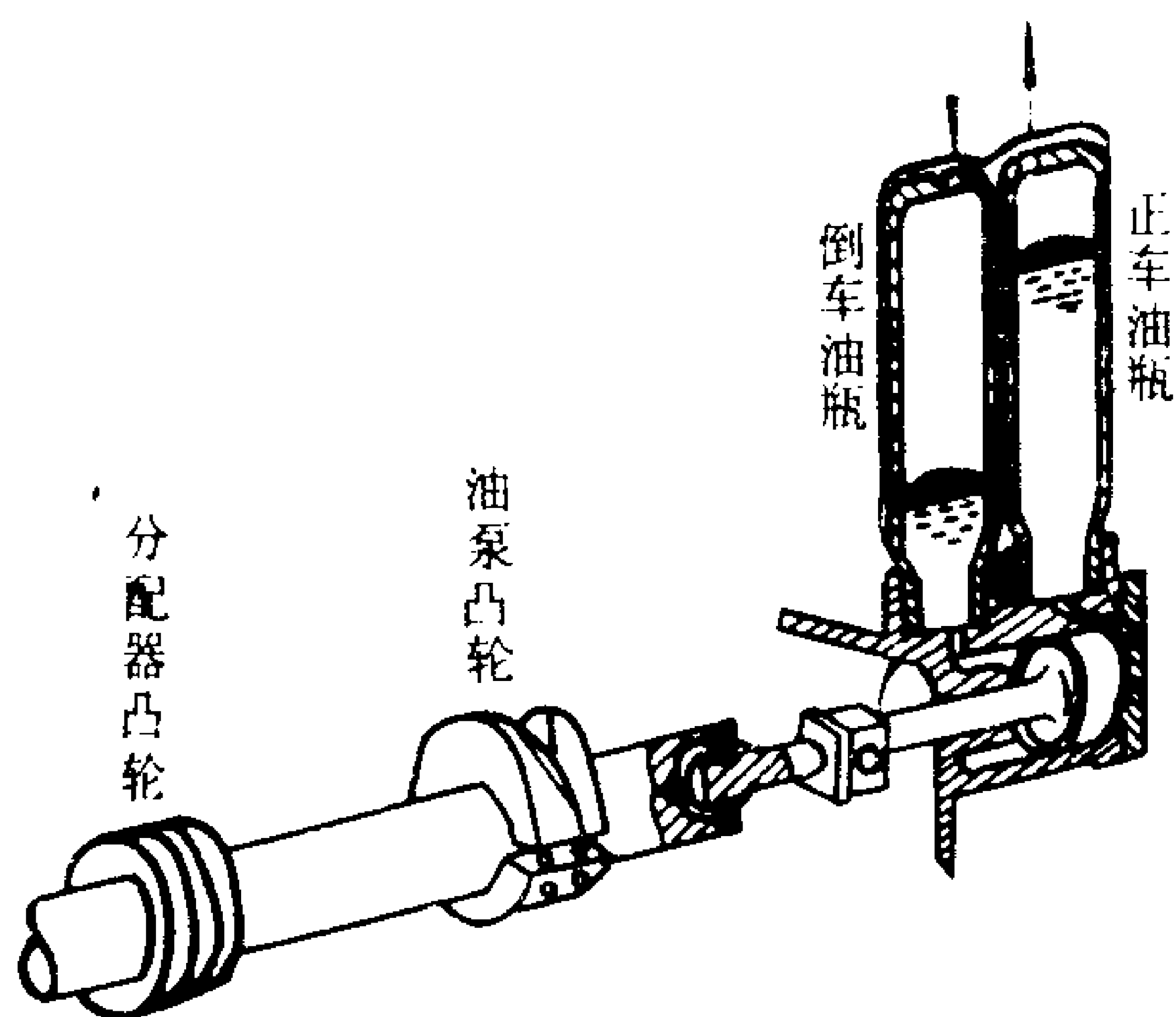


图 4.1.8-32 往复式移轴装置

2）往复式移轴装置

图 4.1.8-32 为气力-液压移轴装置。图示为倒车位置。换向时用换向杆开启换向阀，使压缩空气进入正车油瓶，瓶内的油被压入活塞的右方而使活塞左移，实现凸轮轴的换向。换向时无需抬起滚轮。MAN KZ型、PC 2-5 型、350 型柴油机采用此种装置。

4.4.2 单凸轮换向装置

单凸轮换向的凸轮型线设计成对称形，一侧为正车工作段，另一侧为倒车工作段。换向时它与曲轴要差动一个差动角。如果凸轮顺着换向后的转向转过一个角度，称为超前差动；反之，称为落后差动。为了获得规定的差动角，可以使曲轴不动，而凸轮相对于曲轴转动一个差动角；也可以使凸轮轴不动而曲轴相对于凸轮轴转动一个差动角；或者是在反向起动的初期使曲轴和凸轮轴的转速不同来达到规定的差动角。差动的方法有液压差动、机械差动和气力差动。

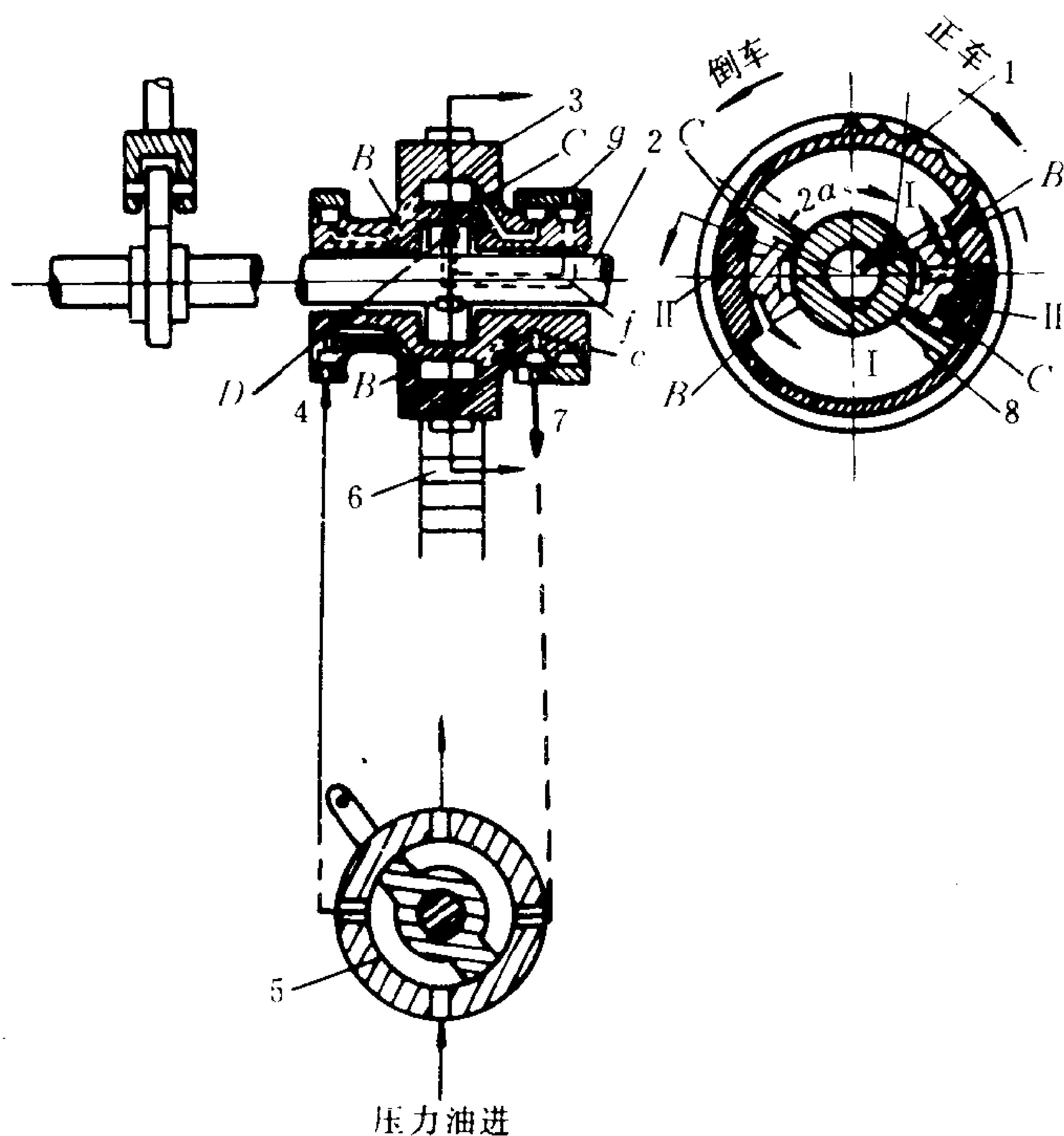


图 4.1.8-33 液压差动换向伺服器

1-链轮；2-凸轮轴；3-伺服器；4-油管接头；5-控制阀；6-链条；7-管接头；8-转板；I-正车空间；II-倒车空间； D-油孔；f、g-油路

1）液压差动

图 4.1.8-33 为液压差动的一种。液压伺服器外周为链轮，其内腔有用键固定在凸轮轴上的转板，转板把伺服器分为正车进油空间I和倒车进油空间II，分别与油路B和C相连。图示转板处于正车位置，此时曲轴通过链条、链轮、转板带动凸轮轴按顺时针方向旋转，压力油由换向控制阀来，进入正车空间I，使转板压紧在伺服器扇形凸块上，而倒车空间II泄油。在进行换向操作时，I、II空间油路交换接通，倒车空间II中的压力油推动转板带动凸轮轴朝顺时针方向转过一个差动角 $2\alpha_s$，待转板靠到扇形凸块的另一边，则差动完毕，可反向起动。这种差动装置用于RD、RND、RND-M型柴油机。

图 4.1.8-34 为另一种液压差动装置。扇形活塞（一）和（二）将油缸分隔为A和B两个空间，并可绕油缸的中心旋转。活塞（二）的轴与排气凸轮轴连接，活塞（一）通过传动装置与喷油泵的凸轮轴连接。当空间A在压缩空气作用下进压力油而空间B与大气相通时，活塞（一）作逆时针、活塞（二）作顺时针方向旋转，实现两轴的反向差动。相反，当B空间进压力油而A空间通大气时则相反差动。此种装置用于 12 VE 230 ZC机型。

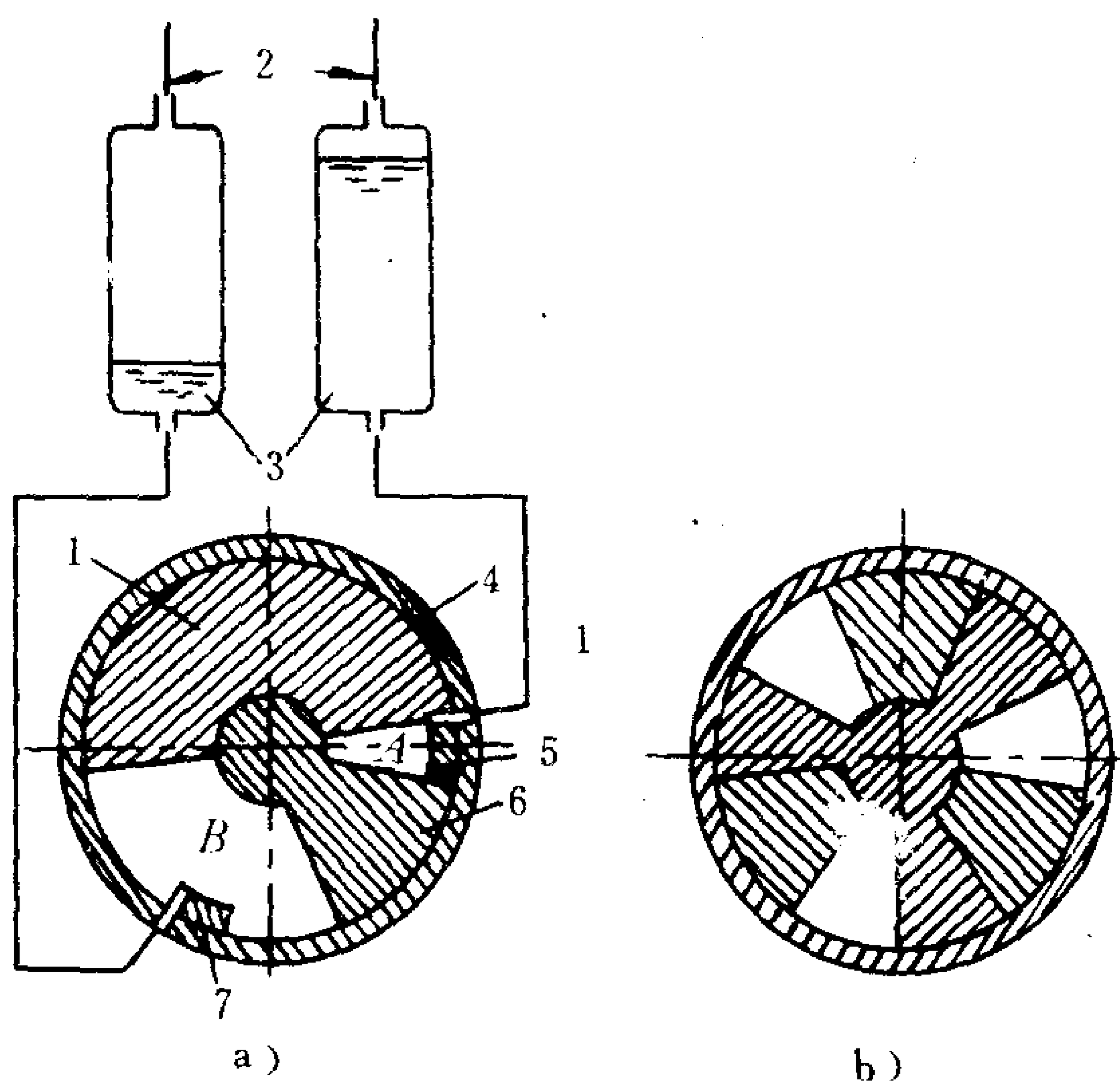


图 4.1.8-34 液压差动

1-扇形活塞（一）；2-空气管；3-油瓶；4-油缸；5-档块（一）；6-扇形活塞（二）；7-档块（二）

2）机械差动

图 4.1.8-35 为机械差动装置，用于 B&W机型。由柴油机曲轴转动的链轮，以及差动曲轴、小齿轮、轮毂等都随凸轮轴一起回转。换向操作时，一路控制空气进

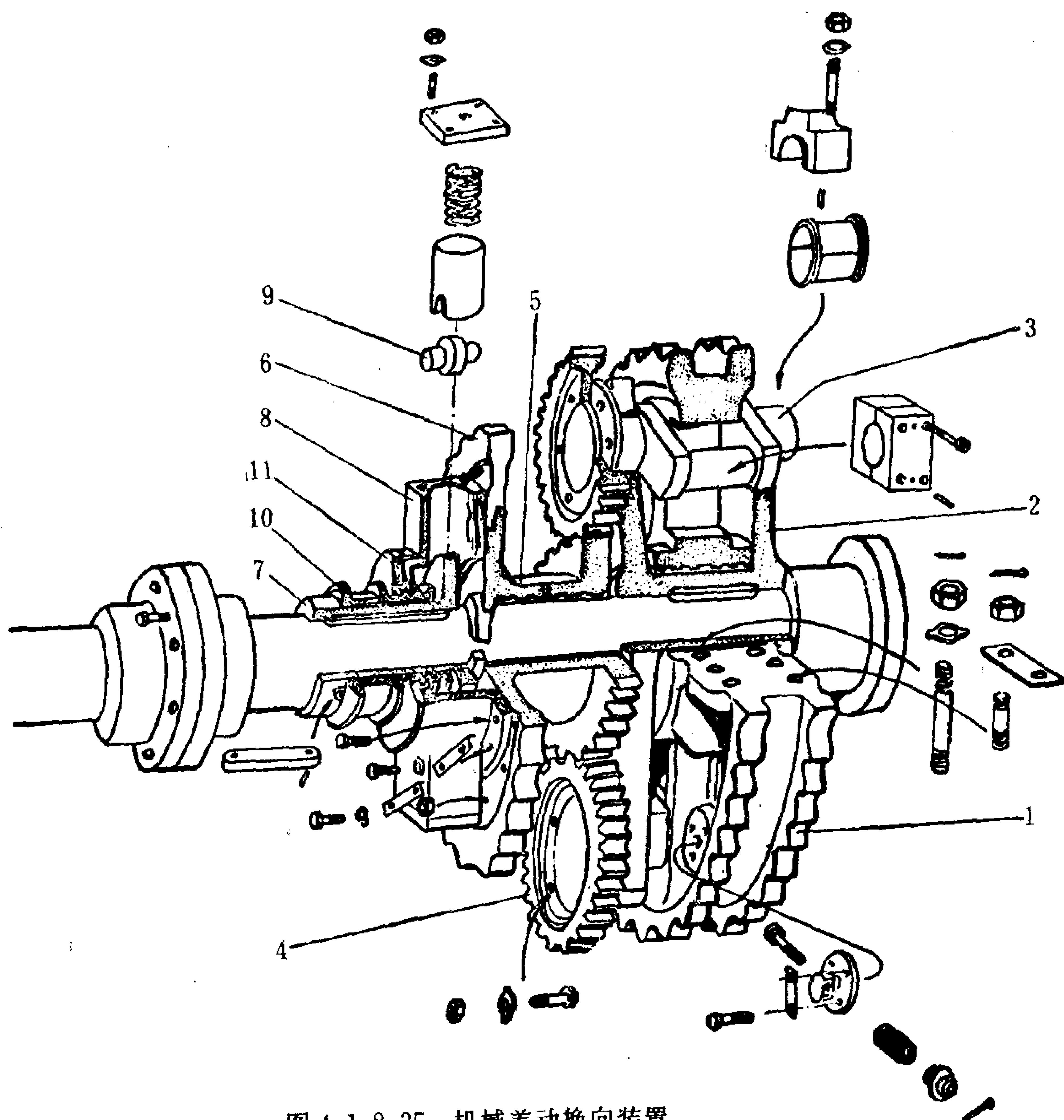


图 4.1.8-35 机械差动换向装置

1-链轮；2-轮毂；3-差动曲轴；4-小齿轮；5-大齿轮；6-制动轮；7-锁紧凸轮；8-罩板；9-滚轮；10-反馈螺旋套；11-螺母

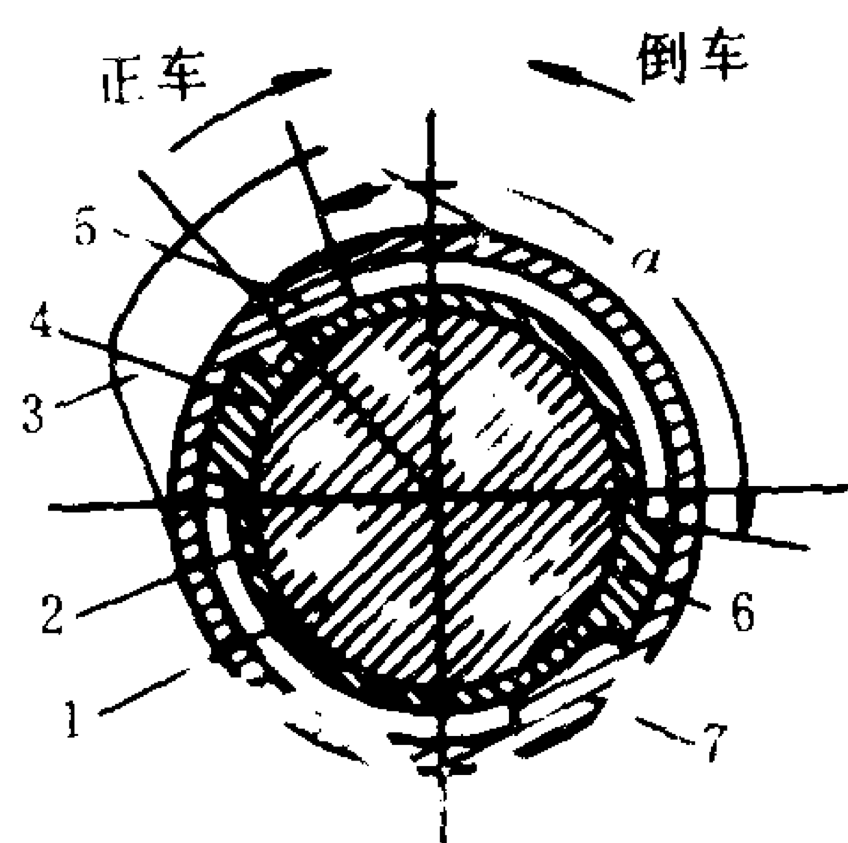


图4.1.8-36 机械差动
1-凸轮轴；2-轴套；3-凸轮，4-凸块（三）；5-凸块（一）；6-凸块（四）；7-凸块（二）

入闸阀将制动轮和大齿轮刹住。当柴油机倒车起动时，链轮通过差动曲轴和轮毂带动凸轮轴作逆时针方向转动，小齿轮随差动曲轴绕凸轮轴中心线回转，同时还绕本身的轴线作逆时针方向自转。因此凸轮轴比链轮快转和多转而实现差动，其差动角为30°，差动结束，闸阀放开。

图4.1.8-36为用于12 VE 390 ZC柴油机的喷油泵凸轮差动机构中的机械差动装置。图示为凸轮轴正转时，凸块带着凸轮转动。相反，凸轮轴倒转时，起初凸轮不转动，待走完凸块间的空隙时，凸轮才被凸轮轴带着反转。

4.4.3 改变喷油泵供油顺序的单凸轮换向装置

在直流换气、曲柄均布的二冲程柴油机上，当排气凸轮、喷油凸轮采用对称型单凸轮时，只需在喷油泵与喷油器之间设置换向阀来改变柴油机的供油管路和顺序，即可实现换向的目的。如6 ESDZ 30/55型机，正车发火次序为：1-6-2-4-3-5，倒车发火次序为：1-5-3-4-2-6。当柴油机从正车换为倒车时，供油顺序改为：3-4-2-6-1-5，即3号喷油泵供油给1缸喷油器、4号喷油泵供油给5缸喷油器、……。如图4.1.8-37所示，则即可达到换向的目的。

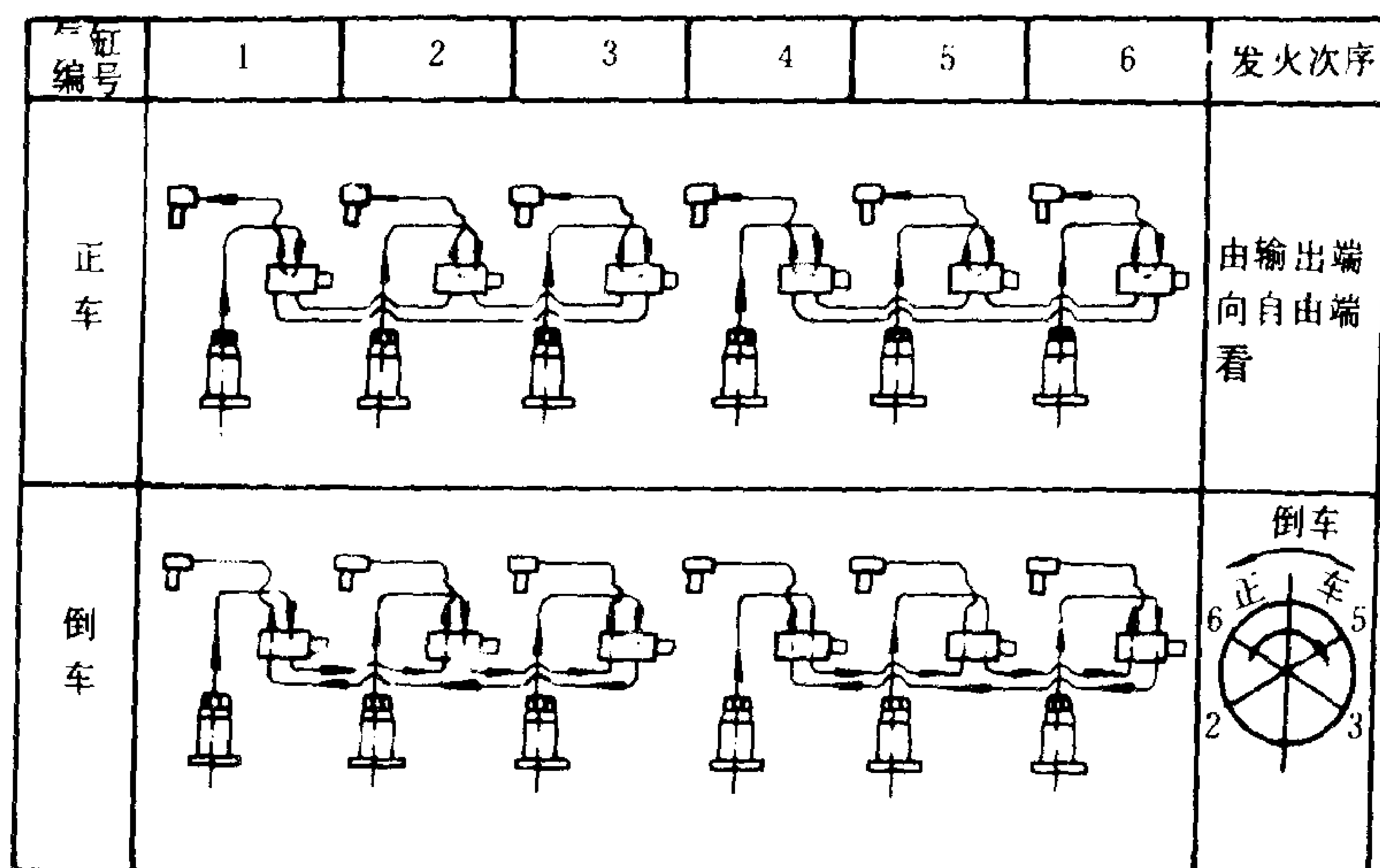


图4.1.8-37 带有换向阀的高压燃油管系接法

5 操纵系统

操纵系统除了包括起动、换向、调速装置外，还需设置联锁机构，它使柴油机的操纵过程按应有的程序正确地、安全地进行，避免由于误操作而损坏柴油机；安全保护装置，它使柴油机在规定的范围内安全地工作；此外，还设置监视、报警装置等。

5.1 联锁机构

在多手柄操纵系统中，起动、换向、变速各设手柄来控制，它们之间必须配备联锁机构。

在单手轮操纵系统中，也必须设起动、换向、调速间的联锁机构。

5.1.1 联锁机构的任务和联锁方式

联锁机构的主要任务是：柴油机在起动和运转过程中不得换向；在换向过程中不得起动。除外，在推进用的主柴油机中，盘车机未脱开时，主机不能起动；曲轴的运转方向与车钟要求的不一致时不能供油等。

联锁机构的联锁方式、功用因柴油机的型式不同而各异，大致可分为机械联锁、气动控制的机械联锁、液动控制的机械联锁等。对于单手轮操纵的柴油机，机械联锁是用机械的方法使柴油机换向时，操纵手轮只能转到“换向”位置，待换向后才能转到起动位置；对多手柄操纵的柴油机，换向时其起动和调速手柄不能扳动，而在起动和运转中，则换向手柄不能推动。上述联锁是暂时的，只要换向完毕或停车后，联锁即释放。

5.1.2 柴油机的联锁机构

若干柴油机的联锁机构内容如下：

6 ESDZ 75/160 B操纵系统设有：盘车机联锁阀、转向联锁阀、差动联锁阀(差动期间限制起动调油手柄向前移动)

RND操纵系统设有车钟机械联锁(未回车钟，拉不动起动杆)、换向液压机械联锁(换向未完毕、起动手柄拉不动)、运转方向联锁、盘车机联锁等。

8-300 操纵系统设有正常运转中，摇臂轴不能自行移动，防止影响配气机构的正常工作；换向未结束，不能起动柴油机。

12 PC 2-5 操纵系统设有柴油机未停车，不能换向，换向未结束，不能起动；盘车机联锁；运转方向与要求不一致时，喷油泵不供油。

12 VE 230 ZC操纵系统设有联轴器（设于凸轮轴传动机构中）未完全脱开时不能转动凸轮轴，联轴器未啮合时，不能起动柴油机；换向未完成联轴器不能啮合；转向联锁；柴油机没有停车，操纵手轮不能反向起动；未起动起来，手轮不能转动到工作位置。

5.2 安全保护装置

5.2.1 超速保安装置

通常柴油机的标定功率超过 220 kW时，均需设置独立于调速器的超速保安装置。其作用是限制柴油机的转速不超出允许的范围。在柴油机正常运转的转速范围内它不起作用，而当柴油机的转速升高到不允许的数值时，它使柴油机立即停车或降速。表 4.1.8-17 为不同用途柴油机的超速保安装置的设置情况。

表 4.1.8-17 **柴油机超速保安装置的设置情况**

柴油机用途	标定功率和传动情况	设置情况	动作转速r/min
主　机	220 kW以上，直接传动	应该设置	
	956 kW以上，离合器传动 1691 kW以上，带动可调螺距螺旋桨	必须设置	$n \le 1.20n_e$ $n > 1.15n_e$
发电机组	220 kW以上	必须设置	$n \le 1.15n_e$ $n > 1.10n_e$

注：n_e为柴油机标定转速。

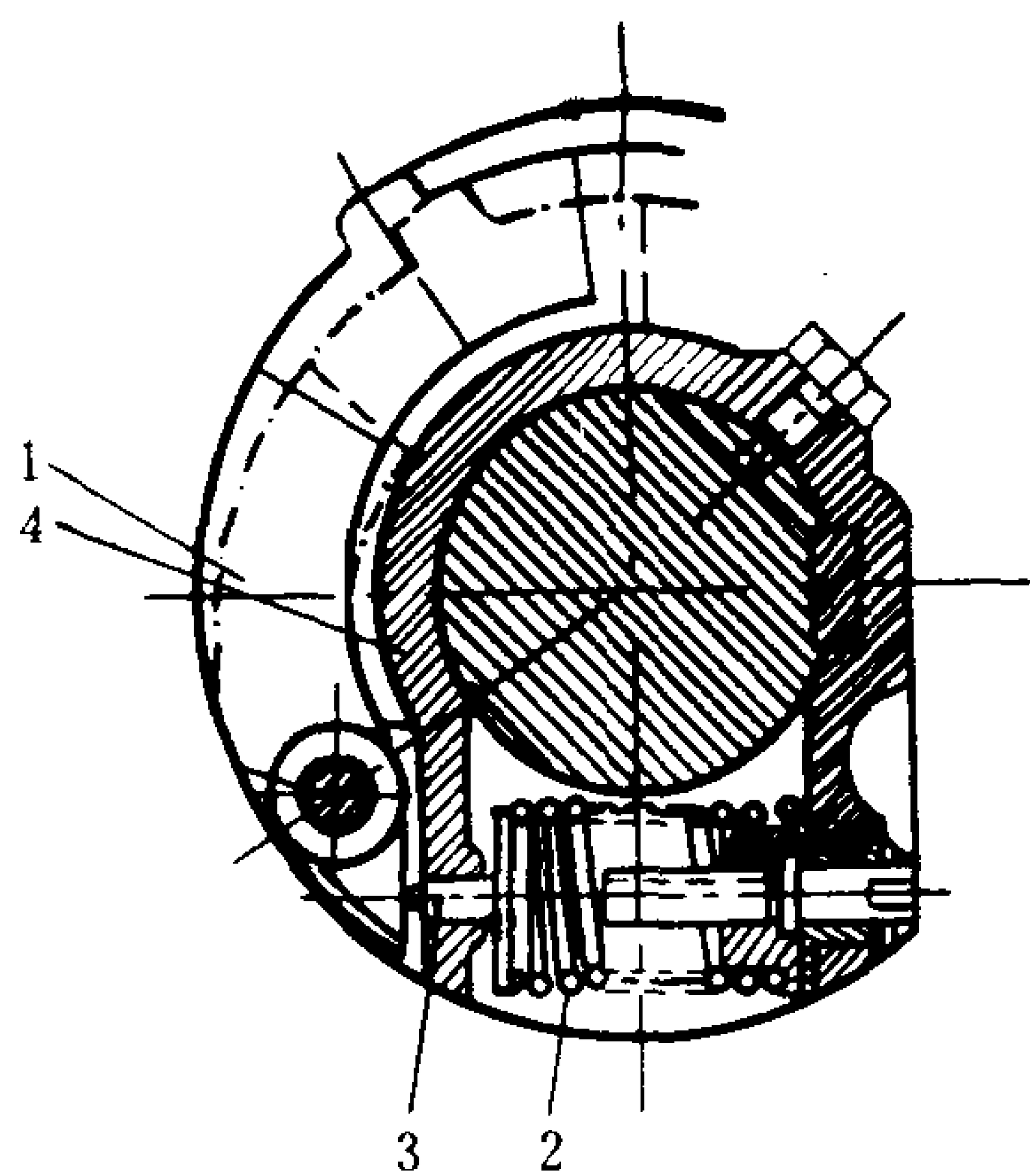


图 4.1.8-38 超速保安装置

1-飞重；2-弹簧；3-顶杆；4-重量系架

超速保安装置一般由转速检测装置和传动机构两部分组成。转速检测装置的作用是反应柴油机转速的变化，当转速超过规定值时，自动发出信号，传动机构接受上述信号后，迫使喷油泵停止供油（或减小油量，也有用停止供气来停车的，但较少用）。转速检测装置有利用偏心重块旋转时的离心力变化（较常用）、气体流动时所形成的压差（只能用于纯机械增压的柴油机上）、测速发电机输出电压值变化三种方法测定转速变化。图 4.1.8-38 为 6250 型柴油机上使用的超速保安装置。它装设在飞轮端的凸轮轴上。在正常转速下，飞重被弹簧的顶杆压紧在重量系架上。当柴油机转速超过标定值的 10%时，离心力使飞重外摆，其凸起部撞击在特设的传动机构上，将喷油泵齿条拉至零位。故障排除后传动机构必须重新人工复位。

5.2.2 其它安全保护装置

柴油机在运行中，滑油、冷却水的压力、温度可能过高或过低，性能参数偏离正常值太大，零件磨损异常或过大等，将导致柴油机运转不正常，甚至损坏。因而在操纵系统中还必须设置其它保护和监测、诊断装置等。

柴油机的操纵系统中设有低压保护装置。在主机滑油、增压器滑油、活塞冷却水和气缸冷却水的压力低于规定值时，通过低压保护装置切断燃油供给，强迫主机停车以避免重大事故发生。还设有各种温度继电器和压力继电器等，以自动控制被测值的过高、过低危急报警。

主柴油机的操纵系统中还设有多处紧急停车装置。

5.3 操纵系统实例

5.3.1 RND型机操纵系统

图 4.1.8-39 为RND 76 型机的操纵系统。它原为机旁操纵系统，后发展为气动遥控系统。它既可以在机舱集控室或驾驶室进行遥控，也可以在机旁操纵。

该系统具有下列特点：可自动又可手动的主起动阀、双气路控制的气缸起动阀和空气分配器成为起动系统的主要阀件，由起动手柄通过起动控制阀来进行起动操作；单凸轮液压差动式换向装置由换向阀控制，换向阀与车钟回令手柄相连，所以换向操作可由车钟回令手柄的回令动作来完成。主机在全速运转时也可以进行换向，换向程序完成后即可进行柴油机的强制空气制动，亦即压缩空气刹车。前者由车钟回令手柄来完成，后者为择时（注意刹车转速）由起动手柄来进行；采用WOODWARD UG 40-L型液压全制调速器和负荷指示器，在外界条件变化时调速器可以保持主机转速不变；设置车钟机械联锁装置、换向液压机械联锁装置、盘车机脱开与否的联锁装置、运转方向联锁装置等，在上述之一联锁的情况下，或起动杆不能拉动，或系统停止供给燃油；设有滑油、冷却水低压保护装置，自动断油的停车伺服器和紧急停车装置。除此之外，尚可通过液压调速器设置各种辅助装置，以完成其它要求的功能。

5.3.2 MAN-V-40/54 A型机气动遥控系统

图 4.1.8-40 为MAN-V-40/54 A型机遥控系统。MAN-V-40/54 A型机为四冲程、V型

中速柴油机，用作船舶主机。操纵系统全部采用气动，可由驾驶室或机舱集控室用单手柄车钟进行遥控，也可人工操作。系统主要由四个逻辑回路组成：①换向逻辑回路，它的功能是在接受换向指令信号后，进行停油减速，待机器转速下降到换向转速时进行换向，换向完成后送出信号；②起动逻辑回路，它的功能是在满足起动条件时进行起动，起动成功后自动停止起动，并发出信号。当有起动故障时，可继续进行三次再起动，三次起动均失败后，自动停止起动，并发出警报信号；③制动逻辑回路，船舶在紧急操纵时，对主机先进行减压制动，而后再进行强制制动使船尽快停止；④加速和限速逻辑回路，采用PG型调速器进行调速和油量限制，并设有起动加油限制和增压空气压力限油等环节。遥控系统的基本动作如下：

空气瓶的截止阀打开，3.0 MPa的空气通到换向阀$M$215，主起动阀$M$357/1①和$M$357/3①，空气分配器阀$M$357/2①，减压阀$M$426①，以及减压站的四位选择阀M 350。

采用单手柄凸轮式控制机构，通过控制正、倒车控制阀A、B和转速设定阀C，发出正、倒车车令和调速信号。

换向程序控制，由驾驶室正、倒车控制阀A、B、机舱程序控制阀箱上的正、倒车阀A 370/2、A 370/1、双座止回阀A 405/2，燃油控制阀A 351/1、A 351/2、阀A 405/1、A 301/4 等组成的加、停油环节，换向控制阀M 221、换向阀M 215 及其闭锁控制阀M 357/4①、M 347、M 301/6、M 331/1、A 373/1、M 331/2 等，以及换向机械和其反馈机构等组成。在具备换向车令信号、停止供油、主机转速低于换向转速的条件下，由车钟手柄进行操作。

制动程序控制，主机的制动操作是先停油、后换向、再起动，由于在起动时主机还在按原方向运转，故起制动作用，上述程序由车钟手柄扳到倒车位置的同时，按下应急按钮来实现（正常换向时换向转速检测电磁阀A 373/1 只能在低于或等于正常换向转速时才有电而动作，当按下应急按钮时，阀A 373/1 在比正常换向转速高得多的应急转速时就有电而动作）。

起动程序控制，其回路包括：由正、倒车控制阀A、B，正倒车阀A 370/2、A 370/1 及换向控制阀M 221 组成的车令输入环节。由手动-自动起动转换阀M 379/2、手动-自动制动转换阀M 379/1、气动阀M 301/5、M 301/2、M 301/1、电磁阀M 351/2、M 351/1、M 351/4、速放阀M 435/1、“或门”M 405/2 等组成的起动信号传输逻辑环节。由节流阀A 406/1、延时阀A 436/2、气容A 445/3 和阀A 301/2 等组成的起动延时环节。由节流阀A 406/2、气容A 445/1、A 445/2 及阀A 301/3 组成的总延时环节，完成三次起动失败后的自动停止起动。由转向联锁电磁阀A 351/2、A 351/1 和“或门”A 405/1 等组成的燃油联锁环节。由联锁阀M 331/3 和“与门”M 407/2、M 407/3 等组成的盘车机和起动联锁环节。在盘车机脱开、换向已经完毕、主机转速低于发火转速下，输入起动车令信号来实现。

加速程序控制，由调油程序环节和限油程序环节组成，而限油环节又包括最小燃油量限制（又称起动燃油量限制）和增压空气压力限油环节。为了防止柴油机超负荷（热负荷和机械负荷），主机从 30%～70%标定转速加速时要快些，从 70%～100%标定转速加速时要慢些。调油程序环节主要由转速设定阀C、转换阀A 301/4、延时阀A 436/1、应急阀H 417/3、减压阀H 128/1、节流单向阀H 406、节流阀 58、手动切换阀H 455、气容H 438 和燃油控制比例阀H 453/2 等组成，当车钟手柄拉回到倒车位置时，由车钟控制的转速设定阀C输出一个调速信号经管路 30 到达阀A 301/7，在换向、起动完毕、主机转向与车钟指示相一致时，从气源来的气压信号经A 351/1 和A 405/1 作用于A 301/7 使其动作，实现快加速。在实现慢加速时，先要将H 128/1 调到相当于 70%的标定转速信号。减速操作时、转速设定阀C有减速

① 该号各阀件图中未示出。——编者注

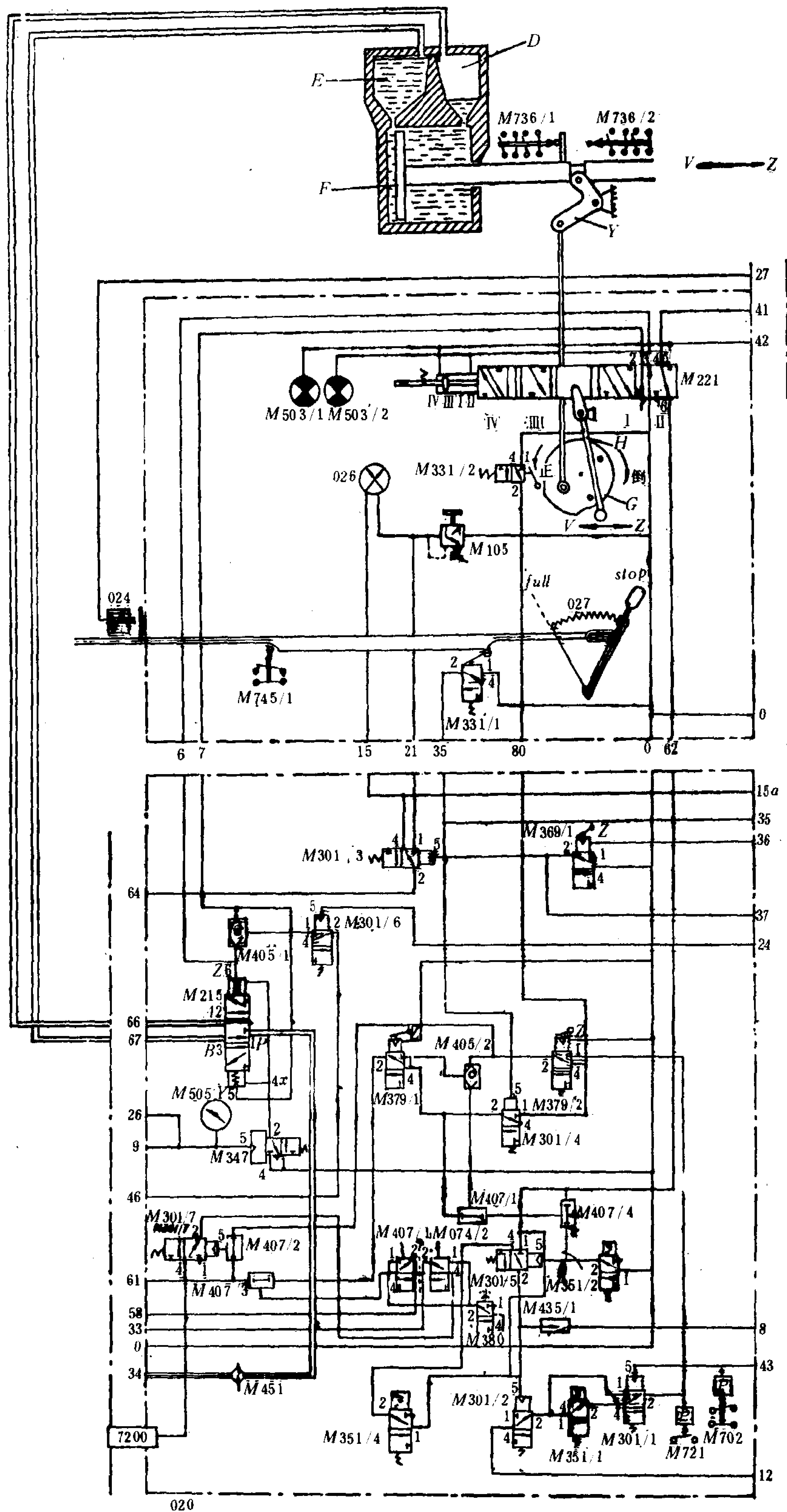
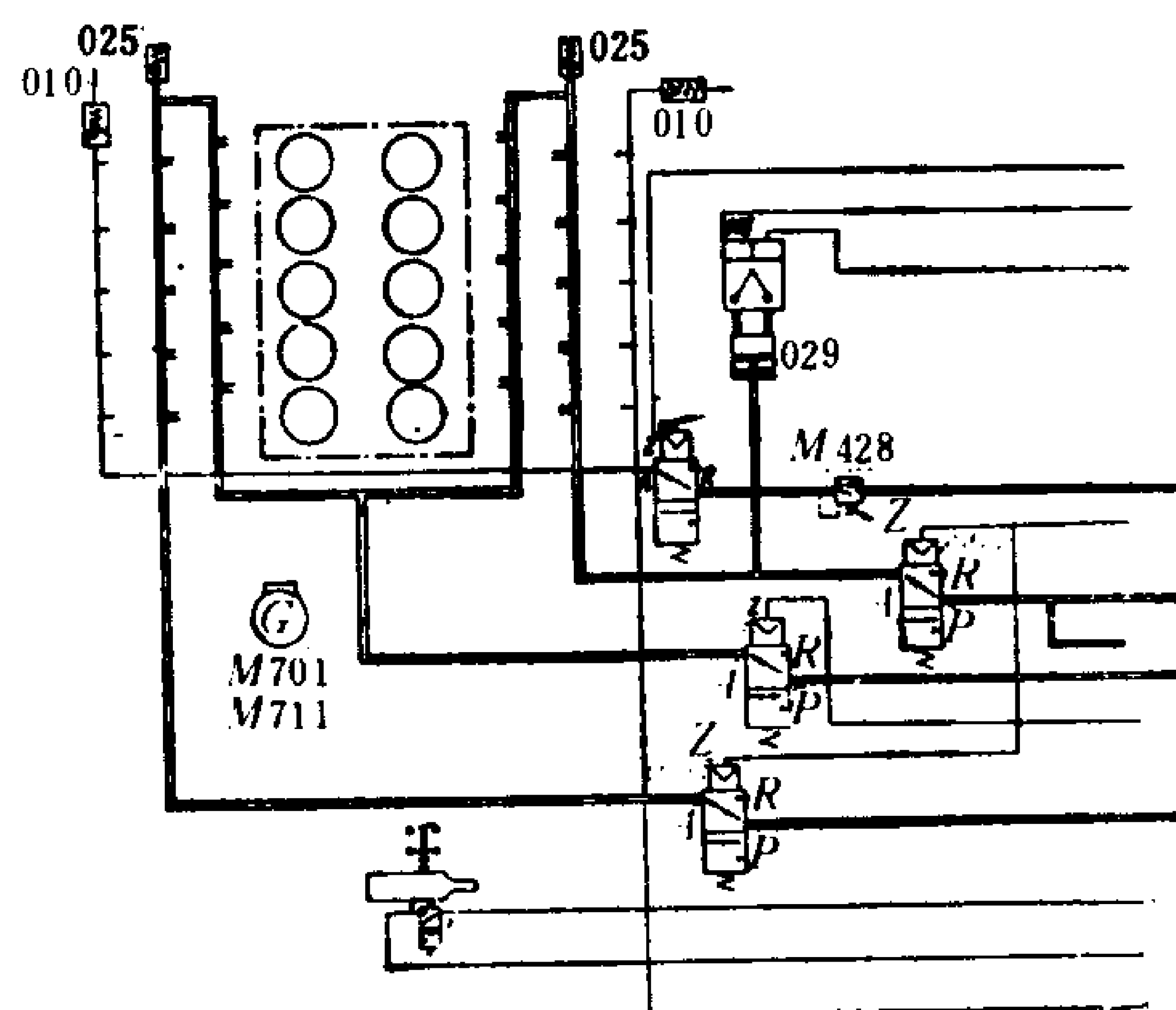
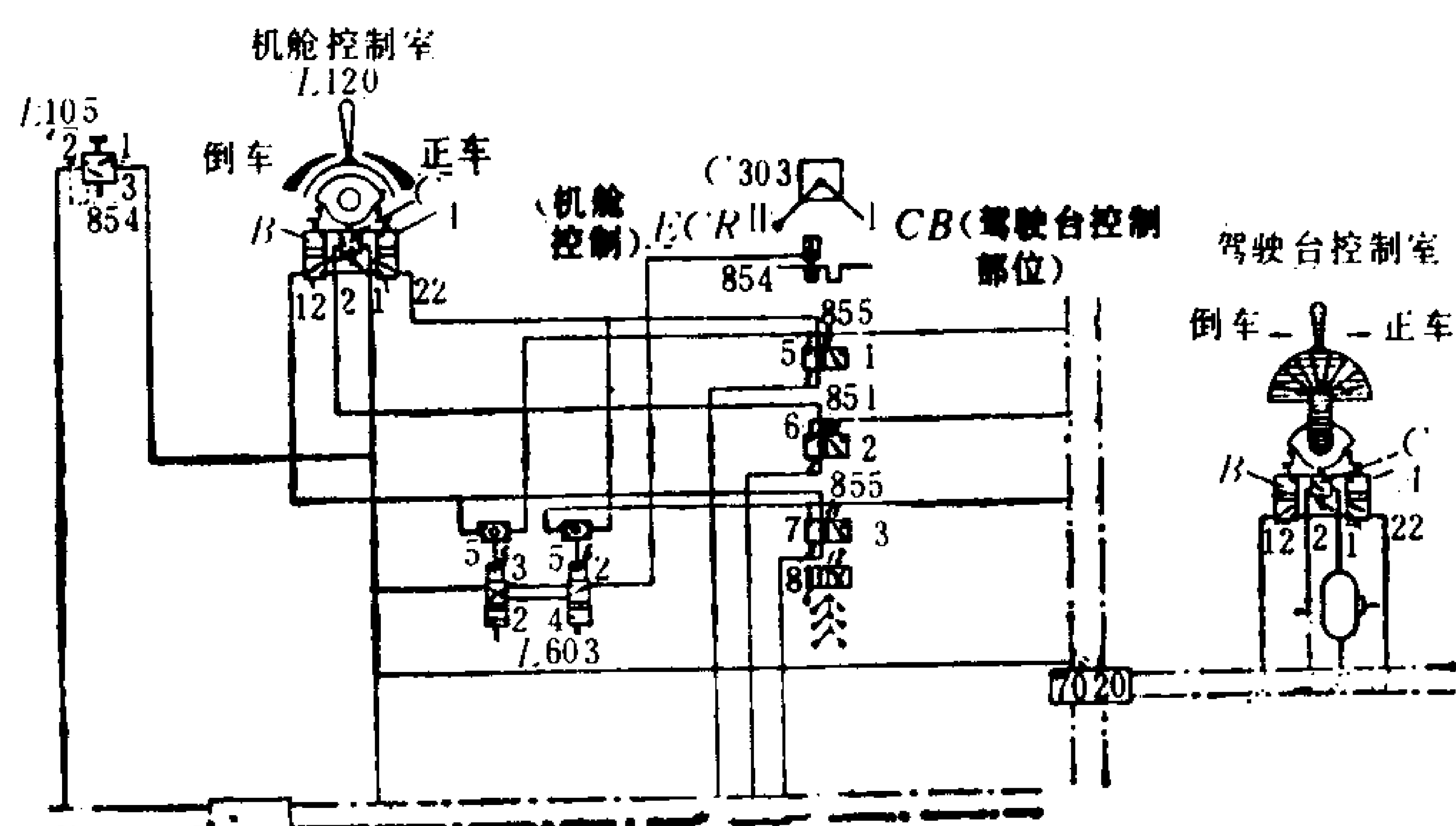


图 4.1.8-40　MAN-V-40/54 A


M350
025
010
025
010
029
M428
M701
M711


机舱控制室
L120
倒车
正车
L105
854
(机舱控制) ECR
C303
CB(驾驶台控制部位)
855
851
855
L603
7020
驾驶台控制室
倒车
正车

型机遥控系统

信号送入加油回路，这时气容H 438内的压力信号高于减速压力信号，气容压力通过单向阀H 417/3迅速降低，从而迅速减速。在加油回路中设有起动加油回路，由手动给定信号调节阀H 128/2和转换阀A 301/4组成。增压空气压力限制环节主要由集中控制室操纵台上的油量限定阀L 105、转换阀H 301/3、应急阀H 301/4、应急给定阀H 409/2、电磁阀H 335、限油控制阀H 301/2、手操给定阀H 409/1和增压空气控制比例阀H 453/1等组成。

系统在自动控制系统发生故障时，可以用手动控制操作主机，为此设有阀M 221、M 379/1、M 379/2和$M$105。当自动和手控系统都发生故障时，必须用人工操作柴油机，为此设有M 380、M 047/（1、2）和$M$357/4，利用这个装置控制主机。

5.3.3 12 VPC 2-5操纵系统

图4.1.8-41为12 VPC 2-5操纵系统。起动装置包括主起动阀、空气分配器和气缸起动阀，由操纵台按钮控制。也可通过手柄手动打开主起动阀，使曲轴慢转，以便检查柴油机工作状态。换向为双凸轮移轴装置，由操纵台控制，并设有转向选择器和转向检查器。油量调节由液压调速器对喷油泵进行操纵。辅助控制器（一）可以由压缩空气操纵油量使之加大或停车，还设有机旁停车手柄。辅助控制器（二）与超速安全装置连通，并具有最大油量限制的作用。联锁机构有：未停车不能换向的联锁；换向未结束，不能起动的联锁；盘车机联锁；运转方向联锁等。

5.3.4 350柴油机操纵系统

系统设置受操纵手柄控制的中间控制器，如图4.1.8-42所示。操纵手柄板到“停车”位置，b孔通压缩空气，使空气止油器活塞右移，迫使喷油泵减油，直至停车。手柄扳到“倒车（1）”，b孔继续通气，e孔也通气，空气进入定位器和抬起从动件机构的气缸，并把从动部抬起为移动凸轮轴做好准备；“倒车（2）”时，孔b、e继续供气，同时d孔也通压缩空气，并把空气引入换向控制器的右侧，从而使凸轮轴左移，移轴毕则倒车指示灯亮。手柄重新扳到“停车”位置，e、d孔空气经g孔通大气，这时换向控制器、定位器和抬起从动部机构的气缸均通大气，因而各部分进入换向后的正常工作状态，b孔仍通气而断油。手柄扳到“起动”位置，f孔通气使主起动阀开启和放气阀关闭，进入起动过程，柴油机运转起来后，手柄扳到“运转”，b、c、d、e、f均经g孔放气，止油器停止工作，主起动阀关闭，放气阀开启，以后柴油机转速由燃油操纵手柄控制。

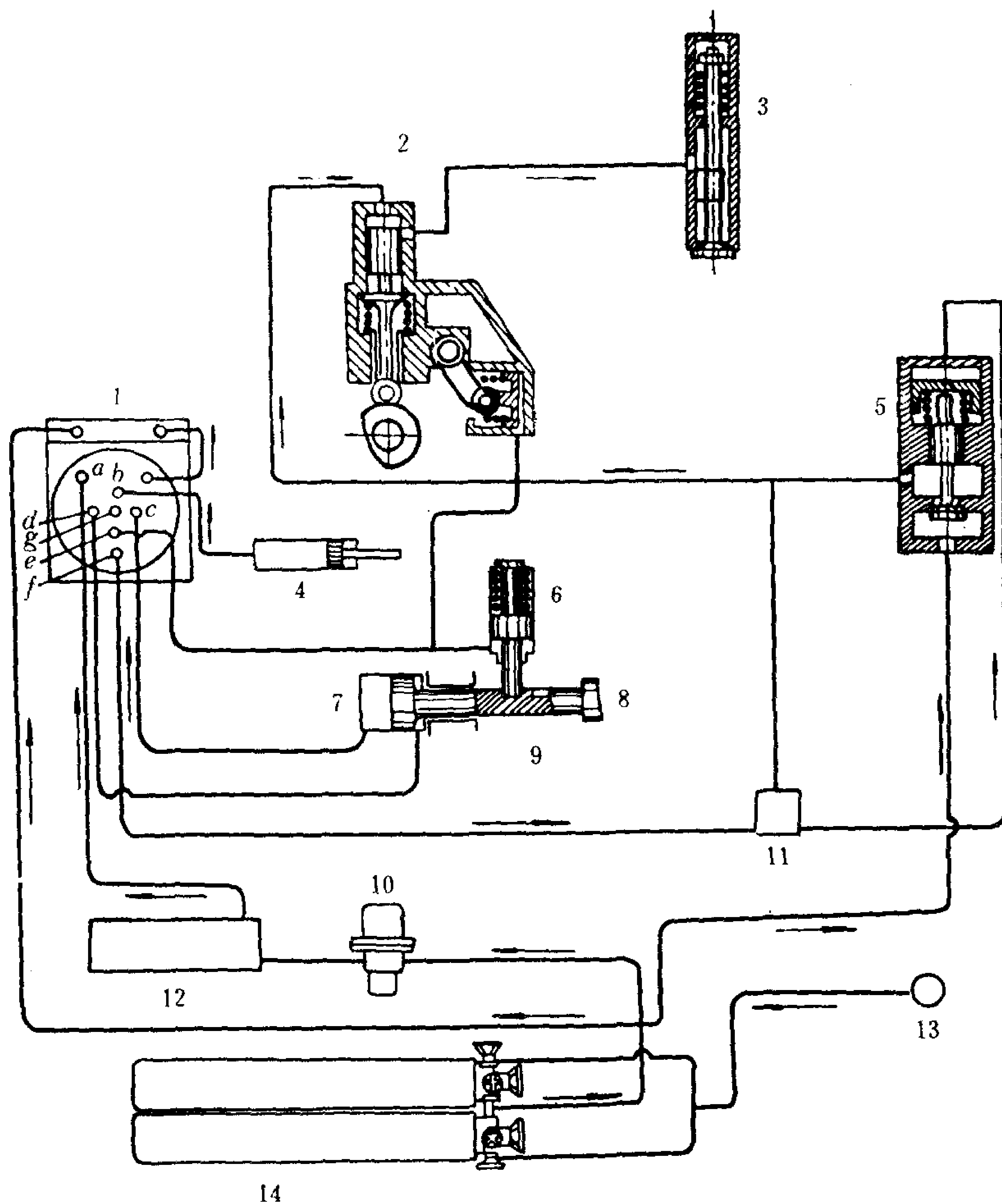


图 4.1.8-42　350 机操纵系统

1-中间控制器；2-空气分配器；3-起动阀；4-止油器；5-主起动阀；6-定位器；7-气缸；8-接凸轮轴；9-换向控制器；10-减压阀；11-放气阀；12-0.4 MPa空气瓶；13-空压机；14-2.5 MPa空气瓶

参考文献

〔1〕大连海运学院：船舶柴油机 人民交通出版社，1981

〔2〕陈大荣主编：船舶柴油机设计，1980

〔3〕船用柴油机设计手册，国防工业出版社，1983

〔4〕造船工程学会轮机学术委员会编：调速器技术《1》1981

〔5〕海军工程学院编：舰用柴油机结构　1980

〔6〕盛昕等编：船用柴油机实用手册，人民交通出版社，1982

第 9 章　柴油机特性

1　概述

1.1　定义

柴油机铭牌上和产品说明书上所标明的性能参数，都是指该机在标定工况（见本章 5.5）下的数值。运转工况起了变化，其性能参数亦随之而变。柴油机的主要性能参数（如有效功率、扭矩、转速、平均有效压力、燃油消耗率、最高爆发压力、排气温度、增压压力和空气消耗率等）在一定运转条件下的相互关系或是在不同工况时的变化规律，叫做柴油机的特性，通常用曲线的形式来表示，这种曲线称为柴油机的特性曲线。

1.2　工况及其类型

柴油机工况就是指它的运转状况。描述柴油机工况的参数有有效功率N_e、平均有效压力p_e和转速n，它们之间的关系为：

$$N_e = Cp_en \tag{4.1.9-1}$$

式中，C是和柴油机结构及其尺寸有关的常数。因此，在N_e、p_e和n这三个参数中，只要确定其中任意两个，即可决定其工况。根据被驱动工作机械的要求，柴油机的工况可分为两种类型：

1）n不变或变化很小，N_e（或p_e）变化，如发电用柴油机；

2）n与N_e（或p_e）都变化，这又有两种变化形式：①两者有一定的函数关系，如驱动螺旋桨的船舶柴油机；②两者都独立地变化，没有确定的函数关系，如机车、汽车和拖拉机用柴油机。

1.3　柴油机的负荷

柴油机的负荷一般是指它驱动工作机械所需的扭矩M_e（相当于p_e）或功率。有三种柴油机负荷：

1）全负荷，即标定功率和标定转速时的负荷。船舶柴油机的标定功率一般指持续功率[1]，其它柴油机可能有五种标定功率，这视柴油机的用途和特点而定[3]；

2）超负荷，即高于全负荷的负荷；

3）部分负荷，即低于全负荷的负荷。

1.4　特性种类

按工况不同，柴油机的特性可分为两类：

1）恒速特性，即负荷特性；

2）变速特性。根据N_e（或p_e）和n变化时的不同关系，可再分为速度特性、推进特性、万有特性、调速特性和限制特性。

柴油机的多数特性与工作机械的性质有关，即其运转工况应满足后者的要求，如负荷特

性、推进特性和万有特性等。但有些特性系说明柴油机本身的工作能力，如代表柴油机工作边界的速度特性、限制特性和调速特性等，它们与工作机械无关。

1.5 特性用途

在柴油机的设计、性能研究、选型配套和使用维护中，特性都有重要作用：

1）评定柴油机性能的依据。对柴油机的性能进行检查和鉴定，在不同柴油机之间作性能对比，以及评价结构设计改进、参数调整的效果等，一般都以特性作为评定的依据；

2）作为正确选用柴油机的依据。由特性曲线可知柴油机允许运行的功率范围和储备，研究柴油机与工作机械（如螺旋桨、发电机、…）的最佳配合等；

3）用于指导柴油机的合理运行。根据特性曲线能合理调整柴油机，使其在常用工况运行时有较好的性能，或监督其运行情况，及时发现问题，进行适当调整。

1.6 特性试验的一般要求和方法

柴油机的特性是在试验台上，用一些测试仪器和设备、按一定方法测定出来的。各种特性试验的要求与方法虽不相同，但也有一些共同特点。

1.6.1 试验标准

试验必须按法定标准的要求进行。中国船舶柴油机的法定试验标准是CB*3254—85[2]和CB*3255—85[1]；柴油机的法定通用试验标准有GB 1105.1～3—87[3]-[5]；国际标准为国际标准化组织制订的往复式内燃机性能的ISO 3046四个标准。应注意最新发布的有关标准。

1.6.2 标准环境状况与燃油基准热值

试验时，确定柴油机的功率和燃油消耗率应采用标准环境状况（表4.1.9-4）。若试验时的实际环境状况与此不同，需对功率和燃油消耗率进行修正（见本章9.2）。试验应连续进行，以保证试验时的环境状况基本相同。标定燃油消耗率的基准燃油低热值为42700 kJ/kg；若实际燃油的低热值与此不符，可用下式换算：

$$g_{eb}=g_{ef}\frac{H_{uf}}{H_{ub}} \tag{4.1.9-2}$$

式中：g_{eb}、g_{ef}——按基准、实际燃油低热值标定的燃油消耗率，g/(kW·h)；

H_{ub}、H_{uf}——基准、实际燃油低热值，kJ/kg。

1.6.3 试验的一般步骤与方法

试验前要按法定标准的要求编写试验大纲，试验后需根据试验结果写出试验报告。

柴油机在试验前应磨合运行，并要调整好。试验中除按使用说明书的要求调整外，不得再作其它调整。试验时，柴油机需带有全部附件（若不带或少带消耗功率的附件，对这些附件所吸收的功率应进行换算）。

试验步骤与方法如下：

1）盘车检查柴油机各部件、附件和系统，确认其正常后，方可起动；

2）空车运转5～10 min，若无异常，则逐步增加转速和负荷至规定值；

3）在规定转速和负荷下运行一段时间，达到正常工作热状态并稳定一分钟后，即可测量数据。测试时，转速不得超过规定转速的±1%，滑油、冷却水的温度在规定值附近的波动不超过±2℃[2]；

4）测录参数。整个试验取6～8个测量点。在每个测量点，各参数应尽可能同时测录；

每个参数至少要连续测录3次；取其算术平均值为测量值；如果其中任何一次测量结果与该算术平均值相差大于±2%，则这一工况的测量无效，应重新测量[6],[7]。记录表格见本章附录表4.1.9-1：。

5）卸去负荷，降低转速，令柴油机空负荷运转数分钟后停车。

2 速度特性

2.1 定义

将喷油系统的油量调节机构固定在一定位置时所测得的主要性能参数随转速而变化的规律，称为柴油机的速度特性。

2.2 分类

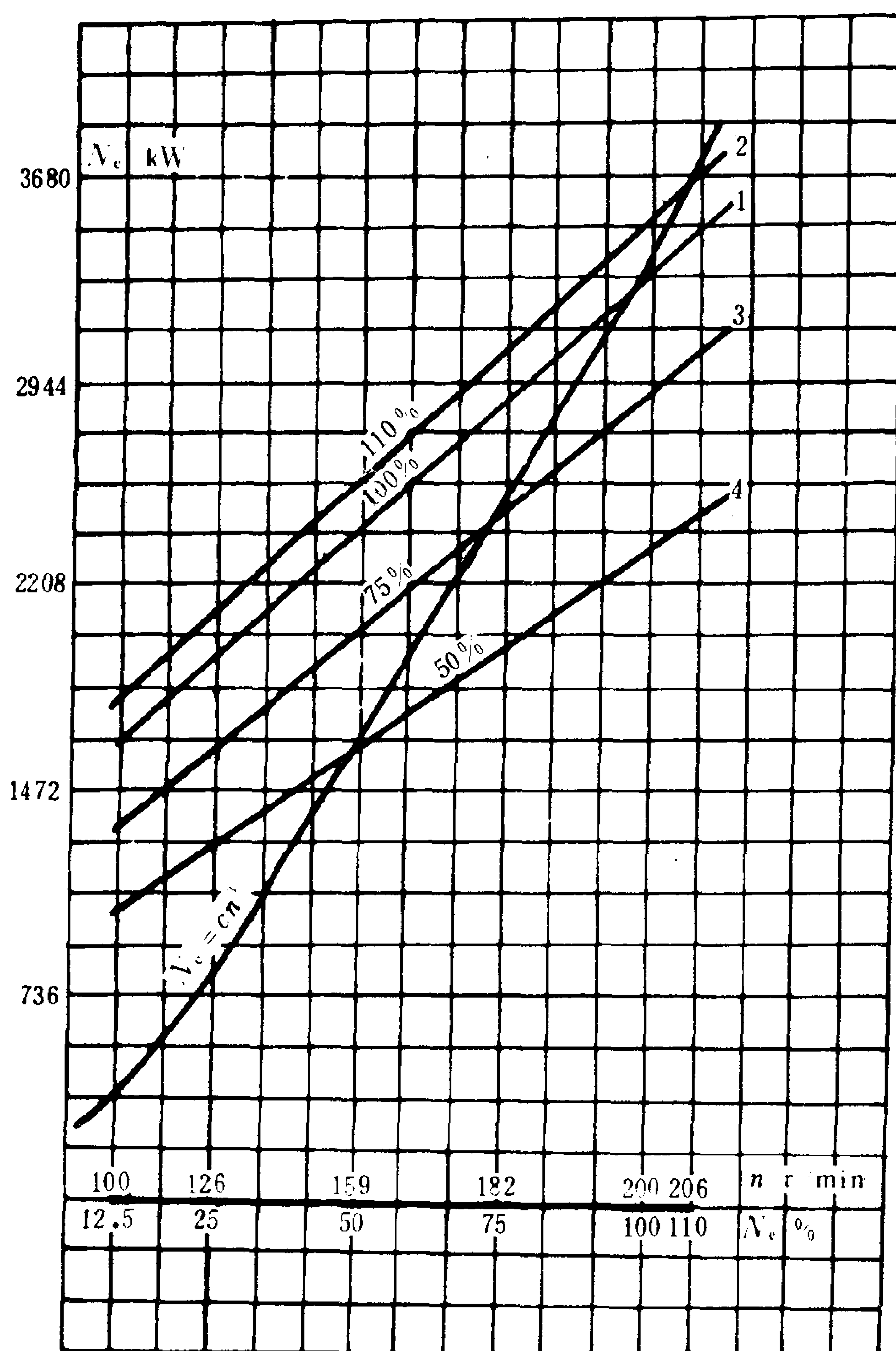


图4.1.9-1　9 ESDZ 43/82 B柴油机的速度特性曲线簇

按油量调节机构固定在全负荷、超负荷和部分负荷工况的位置，可分为全负荷（又称标定功率外特性，图4.1.9-1曲线1）、超负荷（曲线2）和部分负荷速度特性（曲线3、4，有若干条）。

2.3 用途

1）给出了柴油机的安全使用范围和作功能力。由全负荷速度特性曲线能判明柴油机在规定期限内安全连续运转所能输出的最大功率和扭矩，还能算出扭矩储备系数和转速储备系数；超负荷速度特性说明了柴油机的超负荷能力。它们都表示柴油机本身的性能，与柴油机使用时的负荷无关。

2）用来衡量柴油机适应变转速的运行能力，确定最佳转速范围。因为各种速度特性给出了不同转速时主要性能参数的变化规律，最低燃油消耗率及其对应转速。

2.4 试验方法

2.4.1 试验工况的确定

可按柴油机的用途要求，确定全负荷、超负荷（110%）和部分负荷的试验工况，固定油量调节机构的位置，测取各种速度特性曲线。

测定每种负荷的速度特性时，油量调节机构的位置固定后，按转速确定试验工况点，一般取n/n_H为 100%、90%、80%、75%、50%和 25%，实际转速下限可在试验时确定，直至不能稳定运转时为止。

2.4.2 试验步骤与方法

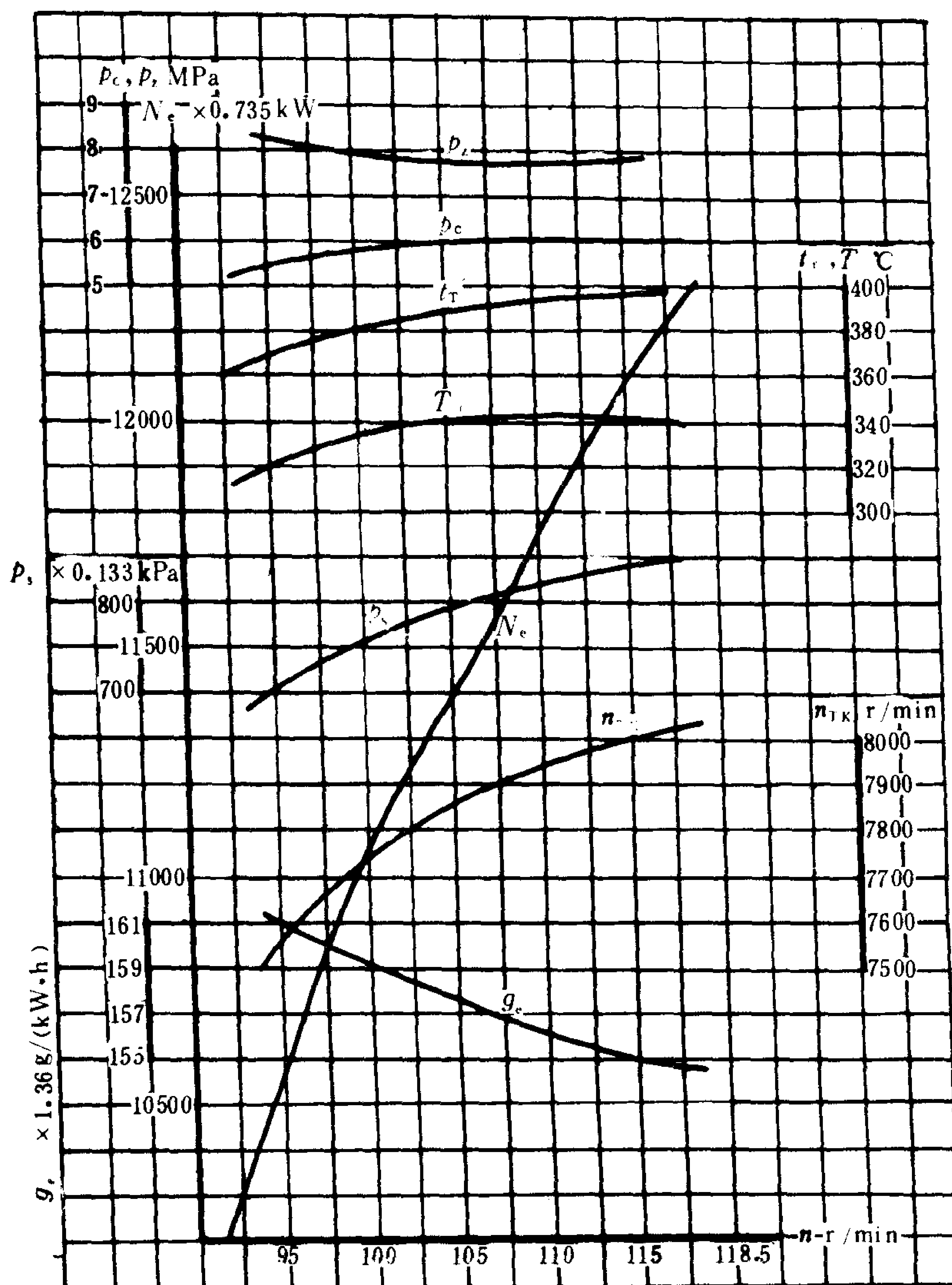


图 4.1.9-2　6 ESDZ 75/160 B柴油机的全负荷速度特性曲线

一般试验步骤与方法见本章1.6.3，速度特性试验的特点如下：

1）起动柴油机，将转速和负荷逐步增加到固定油量调节机构位置时的工况；

2）将调节机构的位置固定，并安装油量限制器。为防止飞车，调节机构可不刚性固定，而是在调整好机构与油量限制器的位置后将机构与调速器接上，试验时应令转速从高逐步降低，靠油量限制器阻止调速器推动此机构而保持其位置不变；

3）按试验大纲规定的各种转速，调节测功器负载，由高转速向低转速逐点试验。做部分负荷速度特性试验时应先脱开调速器，按要求将油量调节机构和限制器的位置调节好，再仔细调节测功器负载，使转速升高到大纲中规定的最高转速，然后接上调速器，调节测功器负载，由高转速向低转速逐点试验。

4）部分负荷速度特性只在需要时才测定。

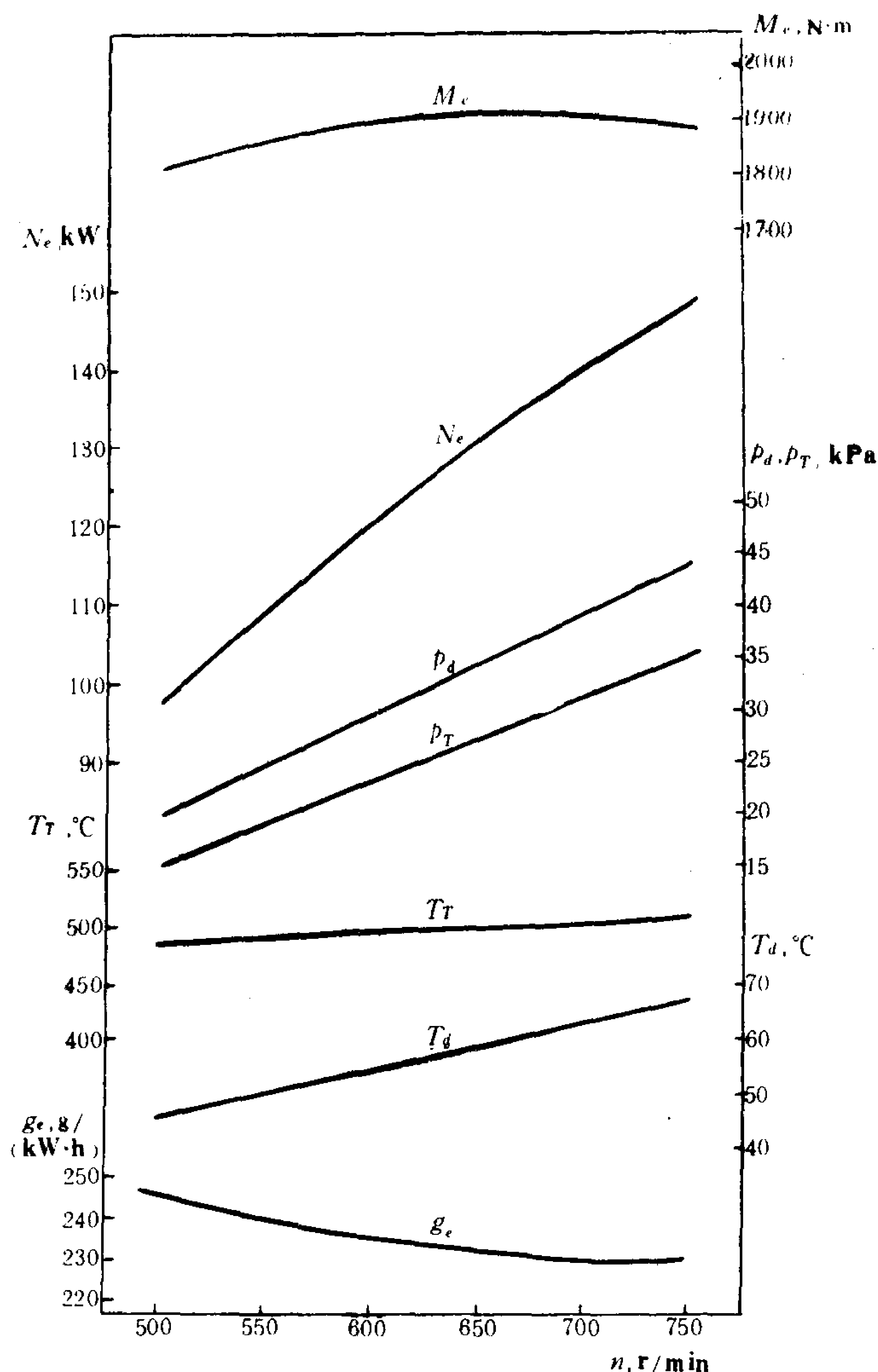


图4.1.9-3　6160 A柴油机的超负荷速度特性曲线

2.5　速度特性曲线实例

图4.1.9-2、图4.1.9-3分别为6 ESDZ 75/160 B柴油机的全负荷速度特性曲线和6160 A柴油机的超负荷速度特性曲线。

3　柴油机的允许使用范围

3.1　定义

为使柴油机安全可靠工作，并延长其寿命，需对柴油机的运行区域加以必要限制。这样的运行区域叫做柴油机的允许使用范围。它的边界由最高负荷限制线、最低负荷限制线、最高转速限制线和最低转速限制线构成。

3.2　限制特性

3.2.1　定义

柴油机在整个运行转速范围内，受某种条件限制而能输出的最大持续运转功率与转速的关系，称为柴油机的限制特性。

在各种转速下柴油机能输出的最大极限功率和扭矩（或平均有效压力），叫极限特性。它表示柴油机在各种转速下的最大极限作功能力。测试时，要求调节柴油机的滑油、冷却水温度和各种

止时，使得在每一转速下达到最佳工作条件，加大循环供油量，测出相应的极限功率。非增压柴油机的极限特性如图 4.1.9-4 的曲线A所示，在各种负荷的速度特性上面。柴油机在这种条件下运行时，严重地超负荷，工作完全失常。在实际运行时绝不允许达到，只是当制造厂或研究部门对新产品试验和鉴定时测定。涡轮增压柴油机在运行转速范围内各转速的极限功率受增压器的转速n_{TK}、排气温度、压气机喘振或严重冒烟的限制，如图4.1.9-5的$ABCDE$线所示。柴油机的功率不允许超过这条折线，否则会造成严重的事故。

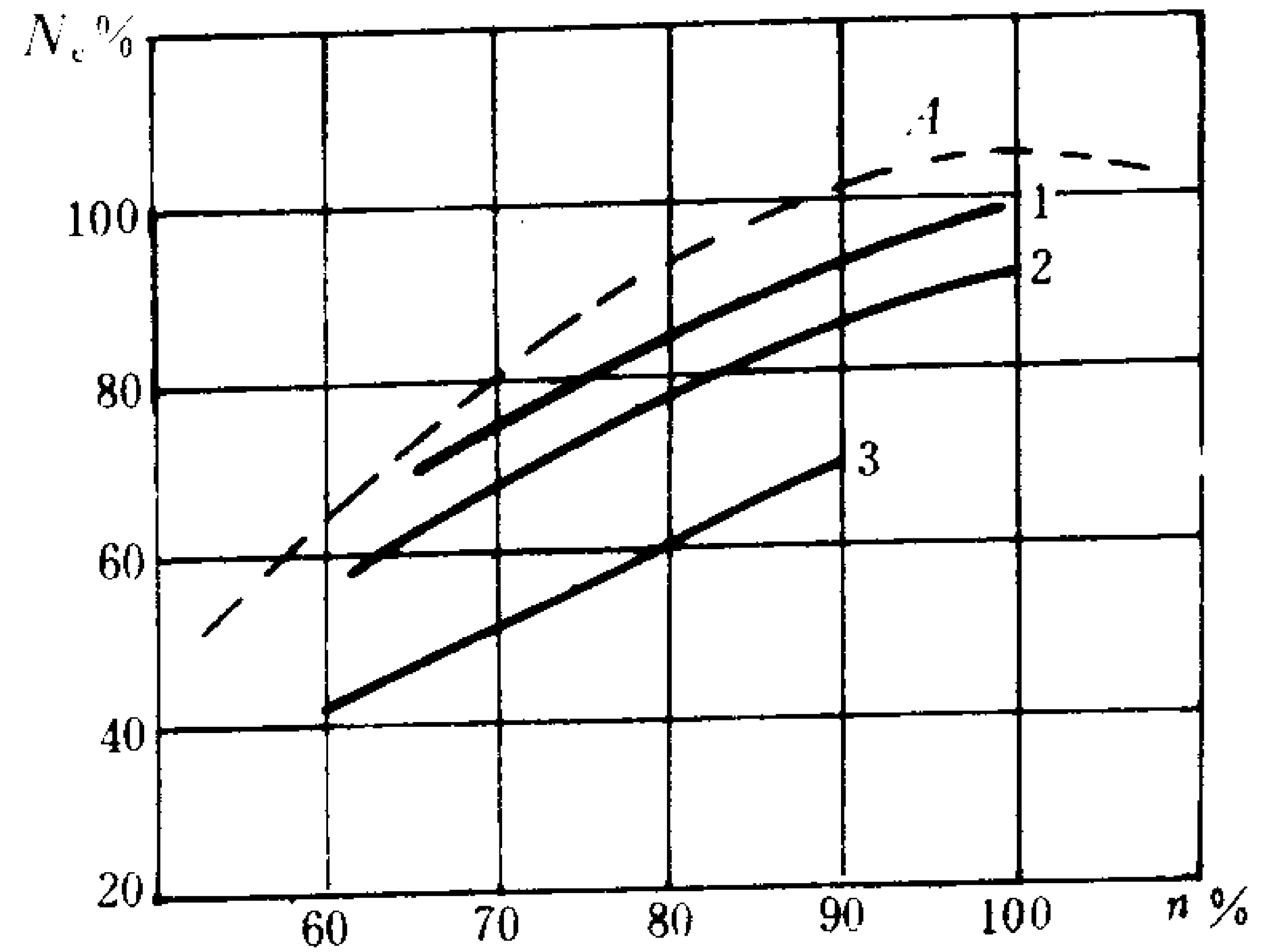


图 4.1.9-4　非增压柴油机的极限特性曲线

1-超负荷速度特性；2-全负荷速度特性；3-部分负荷速度特性

限制特性是在极限特性的基础上考虑一定安全系数后的一种特性，是柴油机允许使用范围的上边界，运行时一般不得超出限制特性。柴油机按限制特性工作时，不同转速下的循环供油量需按限制的条件作相应的调整。

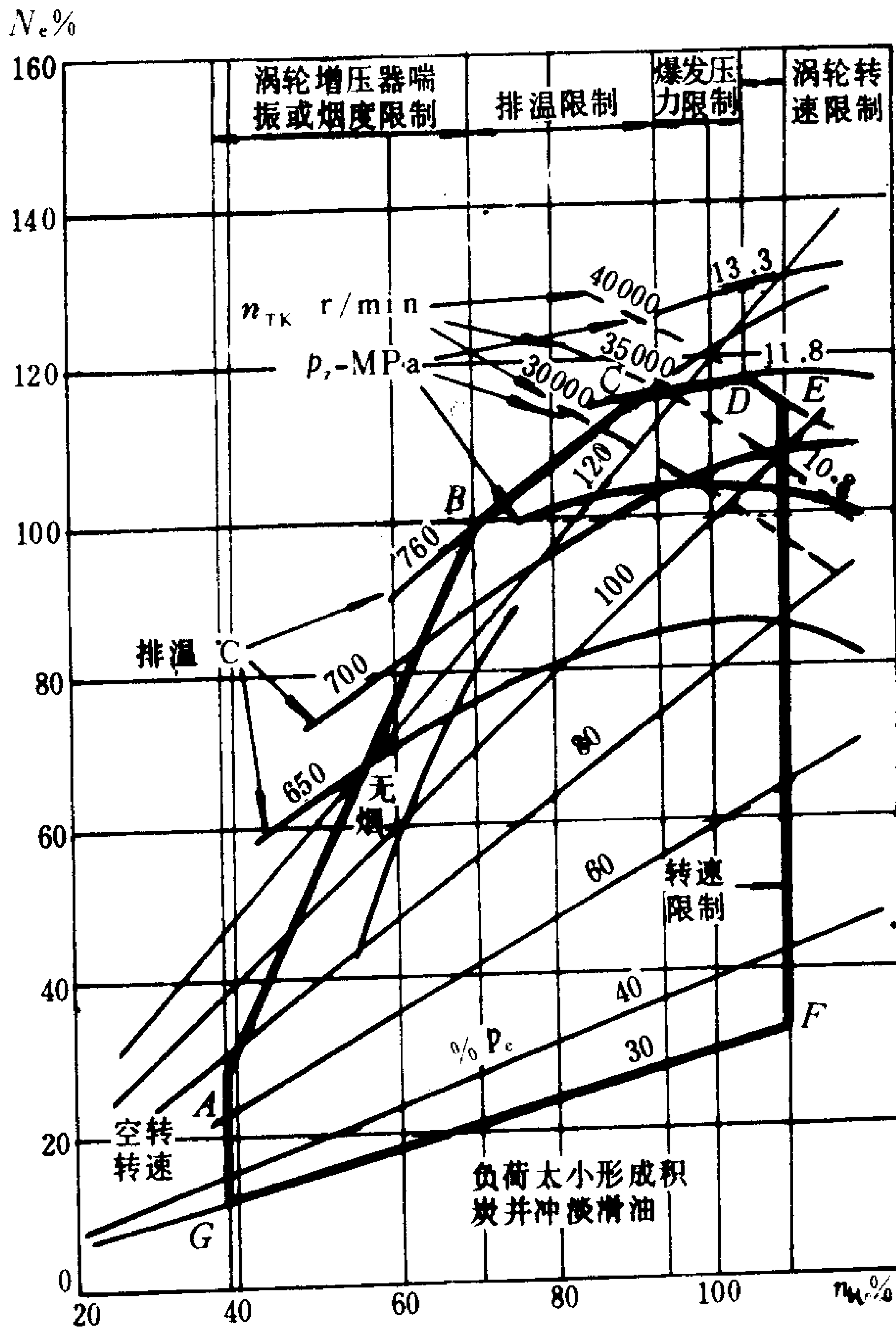


图 4.1.9-5　涡轮增压柴油机的极限特性曲线

AB-压气机喘振或极限烟度线；BC-极限排气温度线；CD-极限最高爆发压力线；DE-极限增压器转速线

3.2.2　作用

限制特性限制了柴油机在各种转速下的最大持续运转功率，使柴油机的机械负荷和热负荷不超出允许范围，保证它长期安全可靠地工作。

柴油机的全负荷速度特性只能在标定转速附近起到这种限制作用，而在低转速范围却可能超出限制特性。非增压和某些增压柴油机在低转速区的M_e可能超出允许值；废气涡轮增压柴油机当n降低时α将减小，排气温度T_r可能过高，燃烧不良，甚至冒黑烟。另外，运行条件改变也会使柴油机超负荷，如船舶在风浪中或污底情况下航行；环境温度T_0对废气涡轮增压柴油机也有较大影响。当T_0降低时，增压压力提高，而空气的容积流量变化较小，压气机易喘振[8]。随着增压度的不断提高，现代柴油机的机械负荷和热负荷已接近可靠工作所允许的极限。因此，用限制特性来限制柴油机在各种运转条件下的负荷就更

为必要。

3.2.3 限制参数

在实际运行中，为了适应不同类型柴油机的需要，常选用一些表征功率限制因素的性能参数，作为限制参数来衡量和限制柴油机的功率，常用的有M_e、p_z(表征机械负荷)，过量空气系数α、T_r或T_T（表征热负荷)、烟度（表征燃烧性能）和增压器的转速n_{TK}（表征涡轮增压器的可靠性)。

非增压柴油机常以烟度与M_e作为限制参数。涡轮增压柴油机用p_z、α、T_r或T_T、烟度和n_{TK}；另外，还以压气机喘振作为限制条件。

3.2.4 种类

按限制条件，限制特性有四种，如表 4.1.9-1 所示。

表 4.1.9-1 **柴油机的限制特性**

特性名称	限制条件	测定方法	曲线说明	适用场合
冒烟限制特性	排气烟度保持不变	在柴油机的整个运行转速范围内，于每个转速下调节油量，保持排气烟度为标定转速、标定功率时的烟度，测出功率	图 4.1.9-6 中的曲线 2（每循环供油量随转速降低而减少，如AB'所示)，在全负荷速度特性曲线 1（每循环供油量不变，如AB）的下面	非增压、增压柴油机
等过量空气系数限制特性	过量空气系数（有时用总过量空气系数代替）保持不变	在柴油机的整个运行转速范围内，于每个转速下调节油量，保持过量空气系数（或总过量空气系数)为标定转速、标定功率(也有用超负荷功率）时的值，测出功率	图 4.1.9-7 中的曲线 1 或 2，过量空气系数（或总过量空气系数）为标定转速、超负荷功率或标定功率时的值，分别在超负荷或全负荷速度特性曲线 3 和 4 下面。AB、AB'、CD、CD'为与曲线 3、1、4、2 对应的每循环供油量线	增压柴油机
等排气温度限制特性	排气温度保持不变	在柴油机的整个运行转速范围内，于每个转速下调节油量，保持排气温度为标定转速、标定功率（也有用超负荷功率）时的值，测出功率	曲线与图 4.1.9-7 类似。按选用的排气温度所对应的工况，有相当于标定转速、标定功率或超负荷功率时的限制特性曲线，分别在全负荷、超负荷速度特性曲线下面	增压柴油机
等扭矩限制特性	扭矩保持不变	在柴油机的整个运行转速范围内，于每个转速下调节油量，保持扭矩为标定转速、标定功率时的值，测出功率	图 4.1.9-8，是通过坐标原点与标定工况点A的直线 2，在全负荷速度特性曲线 1 下面	非增压柴油机 增压柴油机只能在标定转速附近使用，不能作为整个运行转速范围的限制特性

3.3 允许使用范围的其它边界

下边界是最小负荷速度特性曲线。此时柴油机工作因燃烧不良或某缸没有燃烧而不稳定，积炭严重，且未燃燃油流入曲轴箱稀释了润滑油，气缸内的磨损与低温腐蚀加剧等。最小负荷约为全负荷的 10%～25%。

右边界是最高转速线，受柴油机超负荷和活塞、曲柄、连杆机构惯性力过大的限制。图 4.1.9-9 的线 3 是柴油机按推进特性曲线 10 工作、防止超负荷的最高转速线，为 103% n_H。线 4 为船舶航行试验时的最高转速线(105%～108% n_H)。这两个限制转速若落入轴系临界转速区，应适当降低。线 11 为“飞车”转速线，110%～115% n_H。此时，过大的惯性力会引起

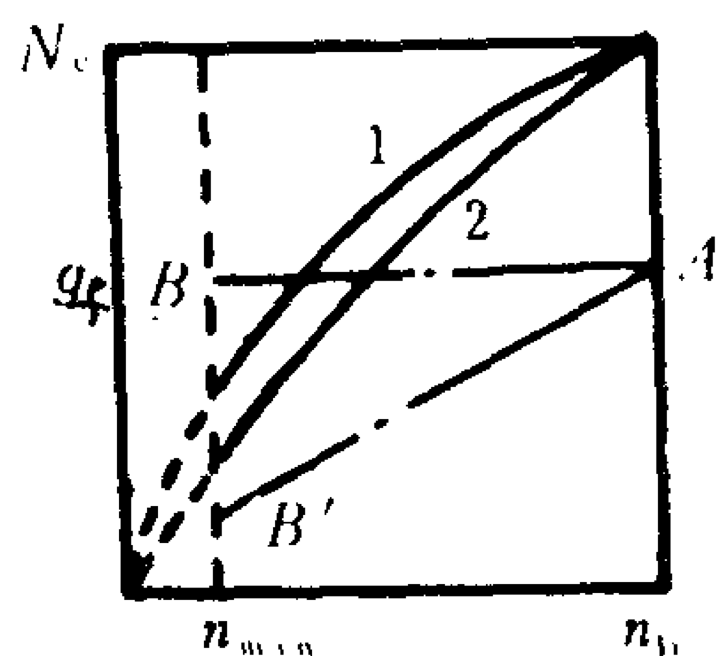


图 4.1.9-6 柴油机的冒烟限制特性曲线

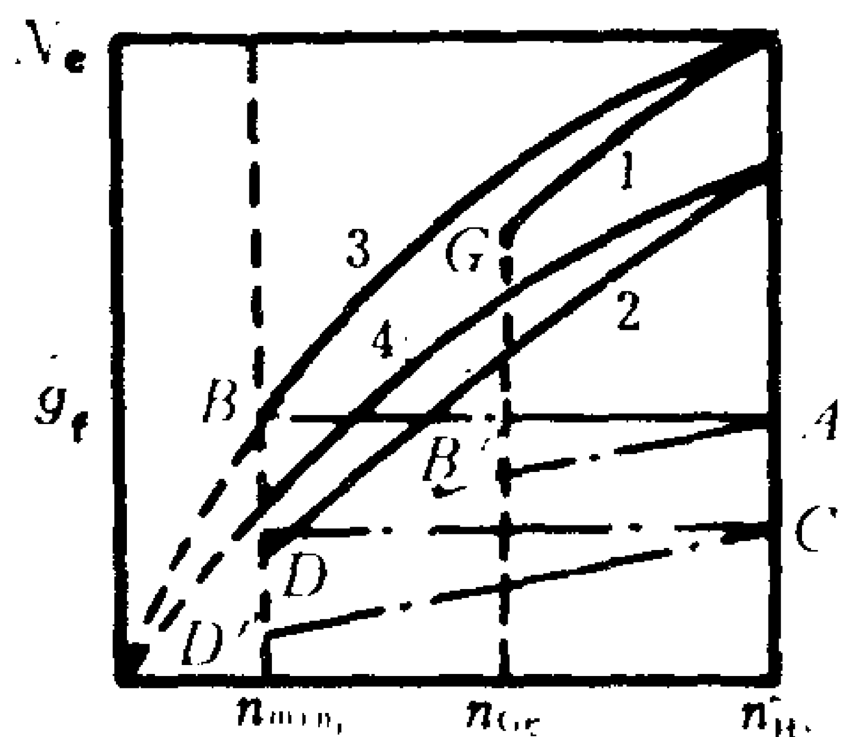


图 4.1.9-7 柴油机的等过量空气系数限制特性曲线

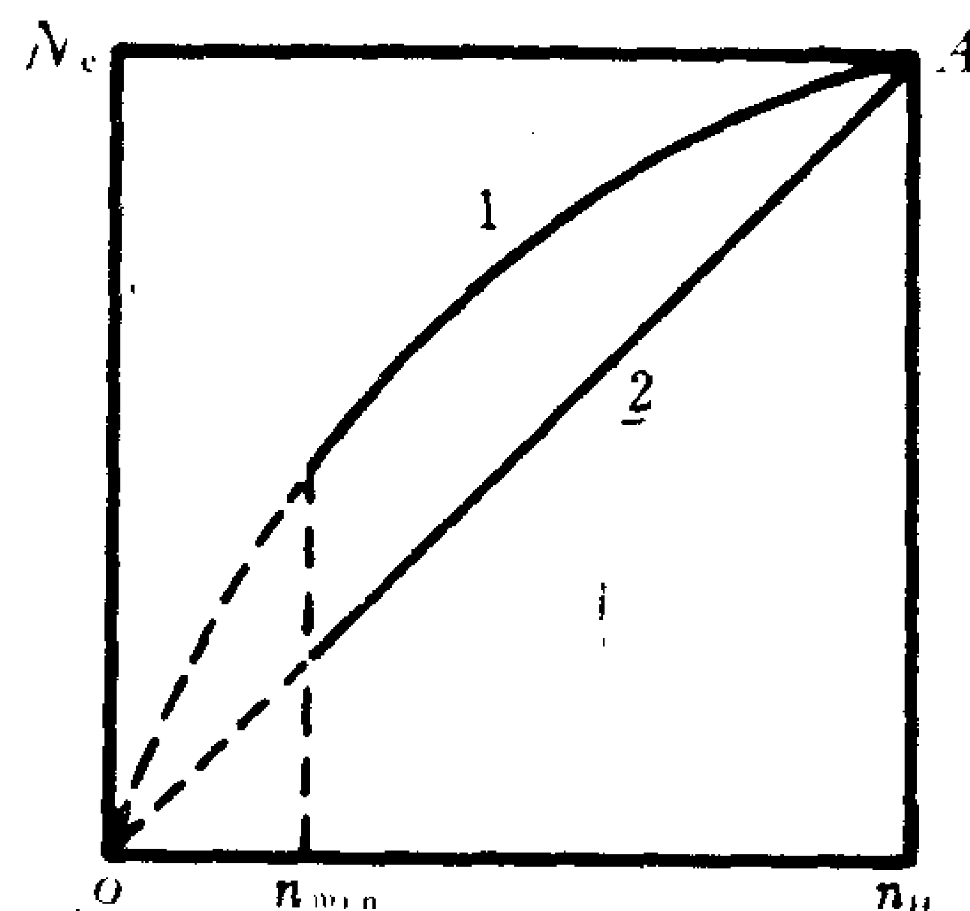


图 4.1.9-8 柴油机的等扭矩限制特性曲线

机件严重损坏，超速安全装置将起作用，以减少或停止向气缸供油。

左边界是最低运行转速线，其限制来自：气缸内工作过程失常和运行不稳定；调速器与柴油机匹配失调；轴承内无法建立必要的润滑油膜；一些附属泵的排量过小以及气缸内低温腐蚀严重。

3.4 非增压柴油机的允许使用范围

图 4.1.9-9 的 ABC（或 $B'C'$）DEF 斜线部分是常用允许使用范围。边界由最高负荷线 1（一般为等扭矩限制特性曲线）、最低负荷线 2、最高转速线 3 或 4、最低转速线 5 组成。

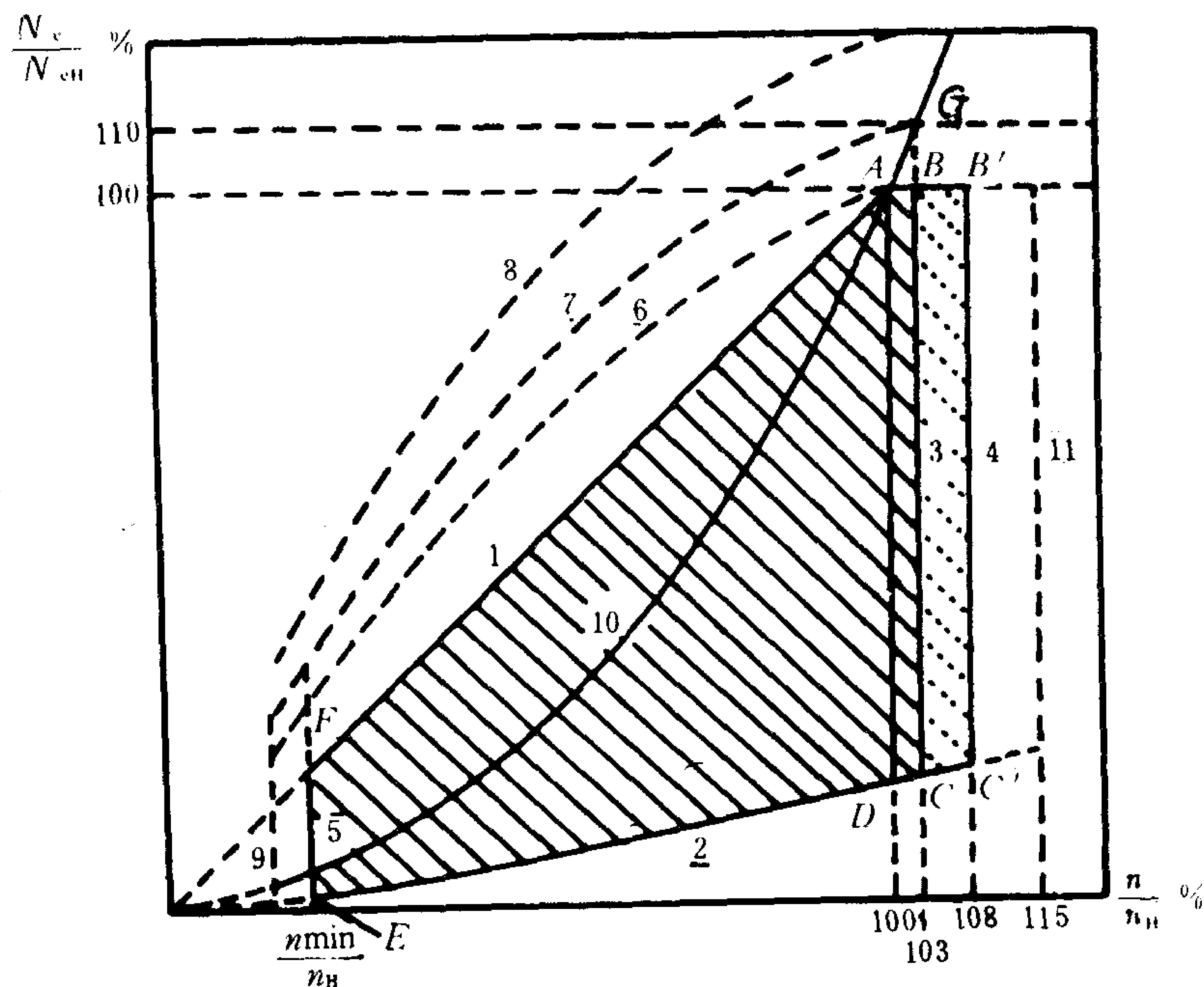


图 4.1.9-9 非增压柴油机的允许使用范围

图中还画出了全负荷、超负荷和极限速度特性曲线6、7、8，最低稳定转速线9和飞车转速线11。AG线为允许短期使用线。

3.5 增压柴油机的允许使用范围

涡轮增压柴油机不能完全按等扭矩限制特性工作，因为在低转速区的排气温度超出允许值。它与非增压柴油机的区别主要是最高负荷限制线，即要考虑较多的限制因素。图4.1.9-10为一台中速柴油机的允许使用范围，上边界由全负荷速度特性曲线1和冒烟限制线2组成。有的增压柴油机用等扭矩限制特性曲线与等过量空气系数（或等排温）限制线组成上边界。

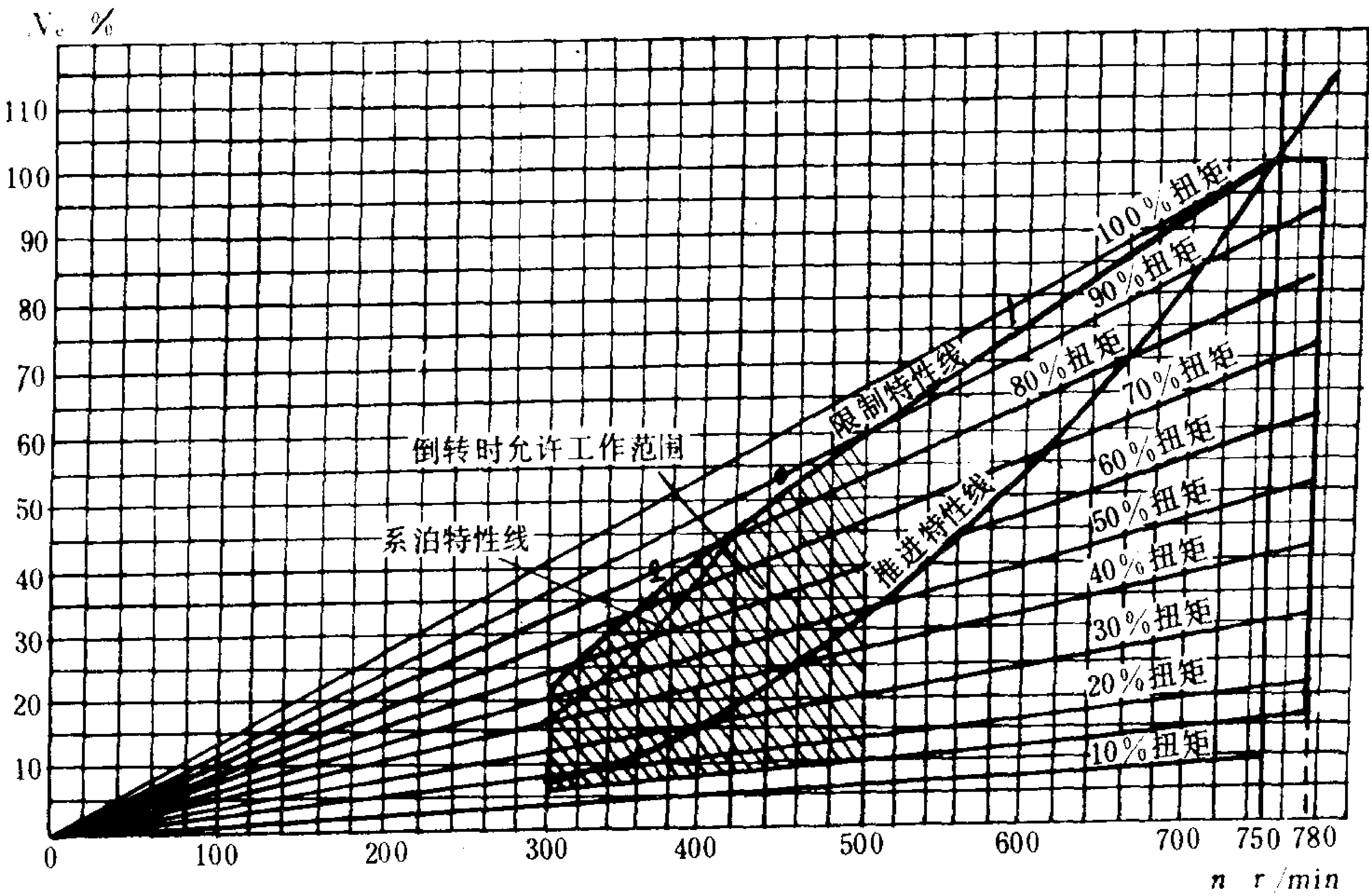


图4.1.9-10 增压柴油机的允许使用范围

4 推进特性

4.1 定义

柴油机的功率与转速按螺旋桨特性$N_e=Cn^a$（C、a为常数）变化时，其主要性能参数随转速变化的规律，叫推进特性。

指数a与船舶类型有关，一般船舶为3；排水型高速快艇为2.6～3.2；滑行艇滑行时取为1.4～1.6，水翼艇在全速或接近全速时为2。如果没有明确规定，一般取a为3。

4.2 推进特性的对数坐标图线

在N_e-n普通坐标图上，推进特性功率曲线为a次抛物线。有时，也有用对数坐标图来描绘的，如图4.1.9-11所示。在对数坐标图上，推进特性的功率线为直线（1、5及其平行实线），C值增大，功率线左移。p_e线也是直线（2及其平行虚线）。

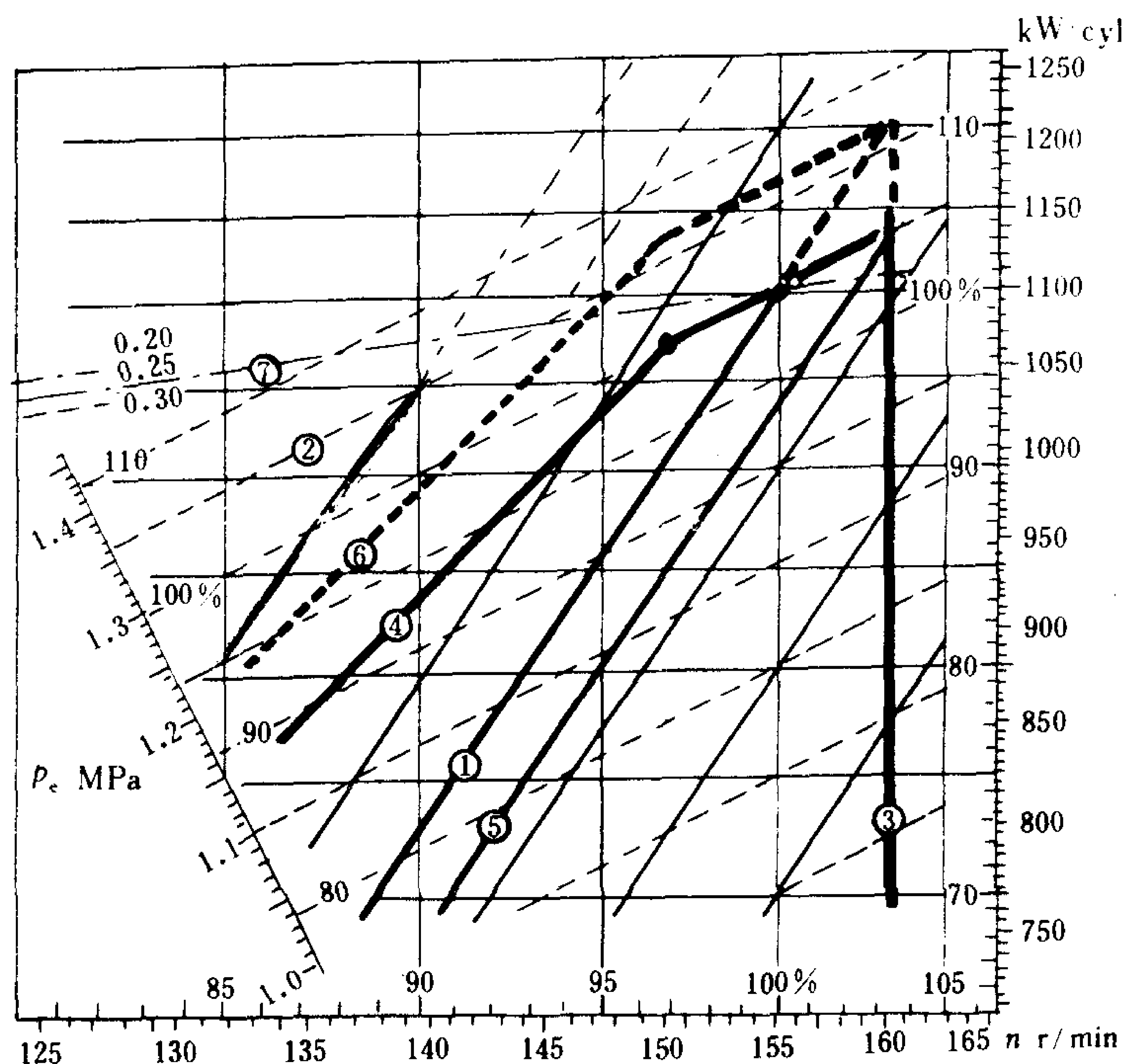


图 4.1.9-11　用对数坐标图表示的柴油机推进特性曲线

4.3　用途

推进特性表示柴油机驱动螺旋桨时的性能，用于研究柴油机与螺旋桨的配合关系：

1）它是确定柴油机与螺旋桨的设计配合点、选择船舶主机、选配螺旋桨或决定船舶经济航速的依据；

2）它可用来指导在各种航行条件下正确地使用柴油机。如系泊试验时转速不能达到n_H，船舶装载量增加、污底和在逆风、暴风雨中航行时，不能为保持航速而增加油量等；

3）在实际运行中，它可作为判明柴油机工作状况的标准。将实测的主要参数与特性曲线上相应工况的参数对比，能及时发现问题和进行调整，保持柴油机的良好运行性能。

4.4　试验方法

4.4.1　试验工况点的确定

在试验台上应模拟柴油机驱动螺旋桨的工况，其试验工况点需满足$N_e = Cn^a$的关系。现以$\alpha=3$为例来说明。首先根据柴油机与螺旋桨的设计配合运行工况点的功率N_{eo}和转速n_o，由下式确定C值：

$$C=\frac{N_{eo}}{n_o^3} \tag{4.1.9-3}$$

然后从 110%N_{eo}开始，选定一组功率（6 ～ 8 个），计算对应的转速构成试验工况点：

$$n=\sqrt[3]{\frac{N_e}{C}} \tag{4.1.9-4}$$

为便于应用，将计算结果列在表 4.1.9-2 中。

表 4.1.9-2　　推进特性的试验工况点（$\alpha=3$）

$\frac{N_e}{N_{e0}}$,%	110	100	90	85	75	50	25	10
$\frac{n}{n_0}$,%	103	100	96.5	94.7	91.0	79.4	63.0	46.4

4.4.2　试验步骤与方法

一般步骤与方法见本章 1.6.3，只是做推进特性试验时，需从最低稳定转速开始[2]。

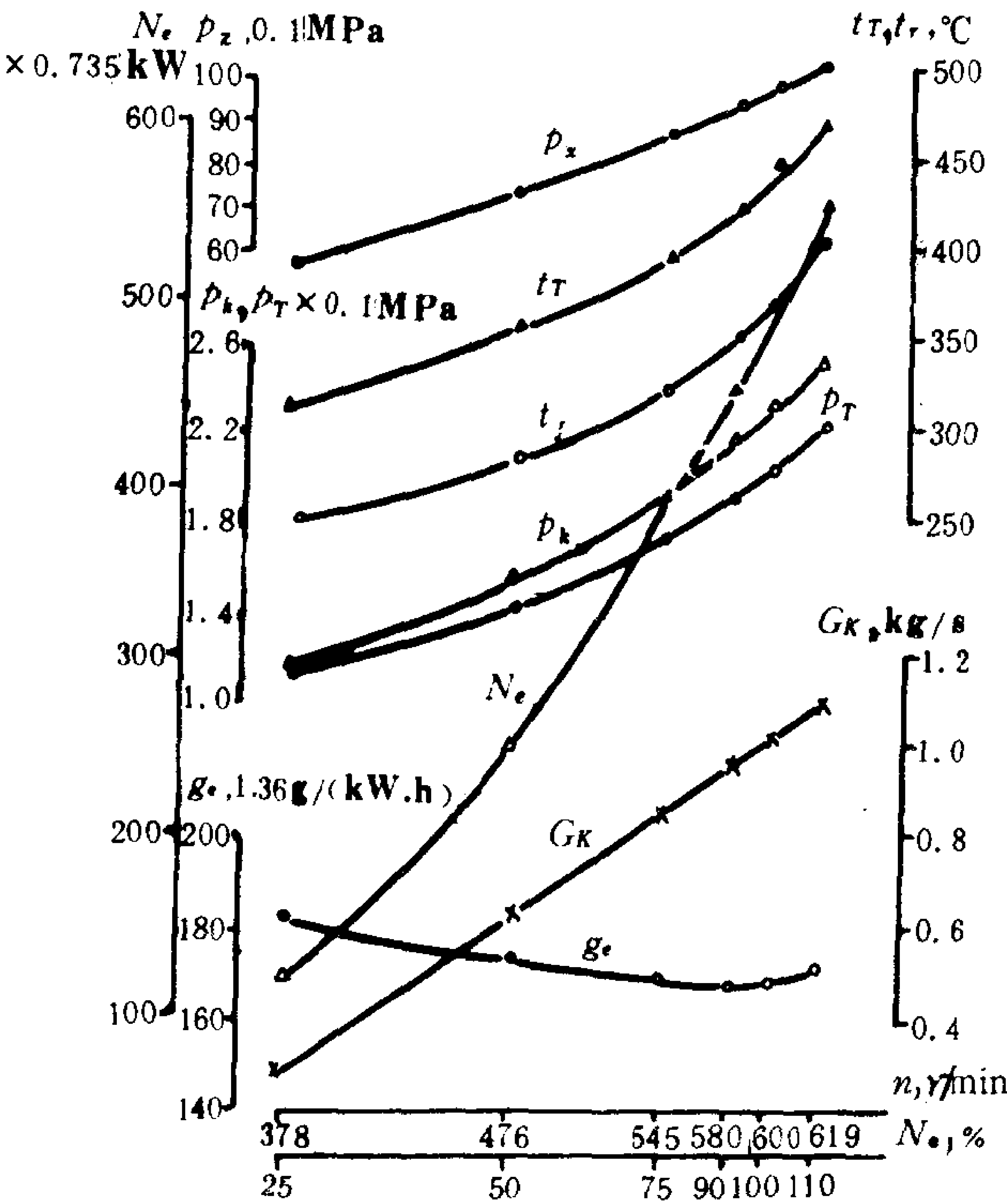


图 4.1.9-12　200 GZC型高增压四冲程中速柴油机推进特性曲线

4.5　推进特性曲线实例

图 4.1.9-12、图 4.1.9-13 是 200 GZC 型（单缸功率 61.3 kW，转速 600 r/min）、RLA 56 型（单缸功率 985kW，转速 170 r/min）船舶柴油机的推进特性曲线。后者横坐标为平均有效压力。

5　负荷特性

5.1　定义

柴油机转速不变时，其主要性能参数随负荷而变化的规律，叫负荷特性。

5.2　用途

负荷特性是标志柴油机经济性和动力性能的基本特性，可用于：①比较不同柴油机的性能，或是评价同一柴油机的结构设计改变或调整后的效果；②标定柴油机的功率；③绘制万有特性曲线。

5.3　试验方法

5.3.1　试验工况点的确定

在每一转速下，负荷取 0％、25％、50％、75％、90％、100％和 110％几点。

转速除标定转速外，可根据需要选择若干个低于标定转速的转速。

5.3.2　试验方法与步骤

一般步骤与方法见本章 1.6.3，只是在试验时应从零负荷逐步增至最大负荷，需要带调速器。

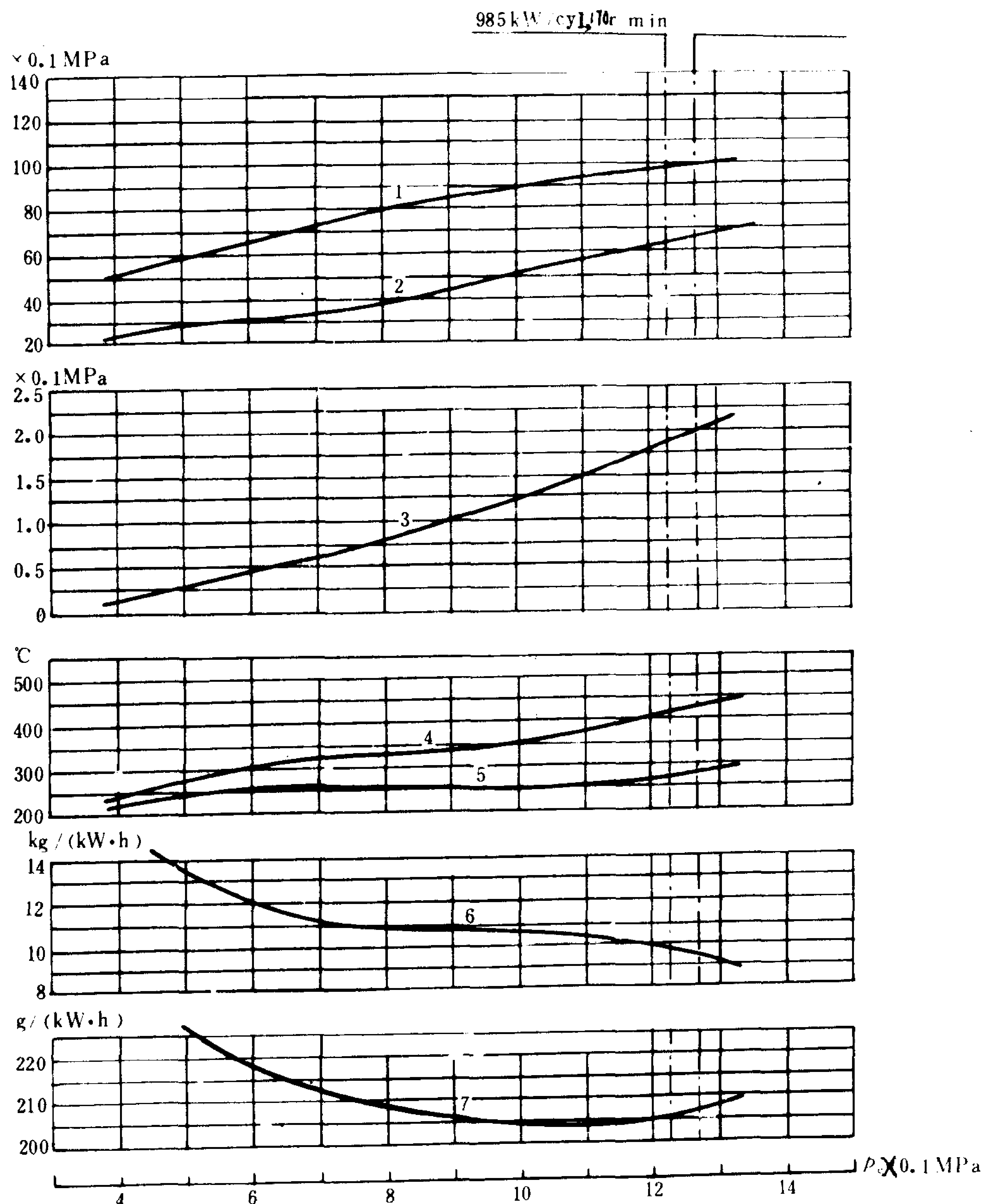


图 4.1.9-13　RLA 56 型高增压二冲程低速柴油机的推进特性曲线

1 -最高爆发压力；2 -压缩压力；3 -增压空气压力；4 -涡轮进口燃气温度；5 -涡轮出口排气温度；6 -空气消耗率；7 -燃油消耗率

5.4　负荷特性曲线实例

图 4.1.9-14 为SULZER 8 ASL 25/30 型柴油机（N_{eH}=1588kW，n_H=1000 r/min）的负荷特性曲线。

5.5 柴油机的功率标定

5.5.1 定义

制造厂按柴油机的用途和特点规定在标准环境状况（见本章9.1）下和预定维修期内，柴油机以规定的转速可靠地运转所能发出的有效功率，称为标定（或额定）功率。

测定标定功率时规定的转速，称标定（或额定）转速。以标定功率与标定转速稳定运转时的工况，叫标定（或额定）工况。

标定功率应在制造厂的试车台上测定，柴油机需按制造厂的要求维修保养。如果柴油机带有减速齿轮箱，转速的标定应包括柴油机曲轴转速及减速箱后功率输出轴的转速。

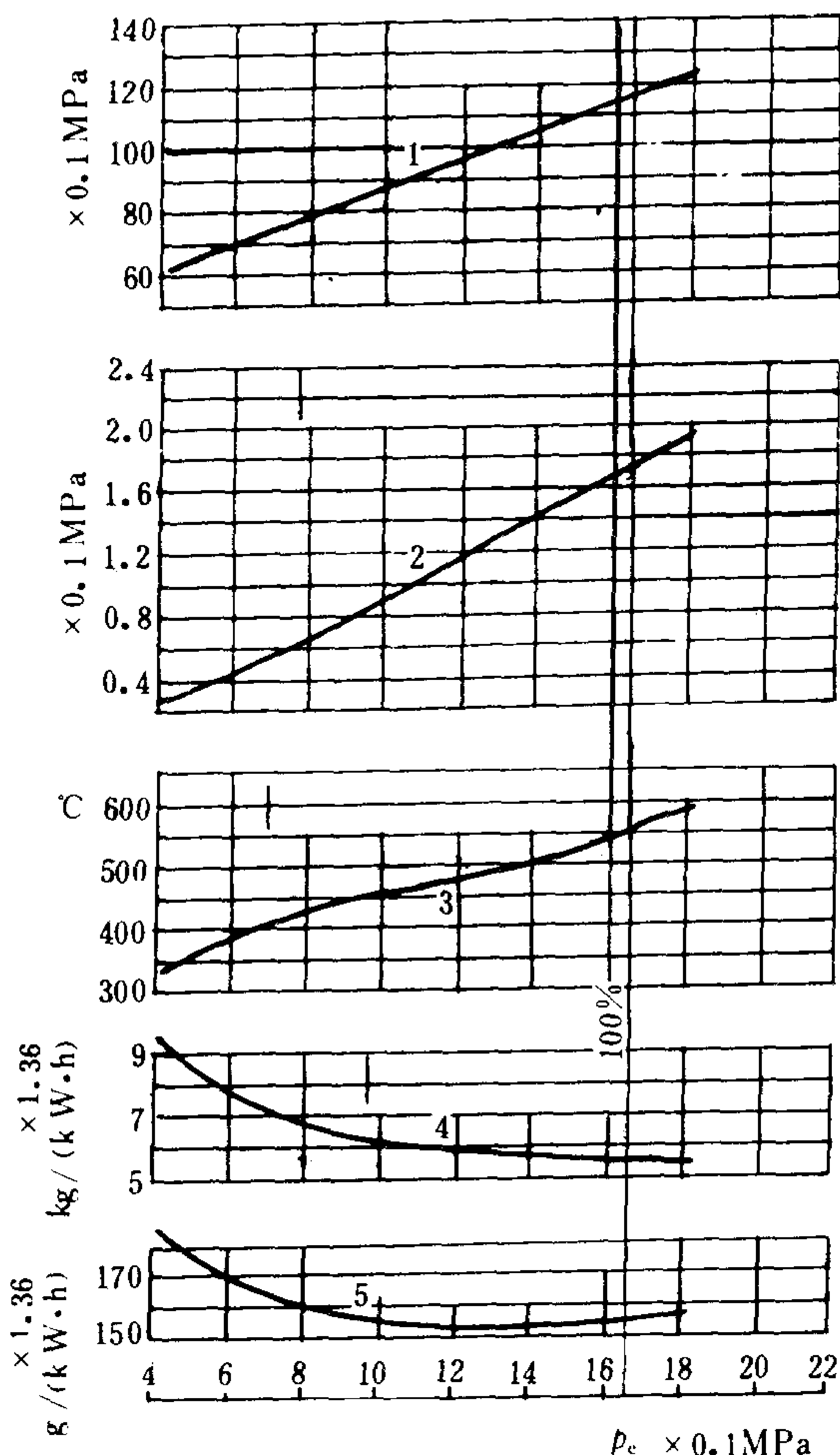


图4.1.9-14　8 ASL 25/30型四冲程中速柴油机的负荷特性曲线

1-最高爆发压力；2-增压空气压力；3-涡轮进口排气温度；4-空气消耗率；5-燃油消耗率

5.5.2 标定功率的分档

CB*3255—85规定船舶柴油机的标定功率是净有效功率，即只带基本附属辅助设备(指柴油机正常连续运转不可缺少，并影响输出轴功率的辅助设备）时测得的有效功率。

一般以持续功率作为船舶柴油机的标定功率。所谓持续功率是指在规定的转速和环境状况下，柴油机可以安全持续运转的最大有效功率。

特殊用途的船舶柴油机允许以超负荷功率来标定，但应指出转速和持续运行的时间，同时补充说明持续功率。所谓超负荷功率是指在规定的环境状况下允许柴油机在一定时间内超负荷使用的最大功率；超负荷功率通常是持续功率的110%，允许时间一般是每12 h中运转1 h。

GB 1105.1—87　按允许连续运转时间规定了几档内燃机标定功率，即15 min、1 h、12 h和持续标定功率，另外还允许专业标准规定其它种类的标定功率。

5.5.3 标定功率时需考虑的因素

应综合考虑柴油机本身的特性、使用特点、使用寿命与可靠性、经济性、功率储备和排放等因素。

5.5.4 标定功率的确定方法

一般用负荷特性曲线（标定转速时）来确定标定功率；但定在负荷特性曲线上的哪一点没有统一规定。下面介绍几种方法。[13]

1）取排气烟度突变（点s）时的功率的 92%（点 3）作为 1 h或更短一些工作时间的标定功率。然后测此时的速度特性曲线，检验三分之二标定转速时的扭矩是否比标定转速时的扭矩大 10%以上，如不合要求，可把标定功率值适当降低，直到达到要求为止。

2）在极限功率N_{ea}和燃油消耗率最低点的功率N_{ec}之间（图 4.1.9-15）确定标定功率。通常可取 $1.4N_{ec}$为标定功率，再校核扭矩储备系数是否达到 1.1。

3）从坐标原点向g_e曲线作切线，切点的功率取为标定功率（图 4.1.9-15）。此时$\frac{g_e}{p_e}$最小。但此方法不适用于增压柴油机。

图 4.1.9-15 利用负荷特性曲线确定标定功率

6 万有特性

6.1 定义

表示柴油机各种主要性能参数相互关系的综合特性，叫万有特性。一般是以转速为横坐标，平均有效压力为纵坐标，画出等功率、等燃油消耗率、等排气温度曲线；必要时亦可增补速度特性、调速特性、推进特性等曲线。这些曲线总称为万有特性曲线。

6.2 测定与绘制方法

CB*3254—85 规定：可根据不同转速的负荷特性试验结果（GB 1105.2—87 规定：亦可根据不同负荷的速度特性试验结果）绘制万有特性曲线。

6.2.1 等g_e线的绘制（图 4.1.9-16）

1）将各种转速下的负荷特性以p_e为横坐标，g_e为纵坐标，用同一比例尺画出曲线。

2）画出万有特性横坐标n的标尺，纵坐标p_e的标尺取得与负荷特性曲线图的p_e标尺相同。

3）将负荷特性曲线图躺倒在万有特性纵坐标轴左边，如图 4.1.9-16 所示。引一条等g_e〔如 240 g/(kW·h)〕线与不同转速的g_e曲线相交，各有 1 ～ 2 个交

图 4.1.9-16 万有特性的等g_e线绘制方法

点。从交点作水平线与万有特性图的等转速线（即垂直线，如 1400、1800 r/min）相交得一组新交点，在每个交点上标出相应的g_e值（本例为 240）。将g_e相同的点连成光滑曲线，即为一条等g_e线。用同样方法可作出许多条等g_e线。注意，各条等g_e线不应相交。

6.2.2 等N_e线的绘制

算出同一功率时不同n的p_e，画在万有特性坐标图上，取得等N_e线。它们是双曲线。

6.2.3 等T_r线的绘制

与绘制等g_e线的方法相同。

6.2.4 其它曲线的绘制

按需要可将全负荷速度特性的M_e-n曲线、推进特性的N_e-n曲线和调速特性的p_e-n曲线（由N_e-n曲线转换而成）画在万有特性曲线图中。

6.3 用途与实例

万有特性表示柴油机多个性能参数之间的关系，清楚地显示出最经济的负荷和转速范围，能用于全面评价柴油机在各种工况下的性能，并判断其适合的用途。

图 4.1.9-17 是PC 2 - 5 型四冲程中速柴油机的万有特性曲线。图中A为螺旋桨特性曲线，表示在较大的转速和负荷范围内均有较低的燃油消耗率，故适于作船舶主机。

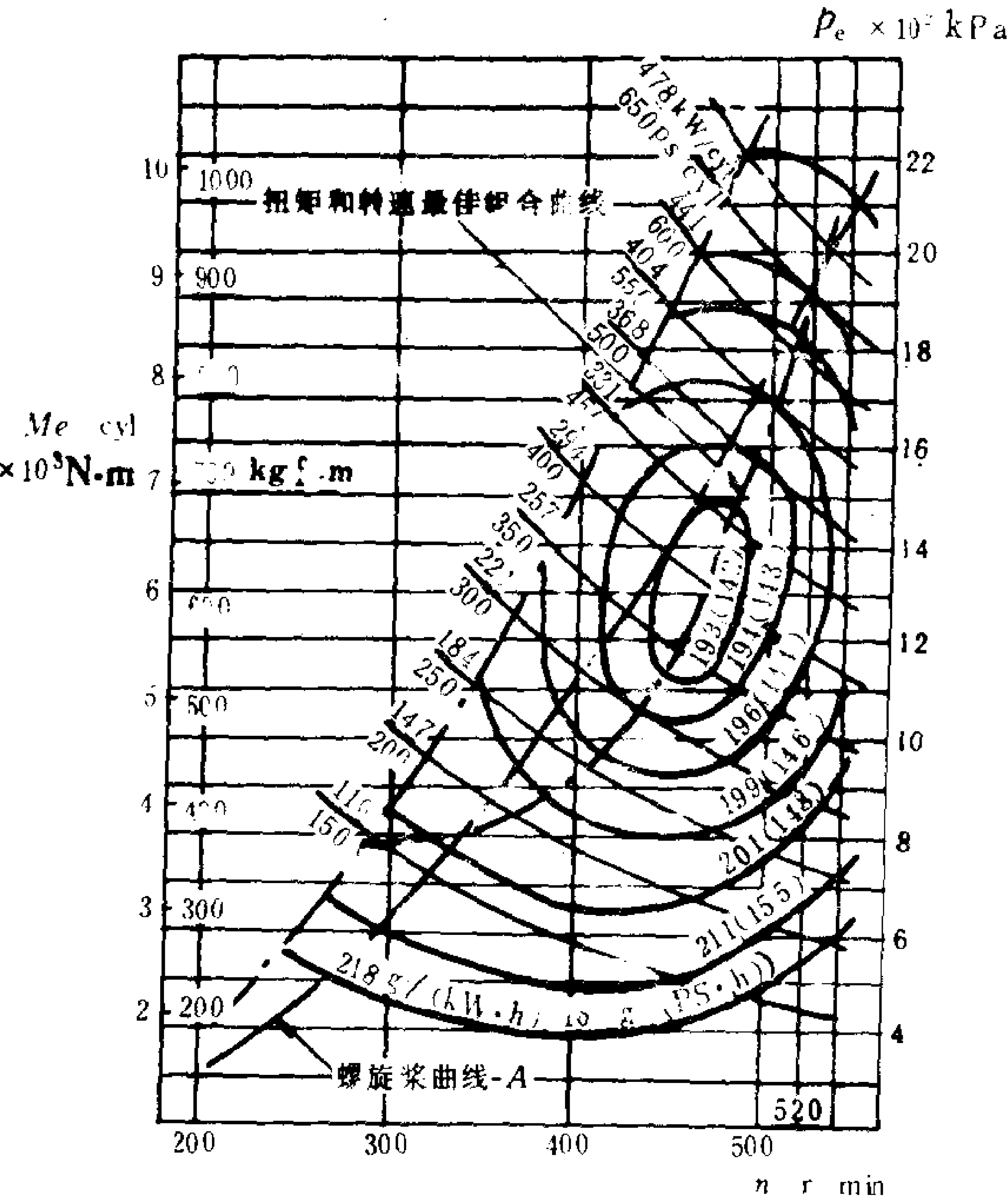


图 4.1.9-17 PC 2-5 型柴油机的万有特性曲线

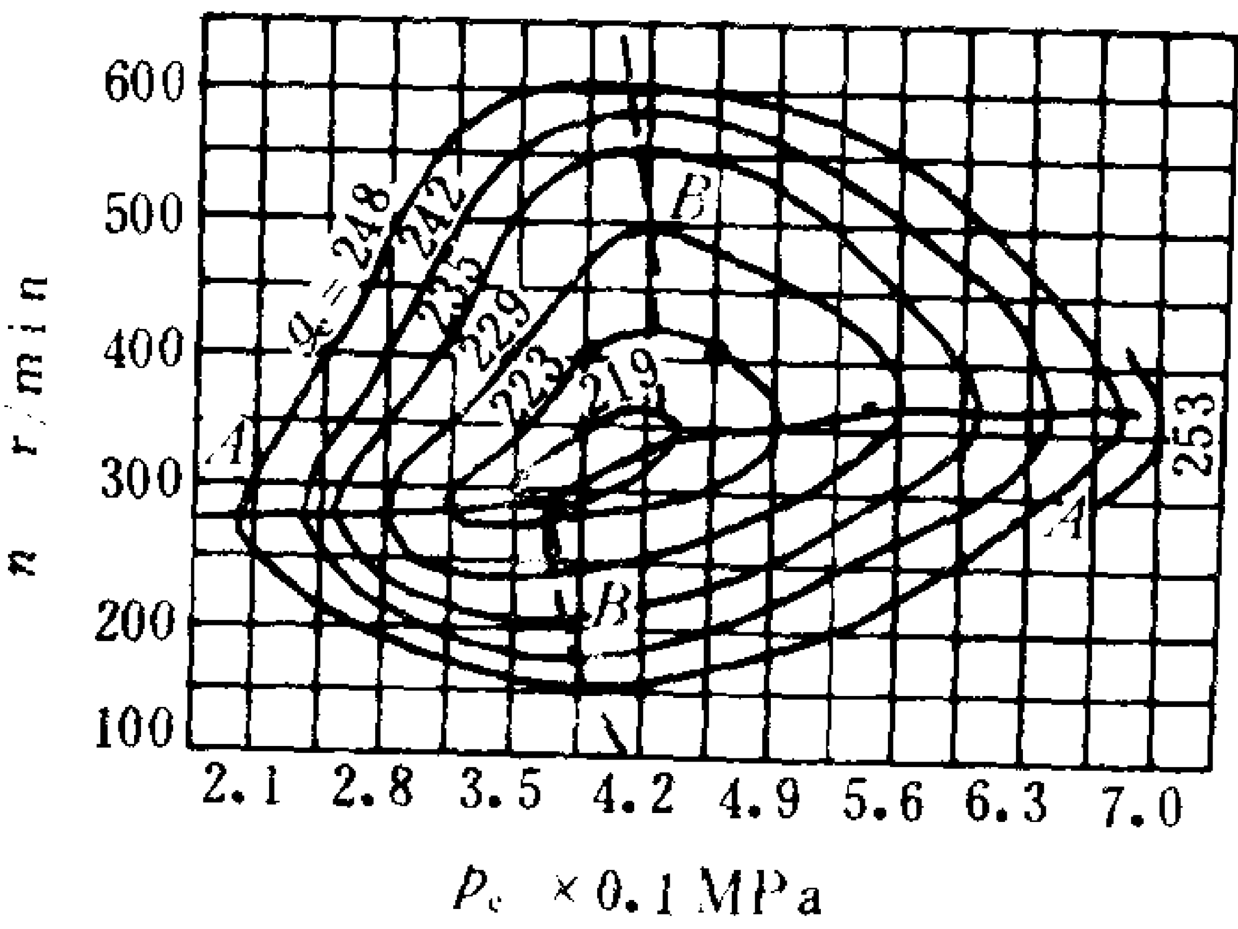


图 4.1.9-18 二冲程柴油机的万有特性曲线

图 4.1.9-18 是一台 662 kW、500 r/min二冲程柴油机的万有特性曲线。AA线表示不同p_e下的最小g_e曲线，在很窄的转速范围内变化，故只适合于驱动恒速运转的机械，如发电机。

7 调速特性

7.1 定义

当调速手柄固定在某一位置时，由调速器自动控制油量调节机构的移动，使负荷从零变到最大负荷，在此过程中，柴油机的功率、平均有效压力、扭矩和燃油消耗率等参数随转速而变化的规律，称为调速特性。

调速特性试验是柴油机调速性能试验的一部分。关于调速性能试验请参看GB 3476—83[9]。

7.2 试验方法

一般步骤与方法见本章1.6.3。现仅说明调速特性试验的一些特点。将柴油机调定在标定工况或超负荷功率工况下稳定运转，卸去全部负荷，使转速达到最高空载转速，然后逐步增加负荷直至上述工况，测量各档负荷时的有关参数。装有全程制调速器的柴油机，应增做部分调速特性试验，即将柴油机调定在要求转速的全负荷工况，再按上述步骤与方法进行试验。

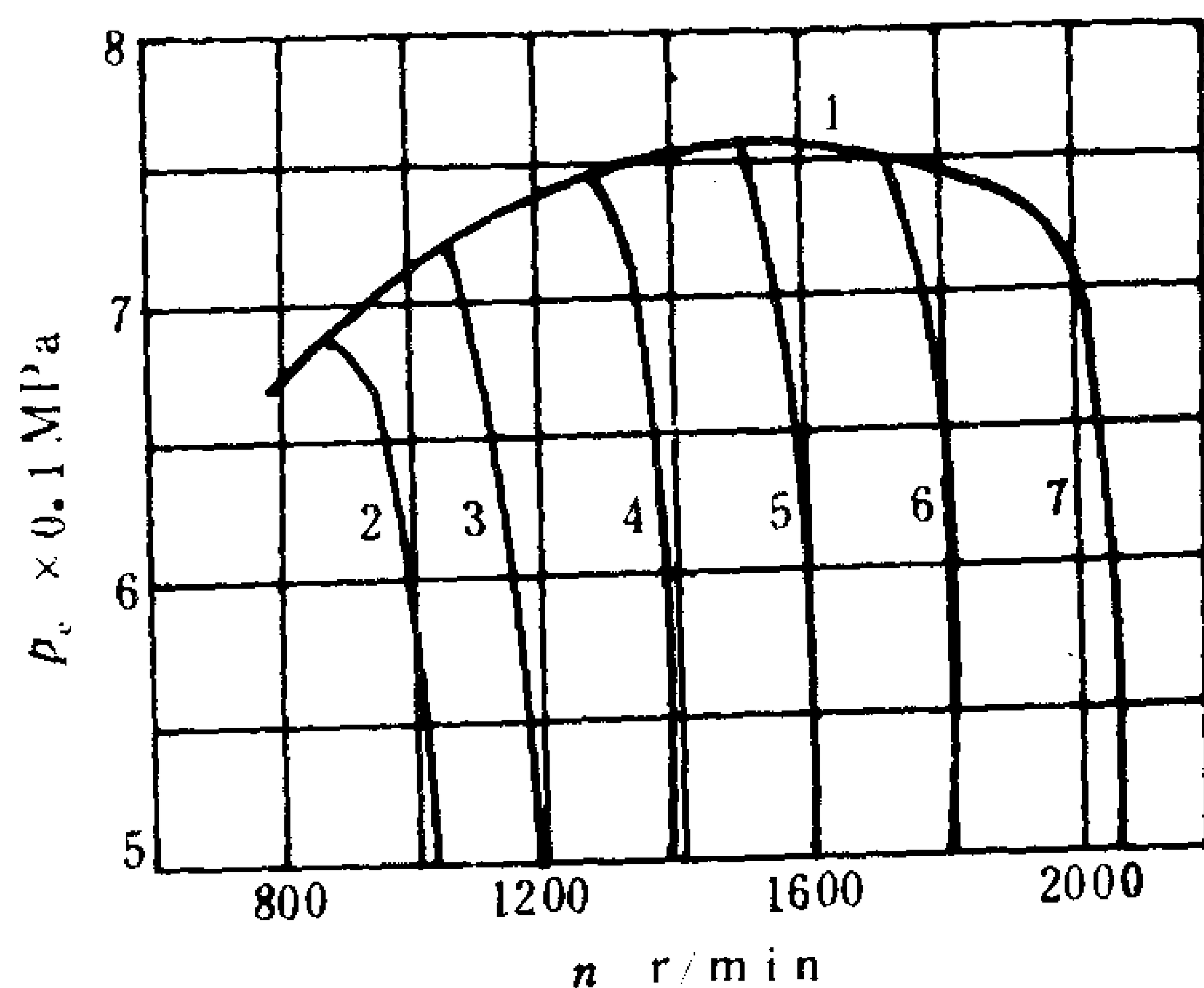


图 4.1.9-19 装有全程制调速器的 6120 柴油机的调速特性曲线

调速特性试验应计算其稳定调速率δ_2:

$$\delta_2=\frac{n_{omax}-n_H}{n_H}\times 100\% \tag{4.1.9-5}$$

式中：n_{omax}——最高空载转速，r/min；

n_H——标定转速，r/min。

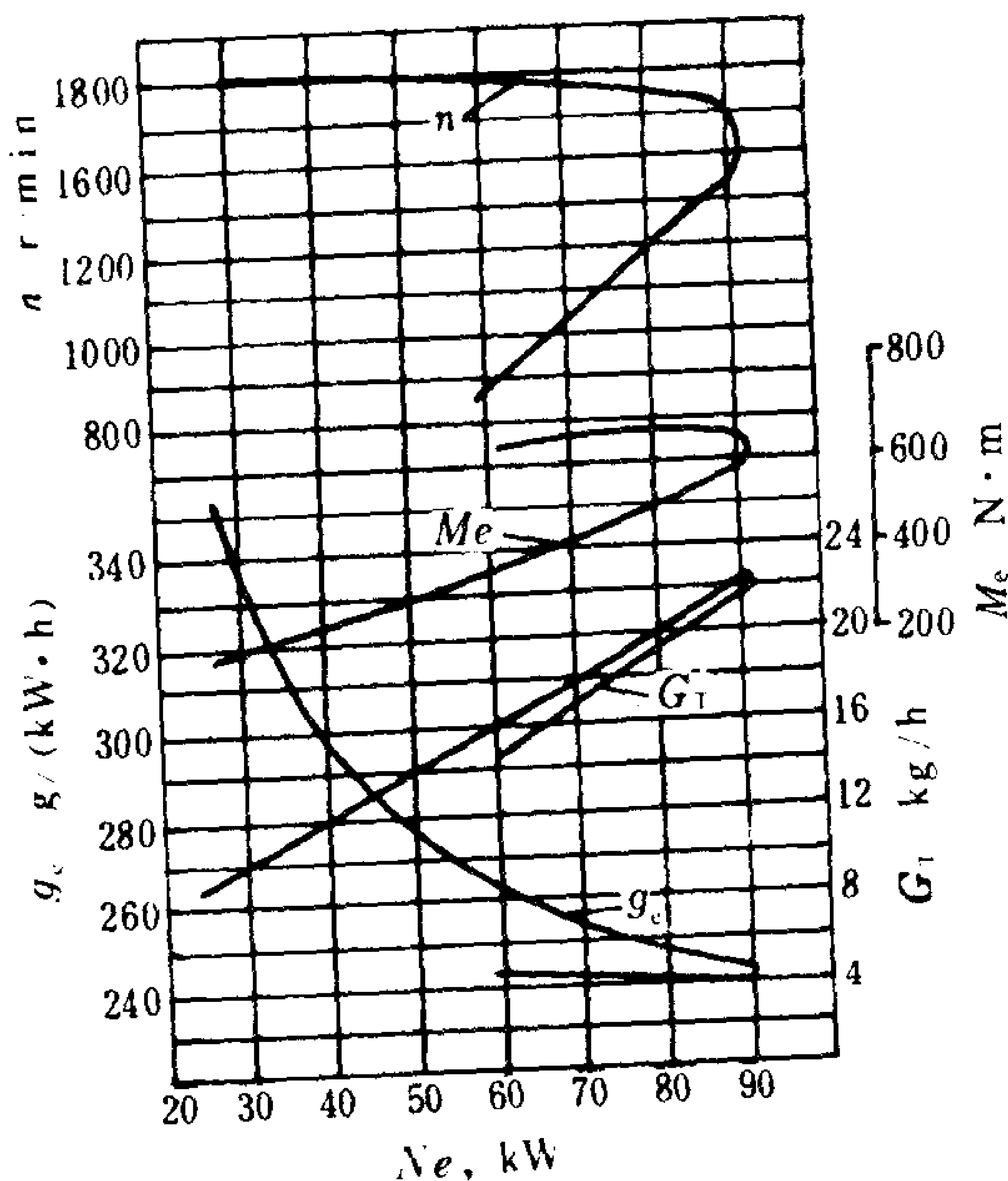


图 4.1.9-20 6135 K-2 型柴油机的全负荷速度特性与调速特性曲线

7.3 调速特性曲线实例

图 4.1.9-19 是 6120 柴油机的调速特性曲线，1 是全负荷速度特性曲线，2～7 是调速手柄在不同位置时的调速特性曲线，负荷可由零变化到全负荷速度特性上。

有时为了更清楚地表明标定工况的工作指标，调速特性还可作成如图 4.1.9-20 所示形式。

8 机械效率

8.1 定义

柴油机的有效功率N_e与指示功率N_i之比，称为机械效率η_m。它亦等于平均有效压力p_e与平均指示压力p_i的比值。

$$\eta_m=\frac{N_e}{N_i}=\frac{N_e}{N_e+N_m} \qquad (4.1.9\text{-}6)$$

$$\eta_m=\frac{p_e}{p_i}=\frac{p_e}{p_e+p_m} \qquad (4.1.9\text{-}7)$$

式中：N_m——机械损失功率；

p_m——机械损失平均压力。

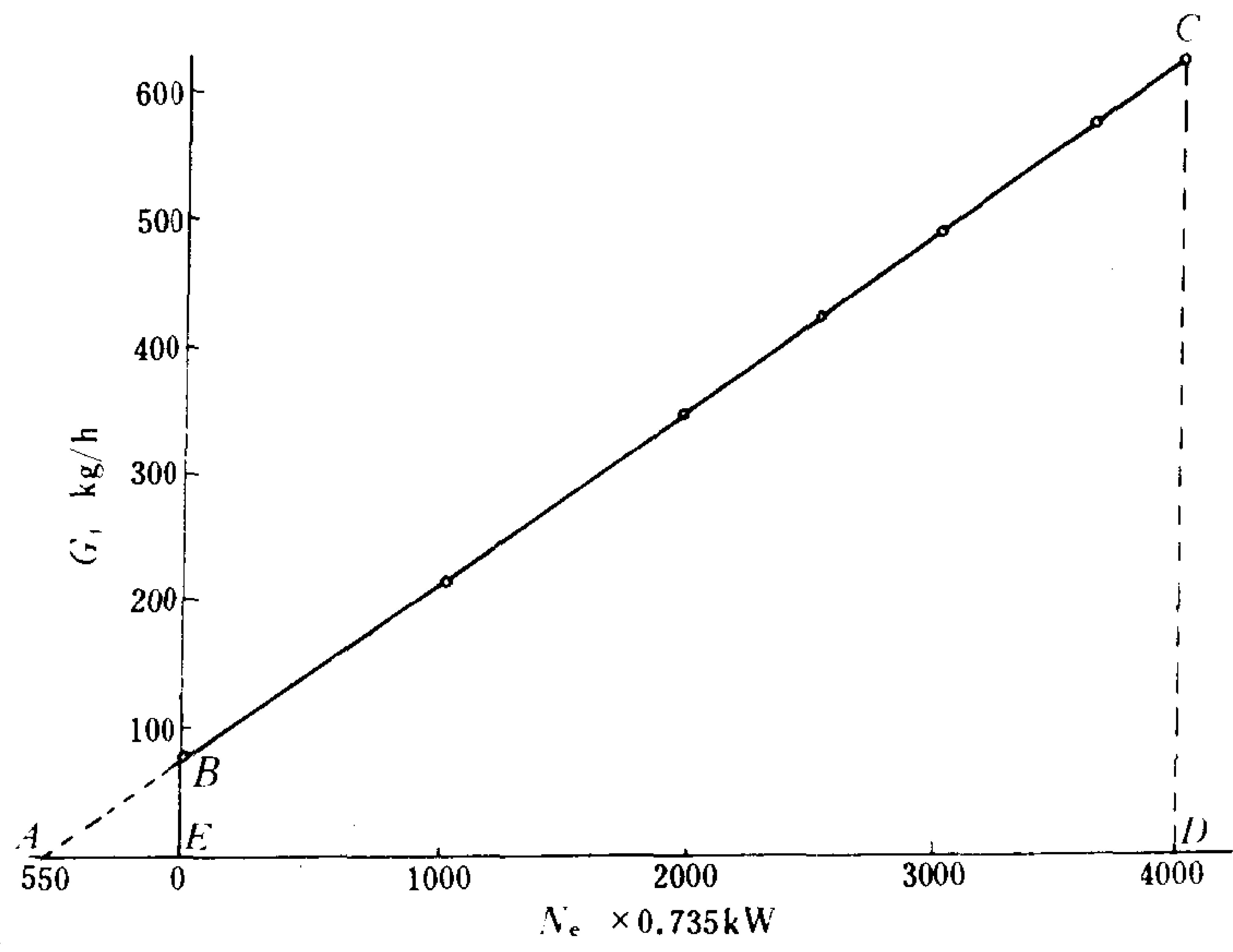


图 4.1.9-21　16 V 240/275 ZL型柴油机用油耗延长线法测量N_m

8.2 测量机械效率的一般原理

利用上述定义式即可确定机械效率。N_e（或p_e）可用测功器测出，测定N_i（或p_i）或N_m（或p_m）就比较困难。

8.3 测量方法及其适用场合

CB*3254—85规定可用油耗线延长法、示功图法或单缸灭火法。在试验报告中应说明所用的方法。试验时转速不得超过规定值的±1%，油、水温度变化不得超过±2℃。GB 1105.2—87规定，还可用电力测功器倒拖法和其它方法。表4.1.9-3列出船舶柴油机常用的几种方法。

表 4.1.9-3　　测量机械效率的几种方法

名　称	假设条件	测量原理与方法	误　差	适用场合
示功图法	示功图正确，上止点位置正确，求算的指示功率正确	柴油机在标定工况下稳定运转后，测出每缸示功图，求出各缸指示功率。按公式（4.1.9-6）计算η_m	η_m多数偏低，少数可能偏高，误差最好在5%以内	理论上可用于一切柴油机，但转速在1000 r/min以下。最适合于中、高增压柴油机。需在试验台上测量
油耗线延长法	n一定时，N_m、η_i（指示效率）不随负荷而变	柴油机在规定转速下作负荷特性试验后，绘制燃油消耗量与有效功率的关系曲线$G_f=f(N_e)$，将曲线的近似直线部分延长与横坐标相交，交点的横坐标值（图4.1.9-21的AE）即近似为N_m。按公式（4.1.9-6）计算η_m	全负荷时η_m偏高。增压压力越高，误差越大。	适用于增压压力低于0.15 MPa的柴油机，不宜于用在中、高增压柴油机。可在试验台或实际使用的柴油机上测量

续上表

名　称	假设条件	测量原理与方法	误　差	适用场合
单缸灭火法	N_m不随负荷而变，一缸停油不影响其它缸换气	柴油机在规定工况下稳定运转后，测量有效功率N_e。保持油量调节机构位置不变，轮流停止一缸供油，降低负荷使转速恢复到原来规定的转速，再测量N_{ei}，按式(4.1.9-8)计算N_i，再按式(4.1.9-6)计算η_m	缸数越多，误差越小，最好可达5%～7%。一般情况下误差小于电力测功器拖动法	不能用于废气涡轮增压柴油机，需在试验台上测量，测功器应具有较高的精度。只能在多缸机中采用
电力测功器拖动法	N_m不随负荷而变，拖动工况与运转工况的N_m相同	柴油机在规定工况下稳定运转，达到热稳定状态后停止供油，随即用电力测功器以原来规定转速拖动柴油机，测定其拖动功率即为N_m，按式(4.1.9-6)计算η_m	η_m偏低，小型高压缩比柴油机测得的N_m，有时较实际的N_m高出15%～20%	不能用于废气涡轮增压柴油机，需在有电力测功器的试验台上测量

$$N_i = \sum(N_e - N_{ei}) = (N_e - N_{e1}) + (N_e - N_{e2}) + \cdots \tag{4.1.9-8}$$

9　非标准环境状况功率和燃油消耗率修正

9.1　标准环境状况

环境状况是指柴油机运行现场的大气压、环境温度、相对湿度和中冷器冷却介质进口温度。CB*3255—85、GB 1105.1—87 和ISO 3406/1—1986 规定了相同的标准环境状况，如表4.1.9-4所示。两个船舶建造规范的规定与此不同，但不久亦会修改，向前者靠近。

表 4.1.9-4　　标 准 环 境 状 况

标准号或规范名称		大气压，kPa	环境温度，K	相对湿度，%	中冷器冷却介质进口温度，K
CB*3255—85 GB 1105.1—87 ISO 3046/1—1986	一般柴油机	100②	298②	30②	298
	无限航区的船舶柴油机①	100	318	60	305
钢质海船入级与建造规范[10]		100	300	60	无规定
长江水系钢船建造规范[11]		103	303	60	无规定

① 遵循国际船级协会（IACS）规定的环境状况。
② 环境温度 298 K、相对湿度 30%时的水蒸气分压为 1 kPa，故干空气压力为 99 kPa。

9.2　非标准环境状况下的修正

由于环境状况影响充入柴油机气缸内的实际空气量，故柴油机在非标准环境状况下运行时，应对其净有效功率和燃油消耗率修正。可修正到标准环境状况，也可由标准环境状况修正到运行现场的环境状况。不过，如果修正后的功率大于标准环境状况下的功率时，则允许不修正功率（但耐久试验需另作考虑）。

9.2.1　可调油量的公式修正法[1]

适用于功率受过量空气系数或热负荷限制，供油量随现场环境状况调整的非增压柴油机或涡轮增压中速四冲程柴油机。对于其它类型柴油机，如涡轮增压二冲程柴油机，目前可由

制造厂确定修正方法[12]。

9.2.1.1 有效功率的修正

$$N_e = \alpha N_{eo} \quad (4.1.9\text{-}9)$$

$$\alpha = K + 0.7(K-1)\left(\frac{1}{\eta_m} - 1\right) \quad (4.1.9\text{-}10)$$

$$K = \frac{N_i}{N_{io}} = \left(\frac{p - a\phi p_{sw}}{p_0 - a\phi_0 p_{swo}}\right)^m \left(\frac{T_0}{T}\right)^n \left(\frac{T_{co}}{T_c}\right)^q \quad (4.1.9\text{-}11)$$

式中：N_e——有效功率，kW；

N_i——指示功率，kW；

α——功率修正系数；

K——指示功率比；

p——大气压，kPa；

p_{sw}——饱和蒸汽压力，kPa；

T——环境温度，K；

T_c——中冷器冷却介质进口温度，K；

ϕ——相对湿度。

注脚：0 ——标准环境状况下的数值；

无注脚——现场环境状况下的数值。

修正涡轮增压柴油机的功率时，如果现场环境状况较标准环境状况不利时，只要柴油机在标定功率下的性能限制参数未超过规定限值，制造厂可提出替代的基准环境状况作为功率修正的起点。这时，式（4.1.9-11）由式（4.1.9-12）和（4.1.9-13）代替。

$$K = \left(\frac{p}{p_{oa}}\right)^m \left(\frac{T_{oa}}{T}\right)^n \left(\frac{T_{coa}}{T_c}\right)^q \quad (4.1.9\text{-}12)$$

$$p_{oa} = p_0 \frac{\pi_{ko}}{\pi_{max}} \quad (4.1.9\text{-}13)$$

式中：π_{ko}——标定功率时的增压比；

π_{max}——制造厂确定的最大允许增压比。

注脚：oa——替代的基准环境状况下的数值。

表 4.1.9-5 a、m、n、q的值

机型	工作条件	系数	指数		
		a	m	n	q
非增压柴油机	功率受过量空气限制	1	1	0.75	0
	功率受热负荷限制	0	1	1	0
低、中速四冲程涡轮增压柴油机	不带中冷器	0	0.7	2.0	0
	带中冷器	0	0.7	1.2	1

系数a和指数m、n、q见表 4.1.9-5，η_m由制造厂规定。

9.2.1.2 燃油消耗率的修正

$$g_e = \beta g_{eo} \quad (4.1.9\text{-}14)$$

$$\beta = \frac{K}{\alpha} \quad (4.1.9\text{-}15)$$

式中：g_e——燃油消耗率，g/(kW·h)；

β——可调油量法燃油消耗率修正系数。

注脚：o——标准环境状况下的数值。

当修正后的功率大于标定功率而不予修正，或是从替代基准环境状况换算到标准环境状况时，等功率条件下的燃油消耗率换算，可按制造厂提供的经过试验验证的曲线图或

CB*3255--85 的附录D进行。

9.2.2　等油量条件下的换算[1]

适用于供油量不随现场环境状况调整，且转速在 2000 r/min以上的柴油机。此时，柴油机零件热负荷随环境状况变化。换算公式见CB*3255—85。

9.2.3　性能数据的修正

见CB*3255--85 的附录D。

附　　录

1　用最小二乘法拟合试验曲线

特性曲线可通过最小二乘法拟合一组实测的性能参数，找出它们之间的数学关系式而绘制出来。采用多项式函数拟合较简单，也可用其它函数，如指数函数、样条函数拟合。现以多项式函数为例，说明拟合的方法与步骤。

设由特性试验测得性能参数x与y的一组数据（x_i，y_i）（$i=1,2,\cdots\cdots,N$）：

1）描绘草图，由此确定拟合函数形式；

2）由草图设拟合函数为一个次数低于$N-1$的多项式，即：

$$y=\varphi(x)=a_0+a_1x+a_2x^2+\cdots+a_mx^m \qquad (m<N-1)$$

式中：a_0、a_1、a_2、…、a_m为待定系数；

3）计算待定系数为未知数的正规方程组的系数N、$\sum x_i$、$\sum x_i^2$、…、$\sum x_i^m$、$\sum x_i^{m+1}$、$\sum x_i^{m+2}$、…、$\sum x_i^{2m}$、$\sum y_i$、$\sum x_iy_i$、$\sum x_i^2y_i$、…、$\sum x_i^my_i$（$\sum$表示$\sum\limits_{i=1}^{N}$）；

4）列出正规方程组（$m+1$个线性方程组）：

$$\begin{aligned}
&a_0N+a_1\sum x_i+a_2\sum x_i^2+\cdots+a_m\sum x_i^m=\sum y_i\\
&a_0\sum x_i+a_1\sum x_i^2+a_2\sum x_i^3+\cdots+a_m\sum x_i^{m+1}=\sum x_iy_i\\
&\vdots\qquad\qquad\vdots\qquad\qquad\vdots\qquad\qquad\vdots\\
&a_0\sum x_i^m+a_1\sum x_i^{m+1}+a_2\sum x_i^{m+2}+\cdots+a_m\sum x_i^{2m}=\sum x_i^my_i
\end{aligned}$$

5）求解正规方程组得待定系数；

6）按求得的拟合函数$y=\varphi(x)$绘曲线。

2　柴油机试验记录表格

见附表 4.1.9-1，根据具体试验的内容和要求，还可增加或减少测量项目。

附表 4.1.9-1

柴油机试验记录表格

柴油机制造厂：	柴油	牌号：	试验名称	试验地点：	压　缩　比：	增压器型号：
柴油机型号：		热值：　　kJ/kg		试验日期：	供油提前角：	增压器编号：
柴油机编号：	滑油	牌号：		试验单位：	进气阀正时：	扩压器出口角：
测功器型号：		粘度：		试验人员：	排气阀正时：	喷嘴环面积：

测量序号	测量时间	环境状况			试验工况			燃油系统					滑油系统			进气系统					排气系统				冷却系统			最高爆发压力	空气量					其它
		环境温度	大气压力	相对湿度	转速	功率	扭矩	柴油温度	柴油密度	耗油数量	耗油时间	燃油消耗率	滑油温度	滑油压力	滑油消耗率	增压器转速	增压空气温度	增压空气压力	进气温度	进气压力	排气温度	排气压力	排气背压	排气烟度	冷却水进口温度	冷却水出口温度	冷却水压力		流量计压差	流量计前压力	流量计前温度	空气消耗量	空气消耗率	
		℃	kPa	%	r/min	kW	kN·m	℃	g/cm³	g或cm³	s	g/(kW·h)	℃	kPa	g/(kW·h)	r/min	℃	kPa	℃	kPa	℃	kPa	Pa	(波许单位)	℃	℃	kPa	kPa	kPa	kPa	℃	kg/h	g/(kW·h)	
1																																		

记事与说明

参考文献

〔1〕全国船舶标准化技术委员会专业标准：船用柴油机功率、燃油消耗和滑油消耗的标定及非标准环境状况下的修正，(CB*3255--85)，1985
〔2〕全国船舶标准化技术委员会专业标准：船用柴油机台架试验方法，(CB*3254—85)，1985
〔3〕中华人民共和国国家标准：内燃机台架性能试验方法——标准环境状况及功率、燃油消耗和机油消耗的标定，(GB 1105.1—87)，1987
〔4〕中华人民共和国国家标准：内燃机台架性能试验方法——试验方法，(GB1105.2—87)，1987
〔5〕中华人民共和国国家标准：内燃机台架性能试验方法——测量技术，(GB1105.3—87)，1987
〔6〕中华人民共和国国家标准：船用柴油机燃油消耗率测定方法，(GB 6301—86)，1986
〔7〕中华人民共和国国家标准：船用柴油机热工参数的测量，(GB 6302—86)，1986
〔8〕吴锦翔：使用条件对增压四冲程柴油机工作的影响，武汉水运工程学院学报，1987，第2期
〔9〕中华人民共和国国家标准：船用柴油机调速系统试验方法，(GB 3476—83)，1983
〔10〕中华人民共和国船舶检验局：钢质海船入级与建造规范，人民交通出版社，1983
〔11〕中华人民共和国船舶检验局：长江水系钢船建造规范，人民交通出版社，1978
〔12〕International Organization for Standardization, ISO 3046/ 1 —1986
〔13〕刘颖：船舶柴油机原理，国防工业出版社，1980
〔14〕陈国钧：舰船柴油机动力装置(下)，中国人民解放军海军工程学院印刷所，1985
〔15〕西安交通大学内燃机教研室：内燃机原理，中国农业机械出版社，1981
〔16〕船舶柴油机设计手册，第一篇，设计总论，国防工业出版社，1979
〔17〕大连海运学院内燃机教研组：船舶柴油机（下册），人民交通出版社，1981
〔18〕闵光泽，张传铎：柴油机试验，中国农业机械出版社，1984
〔19〕全国船舶标准化技术委员会专业标准：柴油机涡轮增压器试验方法，(CB*555—83)，1983

第 10 章　典型船舶柴油机

1　大型低速柴油机

大型低速柴油机系指二冲程、十字头式、废气涡轮增压、可倒转，转速低于 250 r/min（活塞平均速度小于 8 m/s）、可与螺旋桨直接连接的柴油机。这类柴油机具有缸径大，转速低，单缸功率大、经济性好（可使用劣质燃料油、燃油、滑油消耗率低）、使用安全、可靠性好、吊缸周期与使用寿命较长等特点，因此被广泛用作海船主机。

自 50 年代废气涡轮增压技术在柴油机中获得广泛应用后，大型低速柴油机得到了迅速的发展。60 年代较有名的机种大多集中在欧洲，它们是瑞士的苏尔寿(SULZER)、丹麦的柏麦斯特-伟恩（B & W）、德国的曼恩（MAN）、瑞典的哥塔维根（GÖTAVERKEN）、荷兰的斯托克（STORK）、意大利的菲亚特（FIAT）、英国的道克斯福特（DOXFORD）和日本的三菱（MITSUBISHI）等八大机种，如表 4.1.10-1 所示。

多年来这八大机种一直处于激烈的竞争之中，自 60 年代起，SULZER 柴油机一直处于领先地位，其次为B&W和MAN等柴油机。70 年代起，由于能源危机和世界航运市场的紧缩、迫切需要提高柴油机的经济性、降低油耗、以弥补油价上涨而产生的亏损。同时在进一步提高柴油机的动力性和营运安全可靠性，降低维修保养费用诸方面也提出了更高的要求。为此，新机种研制费用急剧上升、许多厂商无法承受巨额的竞争开支。1970 年 STORK 与 WERKSPOOR 合并生产 STORK-WERKSPOOR 低速柴油机，1974 年又宣布停止低速机制造转向中速机生产。1974 年 FIAT 改名为 GMT 维持小量生产。1975 年 GÖTAVERKEN 宣布永久性停产、转而购买 B&W 、 SULZER 等厂的专利。英国的 DOXFORD 柴油机虽几度奋斗、推出J型机，但每年只生产有限几台、供本国装船使用。1980 年 MAN 与 B&W 柴油机厂合并、生产长冲程柴油机，一举超过领先地位的 SULZER 柴油机产量。

SULZER 柴油机厂为了进一步降低油耗，1981 年底宣布放弃回流扫气，改而生产 RTA 型直流扫气长冲程柴油机。为此目前大型低速柴油机主要由三大机种：MAN-B&W、SULZER 和 MITSUBISH。它们均为长冲程、气阀-气口直流扫气、定压废气涡轮增压柴油机。

这三大机种产量的大多数是由各国购买专利的工厂生产的，而其本国生产厂的产量较少，它们主要致力于新产品的开发与设计，解决新型柴油机运转中存在的问题，进一步提高柴油机的工作可靠性，进行维修、服务和备件供应等方面的协调等。

1.1　B & W 低速柴油机系列

B&W低速柴油机系二冲程、单作用、十字头式、直流扫气（气口-单排气阀），废气涡轮增压、可倒转、与螺旋桨直接连接的船舶低速柴油机。

1980 年起，因 MAN 公司与 B&W 公司合并，其后生产的柴油机均冠有 MAN-B&W 标记，但柴油机的基本特征不变，为此仍简称为 B&W 柴油机。

1.1.1　系列及主要性能参数

1.1.1.1　型号含义

表 4.1.10-1

主要船舶低速柴油机一览表

机名	生产国	生产厂	主要技术特征	生产情况
B&W	丹麦	Burmeister and wain, copenhagen	二冲程、单作用、十字头、废气涡轮增压，可倒转，直流扫气(uniflow scavenge)，(单气阀-气口)	60年代起产量仅次于SULZER，1980年与MAN合并，生产MAN-B&W机，产量居首位，早期生产过空气喷射（air injection）和双作用（dobble acting）机
SULZER	瑞士	Gebr. Sulzer, winterthur	二冲程、单作用、十字头、废气涡轮增压，可倒转，回流扫气(loop scavenge)，82年起改直流扫气（单气阀-气口）	60年代起产量一直名列前矛，80年代起产量仅次于MAN-B&W机
MAN	德国	Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.G.,Augsburg	二冲程、单作用、十字头、废气涡轮增压，可倒转，回流扫气。活塞下部常作扫气泵与增压器作串，并联组合	80年起与B&W厂合并，在此以前产量一直居第3位
GÖTAVERKEN	瑞典	AB.Götaverken, Gothenburg	二冲程、单作用、十字头、废气涡轮定压增压、可倒转，直流扫气，单排气阀由曲柄上一对偏心轮驱动推杆、带动横置于缸盖上的横臂控制启闭	1975年停产，转而购买B&W、SULZER等专利
MITSUBISHI（三菱）	日本	Mitsubishi Shipbuilding and Engineering Co.Ltd, Tokyo.	二冲程、单作用、十字头、废气涡轮增压、可倒转、直流（3排气阀-气口）扫气	目前产量居第3位
FIAT(GMT)	意大利	Fiat Stabilimento Grandi Motori, Turin	二冲程、单作用、十字头、废气涡轮定压增压、可倒转、横流扫气（cross scavenge），两级空气冷却	1971年起由的里雅斯特大型柴油机厂（Grandi Motor Trieste）生产，冠以GMT机名。1987年产量仅5台机，名列第7位。
DOXFORD	英国	Doxford Engine Works, Pallion Sunderland	二冲程、单作用、十字头、废气涡轮增压，可倒转、对置活塞（opposed piston），直流（气口-气口）扫气，上活塞为排气活塞，由曲柄两端偏心轮驱动、下活塞为动力活塞	主要供应本国、产量极少、1975年与MAN公司缔约，共同研制生产低透机，也生产MAN型机，目前几乎停产
STORK	荷兰	Gebr. Stork and Co., Hengelo	二冲程、单作用、十字头、废气涡轮增压、可倒转直流（4排气阀-气口）扫气	1969年与WERKSPOOR公司合并为STORK-WERKSPOOR Diesel Co. Ltd，简称SWD公司，1974年停产低速机，专门从事中速机生产

B&W 各型低速船舶柴油机均用一个由数字和英文字母组成的字符串来表示其型号与技术特征。现按其发展顺序列出各系列及型号柴油机的符号及含义。见表 4.1.10-2。

1.1.1.2　系列和发展

B&W 公司早在 1912 年就生产船舶柴油机、它生产的四冲程、空气喷射式，筒形活塞、有扫气泵和进、排气阀的柴油机，曾安装在东亚航运公司“雪拉弟”号作为主机。1930 年开始研制二冲程柴油机。1933 年，该公司生产了第一台船舶十字头式、单作用、低速、二冲程、八缸（8 -84 WF型）柴油机。1939 年，为了满足重油运行时的可靠性、维修和润滑油消耗量诸方面的综合需求，重新设计了 VTF 型单作用，十字头式柴油机，它用罗茨泵作为扫气泵，是非增压式柴油机。该型号机共有两种结构型式，但它们的功率与转速均完全相同，如图 4.1.10-1 示。这两种结构型式的柴油机一直为各专利厂生产、直至 50 年代中期、脉冲废气涡轮增压成功而被淘汰。

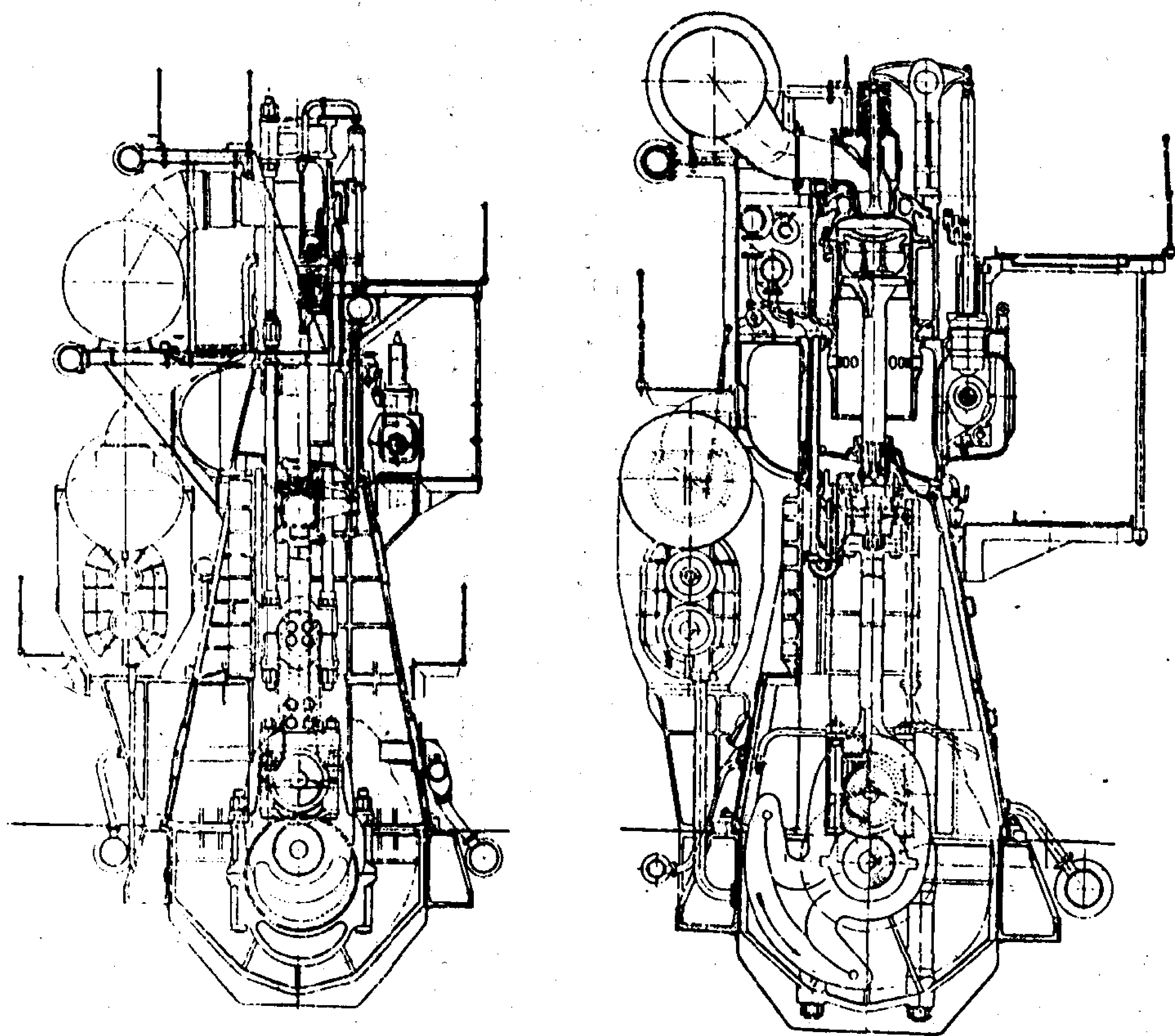


图 4.1.10-1　两种VTF型柴油机横剖面图

1）VT-BF 系列柴油机

1952 年 B&W 公司首先在 740 mm缸径的VTF型柴油机上成功地应用了脉冲废气涡轮增压技术，增压度达到 35%，平均有效压力为 0.7 MPa，从而成为该公司制造的单机最大功率（11030 kW）的船舶柴油机，命名为 VTBF 型机。其后在其它缸径上陆续采用，形

表 4.1.10-2

B&W 各型柴油机机型符号含义表

系列	VT-BF系列		K-系列		G-系列					
					K-型			L-型		
型号	VTBF	VT 2 BF	K-FF	K-EF	K-GF	K-GFC	K-GFCA	L-GF	L-GFC	L GFCA
机型符号	6-62 VT B F-115	8-74 VT 2 B F-160	10 K 98 F F	8 K 84 E F	12 K 98 G F	6 K 80 G F C	6 K 80 G FC A	6 L 67 G F	6 L 67 G F C	6 L 67 G F C A
含义	(1)(2)(3)(4)(6)(7)	(1)(2)(3)(5)(6)(7)	(1)(2)(3)(4)(5)	(1)(2)(3)(4)(5)	(1)(2)(3)(4)(5)	(1)(2)(3)(4)(5)(6)	(1)(2)(3)(4)(5)(6)(7)	(1)(2)(3)(4)(5)	(1)(2)(3)(4)(5)(6)	(1)(2)(3)(4)(5)(6)(7)
(1)	数字：气缸数									
(2)	数字：气缸直径cm		字母K，L：二冲程、单作用、十字头、单列式柴油机（K-短冲程，L-长冲程）							
(3)	字母VT：二冲程单作用、十字头式		数字：气缸直径cm							
(4)	字母B：涡轮增压（增压度 35%）		字母E，F，G：典型标志符号　E-增压度 120%，F-增压度 90%，G-液压启阀式排气阀。							
(5)	字母 2 B：涡轮增压（增压度 65%）		字母F：直接传动式船用主机							
(6)	字母F：船用，可倒转		字母C：定压废气涡轮增压（无C为脉冲涡轮增压）							
(7)	数字：活塞行程cm		字母A：变型符号（转速提高 3%，功率提高 15%，平均有效压力提高 12%，-与无A型比较）							

系列	G-系列			M-系列					
	L-型	L-GB/GBE型							
型号	L-GA	L-GB	L-GBE	K-MC/MCE		L-MC/MCE		S-MC/MCE	
机型符号	6 L 67 G A	6 L 6 G B	6 L 67 G B E	6 K 90 MC	6 K 90 MCE	6 L 50 MC	6 L 50 MC E	6 S 50 MC	6 S 50 MC E
含义	(1)(2)(3)(4)(5)	(1)(2)(3)(4)(5)	(1)(2)(3)(4)(5)(6)	(1)(2)(3)(4)	(1)(2)(3)(4)(6)	(1)(2)(3)(4)	(1)(2)(3)(4)(6)	(1)(2)(3)(4)	(1)(2)(3)(4)(6)
(1)	数字：气缸数								
(2)	字母：L、K、S：二冲程、单作用、十字头、长行程柴油机（K：$S/D=3.0$；L：$S/D=3.24$；S：$S/D=3.82$）								
(3)	数字：气缸直径cm								
(4)	字母：G，MC：技术特征符号（G-液压启阀式排气阀，MC-功率优化型船用，可倒转，直接传动式）								
(5)	字母A，B：变型符号，（A-采用高效率增压器，其余同GFCA型；B-功率优化型）								
(6)	字母E：变型符号，经济型（燃烧优化型）								

成系列。

1959年该公司又生产了第一台“大缸径”（840 mm）船舶柴油机，增压度提高到65%，平均有效压力为0.843 MPa（以后又提高到0.892 MPa），单机最大功率为19120 kW，称为VT 2 BF型柴油机，并逐步形成系列。

2）K-系列柴油机

60年代中期、各柴油机制造厂都致力于大缸径柴油机的研制，以便扩展柴油机的功率范围，与汽轮机争夺市场。1967年B&W公司完成了第一台“超大缸径”机组，命名为K 98 FF型1号机，缸径为980 mm，平均有效压力为1.078 MPa，单缸功率达到2795 kW，成为当时世界上单缸功率最大的柴油机。但K 98 FF型机只生产了有限的几台，并未在其它缸径上形成系列。

与此同时，运用K 98 FF的经验，对其余缸径的VT 2 BF型柴油机进行了改进设计，选用了较大的缸径行程比；简化结构；着眼于提高可靠性；便于检修与维护保养；保留了VT 2 BF 型机原有各档缸径、以及机件本身结构比较强固，粗犷的特色，而形成一个新的KEF型机。该机的平均有效压力为0.941 MPa，于1968年投产。

3）G-系列柴油机

（1）K-GF型柴油机。

1970年起，B&W公司又发展了一种结构新颖的KGF型柴油机，它的机体，气缸盖，排气阀传动机构等与KEF型机有很大差别。第一台7 K 80 GF型机的平均有效压力达到了1.156 MPa，而K 98 GF型机的单缸最大持续功率达到了2995 kW。

（2）L-型柴油机

70年代中期，因能源危机和石油价格暴涨，大功率，超大缸径柴油机的研制告终，各造机厂竞相研制经济性较好的低油耗柴油机。1976年起，B&W公司研制成功了L 55 GF型长行程柴油机，并形成系列产品。

L-GF型柴油机是以长行程（行程缸径比为2.5，比原先的K型机增加了25%）、低转速（在保持相应的单缸功率时，转速降低18%）为其主要特色，因此可与大直径，低转速、高效率螺旋桨直接连接，可降低燃油消耗率约5%，且由于行程加长，改善燃烧而节省燃油消耗率约1.5%，若再安装主机余热回收装置，还可进一步降低燃油消耗率约1.5%，总计约可节能8%。

1978年，B&W公司将L-GF型柴油机的脉冲涡轮增压系统改为定压涡轮增压系统，这样，在保持与L-GF型机相同的转速、功率和最高爆发压力的前题下，使燃油消耗率又下降了7%，它被命名为L-GFC型机。第一台L 90 GFC柴油机在标定功率时的燃油消耗率为190.4 g/（kW·h）。

1979年初，为了进一步改善L-GFC型柴油机的经济性，在保持L-GFC型机各主要零部件结构不变的情况下调整了运行参数，形成了L-GFCA系列柴油机。它同时在K-GF型机上采用，1980年完成改型研制工作，命名为K/L-GFCA型柴油机。与K/L-GFC型机相比，K/L-GFCA型机转速提高3%，最高爆发压力由8.45 MPa提高到8.9 MPa，平均有效压力提高12%，功率提高15%，而燃油消耗率却下降4～5.5 g/（kW·h），达到了185 g/（kW·h），比K/L-GFC型机节省7%。

在K-GFCA型柴油机中、B&W公司首次提出减功率（derating power）运行，即功率配置灵活性（layout flexibility）的概念，使柴油机在功率配置图（layout diagram）中

的减额功率点（配置点）上运行时，都具有或接近于按最大持续功率（MCR）点运行时的最高爆发压力（p_z）数值，从而提高了柴油机在非 MCR 工况下运行时的经济性。

80年代初，B&W 公司又在 GFCA 型机上采用了总效率为64%的高效涡轮增压器。由于节省了推动涡轮增压器所需的排气能量，可使排气阀延后开启，膨胀行程中的有效行程因而加长，使油耗又可下降 2.7～4.0 g/(kW · h)。该机命名为 L-GA 型柴油机。

（3）L-GB/GBE 型柴油机

1980年新成立的 MAN-B&W 公司着手研制新一代长行程柴油机，称为 L-GB/GBE 型机，以逐步取代 L-GFCA 型机。

L-GB/GBE 型机是在 K/L-GFCA和 L-GA 型柴油机的基础上，采用 MAN NA/TO 型高效涡轮增压器(总效率为64%)，并对某些零部件进行改进设计和调整了运行参数后得到的。

其中 L-GB 型机重点在于提高功率，进行了功率优化设计，它将最高爆发压力由 8.9 MPa 提高到 11.2 MPa，平均有效压力由 1.3 MPa 提高到 1.5 MPa，使功率提高了 15%，而油耗比 L-GFCA 下降 4.1～8.2 g/(kW·h)。如 L 90 GB 机在部分工况时的最低耗油率为 171 g/（kW · h）。

而 L-GBE 型机着眼于降低燃油消耗率，进行了燃烧优化设计，它的功率与 L-GFCA 相同，但燃油消耗率下降 8.2～12.2 g/（kW · h）（下降了 6 %），比 L-GB 型机减少 4 g/（kW · h)。如 L-90 GBE 柴油机部分工况时的最低燃油消耗率仅为 167 g/(kW · h)。若取燃油的低热值为 42700 kJ/kg（10200 kcal/kg)，则其热效率达到了 50.7%，首次突破了热效率 50%大关。

L-GB/GBE 型柴油机曾作为 MAN-B&W 公司的第一代长行程 G-系列柴油机而得到广泛的应用。

4)M-系列柴油机

在 L-GB/GBE 型柴油机系列发展和完善过程中，1981年 MAN-B&W 公司着手研制当时世界上最小缸径（350 mm）的二冲程、十字头、单作用、直接传动、直流扫气式低速船舶柴油机，命名为 L 35 MC 型机，这比当时日本三菱重工生产的 UEC 37/88 H 型机（缸径 370 mm）还小。该机在沿用 L-GB/GBE 型柴油机部件等经验的同时，把行程缸径比提高到 3.0，从而降低了柴油机的转速、使活塞平均速度保持在 7 m/s的水平上，平均有效压力为1.48 MPa，部分工况时的最低燃油消耗率达到 174 g/（kW·h），并可燃用 $700\times10^{-6}m^2/s$·（700 cSt/50℃）的燃料油。

第一台 L 35 MC型机于 1982 年 4 月在日本慎田铁工厂动车，经三个月台架试验，通过了海事协会机型许可试验，于 6 月末交三井船厂装船使用。

由于 1981 年底 SULZER 宣布放弃回流扫气，研制 RTA 型直流扫气长冲程柴油机，因此，1982 年 MAN-B&W 公司通过了一个 M&G 发展计划，在完善G系列的基础上、利用新研制的 L 35 MC/MCE 柴油机成功的经验，完成了M-系列 MC/MCE 型各档缸径柴油机的研制工作。

MC 型柴油机在研制过程中采用了以计算机为基础的燃烧性能预测程序，并采用有限元素法预测零件中的热应力和机械应力水平，采用激光测速仪测量燃烧室内燃气的涡流速度，以选择最佳的扫气口尺寸和形状，且由于采用了总效率高达 72%的BBC-VTR 4 A和MAN-NA/TO型废气涡轮增压器，使 MCE 型柴油机的燃油消耗率大幅度下降。与 L-GF 型相

比，燃油消耗率降低了 38 g/（kW·h）之多，达到了 155 g/（kW·h），柴油机的总热效率为 54%。

1985 年，在 L-MC/MCE 型机的基础上，又进一步加长行程，完成了 S/D= 3.82的超长行程S-MC/MCE型柴油机。1987 年 1 月，又完成了超小缸径（260 mm）的低速、十字头式柴油机的台架试验，使 M-系列柴油机的功率覆盖范围进一步扩展。

M-系列柴油机目前共有 K-MC/MCE，L-MC/MCE 和S-MC/MCE 等三种不同行程缸径比的低速柴油机。

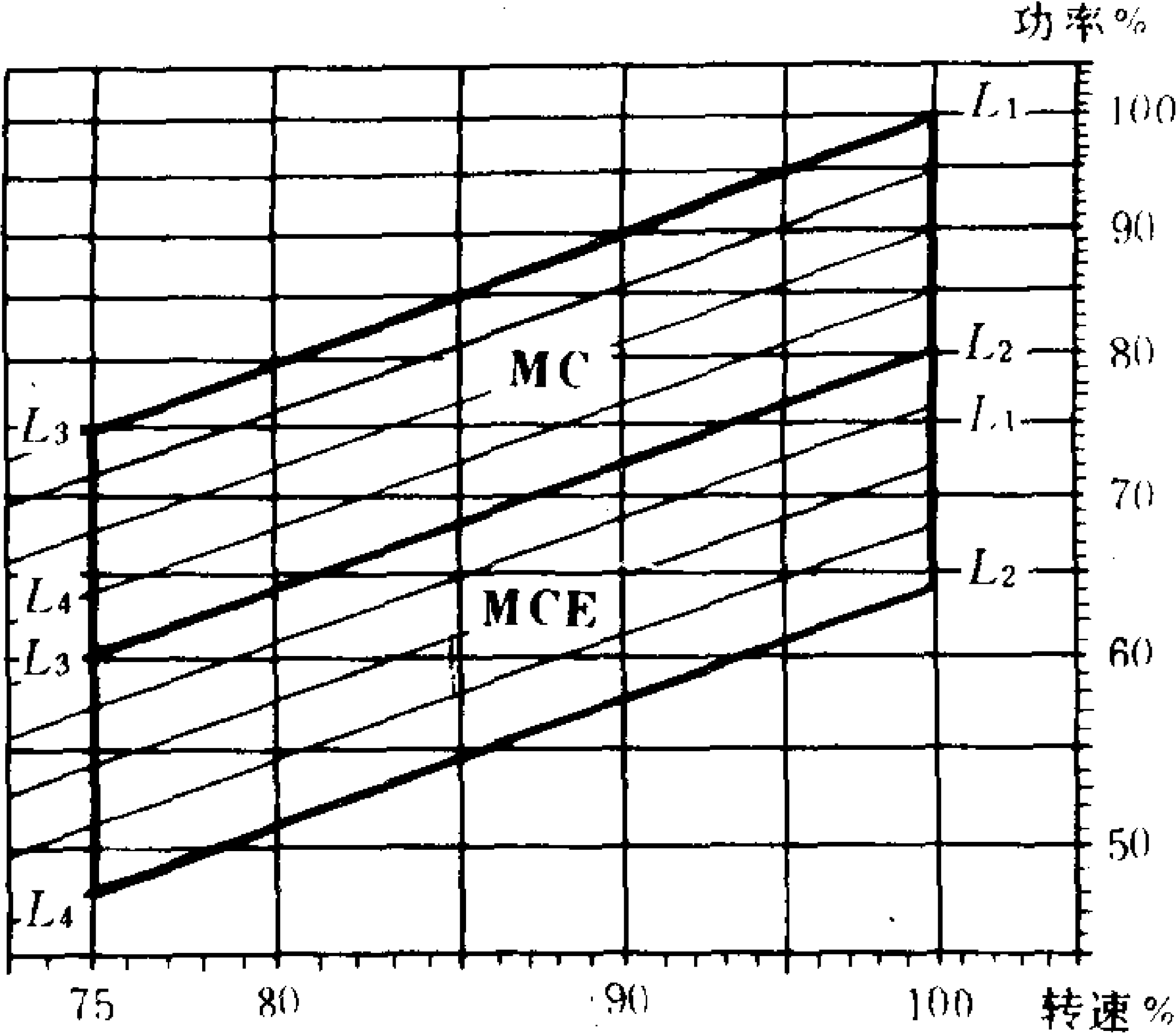


图 4.1.10-2 MAN-B&W MC/MCE型柴油机的功率配置图

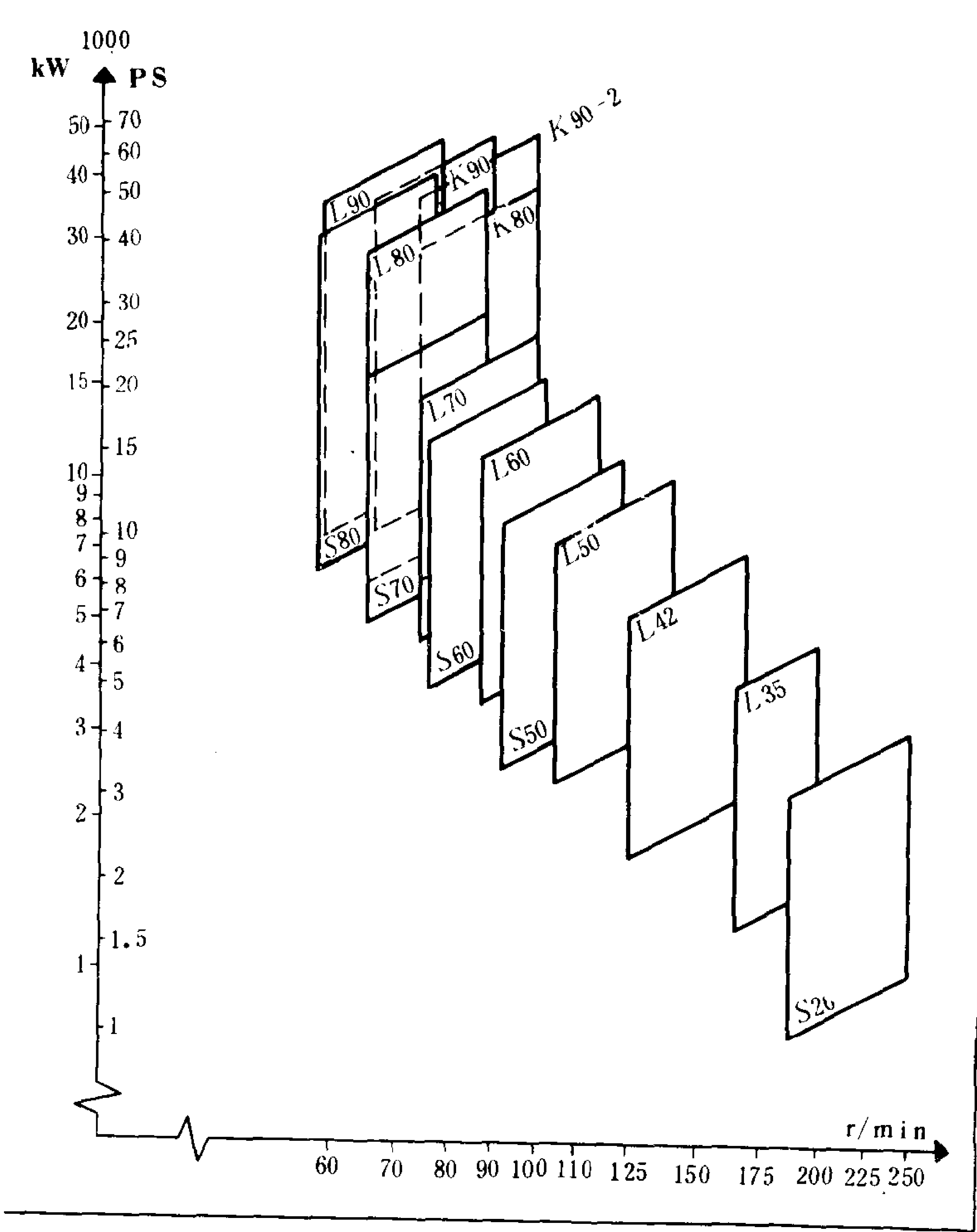


图 4.1.10-3 MAN-B&W M-系列柴油机的功率范围

表 4.1.10-3

B&W 低速船用机各系列、机型、机种一览表

系列	VT-BF系列		K-系列		G-系列					
					K-型			L-型		
机型	VTBF	VT 2 BF	K-FF	K-EF	K-GF	K-GFC	K-GFCA	L-GF	L-GFC	L-GFCA
机种	50-VTBF-110	42-VT 2 BF-90	K 98 FF	K 42 EF	K 45 GF	K 45 GFC	K 45 GFCA	L 45 GF	L 45 GFC	L 45 GFCA
	62-VTBF-115	50-VT 2 BF-110		K 62 EF	K 67 GF	K 67 GFC	K 67 GFCA	L 55 GF	L 55 GFC	L 55 GFCA
	62-VTBF-140	62-VT 2 BF-90		K 74 EF	K 80 GF	K 80 GFC	K 80 GFCA	L 67 GF	L 67 GFC	L 67 GFCA
	74-VTBF-140	62-VT 2 BF-140		K 84 EF	K 90 GF	K 90 GFC	K 90 GFCA	L 80 GF	L 80 GFC	L 80 GFCA
	74-VTBF-160	74-VT 2 BF-160			K 98 GF			L 90 GF	L 90 GFC	L 90 GFCA
	84-VTBF-180	84-VT 2 BF-180								

系列	G-系列			M-系列					
	L-型	L-GB/GBE型		K-MC/MCE型		L-MC/MCE型		S-MC/MCE型	
机型	L-GA	L-GB	L-GBE	K-MC	K-MCE	L-MC	L-MCE	S-MC	S-MCE
机种	L 45 GA	L 45 GB	L 45 GBE	K 80 MC	K 80 MCE	L-35 MC	L-35 MCE	S-26 MC	S-26 MCE
	L 55 GA	L 55 GB	L 55 GBE	K 90 MC	K 90 MCE	L-42 MC	L-42 MCE	S-50 MC	S-50 MCE
						L-50 MC	L-50 MCE	S-60 MC	S-60 MCE
	L 67 GA	L 67 GB	L 67 GBE	K 90 MC-2		L-60 MC	L-60 MCE	S-70 MC	S-70 MCE
	L 80 GA	L 80 GB	L 80 GBE			L-70 MC	L-70 MCE	S-80 MC	S-80 MCE
	L 90 GA	L 90 GB	L 90 GBE			L-80 MC	L-80 MCE		
						L-90 MC	L-90 MCE		

其中 K 为短行程（$S/D=3.0$），L为长行程（$S/D=3.24$），S 为超长行程（$S/D=3.82$）。这三个机型目前列入生产的共有 15 个船用机种，可供选择使用（见表 4.1.10-3）。由于每一种 MC/MCE 型柴油机都可以按功率配置图（图 4.1.10-2）上的任一点被选作标定功率使用，并保证具有比 MCR 工况点更低的燃油消耗率，因此 M- 系列柴油机具有广泛的功率与转速覆盖范围（图 4.1.10-3）、功率自 700 kW到 47280 kW，转速自 57 r/min至 250 r/min。

上海沪东造船厂、大连船用柴油机厂都先后引进了 MC 型柴油机的生产许可证，1987 年宜昌船用柴油机厂又引进了 S 26 MC/MCE 柴油机生产许可证。

表 4.1.10-3 列出了 B&W 船用、低速、十字头、直流（单气阀-气口）扫气式柴油机曾经生产过的系列和机种。

1.1.1.3 性能参数

B&W 各型柴油机的主要性能参数，如表 4.1 10- 4、 5、 6 所示。

表 4.1.10-4　　**B&W VTBF K-系列柴油机主要性能参数**

机型	机种	缸径	行程	行程缸径比	单机气缸数	最大持续功率（MCR）时					增压方式	涡轮前排气温度℃	机械效率%	备注
						转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW (PS)	平均有效压力 MPa (kgf/cm²)	最高爆发压力 MPa (kgf/cm²)				
VT-BF	84-VTBF-180	840	1800	2.14	5-12	110	6.6	1290 (1750)			脉冲			
	74-VTBF-160	740	1600	2.16	5-12	115	6.13	920 (1250)		5.10 (52)				
	74-VTBF-140	740	1400	1.89	5-12	125	5.83	870 (1180)	0.70 (7.1)					
	62-VTBF-140	620	1400	2.26	5-12	135	6.30	660 (900)						
	62-VTBF-115	620	1150	1.85	5-12	150	5.75	600 (820)						
	50-VTBF-110	500	1100	2.2	5-12	170	6.23	425 (580)						
VT 2 BF	84-VT 2 BF-180	840	1800	2.14	6-12	114	6.84	1690 (2300)	0.89 (9.1)		脉冲			
	74-VT 2 BF-160	740	1600	2.16	5-12	119	6.35	1210 (1650)	0.89 (9.1)	6.37 (65)		350	90	
	62-VT 2 BF-140	620	1400	2.26	5-12	139	6.49	880 (1200)	0.89 (9.1)					
	62-VT 2 BF-90	620	900	1.45	5-12	206	6.18	840 (1140)	0.89 (9.1)					
	50-VT 2 BF-110	500	1100	2.2	5-12	176	6.45	565 (770)	0.89 (9.1)					
	42-VT 2 BF-90	420	900	2.14	5-12	217	6.51	405 (550)	0.89 (9.1)					

续上表

机型	机种	缸径	行程	行程缸径比	单机气缸数	最大持续功率（MCR）时					增压方式	涡轮前排气温度℃	机械效率 %	备注
						转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW (PS)	平均有效压力 MPa (kgf/cm²)	最高爆发压力 MPa (kgf/cm²)				
KEF	K 98 EF	980	2000	2.04	6-12	103	6.87	2795 (3800)	1.08 (11.0)	7.84 (80)	脉冲			
	k 84 EF	840	1800	2.14	6-12	121	7.26	2020 (2750)	1.00 (10.2)					
	K 74 EF	740	1600	2.16	5-12	134	7.34	1530 (2083)	1.00 (10.2)	7.25 (74)		340		
	K 62 EF	620	1400	2.26	5-12	155	7.23	1455 (1985)	1.00 (10.2)					
	K 42 EF	420	900	2.14	5-12	227	6.81	505 (685)	1.00 (10.2)					

1.1.2 结构简介

1.1.2.1 VT-BF 系列（VTBF及VT 2 BF型）柴油机

VTBF 与 VT 2 BF 型柴油机的总体结构基本相同，图 4.1.10-4 为 VT 2 BF 型柴油机的横剖面图。

由耐热钢整体浇铸的单体式气缸盖以其锥形部分插入气缸套中、使气缸与气缸盖的接触面升高到远离燃烧室的地方，并使缸套凸肩远离高温区、改善了热负荷。为了保持良好的气密、在维形接触面处还装有专门的密封环，使其免受高温燃气的侵袭。

由高级耐热合金钢铸造的单排气阀安置在气缸盖的中央，两侧对称地安置有两个喷油器。此外，气缸盖上还装有起动阀、安全阀、示功阀，并设有必要的冷却水通道。冷却水自气缸上的两根出水管流至排气阀壳继续冷却，然后排至机外。

气缸套用耐磨铸铁制成，有镀铬和不镀铬两种。单体式气缸体、钢板焊接的A字形机架，机座三者由贯穿螺栓固接成一体。

短裙组合式活塞的头部采用特殊耐热钢，裙部采用耐磨铸铁，六道活塞环设置在活塞头部。为了提高环槽的抗磨性，在每道环槽的底部加设由耐磨铸铁制成的环垫，首三道环为窄环，采用斜搭口，其后两道为重叠搭口（S形搭口）的宽环，而最后一道为布油环，以改善滑油在缸套表面的布散情况。

活塞顶由滑油冷却，采用套管式机构引流，滑油来自曲轴箱润滑系统。

连杆及大端连接螺栓均由锻钢制造，曲轴为全组合式或半组合式两种，全组合式曲轴的曲柄臂用铸钢或锻钢制成，而曲柄销和主轴颈则一律采用锻钢，它们之间用红套固接。曲柄臂上设有平衡重块。

柴油机底座不论气缸多少，均分为前后两段，剖分处作为安置正时链传动机构用。机座采用钢板与铸钢件的焊接结构。中央横隔壁为铸钢件，曲轴的主轴承就设置其上。机座后端设有推力轴承、它可与机座合成一体、或作独立式结构连接。

机架为 A 字形双导板结构，单片 A 字架为钢板焊接件、它们之间用可拆卸的钢板覆盖。在 A 字架上还装有铸铁的或用钢板焊接的正，倒车导板。

曲柄销轴承、十字头滑块表面、十字头轴承，以及主轴承上均浇铸有减摩白合金，轴瓦

表 4.1.10-5

B&W G系列各型柴油机主要性能参数

机型	机种	缸径 mm	行程 mm	行程缸径比	单机气缸数	最大持续功率（MCR）时					涡轮后排气温度 ℃	增压方式	气缸中心距 mm	活塞吊缸标准高度（吊钩至曲轴中心线） mm	备注
						转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW (PS)	平均有效压力 MPa (kgf/cm²)	最高爆发压力 MPa (kgf/cm²)					
K GF	K 98 GF	980	2000	2.04	6~12	103	6.87	2990(4070)	1.16(11.8)	8.1(83)	375	脉冲	1900	13000	热效率 41%
	K 90 GF	900	1800	2.0	5~12	114	6.84	2510(3410)	1.16(11.8)	8.4(86)	375		1540	115000	
	K 80 GF	800	1600	2.0	5~12	126	6.72	1940(2640)	1.15(11.7)	8.4(86)	375		1360	10200	
	K 67 GF	670	1400	2.09	5~12	145	6.71	1380(1870)	1.16(11.8)	8.4(86)	375		1140	8950	
	K 45 GF	450	900	2.0	5~12	227	6.81	647(880)	1.20(12.2)	8.4(86)	375		770	5180	
L-GF	L 90 GF	900	2180	2.42	4~12	94	6.83	2510(3410)	1.16(11.8)	8.4(86)	375	脉冲	1540	12750	
	L 80 GF	800	1950	2.44	5~12	103	6.70	1940(2640)	1.16(11.8)	8.4(86)	375		1360	11350	
	L 67 GF	670	1700	2.54	4~12	119	6.74	1380(1870)	1.16(11.8)	8.4(86)	375		1140	9600	热效率 42%
	L 55 GF	550	1380	2.51	4~12	150	6.90	985(1340)	1.21(12.3)	9.8(100)	375		930	7590	
	L 45 GF	450	1200	2.67	4~12	170	6.80	650(880)	1.20(12.2)	9.3(95)	375		770	6650	
L-GFC	L 90 GFC	900	2180	2.42	4~12	94	6.83	2510(3410)	1.16(11.8)	8.4(86)	375	定压	1540	12750	
	L 80 GFC	800	1950	2.44	5~12	103	6.70	1940(2640)	1.16(11.8)	8.4(86)	375		1360	11350	
	L 67 GFC	670	1700	2.54	4~12	119	6.74	1380(1870)	1.16(11.8)	8.4(86)	375		1140	9600	
	L 55 GFC	550	1380	2.51	4~12	150	6.90	985(1340)	1.21(12.3)	9.8(100)	375		930	7600	
	L 45 GFC	450	1200	2.67	4~12	170	6.80	650(880)	1.20(12.2)	9.3(95)	375		770	6650	
K-GFC	K 90 GFC	900	1800	2.0	4~12	114	6.84	2510(3410)	1.16(11.8)	8.4(86)	375	定压	1540	11500	
	K 80 GFC	800	1600	2.0	4~12	126	6.72	1940(2640)	1.15(11.7)	8.4(86)	375		1360	10470	
	K 67 GFC	670	1400	2.09	4~12	145	6.77	1380(1870)	1.16(11.8)	8.4(86)	375		1140	8775	
	K 45 GFC	450	900	2.0	4~12	227	6.81	647(880)	1.20(12.2)	8.8(90)	375		770	5600	

续上表

机型	机种	缸径 mm	行程 mm	行程缸径比	单机气缸数	最大持续功率（MCR）时					涡轮后排气温度 ℃	增压方式	气缸中心距 mm	活塞吊缸标准高度（吊钩至曲轴中心线） mm	备注
						转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW (PS)	平均有效压力 MPa (kgf/cm²)	最高爆发压力 MPa (kgf/cm²)					
L-GFCA	L 90 GFCA	900	2180	2.42	4～12	97	7.05	2900(3940)	1.29(13.2)	8.9(91)	325	定压	1540	12750	
	L 80 GFCA	800	1950	2.44	4～12	106	6.89	2250(3060)	1.30(13.3)	8.9(91)	325		1360	11350	
	L 67 GFCA	670	1700	2.54	4～12	123	6.97	1600(2180)	1.30(13.3)	8.9(91)	325		1140	9600	
	L 55 GFCA	550	1380	2.51	4～12	155	7.13	1100(1500)	1.30(13.3)	9.8(100)	325		930	7600	
	L 45 GFCA	450	1200	2.67	4～12	175	7.0	725(985)	1.30(13.3)	9.3(95)	325		770	6650	
K-GFCA	K 90 GFCA	900	1800	2.0	4～12	117	7.02	2900(3940)	1.30(13.3)	8.9(91)		定压	1540	11500	
	K 80 GFCA	800	1600	2.0	4～12	130	6.93	2250(3060)	1.29(13.2)	8.9(91)			1360	10470	
	K 67 GFCA	670	1400	2.09	4～12	150	7.0	1600(2180)	1.30(13.3)	8.9(91)			1140	8775	
	K 45 GFCA	450	900	2.0	4～12	234	7.02	725(985)	1.30(13.3)	9.3(95)			770	5600	
L-GB	L 90 GB	900	2180	2.42	4～12	97	7.05	3360(4580)	1.50(15.3)	11.2(114)		定压	1540	12200	热效率 50.7%
	L 80 GB	800	1950	2.44	4～12	106	6.89	2600(3540)	1.50(15.3)	11.2(114)			1360	10800	
	L 67 GB	670	1700	2.54	4～12	123	6.97	1840(2520)	1.50(15.3)	11.2(114)			1140	9100	
	L 55 GB	550	1380	2.51	4～12	155	7.13	1190(1610)	1.40(14.3)				930	6750	
	L 45 GB	450	1200	2.67	4～12	175	7.0	780(1060)	1.40(14.3)				770	5500	
L-GBE	L 90 GBE	900	2180	2.42	4～12	97	7.05	2920(3960)	1.30(13.3)	11.2(114)	290	定压	1540	12200	
	L 80 GBE	800	1950	2.44	4～12	106	6.89	2260(3060)	1.30(13.3)	11.2(114)	290		1360	10800	
	L 67 GBE	670	1700	2.54	4～12	123	6.97	1600(2180)	1.30(13.3)	11.2(114)	290		1140	9100	
	L 55 GBE	550	1380	2.51	4～12	155	7.13	1020(1380)	1.20(12.3)		290		930	6750	
	L 45 GBE	450	1200	2.67	4～12	175	7.0	670(910)	1.20(12.3)		290		770	5500	

表 4.1.10-6

B&W M系列MC/MCE型柴油机主要性能参数表

机型	机种	缸径 mm	行程 mm	行程缸径比	单机气缸数	转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 L_1 (100% p_e 100% n) kW (PS)	单缸功率 L_2 (80% p_e 100% n) kW (PS)	单缸功率 L_3 (100% p_e 75% n) kW (PS)	单缸功率 L_4 (80% p_e 75% n) k'V (PS)	MCR (L_1) 时 平均有效压力 MPa (kgf/cm²)	MCR (L_1) 时 最高爆发压力 MPa (kgf/cm²)	涡轮后排气温度 ℃	增压方式	气缸中心距 mm	活塞吊出标准高度(吊钩至曲轴中心线) mm	热效率 %
K-MC/MCE	K 90 MC	900	2550	2.83	4~12	90	7.65	3940(5360)	3160(4300)									
						67	5.70			2930(3990)	2350(3200)			250	定压	1602	14100	53~54
	K 90 MCE	900	2550	2.83	4~12	90	7.65	3160(4300)	2530(3440)									
						67	5.70			2350(3200)	1880(2560)			240	定压	1602	14100	
	K 90 MC -2	900	2300	2.56	4~12	100	7.67	3940(5360)	3160(4300)									
						75	5.75			2930(3990)	2350(3200)			250	定压	1602	14250	
	K 80 MC	800	2300	2.88	4~12	100	7.67	3120(4240)	2500(3410)									
						75	5.75			2340(3180)	1880(2550)			250	定压	1424	12400	
	K 80 MCE	800	2300	2.88	4~12	100	7.67	2500(3410)	2000(2720)									
						75	5.75			1880(2550)	1500(2040)			245	定压	1424	12400	
	L 90 MC	900	2916	3.24	4~12	78	7.58	3910(5310)	3140(4260)									
						58	5.64			2910(3950)	2330(3170)	1.62		245	定压	1602	14100	
	L 90 MCE	900	2916	3.24	4~12	78	7.58	3140(4260)	2510(3410)									
						58	5.64			2330(3170)	1860(2540)	1.30		240	定压	1602	14100	
	L 80 MC	800	2592	3.24	4~12	88	7.60	3100(4210)	2480(3380)									
						66	5.70			2320(3160)	1860(2540)	1.62		245	定压	1424	12400	
	L 80 MCE	800	2592	3.24	4~12	88	7.60	2480(3380)	1990(2700)									
						66	5.70			1860(2540)	1490(2030)	1.30		240	定压	1424	12400	
	L 70 MC	700	2268	3.24	4~8	100	7.56	2360(3200)	1890(2570)									
						75	5.67			1770(2400)	1420(1930)	1.62		245	定压	1246	10850	

续上表

机型	机种	缸径 mm	行程 mm	行程缸径比	单机气缸数	转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 L₁ (100% p_e 100% n) kW (PS)	L₂ (80% p_e 100% n) kW (PS)	L₃ (100% p_e 75% n) kW (PS)	L₄ (80% p_e 75% n) k'V (PS)	MCR (L₁) 时 平均有效压力 MPa (kgf/cm²)	最高爆发压力 MPa (kgf/cm²)	涡轮后排气温度 ℃	增压方式	气缸中心距 mm	活塞吊出标准高度（吊钩至曲轴中心线）mm	热效率 %
L-MC/MCE	L 70 MCE	700	2268	3.24	4～8	100 75	7.56 5.67	1890(2570)	1510(2060)	1420(1930)	1130(1540)	1.30		240	定压	1246	10880	
	L 60 MC	600	1944	3.24	4～8	117 87	7.58 5.64	1740(2360)	1390(1890)	1290(1760)	1040(1410)	1.62		245	定压	1068	9250	
	L 60 MCE	600	1944	3.24	4～8	117 87	7.58 5.64	1390(1890)	1110(1520)	1040(1410)	830(1130)	1.30	12.8	240	定压	1068	9250	
	L 50 MC	500	1620	3.24	4～8	141 105	7.61 5.67	1210(1650)	970(1320)	900(1230)	720(980)	1.62	12.6	245	定压	890	7850	
	L 50 MCE	500	1620	3.24	4～8	141 105	7.61 5.67	970(1320)	780(1600)	720(980)	580(790)	1.30	12.6	240	定压	890	7850	
	L 42 MC	420	1360	3.24	4～8	168 126	7.61 5.71	850(1160)	690(930)	640(870)	510(700)	1.62		245	定压	748	6550	
	L 42 MCE	420	1360	3.24	4～8	168 126	7.61 5.71	690(930)	550(750)	510(700)	410(560)	1.30		240	定压	748	6550	
	L 35 MC	350	1050	3.0	4～8	200 164	7.0 5.74	560(760)	450(610)	460(620)	370(500)	1.66	12.7	250	定压	600	5050	
	L 35 MCE	350	1050	3.0	4～8	200 164	7.0 5.74	450(610)	360(490)	370(500)	290(400)	1.34		245	定压	600	5050	

续上表

机型	机种	缸径 mm	行程 mm	行程缸径比	单机气缸数	转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 L₁ (100% p_e 100% n) kW (PS)	单缸功率 L₂ (80% p_e 100% n) kW (PS)	单缸功率 L₃ (100% p_e 75% n) kW (PS)	单缸功率 L₄ (80% p_e 75% n) k'V (PS)	MCR (L_1) 时 平均有效压力 MPa (kgf/cm²)	MCR (L_1) 时 最高爆发压力 MPa (kgf/cm²)	涡轮后排气温度 ℃	增压方式	气缸中心距 mm	活塞吊出标准高度(吊钩至曲轴中心线) mm	热效率 %
S-MC/MCE	S 80 MC	800	3056	3.82	4～12	77	7.84	3350(4560)	2680(3650)									
						57	5.80			2480(3370)	1980(2700)	1.70	12.6	240	定压	1424	14000	
	S 80 MCE	800	3056	3.82	4～12	77	7.84	2680(3650)	2150(2920)									
						57	5.80			1980(2700)	1590(2160)	1.36	12.6	235	定压	1424	14000	
	S 70 MC	700	2674	3.82	4～8	88	7.84	2570(3490)	2050(2790)									
						66	5.88			1920(2620)	1540(2090)			240	定压	1246	12250	
	S 70 MCE	700	2674	3.82	4～8	88	7.84	2050(2790)	1650(2240)									
						66	5.88			1540(2090)	1230(1680)			235	定压	1246	12250	
	S 60 MC	600	2292	3.82	4～8	102	7.79	1870(2550)	1500(2040)									
						76	5.81			1400(1900)	1120(1520)			240	定压	1068	10500	
	S 60 MCE	600	2292	3.82	4～8	102	7.79	1500(2040)	1200(1630)									
						76	5.81			1120(1520)	890(1220)			235	定压	1068	10500	
	S 50 MC	500	1910	3.82	4～8	123	7.83	1310(1780)	1050(1420)									
						92	5.86			980(1330)	780(1060)			240	定压	890	8750	
	S 50 MCE	500	1910	3.82	4～8	123	7.83	1050(1420)	840(1140)									
						92	5.86			780(1060)	630(850)			235	定压	890	8750	
	S 26 MC	260	980	3.77	4～8	250	8.16	365(495)	290(395)									
						188	6.14			275(372.5)	217.5(297.5)	1.68	16.0	290	定压	490	4700	
	S 26 MCE	260	980	3.77	4～8	250	8.16	290(395)	232.5(315)									
						188	6.14			217.5(297.5)	175(237.5)	1.36		285	定压	490	4700	

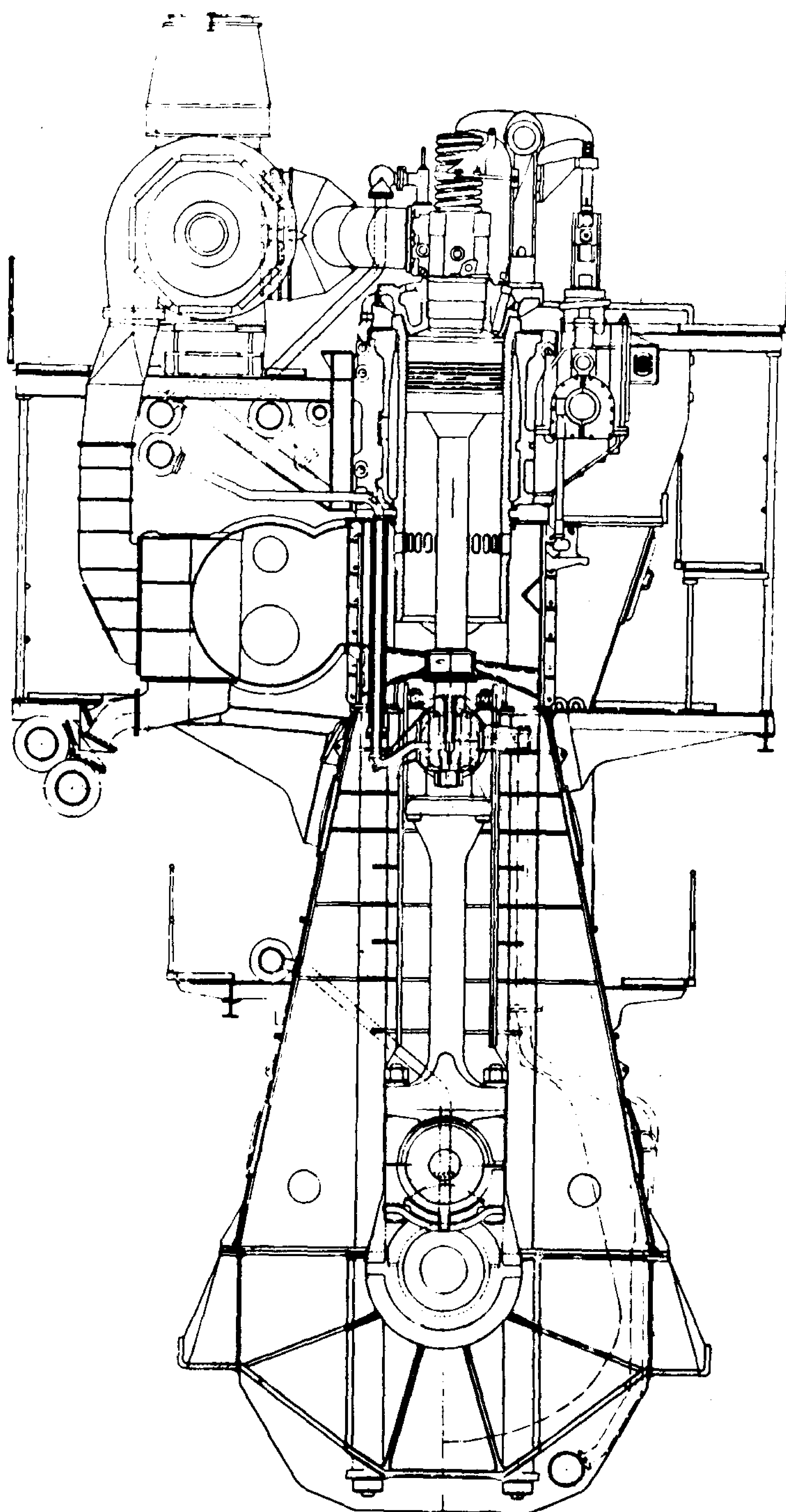


图 4.1.10-4　VT 2 BF 型柴油机横剖面图

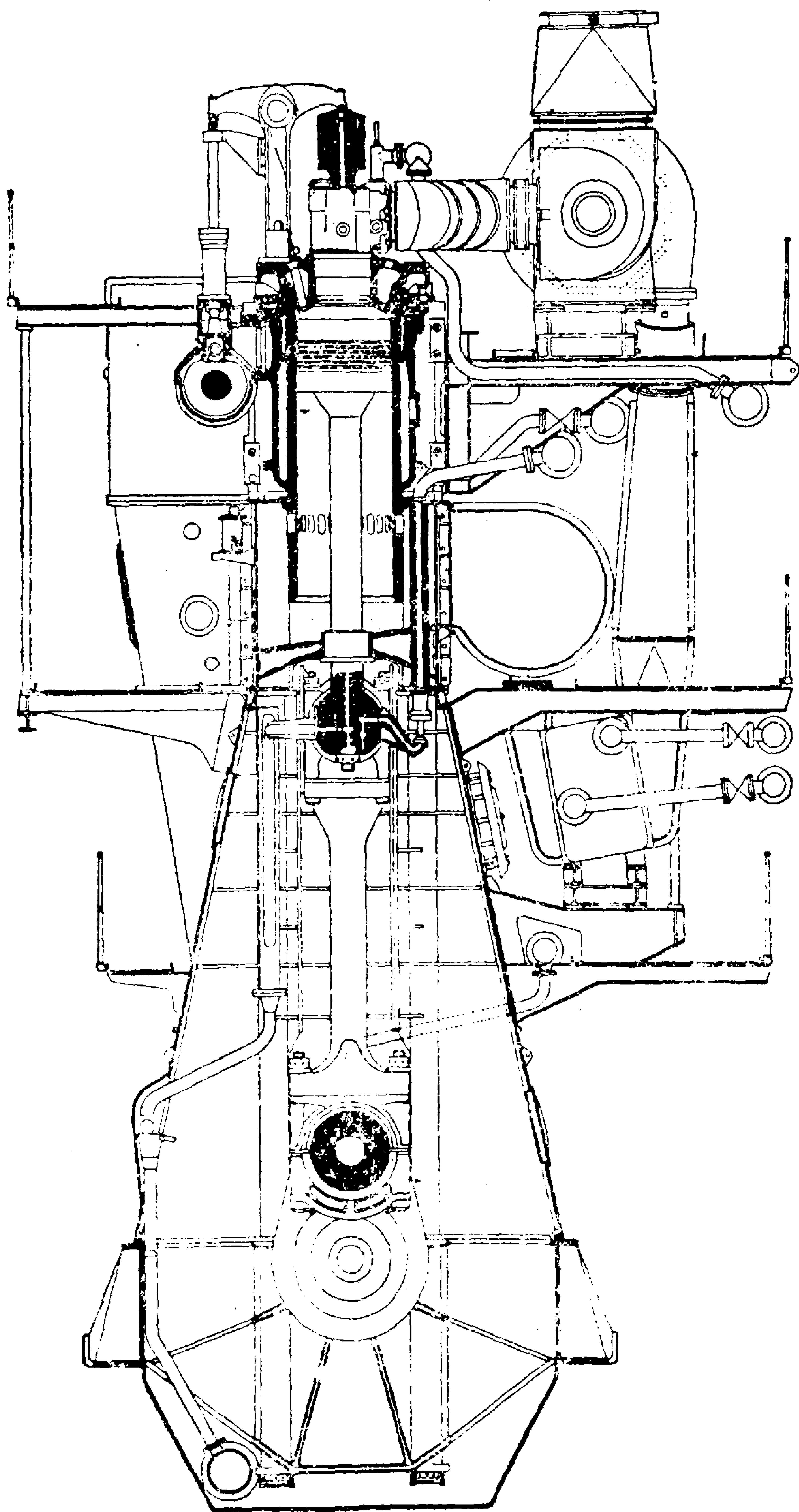


图 4.1.10-5 KEF 型柴油机横剖面图

为钢衬。

采用脉冲废气涡轮单独增压系统，增压后的空气经中间冷却器后进入扫气箱。设有一台应急鼓风机，以备增压器损坏，起动或低负荷运行时应急使用。

喷油泵为回油孔终点调节式，设在气缸体的操纵台一侧。闭式喷油器的针阀为平面式，喷油嘴用柴油冷却。

VTBF 型柴油机早期采用双凸轮、双轴换向系统，后又改用双轴，单凸轮换向系统，VT 2 BF 型机改进后的换向则采用单轴，单凸轮换向系统。喷油泵凸轮与排气凸轮同装于一根轴上，用行星齿轮式单轴差动机构实现换向，因此喷油泵凸轮为心形。

采用平衡式空气起动系统，并设有全制式 UG 型液压调速器和超速保安装置。

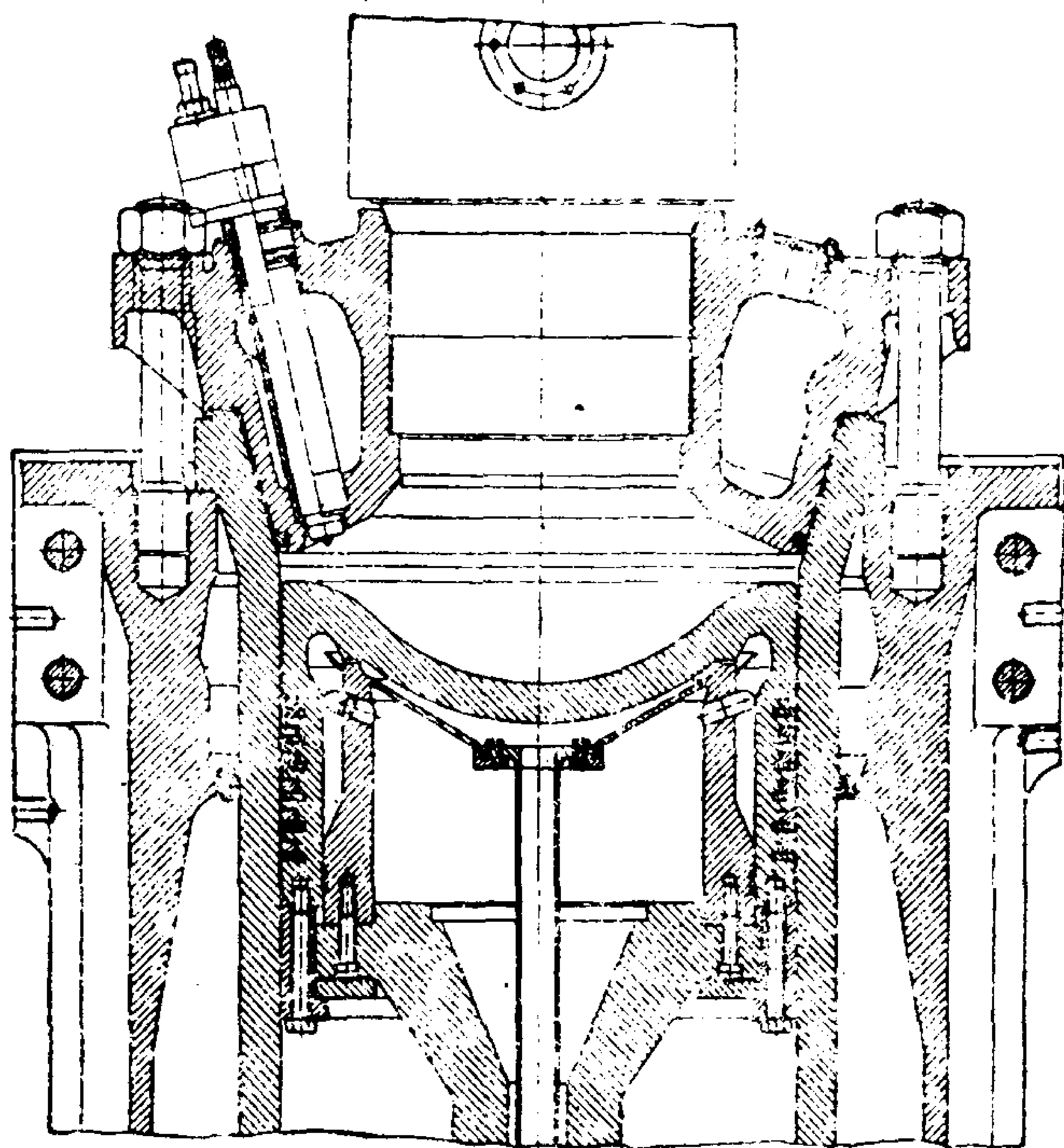


图 4.1.10-6 KEF 型柴油机活塞与气缸盖

1.1.2.2 K-系列（KEF 及 KFF型）柴油机

由图 4.1.10-5 可见，KEF 及 KFF 型柴油机在结构上继承了 VT 2 BF 型柴油机的主要特点，只是在下列方面进行了改进。

气缸盖亦由耐热铬钼钢制成，但喷油器、起动空气阀，安全阀都安装在各自的衬套中，再分别装入气缸盖的冷却腔中。由于衬套结构呈对称形，易于铸造，且不会在局部产生过高的应力变化。冷却水从气缸水套通过 2 ～ 3 根外接管至缸盖相应的入口，以切线方向进入气缸盖，然后进入排气阀阀壳冷却。

为改善气缸套上部冷却，减少了冷却水腔容积，并在水套 3 / 4 高度处镶有一道凸环，环上钻有许多直径为 10 mm的导水孔，引导水流沿切线方向高速流过上部腔室，以收到良好的传热效果。

与 VT 2 BF 型活塞相比，活塞顶冷却腔内增加了一个铸钢支承环，使减薄了的活塞顶承受的爆发压力直接传递到活塞杆上。活塞头与支承环通过活塞裙及盆形弹簧圈紧固，这不仅降低了热应力，也改善了冷却效果（图 4.1.10-6）。

排气阀采用六组细而软的短弹簧，代替单组硬而长的弹簧，以简化加工，保证热处理的质量，提高弹簧承受交变应力的能力和便于检修。阀座与阀面均堆焊有 1 ～1.5 mm厚的耐热钨铬钴合金（stellite-司太立合金），以改善耐热和耐蚀性能。

喷油器改用锥面针阀以提高密封性、改善燃油雾化和减少喷油嘴污染物的生成。

操纵系统的主体部分与 VT 2 BF 型相同，只是增加了一套“慢转”装置，且系统可由独立的机舱集控室或由驾驶室进行遥控。

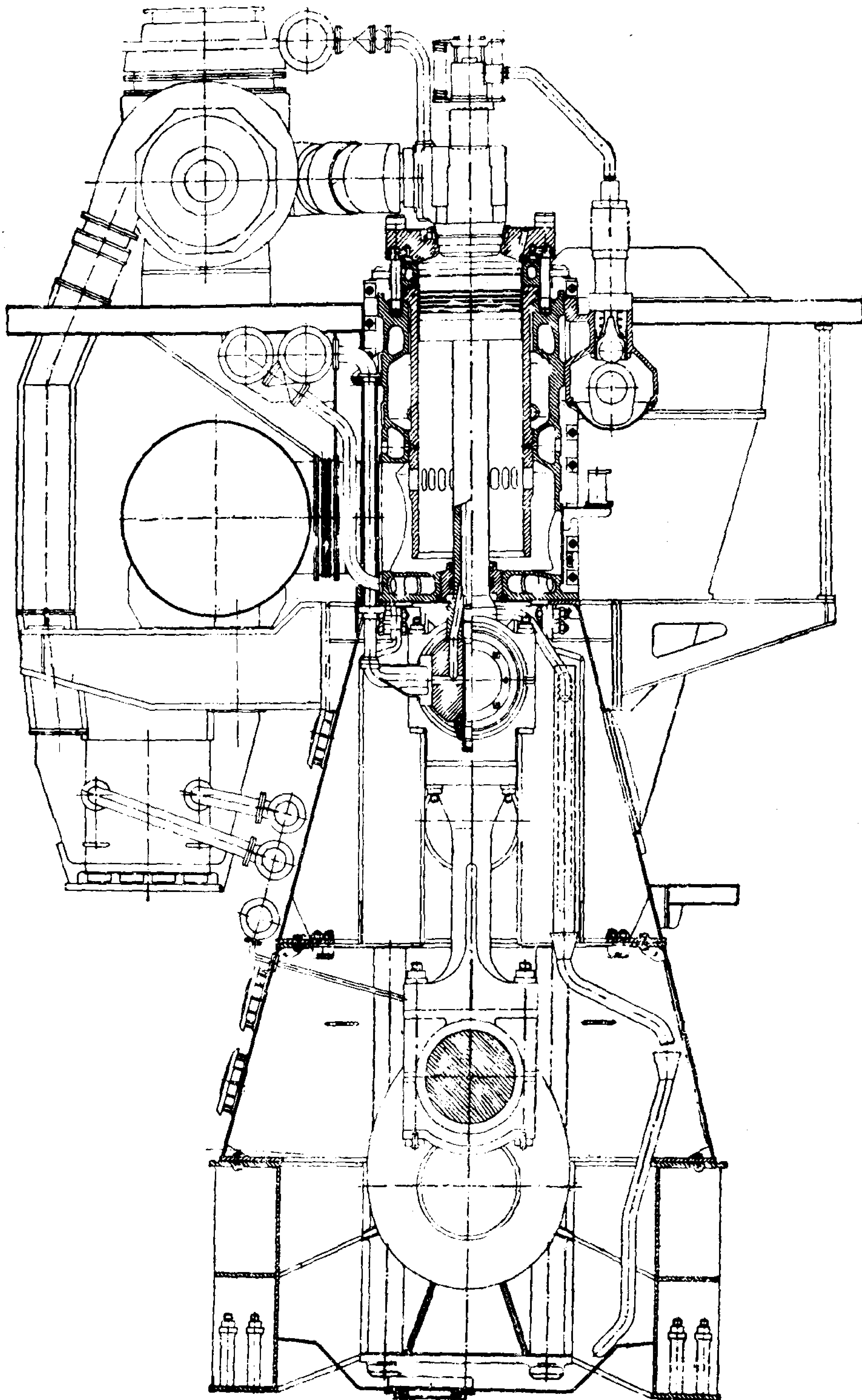


图 4.1.10-7　KGF 型柴油机横剖面图

1.1.2.3 G系列柴油机

1）短行程 KGF 型柴油机（图 4.1.10-7）

与 KEF 型相比，KGF 型机对机体、气缸盖、排气阀传动机构等进行了较大的修改。其中非冷却式喷油器、液压排气阀、实心气缸盖曾在 VT 2 BF，KFF 及 KFF 型机上进行过试验，证明性能良好。其后又设计了液压凸轮倒车机构，凸轮轴扭矩均衡器及二次力矩补偿器等。

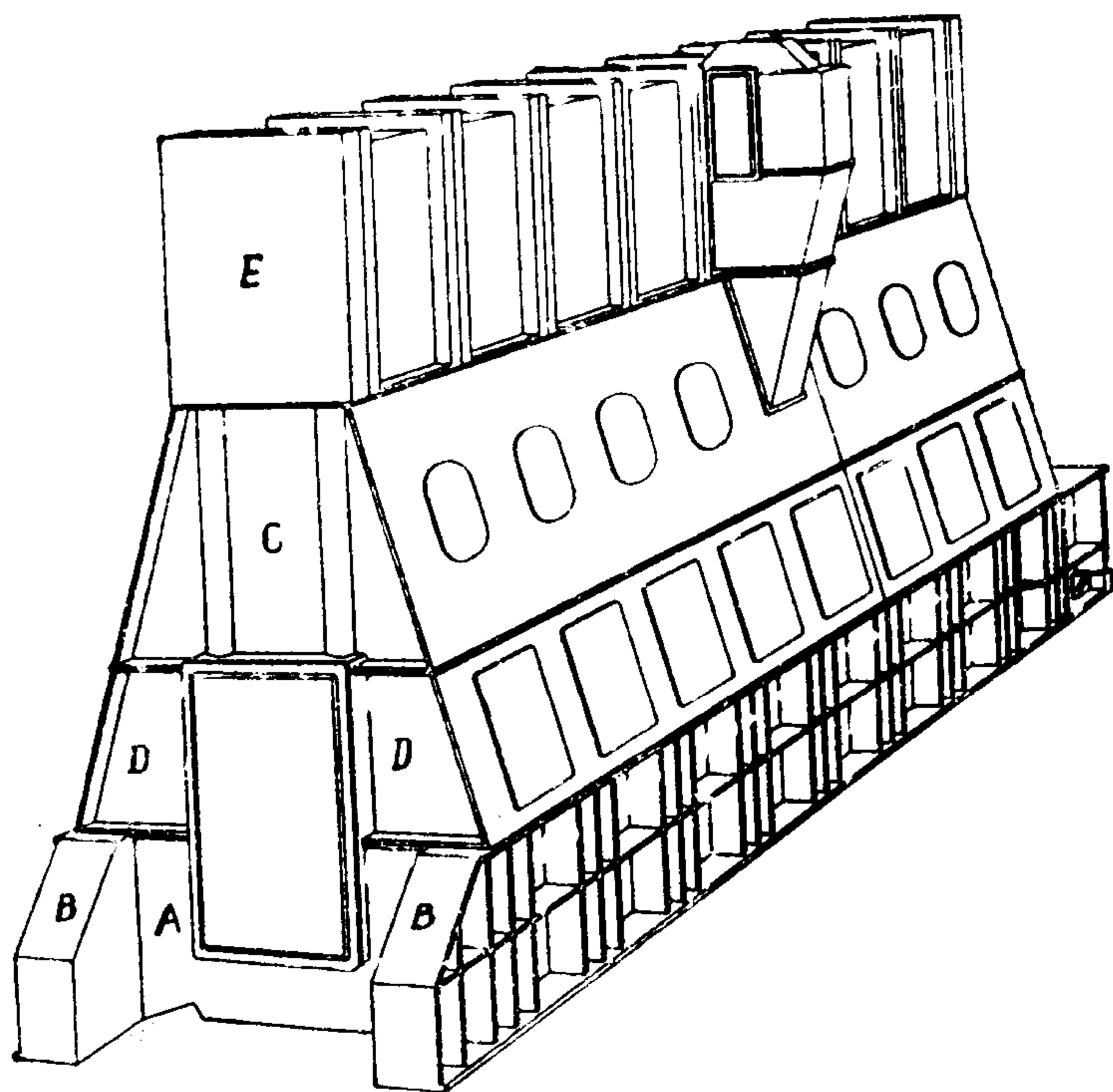


图 4.1.10-8 K 90 GF 柴油机机体结构

机体改为由钢板焊接而成的整体箱形机架（C）（图 4.1.10-8）它用紧配螺钉固紧在一对纵梁座（D）上，然后安置在"高型"底座上。油底壳用钢板焊接在机座上部。中央横隔壁（A）为轴承档，是单个铸件，上面有贯穿螺栓孔，用螺栓固定在两根焊接的箱式机座的纵梁（B）上。不论缸数多少、纵梁都分成两段，在中间链条箱处用螺栓连接。每个气缸水套和扫气箱合并为一个铸铁件（E），相邻单元用紧配螺钉连接，然后用贯穿螺栓固定在机架和机座上。采用这一结构可减少船体变形对机座的影响，提高了整体刚度，安装简便快捷，接头少，改善了油密性。

采用整体锻钢实心气缸盖（图 4.1.10-9），在靠近燃烧室与排气阀等受热部位，钻有辐射状的径向冷却水孔，以利于降低缸盖壁面温度，减少高温腐蚀。缸盖与缸套之间改用平面与缸套凸缘压合的方式，从而防止了在 KEF 和 VT 2 BF 型机中，因锥形结合面中的铸铁密封环密封不良漏气，而造成两者粘住及维修困难的弊病。冷却水孔（钻孔）贴近燃烧室，冷却良好。

喷油器和起动阀可以直接装入与冷却水通道无关的阀孔中，完全防止了漏水。喷油嘴不用冷却、可充分利用缸盖壁面的冷却效果。

活塞原则上与 KEF 的相同，但缩短了活塞头内支承环的高度，因此活塞杆和盆形弹簧圈的位置相应地从裙部提高到了活塞头处，省去了布油环。活塞环槽取消了垫环、改为上下表面镀铬，以保证环槽处于最佳工作状态。

短而粗的十字头销支承在弹性自（整）位轴承上，使应力分布均匀，润滑情况改善。十

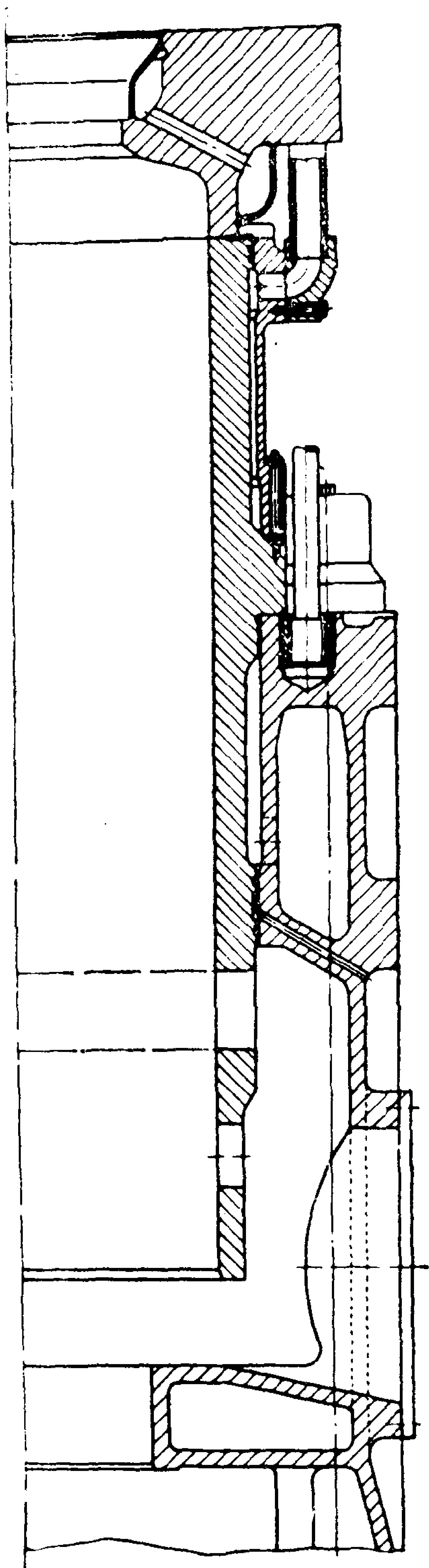


图 4.1.10-9 KGF 型柴油机燃烧室与气缸盖

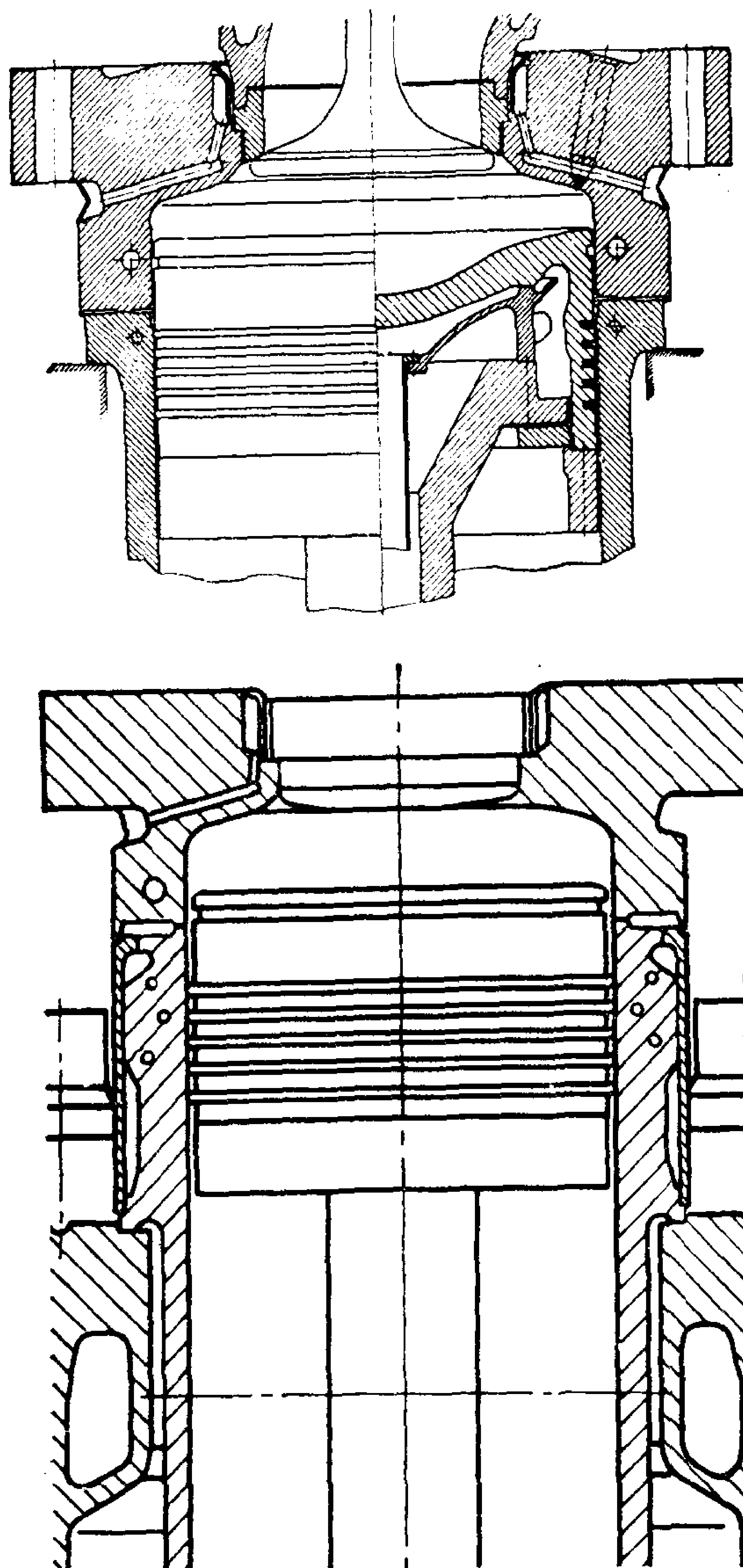


图 4.1.10-10 K 45 GF与L 45 GF型机的气缸套

字头形状对称，采用钢背薄壁白合金轴瓦，上下瓦可互换，白合金层厚度仅为 1 mm，提高了疲劳强度。

不论缸数多少，曲轴一律采用半组合式，5～10 缸机采用铸钢曲臂，11～12 缸机则采用锻钢曲臂。曲轴的平衡用镗削曲柄销内孔偏心来实现，去掉了不平衡重块。

气阀传动机构改用液压驱动式。

KGF 型喷油泵作了三点改进①密封性较好，减少了燃油漏入凸轮轴箱的可能；②在调节

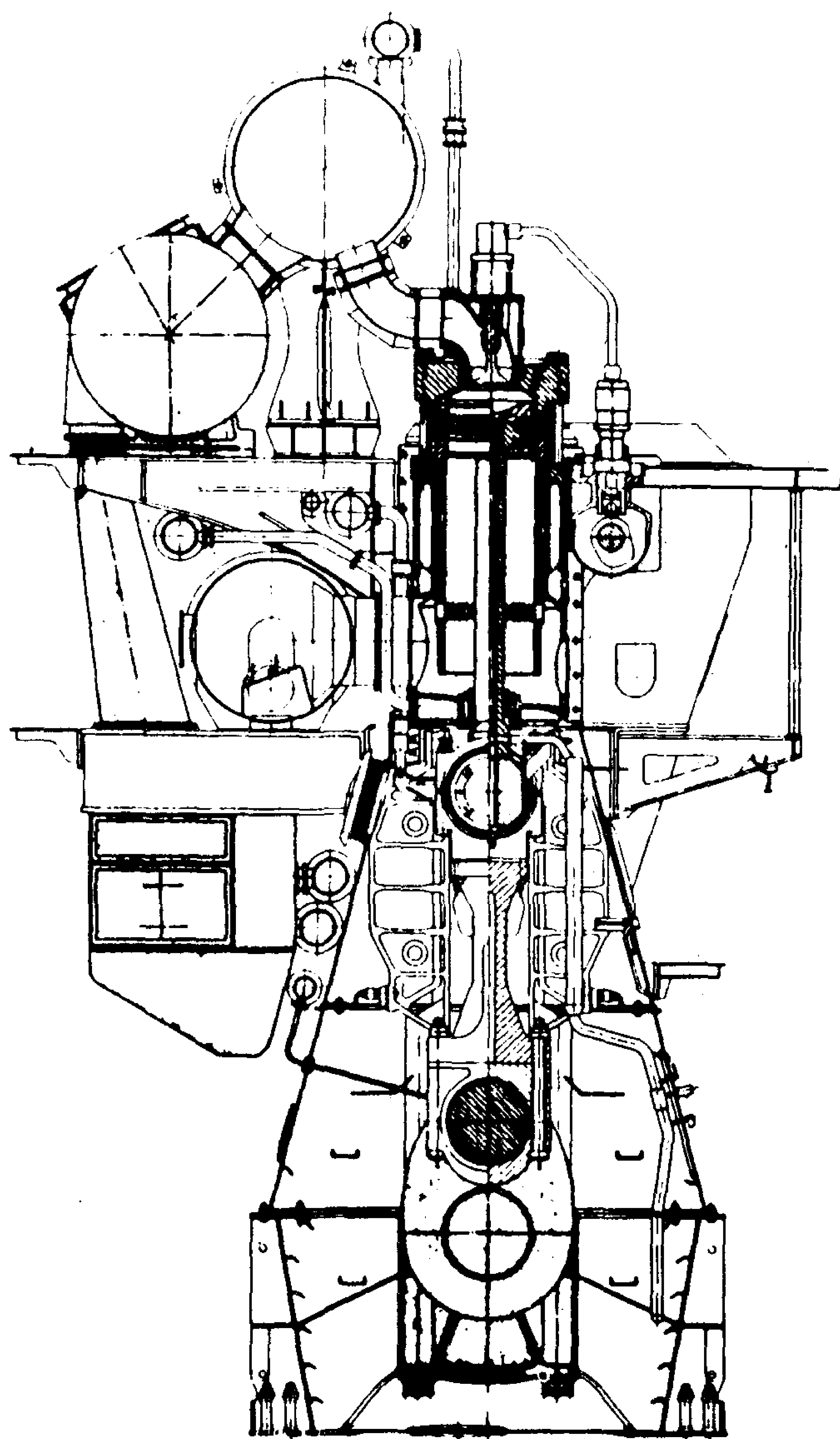


图 4.1.10-11 L 90 GB/GBE 柴油机横剖面

杠杆拉到断油位置时不再喷油；③油泵齿条装在泵底部，泵体上不开孔，防止了尘埃的进入。在柴油机运转中，利用一个自动的气动装置，可抬起油泵柱塞、或者停留在最高位置。

2）长行程 L-GF 型柴油机

由于 L-GF 型机沿用了 KGF 型机的主要结构（图 4.1.10-10），着眼于提高经济性，因此从中间部分气缸体支架的顶端到导板的下部固定接点之间是完全重合的，只是将导板向下延伸以适应放长了的活塞行程，同时机座及机架相应加高、加宽，以适应较大的曲柄回转空间的需要。气缸支架不变，而仅仅将气缸套加长，即将缸套上部有水冷却的凸肩部分加高；

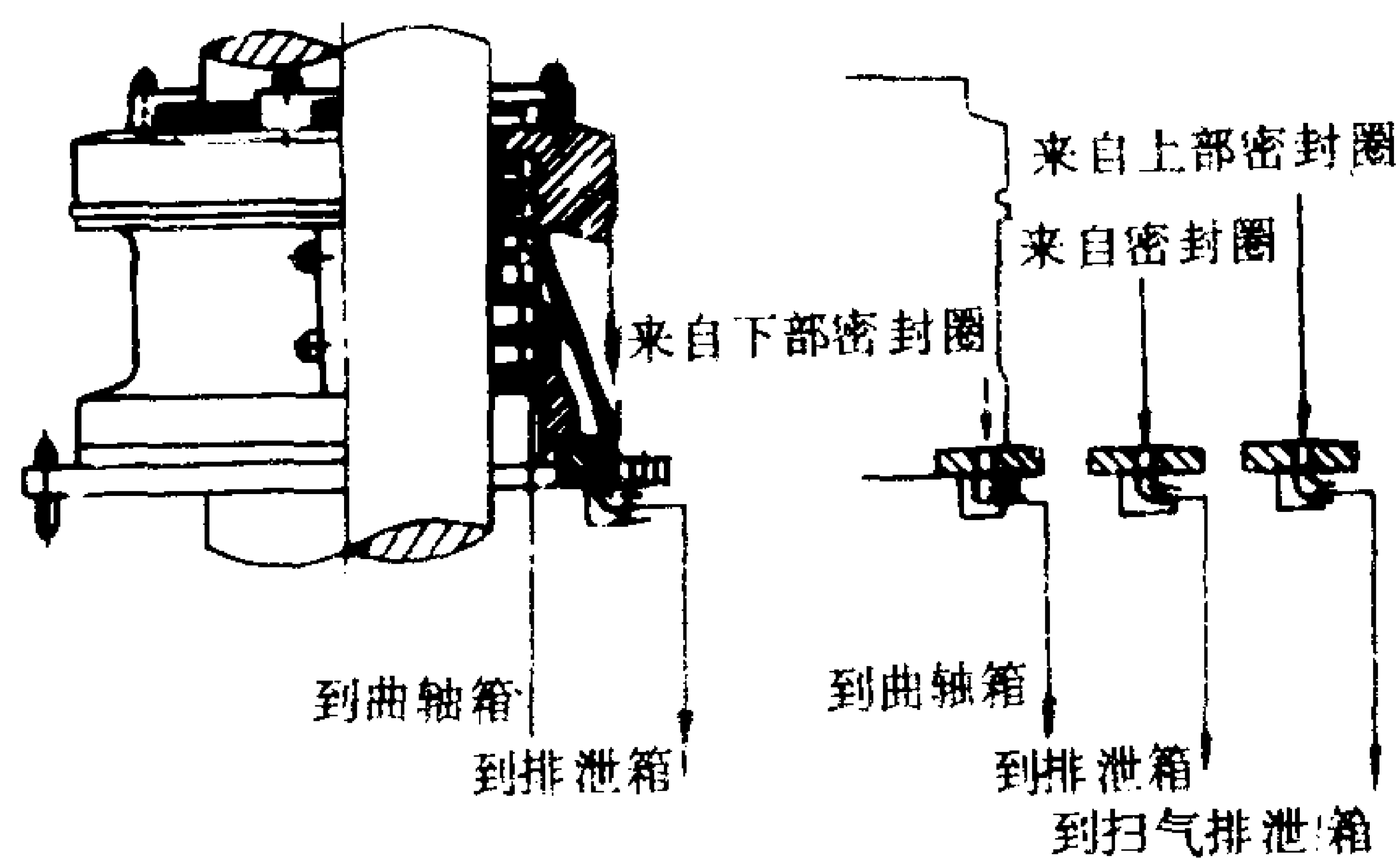


图 4.1.10-12　KHI 系统

底座型式分两种：缸径大于670 mm的采用“高型”，而 550 mm 及 450 mm 缸径机仍采用传统的“低型”，以降低整机的高度。

为了降低吊缸高度、L 45 GF 机也与 K 45 GF 机一样，采用了由缸套中部凸肩（法兰）来支承整个气缸套。在气缸套下半部和气缸体之间的冷却水套与其它缸径的 L-GF 型机相同，而在支承法兰上方却只是一个简单的独立的钢制水套，它可以与气缸套一起被吊出。由于采用中部支承，缸套上部壁厚减薄，有利于减少缸壁热应力。

活塞仍采用油冷却式，冷却油由活塞杆进入活塞内部，并具有特殊的遮蔽装置以形成“振荡”效应，提高冷却效果。活塞顶背部的温度仅 105℃，使活塞裙部有最佳的工作条件及最小的变形，使用周期可达 4 年之久。

由于 L-GF 型机的设计概念与 KGF 型基本相同，因此除 L 45 GF 型机外，大部分备件可以通用。

3）L-GFC 型柴油机

由于 L-GFC 型柴油机仅将 L-GF 型机的脉冲增压改为定压增压，因此除进排气道，增压器等有所变化外，其余均不变。

4）L-GFCA 型柴油机

L-GFCA 型机是在 L-GFC 型机的基础上，保持原主要部件不变的情况下，调整运行参数而原有的结构不改变。

5）L-GA 型柴油机

L-GA 型机是在 L-GFCA 型机上换用高效率增压器，并采用可变喷油定时（VIT）柱塞型喷油泵。对活塞杆采用高频淬火，换用了高性能活塞杆填料函，其它结构无明显变化。

6）L-GB/GBE 型柴油机

它是在 L-GFCA/GA 型柴油机的基础上提高功率，降低油耗的发展机型。因爆发压力提高，对气缸盖、气缸体、气缸套、冷却水套、活塞、十字头和曲轴等处作了加强。

图 4.1.10-11 为 L 90 GB/GBE 型柴油机的横剖面图，阴影部分为修改的零件。

活塞头采用上下两半分段锻造的焊接结构，改善了顶部支撑结构。第一道活塞环通过下面的油孔、借助于冷却油喷射强制冷却。考虑到爆压升高，将活塞环槽部分高频淬火后镀铬。但焊接式活塞头加工工时多，成本高（图 4.1.5-6）。

在 6 L 67 GB/GBE 机中，第一道环位置提高了 25 mm，这样当第一道环通过扫气口上端时，燃气倒流情况有所改善。

活塞杆填料函采用 KHI 排泄系统（图 4.1.10-12），使活塞杆的密封性和排油效果得到显著改善。

钻孔冷却式的气缸盖和气缸套采用抗拉强度大于 25 MPa的高氏合金制造。采用 2 ~ 3 个气缸为一个单元的分段拼接结构的气缸体，以提高整体刚性。导板直接焊接在机架上。为

提高轴承的承载能力，改用铝锡合金为减摩合金。在 5 L 67 GB/GBE 机中还曾采用了 MAN 型升压油泵、以改善十字头的润滑状况。

采用柱塞型可变喷油定时（VIT）喷油泵。

采用空气弹簧气力旋转式排气阀，它利用装在阀杆上火焰阻挡器前的翅片，获得每分钟 1～2 转的旋转。

由图 4.1.10-13 可见，空气活塞及其形成的气垫，类似弹簧（称为空气弹簧），取代了钢质螺旋弹簧，使结构简化工作可靠。空气气缸内由贮气瓶供应 0.5 MPa 工作压力，报警压力为 0.4 MPa。排气阀阀座可以采用冷却式或非冷却式，在 5 L 67 GB/GBE 机的试验表明，冷却式阀座表面温度可下降 100℃，阀盘温度下降 30℃。阀座与阀接触面上均堆焊有司太立合金。

增压器采用非冷却式，以提高排气温度，改善余热利用条件，它与冷却式相比，排气温度可提高 10～12℃。第一台 6 L 90 GB/GBE 机采用两台 MAN-NA 70 型高效增压器，它除轴承为水冷外，其余进排气涡壳均不冷却。

空气冷却器改成箱型，能在使用中清洗而不必停止运行。为能充分利用扫气热能，在冷却器前安装了余热回收器。为防止凝水水滴冲刷掉气缸表面润滑油膜，按规定仍装有水雾捕滴器。

6 L 67 GBE 机在连杆大端加装 11 mm 厚的垫片，以增大压缩比，使在比 GB 型机实际平均有效压力的下限（p_e=1.3 MPa）更低的范围中，不致于使压力升高比 p_z/p_c 过大，以降低柴油机运行时的工作粗暴性。

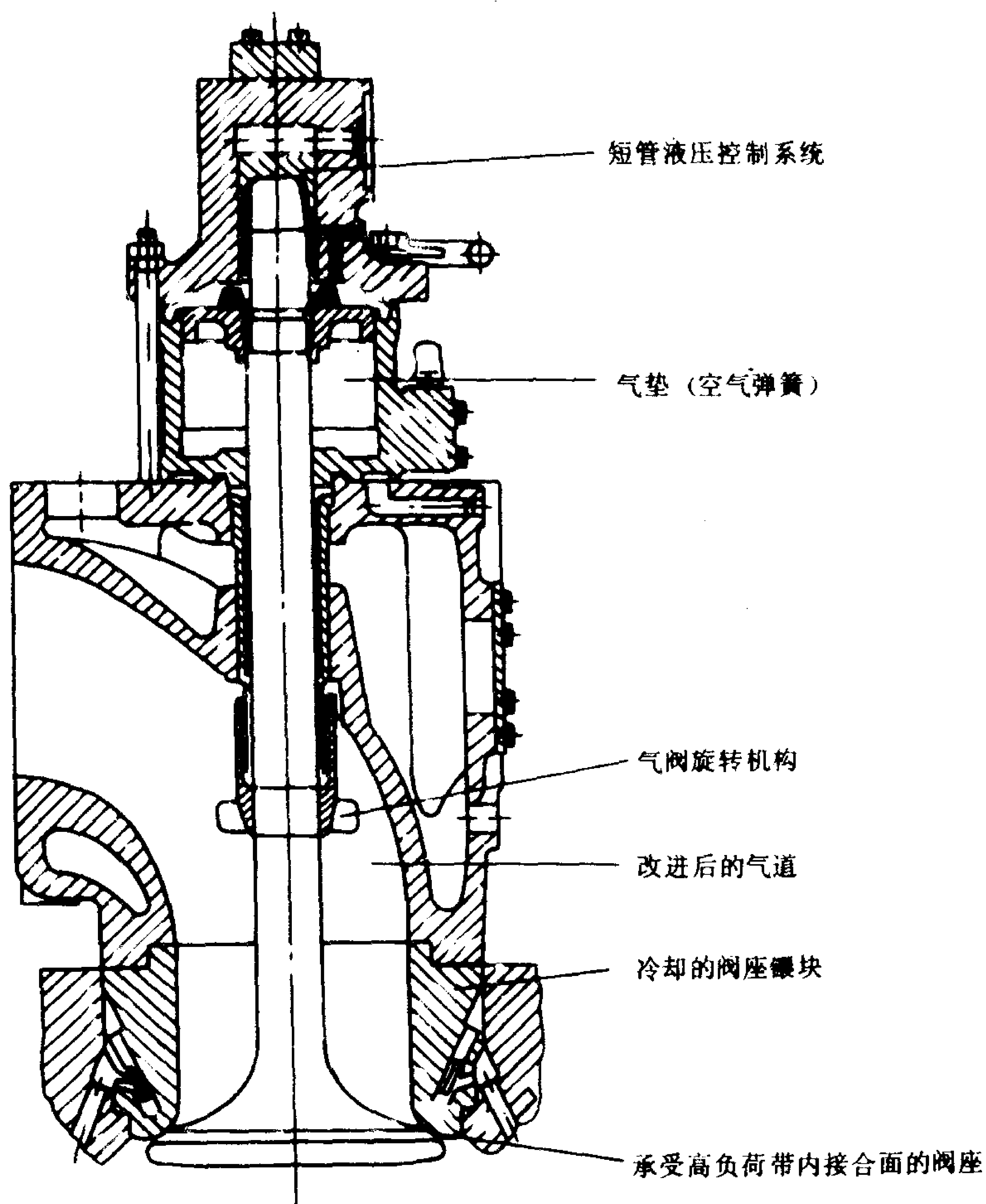


图 4.1.10-13　L-GB/GBE 型机气力旋转空气弹簧式排气阀

1.1.2.4　M 系列（MC/MCE 型）柴油机

MC 型柴油机是 1982 年在 G-系列 L-GB/GBE 型柴油机的基础上发展起来的，该

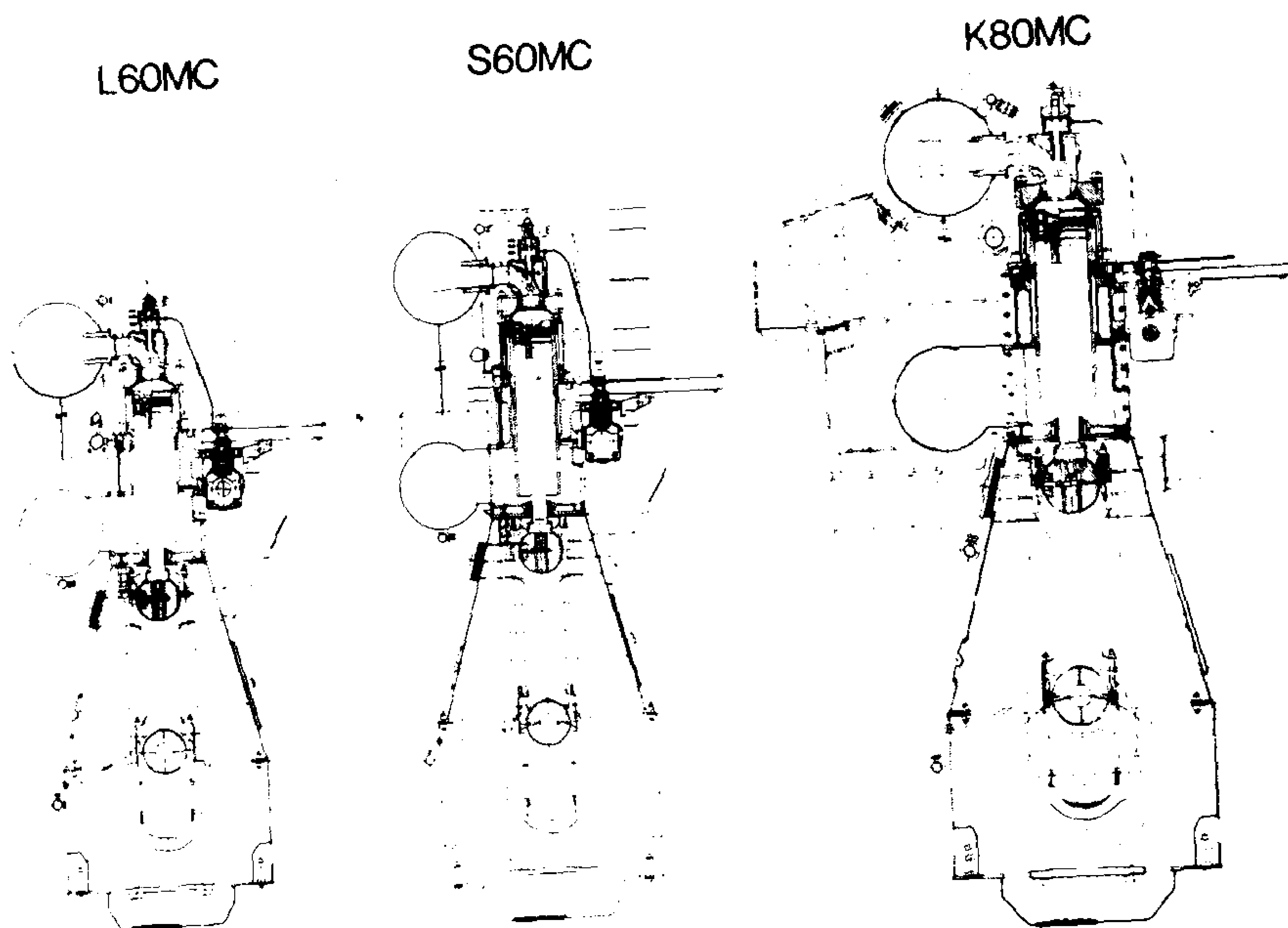


图 4.1.10-14　S、L、K-MC型柴油机横剖面图

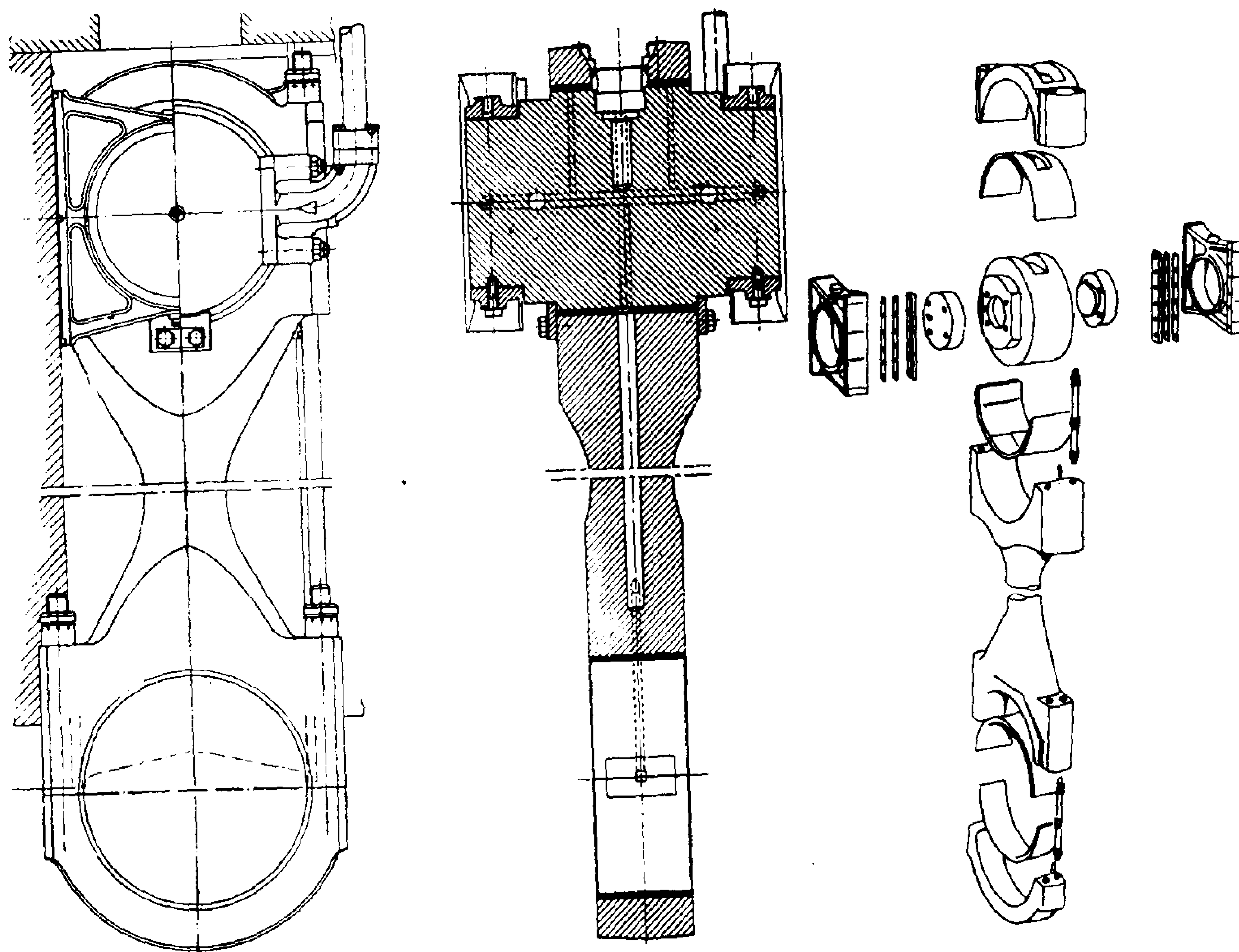


图 4.1.10-15　L-MC/MCE 型机的连杆组

机型的结构特点为：深型刚性底座和简单的整体型十字头导板，紧凑的全焊接箱形机架；含有扫气空间的坚固的整体铸造式气缸体；具有低滑油消耗量和已被证明具有低磨损率的对称气缸套；实心、钻孔冷却，整体锻造的钢质气缸盖；单循环、非冷却式喷油器；可变喷油定时式喷油泵；液压驱动式排气阀、阀座冷却；油冷却式活塞；有作为主机轴带发电机标准化功率输出（PTO）的可能性以及利用涡轮复合系统（TCS）和动力涡轮（PTI）的可能性等。

由 MC 型机横剖面图上可以看出，L、S、K型机在结构上具有相同的特点（图 4.1.10-14）。

底座由两根纵梁和若干具有轴承支座的铸钢横梁焊接而成，可以是整体式或由几段组合。

机架除 50，42，35 和 26 型机为铸件外，其余各档缸径机均为焊接组合式。底座与机架的主要结合面设计成高于曲轴中心线，以便在加长行程的情况下，使底座不至于太宽，同时尽可能缩短气缸中心距。

气缸体可以单缸或多缸一起浇铸，然后用螺栓连接。扫气箱是气缸体的一部分，贯穿螺栓孔壁，扫气箱与曲轴箱之间的双层结构除 S 26 MC/MCE 机外，均用淡水冷却。

底座、机架，气缸体三者由贯穿螺栓连接成一个坚固的刚性整体。贯穿螺栓由液压工具上紧，为防止横向振动，每个螺栓都有横向支撑。

根据需要曲轴可采用全组合式焊接曲轴，或半组合式曲轴。推力轴与曲轴连在一起。每台 MC 型机在曲轴自由端均装有轴向减振器，以阻尼曲轴运转时的轴向窜动。除缸径 35、26 型机外，其余各档缸径的 MC 型机的主轴承仍采用传统的厚壁白合金轴瓦。

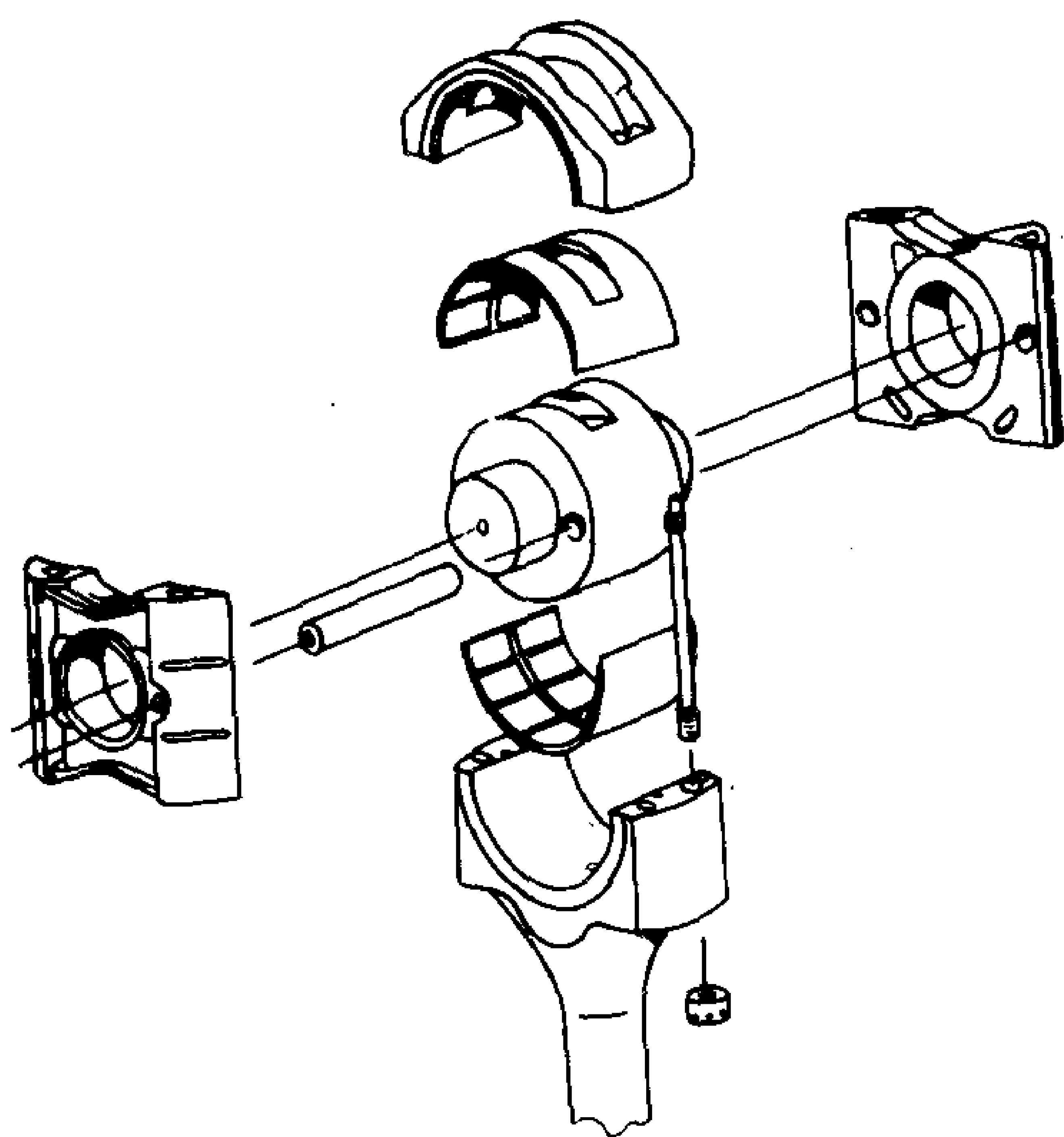


图 4.1.10-16　S 26 MC 型柴油机的十字头

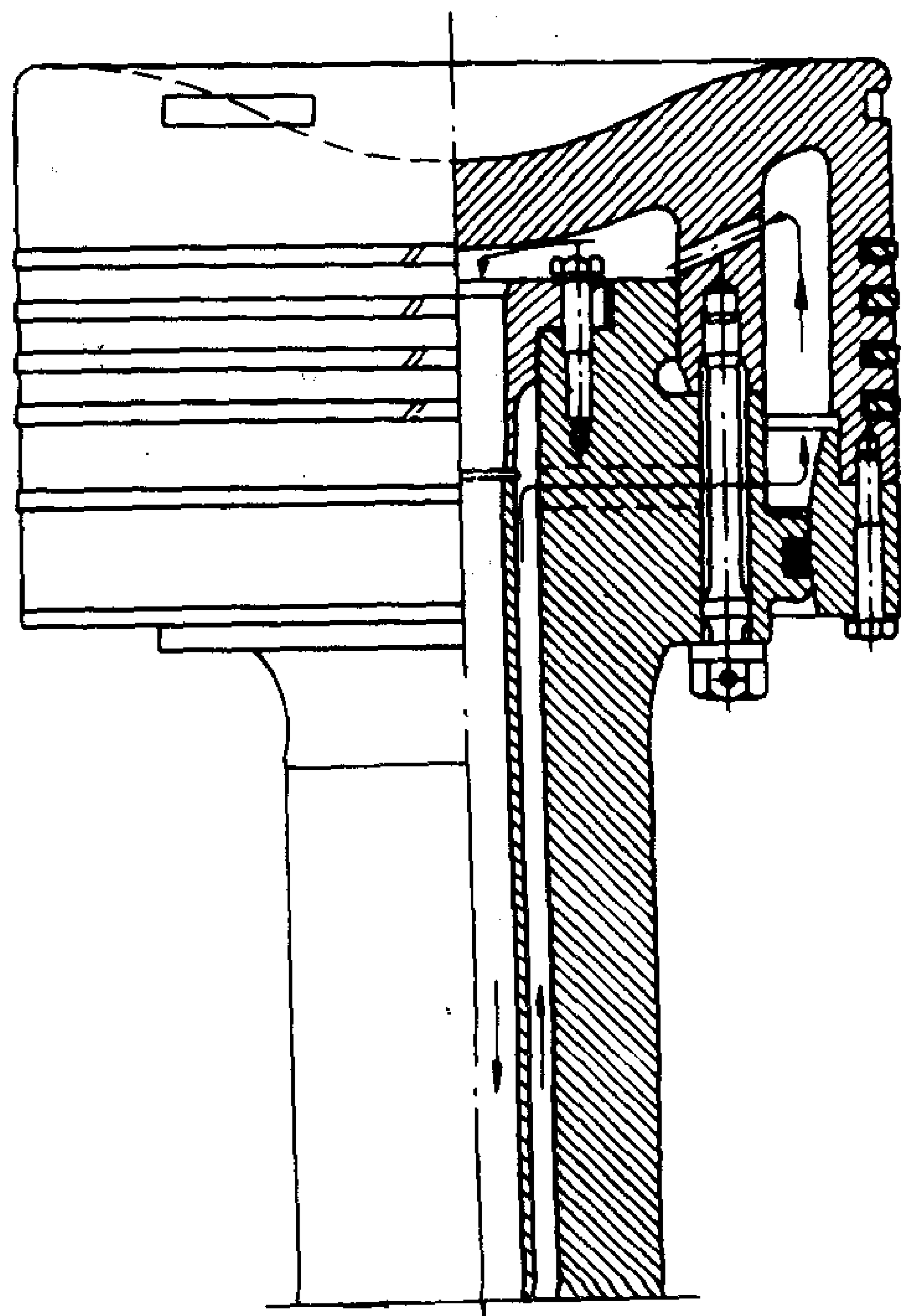


图 4.1.10-17　S 26 MC 柴油机活塞

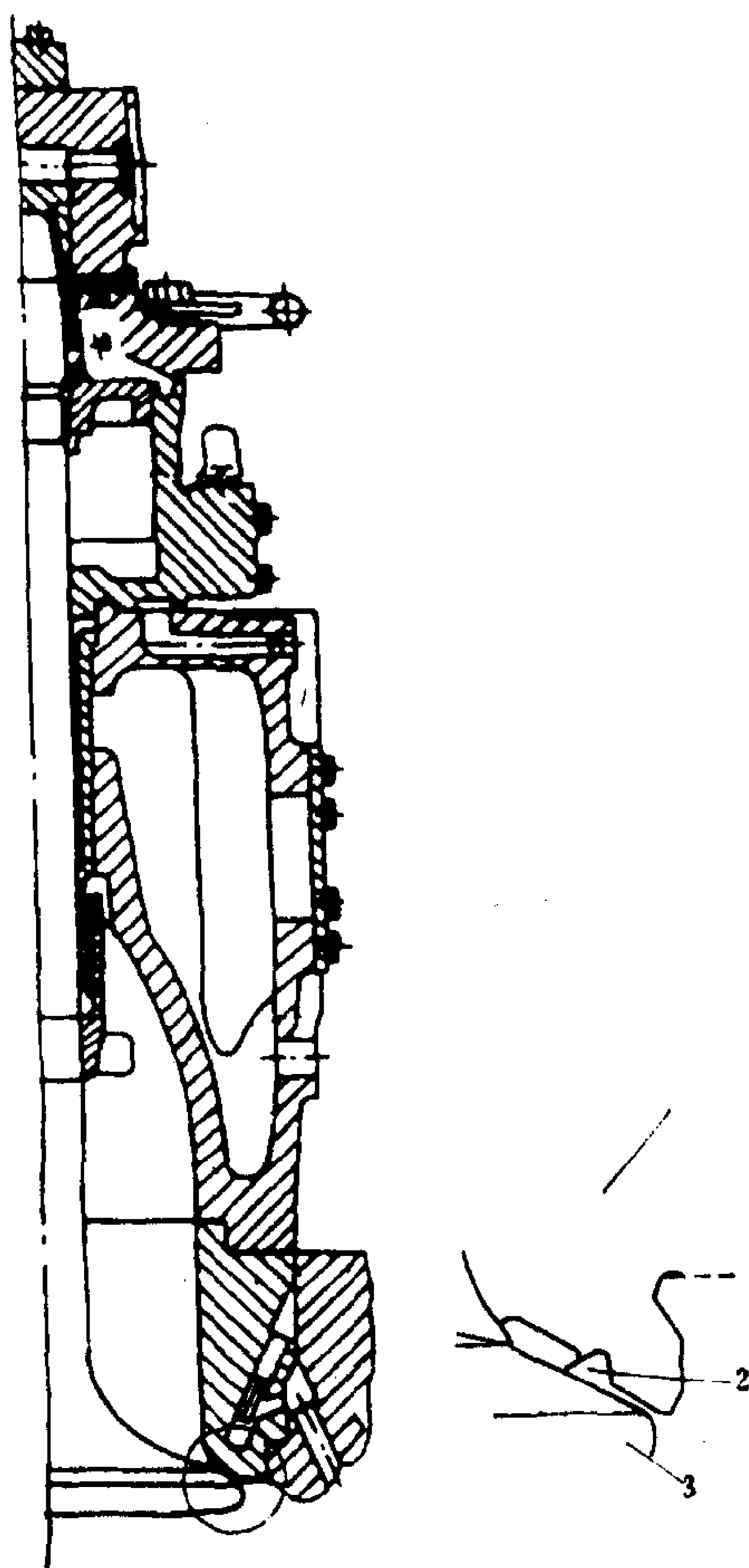


图 4.1.10-18 MC 型机排气阀与新型冷却式阀座

1-阀座；2-空气室；3-阀

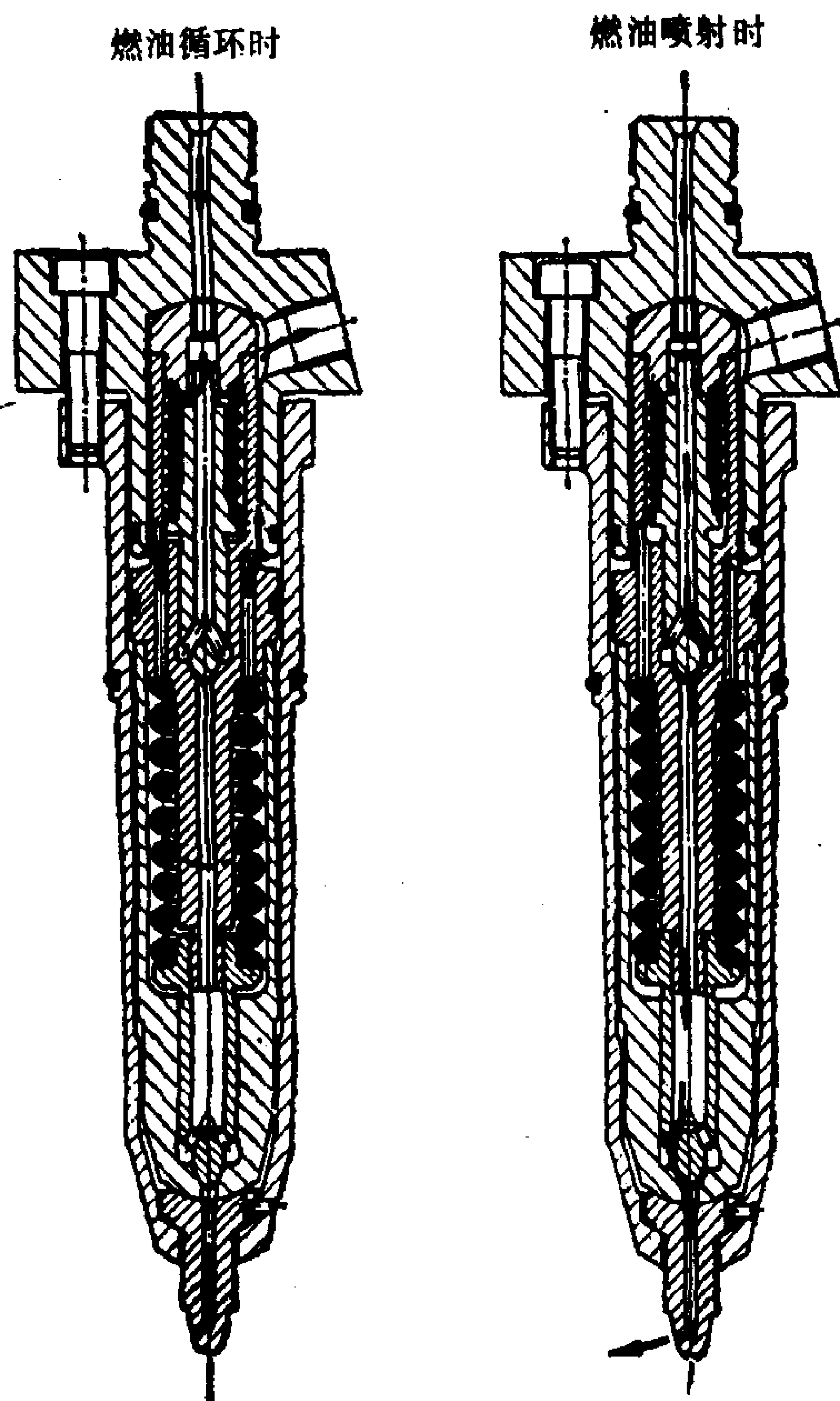


图 4.1.10-19 MC 型柴油机单循环非冷却式喷油器

为了降低柴油机的高度和吊缸高度，采用了由几个部件组合的杆身较短的连杆(图 4.1.10-15)。单片全支承式十字头下瓦，除 26 型机仍采用铝锡合金薄壁瓦外，其余各档机的轴瓦恢复使用白合金薄壁瓦，以改善表面的摩擦性能。

十字头滑块为浮动式，以减少找中的工作量。S 26 型 机为圆筒形导板，可以自动对中（图 4.1.10-16)。

活塞顶由铬钼合金钢锻造，分段焊接，裙部为铸铁件。活塞顶用螺钉刚性地紧固到活塞杆上并用油冷却（图 4.1.10-17)，而 35 型机为整体铸钢活塞。为了减少与缸壁的摩擦，活塞环减少为四道。与 GB 型机相比，活塞顶的内支承面积减小。活塞杆表面高频淬火提高硬度至 380 HV，这样可与活塞杆填料函内的铸铁刮油环配对使用，有效地提高密封性，减少填料函内污油的排出量（每 24 小时仅为 5 ~10 升)。

气缸套仍保持对称结构，以防止产生不均匀的变形，与 GB 型机相比，注油孔位置提高到冷却水套上方，相应于活塞位于上止点时第一道活塞环的位置。为确保气缸套上部的良好冷却，大于 60 缸径的柴油机缸套上部凸肩处浇铸前预埋有冷却水通道管，以加强冷却。缸套

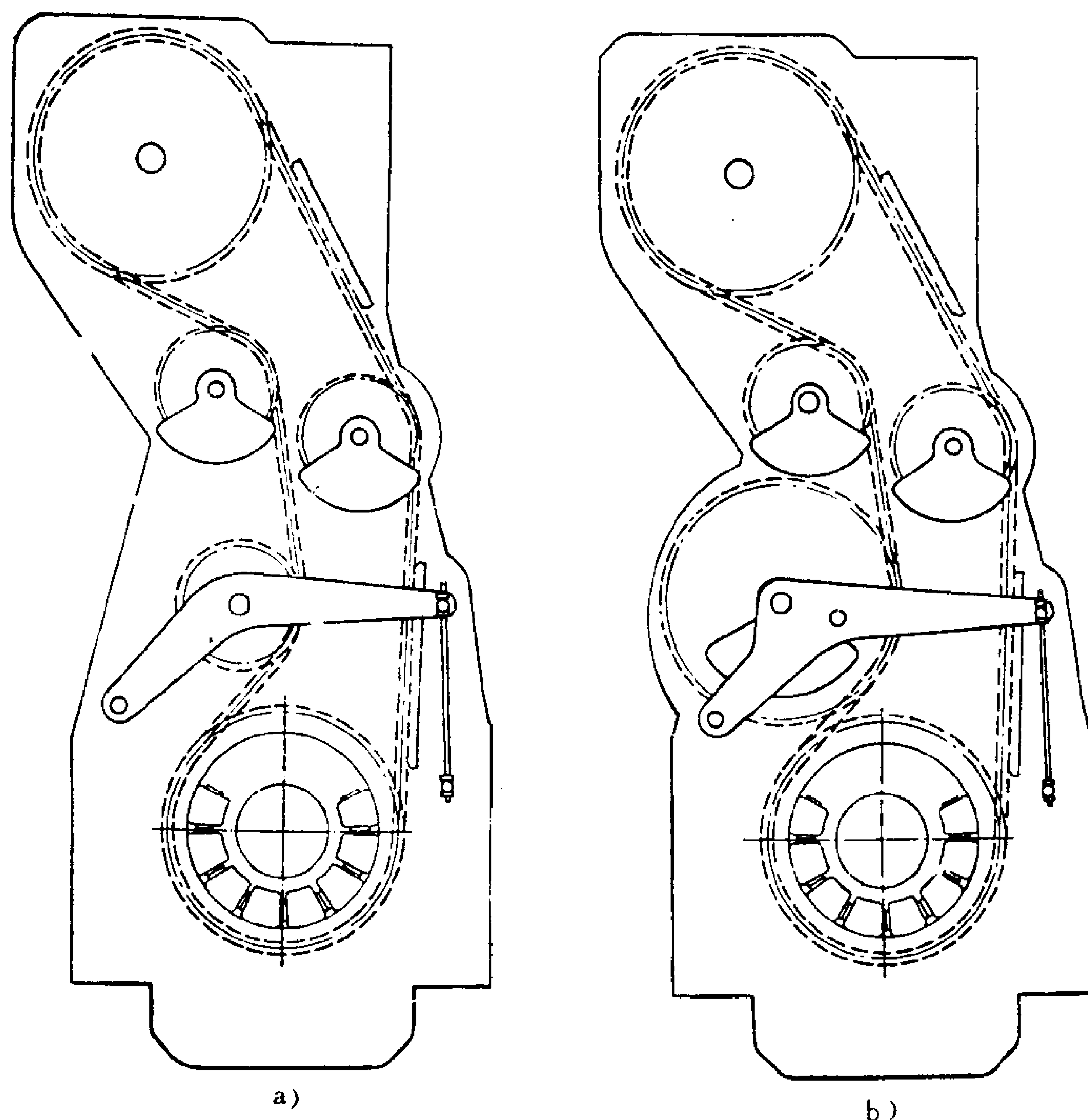


图 4.1.10-20　MC 型机的一阶、二阶力矩补偿器

a）二阶力矩补偿器；b）一阶力矩补偿器

均利用中部凸肩支承在气缸体上，上部缸套外圈安置有一个铸铁的冷却水套，它们之间形成冷却水通道。拆卸或吊运时，冷却水套可与缸套一起用专用工具吊运。

排气阀为液压操纵、空气弹簧、气动旋转、阀座冷却式，它为 MC 型机的标准结构（图 4.1.10-18）。为了提高阀座的工作性能，近来又在阀座上开设了一圈空气腔室，阀面与阀座接触面减窄，采用内接触研磨等措施。这样当启阀开始以及阀面接触不良而泄漏时，集积在空气腔室内被冷却了的气体先行穿过阀隙，因而防止了阀面烧蚀的可能，提高了排气阀的工作寿命。图 4.1.10-18 所示为MC型机排气阀与新型冷却式阀座。排气阀可在船上检修与研磨，正常周期为 6000～8000 h（小缸径机为 4000 h），一般每只阀可研磨 2 ～ 3 次，其后必须送工厂重新堆焊司太立合金和光车，每只阀可重焊 2 次，其后必须报废。

燃油系统采用封闭压力循环供油方式，它可有效地防止系统部件的穴蚀，且在起动、停车、远距离控制运行的任何工况下均可使用重油工作，而不必换用轻柴油。

喷油泵采用可变喷油定时的 VIT 型泵，对于缸径 90、80、70、60 及 50 机，采用泵套升降式，由调速器输出轴位置作为控制参数，喷油始点靠齿条改变油泵套筒位置来调节，而缸径 42、35 和 26 机则采用改变柱塞来调节喷油正时的VIT喷油泵。

喷油器为单路循环、非冷却、针阀式（图 4.1.10-19）。

由于长行程柴油机缸数减少，行程加长，运转时轴系外部不平衡力矩有较高的数值，影响柴油机振动与安全运转。为了降低和限制柴油机的振动，可以设置一阶或二阶力矩补偿器。它由链传动、不增加柴油机的长度。由图 4.1.10-20 可见，一阶力矩补偿器实际上是一只加大了直径的具有飞块的链轮以代替常规的惰轮，而二阶力矩补偿器为一对具有飞块的链轮、分别安置在柴油机的自由端和链传动端，当它们被曲轴经传动链带动回转时，可以产生与外

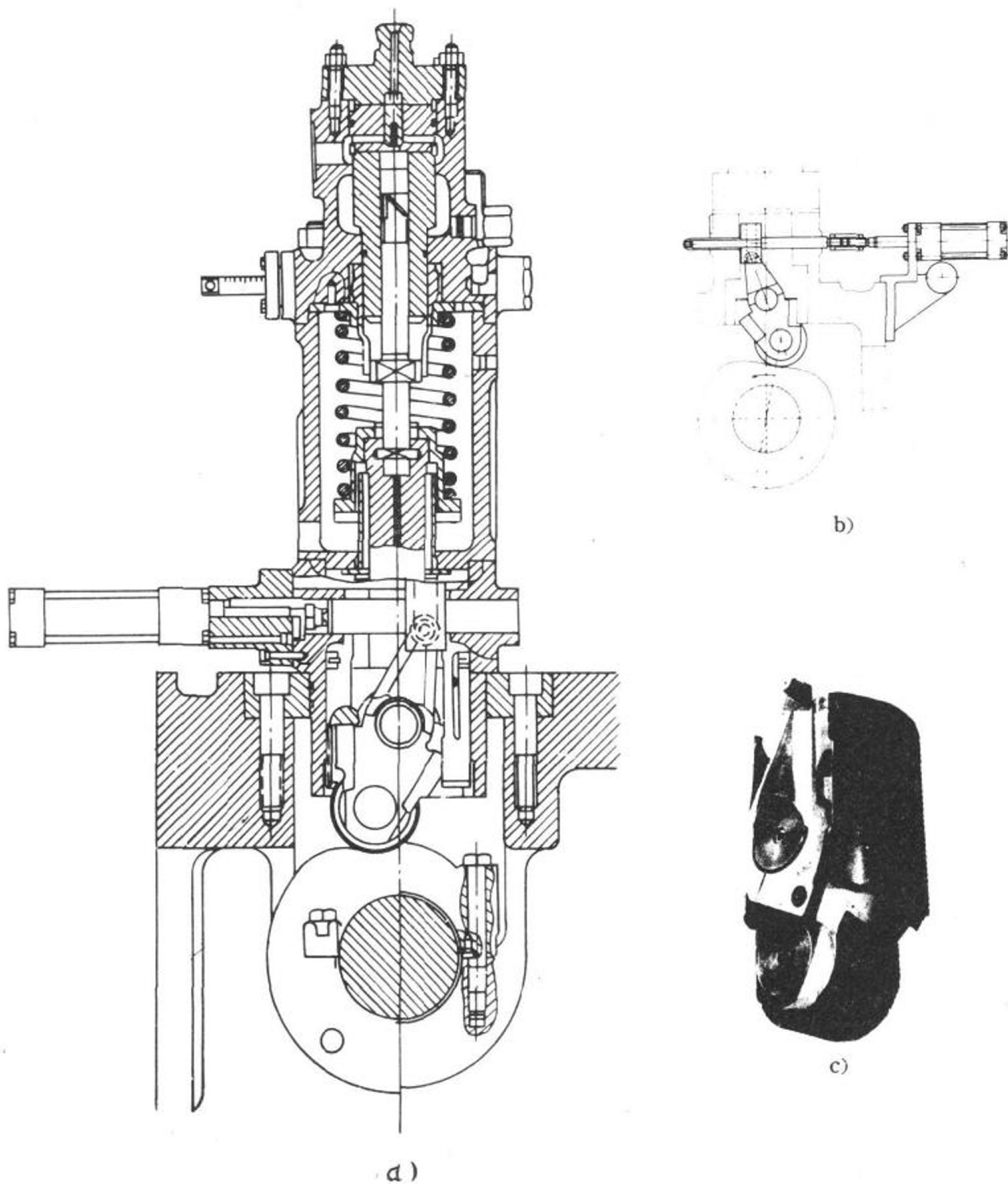


图 4.1.10-21　S 26 MC/MCE 机的换向机构

a）喷油泵及换向装置；b）滚子导杆与换向机构；c）滚子

界不平衡力矩相反的作用，使机体振动得到平衡和控制。

MC 型柴油机的排气凸轮是对称的，燃油凸轮为心形。为了换向的需要，在每缸喷油泵的下方，安装一个可以改变角度的滚子导杆换向机构（4.1.10-21 b）。在没有外力作用时，该滚子导杆可以在“前进”或“后退”位置上自锁，用压缩空气通过一个伺服活塞拉动滚子导杆的角度，以达到改变正时，满足换向需要。这种换向机构的结构简单，每缸独立，若某缸换向失败，则相应的喷油泵会停留在供油零位而不致影响其它气缸的正常工作。其缺点是因倒车正时不尽合适，倒车最大功率仅为正车时最大功率的 50%。

表 4.1.10-7 给出了 B&W 各型柴油机主要部件结构演变对照表供参考。

1.1.3　运转管理标准

1.1.3.1　运转参数标准（表 4.1.10-8、9、10）

表 4.1.10-7

B&W各型柴油机主要部件结构演变对照表

机	型	VT-BF、VT-2 BF	KFF、KEF	K-GF	L-GF	K/L-GFC、GFCA L-GA	L-GB/GBE	SLK-MC/MCE
主要固定部件	底座	钢板与铸钢横壁焊接盆形底座，前后分段	同左	高型、平底、焊接箱形底座、前后分段	高型或低型	同左	钢板焊接箱式整体式	同左
	机架	单片钢板焊接A字形架	同左	钢板焊接箱形机架	加高	同左	同左	扫气箱与曲轴箱之间铸有冷却水空间
	缸套	耐磨铸铁，表面镀铬或不镀，上部螺旋槽冷却	3/4 高处加凸环，环中钻孔改善上部冷却	缸套与扫气箱整体浇铸，余同左	中部加凸肩及上部钢质水套	同左	同左	注油孔位置提高到活塞上止点时第 1 环处
	十字头导板	双导板、铸铁或钢板焊接在机架上	同左	工字形导板	加长	同左		焊接、S 26 型机为圆筒形自动对中
	气缸盖	单体、铸钢整体、内外组合、下部锥形体与缸套用铸铁圈密封	外接冷却水引水管，阀件装在各自阀壳中	整体锻钢、实心、钻孔冷却、下部平面与缸套凸缘压合	同左	同左	同左	同左
	主轴承	正置式，白合金厚壁瓦	同左	同左	同左	同左	铝合金轴瓦	白合金轴瓦
主要运动部件	活塞	油冷、短裙组合式、活塞顶铸钢、活塞裙铸铁	活塞顶内腔加设铸钢支承环，其余同左	内支承环高度缩短	同左	同左	活塞顶分段锻造焊接支承在活塞杆上	去掉活塞顶下中间盘直接支承在活塞杆上
	活塞环、槽	六道环、首 3 道窄环、后 2 道与搭口宽环、末道布油环、槽底铸铁环垫	同左	五道、取消布油环、取消环槽垫圈上下表面镀铬	同左	同左	环槽高频淬火后镀铬	四道环
	十字头	白合金轴瓦、传统支承	弹性自（整）位轴承座，其余同左	加粗十字头销、钢背薄壁白合金轴瓦	同左	同左	铝合金薄壁瓦	浮动式十字头滑块、单片全支承白合金下瓦
	连杆	船用大端白合金轴瓦圆杆身	同左	同左	同左	同左	铝合金薄壁瓦大端	白合金薄壁瓦组合式连杆
	凸轮轴	双轴双凸轮、双轴单凸轮、单轴单凸轮	单轴、单凸轮换向	单轴、单凸轮换向	同左	同左	同左	同左
	曲轴	全组合或半组合式、红套	同左	半组合式、红套、偏心镗削、去掉平衡重块	同左	同左	同左	全组合焊接或半组合红套、推力轴取消
燃油系统	喷油泵	回油孔终点调节式	同左	加设防尘、防燃油漏入及气动抬起装置余同左	同左	同左	回油孔调节式VIT泵	同左
	喷油器	平面针阀、油冷式	锥面针阀油冷式	非冷却式锥面针阀	同左	同左	同左	单循环非冷却式重油直接启动
	系统	开式	同左	同左	同左	同左	同左	封闭压力循环
扫排气系统	排气阀	单体、铸钢阀壳、单组硬弹簧或单组分段、内外圈弹簧	改用六组细软弹簧，阀面堆焊司太立合金	同左	同左	同左	空气弹簧、气力旋转、阀面堆焊合金	阀面冷却、开设空气腔室余同左
	排气阀传动装置	机械、顶杆、摇臂传动	同左	液压驱动机构	同左	液压驱动、机械旋转	同左	同左
	增压器	冷却式	同左	同左	同左	同左（高效增压器）	非冷却式	同左
	增压方式	脉冲、单独增压系统	同左	同左	同左	定压增压	同左	同左

表 4.1.10-8　　VT_{2BF}^{BF}、KFF、KEF型柴油机全负荷运转时主要参数

部位 \ 运转参数		压力 MPa				温度 ℃			
		最低报警压力	常用压力	紧急减速	紧急停车	最低报警温度	常用温度	最高报警温度	紧急停车
气缸冷却淡水	进口	0.12	0.14～0.22			50	55～60	65	
	出口						60～70	80	90
涡轮增压器冷却水	进口	0.12	0.14～0.22			50			
	出口						60～70	80	90
空冷器海水	进口	0.05	0.1～0.15			20			
	出口								
主轴承滑油	进口	(1)0.07(0.08)	0.1～0.12	(1)0.07(0.08)	0.05(0.06)	40	45～50	55	
	出口								
主润滑系统	进口	(1)0.07(0.08)	0.1～0.12	(1)0.07(0.08)	0.05(0.06)	40	45～50		
	出口						50～60	75	85
活塞冷却油	进口	0.07(0.08)	0.1～0.12			40	45～50	55	
	出口			0.07(0.08)	0.05(0.06)		50～65	75	85
凸轮轴滑油	进口	0.08	0.1～0.15		0.04				
	出口						45～65	75	
涡轮增压器滑油	进口	(2)0.06	0.08～0.1		低压报警后10 min	35	40～45	50	
	出口						65～75	85	
喷油器冷却油	进口	1.0	0.2～0.3			25	35～55		
	出口						45～65	75	
推力轴承滑油	进口	0.07	0.1～0.12			40	45～50		
推力轴承缓冲器		0.05		0.05	0.03		50～60	70	80
扫气空气						25	30～45	50	
起动空气			0.25～0.30						
燃　油			0.45～0.55				35～132	135	
涡轮后排气			300 mmH_2O 以下				350～380	450	

主要参数允许偏差范围:

1）平均指示压力p_i平均差值　≤±0.05 MPa
2）最高爆发压力p_z平均差值　≤±0.2 MPa
3）压缩压力p_c平均差值　≤±0.2 MPa
4）活塞冷却油进出口温差　≤20℃
5）气缸冷却水进出口温差　≤15℃
6）滑油滤器压降　≤0.05 MPa
7）燃油滤器压降　≤0.05 MPa
8）排气温度最高值　陆上运转试车时排温（扫气温度为30℃）+50℃

注：①（ ）内数值为 K 84 EF 及 K 98 FF柴油机的值。
②有时因重力油柜液面过低而发出警报。

表 4.1.10-9　K/L-GFCA型柴油机运转参数（括号内为 45 GFC（A）柴油机参数）

部位 \ 运转参数 控制状况 数值		压力 10^5Pa				温度 ℃				
		最低报警	正常使用	紧急减速	紧急停车	最低报警	正常使用	最高报警	紧急减速	紧急停车
气缸套冷却淡水	进口 出口 进出差	1.0 0.4～0.5	 0.6～0.8⑤			60	66 75	80 90		
增压器冷却淡水	出口						75	90		
空气冷却器海水	进口 进出差	1.0				10	海水 小于 20	35		
活塞冷却油	进口 出口	1.4	停车时 1.6① MCR运转时 2.2				 50～60	 70		
主润滑系统	进口 出口					35	40～50 50～60	55 65		
凸轮轴滑油	进口	2.0	2.5～3.0		1.0		40～50	60		
增压器轴承滑油	进口 出口			 1.0	 0.8②		 70～90	 95		
平均排气温度③	排气阀出口 各缸温差						340 ～ 390 (360 ～ 420)	440 (470)		
	增压器出口						290 ～ 340	380		
扫气集管空气		0.29～0.4					海水进口温度＋15	55		
压气机出口空气								150	150	
主轴承		1.2	停车时 1.6① MCR运转时 2.1	1.0	0.8		50～60	70	70	
十字头轴承							50～60	70	70	
曲柄销轴承							50～60	70	70	
推力轴承与推力块				1.0	0.8		55～65	75	75	85
滤器后燃油压力 （粘度小于 380 cSt/50℃）		3.5	4～5							
滤器后燃油压力 （粘度小于 600 cSt/50℃）		6.5	7～8							
主起动阀起动空气		15	30							
换向空气		7.5	10							
操纵空气		5.5	7.0							
气缸注油器		无油低液位								
调速器伺服器油压 （由凸轮轴系统供油）④		4.5	6.0							
超速保护⑥	机械电子									MCR: 107% MCR: 106%

① 在曲轴中心线以上 1800 mm处用压力表测得。如采用离心泵，则停车时，此泵压力应高出约 0.02 MPa。

② 若增压器轴承由柴油机润滑系统供油，则应同时停止辅助鼓风机。

③ 指平均温度，适用于机舱环境温度 20℃，扫气集管的空气温度 30℃。

④ K/L-45 GFCA机不带伺服器。

⑤ K/L-90≈0.8　K/L-80≈0.7；K/L-67≈0.6；K/L-55≈0.6；K/L-45≈0.6；报警：K/L-90＝0.5，K/L-80＝0.45，其余 0.4。

⑥ L-45、L-55 不带机械超速保护装置。

表 4.1.10-10　L-MC/MCE型柴油机运转参数（括号内数值为L 35 MC/MCE机）

部位	数值	压力 10^5Pa 最低报警	压力 正常使用	压力 紧急减速	压力 紧急停车	温度 ℃ 最低报警	温度 正常使用	温度 最高报警	温度 紧急减速	温度 紧急停车
气缸套冷却淡水	进口	1.0				60	(66)	80		
	出口						80～82(75)	90	95	
	进出差	0.4	0.6	0.2						
增压器冷却淡水	出口						80(75)	90		
空气冷却器海水	进口	1.0	3.5			10	海水温度小于 20	40		
	进出差									
活塞冷却油	进口	1.4	停车时 1.6① MCR运转时 2.2							
	出口	无液流		无液流			50～60	70	70	
主润滑系统	进口	1.4	停车时 1.6① MCR运转时 2.2	最低 1.0	最低 0.8②	35	40～50	55	60	
	出口						50～60	65		
凸轮轴滑油	进口	2.0	2.5～3.0		1.5		40～50	60		
增压器轴承润滑	进口	0.9	1.1～1.5	1.0	0.7					
	出口	低液位			低液位		70～90	95		
排气温度③	排气阀出口						(340～390) 310～375	(440)430	430	
	各缸温差						小于 50	+50④	+50④	
	增压器出口						225～260 (260～320)	315 370		
扫气集管空气		下降中压力 0.29 上升中压力 0.4					海水温度+15	55		
主轴承滑油		1.2	停车时 1.6 MCR时 2.1	1.0	0.8		50～60	70	最高 70	
十字头轴承滑油							50～60	70	70	
曲柄销轴承滑油							50～60	70	70	
推力轴承与推力块				1.0	0.8		55～65	75	75	85
滤器后燃油压力（粘度小于 130 cSt/50℃）		6.5	7～8							
主起动阀起动空气		15	30							
安全空气		5.5(60)	7.0							
控制空气		5.5(6.0)	7.0							
喷油泵进口燃油						t-5	t按粘温曲线确定			
高压油管燃油泄漏压力		0.15								
气缸油注油器		无流量或低液位								
曲轴箱油雾								高密度	高密度	
扫气箱火警								150	150	
压气机出口空气								150	150	

① 在曲轴中心线以上 1800 mm处用压力表测得，如采用离心泵时，则停车时该泵压力应高出约 20 kPa。
② 若增压器轴承由柴油机润滑系统供油，则应同时停止辅助鼓风机。
③ 适用于机舱环境温度 27℃，扫气集管的扫气温度 39℃时的平均温度。
④ 当排气温度小于 200℃时，报警切断。

1.1.3.2　停缸及紧急运转标准（表 4.1.10-10、11、12）

1.1.3.3　各型柴油机主要零部件装配间隙及极限间隙表（4.1.10-15、16、17）

1.1.3.4　维修标准（表 4.1.10-16、17）

表 4.1.10-11　KFF、KEF型柴油机停缸及紧急运转标准（只使用增压器时）

机型	气缸总数	增压器台数	使用一台增压器 着火气缸数 2	使用一台增压器 着火气缸数 3	使用一台增压器 着火气缸数 4	使用2台增压器 着火气缸数 4	使用2台增压器 着火气缸数 5	使用2台增压器 着火气缸数 6	使用2台增压器 着火气缸数 7	使用2台增压器 着火气缸数 8	使用3台增压器 着火气缸数 7	使用3台增压器 着火气缸数 8	使用3台增压器 着火气缸数 9	标准功率 平均指示压力 MPa	标准功率 转速 r/min
K 98 FF	6	2		3860 63										1.14	100
	7	2		3346 57	5919 69										
	8	2			5147 63										
	9	3		1985 44				10184 76							
	10	4				4044 54	6434 63				12769 78				
	11	3		1691 39	3529 50					11470 74	14485 80				
	12	4						7720 63					16397 81		
K 84 EF	6	2		2647 70										1.05	110
	7	2		2206 63	3860 76										
	8	2			3456 70										
	9	3		1360 49				6912 84							
	10	4				2720 60	4301 70				7941 86				
	12	4						5330 70					11654 91		
K 74 EF	5	2	993 65												
	6	2		1985 76											
	7	2		1654 69	2904 83										
	8	2			2574 76										
	9	3		993 53				5110 91						1.05	120

续上表

机型	气缸总数	增压器台数	使用一台增压器 着火气缸数			使用2台增压器 着火气缸数					使用3台增压器 着火气缸数			标准功率	
			2	3	4	4	5	6	7	8	7	8	9	平均指示压力 MPa	转速 r/min
K 74 EF	10	4				1985 65	3162 76				5993 94				
	11	3		772 46	1470 57				5441 88	6728 96					
	12	4						3970 76					8750 99		
K 62 EF	5	2	699 76	1544 98											
	6	2		1434 89											
	7	2		1176 80	2096 97										
	8	2			1838 89										
	9	3		735 62				3566 106						1.05	140
	10	4				1434 76	2316 89				4338 110				
	11	3		551 53	1029 66				3824 103	5037 112					
	12	4						2868 89					6360 116		

注：各项中，上面为制动功率kW，下面为转速r/min。

表 4.1.10-12　　**KFF、KEF型柴油机停缸及紧急运转标准（只使用应急鼓风机时）**

型号	气缸总数	5	6	7	8	9	10	11	12
K 98 FF	着火气缸数 制动功率kW 转速r/min	— — —	3 1691 48	4 2647 53	4 2279 48	6 4743 59	5 2830 48	6 3603 51	6 3382 48
K 84 EF	着火气缸数 制动功率kW 转速r/min	— — —	3 1360 56	4 2059 62	4 1765 56	6 3676 68	5 2206 56	6 3051 60	6 2720 56
K 74 EF	着火气缸数 制动功率kW 转速r/min	3 1213 70	3 1029 61	4 1544 67	4 1324 61	6 2794 74	5 1654 61	6 2316 66	6 2059 61
K 62 EF	着火气缸数 制动功率kW 转速r/min	3 882 81	3 735 71	4 1103 78	4 956 71	6 1985 82	5 1176 71	6 1654 76	6 1470 71

表 4.1.10-13　B&W K/L-GFCA，K/L-MC/MCE型柴油机停缸应急措施

停缸情况	1	2	3	4	5
应急操作实质	停止燃烧	停止压缩和燃烧	停止燃烧	运动件拆除或悬置停止工作	所有运动件拆除
应急操作的某些原因	活塞环或排气阀漏气、降低轴承负荷需要、喷油装置故障	气缸盖或气缸套严重漏气	排气阀及其传动机构故障	大运动件、缸盖或缸套出故障的情况下最快最安全的措施	只有没有现成备件时才适合
喷油泵及滚轮导筒	抬起	抬起	抬起	抬起	抬起
排气阀	工作	保持开启	关闭	关闭	关闭
空气弹簧的空气	开启	关闭	开启	开启	开启
排气阀液压机构及滚轮导筒	工作	不工作或抬起	不工作或抬起	不工作或抬起	不工作或抬起
液压机构滑油进口	开启	拆除管子并封闭	开启	开启	开启
起动阀	工作	封闭	工作	封闭	封闭
活塞和活塞杆	运动	运动	运动	悬置	拆除
十字头	运动	运动	运动	悬置	拆除
连杆	运动	运动	运动	拆除	拆除
大端轴承	运动	运动	运动	拆除	拆除
十字头滑油进口	开启	开启	开启	封堵	封堵
十字头冷却油出口	开启	开启	开启	/	/
气缸油注油器	工作	工作	工作	停止	停止
备　注		长期转速55%短期（15 min）80%尽早用4.5代替			

表 4.1.10-14　B&W K/L-GFCA，K/L-MC/MCE柴油机停缸和紧急运转标准

应急状况 / 控制		停一个气缸工作	停一台增压器工作			仅一台鼓风机工作
		柴油机气缸数 4 5 6 7 8 9 10 11 12	柴油机有一台增压器	柴油机有二台增压器	柴油机有三台增压器	
柴油机应急控制	转速MCR%	83 86 88 89 90 91 91 92 92	53	79	87	46
	功率MCR%	57 63 67 71 73 75 77 78 78	15	50	66	10
	排气温度 ℃	GFCA　<450	<450	<450	<450	<400
		MC/MCE　<430	<430	<430	<430	<400
备　注：		①所有应急运转均为短期，如需长期运转应向柴油机制造厂索取详细资料。 ②排气温度系指整个负荷范围内的平均值。				

表 4.1.10-15 B&W 各型柴油机主要零

名称 \ 间隙 \ 机型			74 VTBF-160		50 VT 2 BF-110		62 VT 2 BF-140		74 VT 2 BF-160		84 VT 2 BF-180	
			装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙
主轴承			0.30		0.20～0.25		0.20～0.30	0.40	0.25～0.35	0.45	0.30～0.40	0.50
曲柄销轴承			0.30		0.20～0.25		0.15～0.25	0.35	0.20～0.30	0.40	0.25～0.35	0.45
推力轴承（轴向总值）					0.6～1.0	2.0	0.6～1.0	2.0	0.6～1.0	2.0	0.6～1.0	2.0
十字头销与轴承		径向	0.20		0.15～0.20		0.10～0.25	0.35	0.15～0.30		0.2～0.35	0.45
		轴向(总)							0.20～0.44		0.20～0.44	
十字头滑块与导板		侧面(总)							0.10～0.30		0.10～0.30	
		平面							0.10～0.60		0.10～0.75	
活塞环	天地间隙	1.2 道	0.20～0.25		0.20～0.25		0.20～0.25		0.25～0.30		0.35～0.40	
		其余	0.10～0.15		0.20～0.25		0.25～0.30		(0.30～0.40)		(0.40～0.45)	
	搭口间隙	斜搭口	4.5		3		4		4.5		5.5	
		阶梯搭口	19.5/10		5/10		18.5/9.5		7/10		8/10.5	
环槽垫环最小厚度						6		6		6		7
活塞杆填料函	密封环	(单)搭口	3		6		5		5		5	
		天地	0.14		0.18～0.30		0.12～0.16		0.18～0.30		0.18～0.30	
	刮油环	(单)搭口	1				1		3		3	
		天地	0.11				0.08～0.14		0.11～0.17		0.11～0.17	
缸套直径最大增量						4		5		6		7
气阀杆导管		上导管	0.30	0.50	0.30	0.50	0.25	0.5	0.16～0.24		0.16～0.24	
		下导管							0.25～0.32		0.25～0.32	
气阀与摇臂			0.20		0.30～0.35		0.30～0.50		0.30～0.50		0.30～0.50	
曲轴臂距差		营运中	0.15	0.40	0.10	0.28	0.12	0.35	0.15	0.40	0.15	0.45
		最大许可		0.59		0.42		0.53		0.59		0.68
活塞顶余隙(存气高)							47		48		45	
活塞头与活塞裙(轴向)												

部件装配间隙及极限间隙mm

K 62 EF		K 74 EF		K 84 EF		L 55 GFCA		L 70 MC/MCE	
装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙
0.20~0.30	0.40	0.25~0.35	0.45	0.30~0.40	0.50	0.25~0.35		0.25~0.35	
0.15~0.25	0.35	0.20~0.30	0.40	0.25~0.35	0.45	0.20~0.30		0.36~0.58	
0.6~1.0	2.0	0.6~1.0	2.0	0.6~1.0	2.0	0.50~1.00	2.0	0.5~1.0	2.0
0.10~0.25	0.35	0.15~0.30	0.40	0.20~0.35	0.45	0.20~0.55		0.32~0.50	
0.20~0.44		0.20~0.44		0.20~0.44				0.60~0.90	1.1
0.10~0.30		0.10~0.30		0.10~0.30		0.35~0.50		0.85	2.4
0.10~0.6		0.10~0.60		0.10~0.75		0.20~0.40		0.20~0.55	0.85
0.25~0.30 (0.30~0.35)		0.35~0.40 (0.40~0.45)		0.40~0.45 (0.45~0.50)		0.35~0.40	0.70	0.40~0.45	0.70
4		4.5		5.5		4.0		5	
6/9.5		7/10		8/10.5		—		—	
	6		6		6		—		—
5		5		6		6		6	
0.18~0.30		0.18~0.30		0.18~0.30		0.10~0.20		0.18~0.30	
3		3		3		3		3	
0.11~0.17		0.11~0.17		0.11~0.17		0.10~0.20		0.11~0.17	
	5		6		7		4.4		
0.14~0.23	0.70	0.15~0.24	0.70	0.16~0.24	0.70	—		—	
0.25~0.32	0.82	0.25~0.32	0.82	0.25~0.32	0.82	—		—	
0.30~0.50		0.30~0.50		0.30~0.50		—		—	
0.12	0.35	0.15	0.4	0.15	0.45	0.14	0.37	0.24	0.63
	0.53		0.59		0.68		0.56		0.95
47		33		45					
		0.9~1.1		0.9~1.1					

表 4.1.10-16　　B&W KEF，KFF型柴油机维修标准（使用重油时）

序	项目	检修间隔h	维修标准
1	活塞	6000～8000	活塞拆检，松开活塞裙的紧固螺栓
		16000	检查活塞冷却腔室、清洁活塞顶内冷却侧表面、检查冷却水导流罩
2	气缸套	4年	清洁气缸套冷却表面、更换密封圈
3	喷油器	1000～2000	喷油器拆检、检查、修整喷油器座圈（气缸盖上）
4	排气阀	2000～4000	排气阀拆检、调整挺杆间隙、检修气缸盖上的座面
5	起动阀	1年	拆检、检修气缸盖上的起动阀座
6	安全阀	1年	拆检、校验调整启阀压力，检修气缸盖上的安全阀座圈
7	喷油泵	4000	拆检喷油泵进油阀
		16000	拆检喷油泵
8	主轴承与曲柄销轴承	2000	测量曲轴臂距差、检查曲轴挠曲度
		8000	检查轴承间隙
		4年	拆检轴承
9	十字头轴承	8000	检查轴承间隙、拆检轴承
10	增压器	2000	清洁增压器进口的保护格栅
		1年	拆检增压器（使用球轴承时每8000小时换新）
11	空气冷却器	2000	清洁冷却器空气通流部分
		8000	清洁冷却器海水通流部分，如有需要更换保护锌块
		2年	检查翅片管的密封（或泄漏）

表 4.1.10-17　　B&W K/L-GFCA，L-MC/MCE型柴油机维修标准

序	项目	检修间隔h	维修标准及主要内容
1	气缸盖	8000	更换气缸盖，检查、修整
2	活塞组	(500～1000) 2000	通过扫气口检查活塞和活塞环
		8000	活塞和活塞环检查、活塞杆填料函拆检或更换带填料函的活塞组件
		16000	活塞拆检，更换密封圈、活塞头、冷却油管，清洁冷却腔室，试压等
3	气缸套	(500～1000) 2000	通过扫气口检查气缸状况，从扫气箱清除污垢及清洗扫气口
		8000	检查、测量和修整气缸套
4	十字头与连杆	(500～1000)	十字头轴承泄油管和大端轴承检验
		4000	检查十字头轴承泄油管状况
		8000	检查十字头轴承和大端轴承间隙
		4年	全面检验十字头轴颈与轴承（1600②）

续上表

序	项目	检修间隔h	维修标准及主要内容
5	曲轴与推力轴	(500～1000)	检查曲轴臂距差
		8000	检查曲轴臂距差、检查调整主轴承与推力轴承间隙
		4年(检验)	全面检查主轴承、更换推力块
6	凸轮轴	(500～1000)	检查凸轮轴法兰螺栓的紧固状况和正时调整
		8000	检查凸轮工作表面、凸轮轴法兰螺栓紧固状况和换向机构
		16000	全面检查凸轮轴轴承
7	传动链	(500～1000)	检查链传动，导轨，螺纹接头和润滑系统及链条张紧度的调整
		4000	调整传动链的张紧度
		8000	检查链传动、导轨，连接螺栓及润滑状况
8	起动空气系统	(500～1000)	起动空气分配器调整、主起动阀（球阀）检查与拆修
		8000	所有运动件润滑加油，空气分配器调整、主起动阀拆检、修整、起动阀拆检
9	调速器	4000	调速器换油，转速设定系统功能检查，校验
		8000	超速保护装置功能检查、校验
10	排气阀	(500～1000)	检查滚轮导筒、拆检带气动活塞的排气阀
		4000	带气动活塞的排气阀拆检、修理
		16000	拆检，校调液压传动机构、检查滚轮导筒状况
11	燃油系统	(500～1000)	喷油泵滚轮导筒提升机构和喷油器试压检查
		8000	检查喷油泵缓冲器、滚轮导筒提升机构和喷油器压力试验
		16000	拆检喷油器
12	涡轮增压系统	(500～1000)	更换单向阀
		4000	清洗空冷器
		8000	检修增压器、及增压器燃气进口保护格栅
13	安全装置	(500～1000)	推力轴承和自动减速，停车系统报警装置功能试验
		8000	校正安全阀，校调压力表、温度计、温度和压力继电器等
		4年全面检验	防爆门功能试验
14	紧固件	(500～1000)	底脚螺栓和端拉撑螺柱的紧固，重新上紧贯穿螺栓
		8000	同上
		16000	重新紧固气缸体螺栓

注：①括号内数值系指对新的或拆检过的零部件进行检查的时间间隔。
②对K/L-GFCA型柴油机

1.2 SULZER 低速柴油机系列

1.2.1 系列及主要性能参数

1.2.1.1 系列和发展

瑞士 SULZER 公司船舶大功率二冲程十字头式低速柴油机在发展中经历了从横流扫气

到直流扫气的转变过程。早期的横流扫气型的 TD、TAD、SD、SAD 等系列产品均为非增压。从 50 年代初期发展起来的 RSAD 型柴油机开始采用脉冲增压系统，由于受到其前身非增压的 SAD 型在扫气箱内安装机械传动扫气泵的影响，RSAD 型机仍保留着单侧十字头滑块和导板的设计，只是加装了废气涡轮增压器。

1）在 1957～1961 年间发展的 RD 型柴油机才是从一开始就专为采用废气涡轮增压技术而设计的柴油机。第一台 RD 型机于 1959 年投入使用，从那时开始，废气涡轮增压的柴油机才真正摆脱了机械扫气泵而独立运转，并改为双滑块式十字头设计。

RD 系列有五档缸径：RD 44、56、68、76、90。

2）1968～1969 年该公司在 RD 型的基础上，又研制成了一种新型的 RND 型柴油机，其主要改进是：

（1）提高了功率。由原先的脉冲增压改为定压增压，提高了 p_e和p_k，与 RD 型机相比，转速提高了 2 ～ 3 r/min，功率普遍提高了 30%以上，而热负荷仍控制在较低水平。

（2）柴油机更加简单和便于维护。取消了排气转阀，在六缸机组上可只装一台增压器。

（3）增加了可靠性，延长使用期。增大过量空气系数，采用更好的冷却水系统，改进了填料箱和燃油凸轮等。

RND 系列有 4 档缸径：RND 68、76、90、105。

3）1975 年又设计了RND-M型，在转速和气缸直径保持与 RND 型相同的情况下，通过提高其平均有效压力，使其单缸功率增大了 15%以上。由于燃烧压力提高，气缸盖改为整体锻造进行钻孔冷却等，以改善其机械强度和热负荷。RND-M型系列也是 4 档缸径：RND68M、RND76M、RND90M、RND105M。

4）第二次石油危机后，开始采用长行程来降低耗油率。1977 年起开始设计一种简单而经济的 RLA 型柴油机，使行程缸径比增至 2 以上，同时相应地降低柴油机转速，以提高整个装置的经济性。1979 年又进一步设计出 RLB 型机，其耗油率可比十年前出现的 RND 型降低 12%。RL 系列有 4 档缸径：RLA(B) 56、66、76、90。

5）从 1982 年起，SULZER 公司一改传统的横流扫气型低速机，开始研制直流扫气型的 RTA 系列超长行程低速柴油机。这主要是由于在本世纪 70 年代两次石油危机后，提高热效率成为柴油机装置的首要问题，提高热效率的主要途径是提高 p_z和增大 S/D值。事实上为要达到同样低的燃油消耗率，横流扫气机必须比直流扫气机具有更高的最高爆发压力。由于热动力学方面的原因，横流扫气型的行程缸径比达到 2.2∶1 时已接近顶点，再大反而使效率降低。在这种情况下 SULZER 公司只能转而研制全新的直流扫气的 RTA 型超长行程柴油机。第一代的 RTA 系列柴油机的行程缸径比为 2.9(同时进一步降低柴油机的转速)。最高爆发压力提高到 12.5 MPa。热效率由横流扫气型机的 40%～45%提高到 51%(如 RTA84 型在R4条件时)。第一代RTA系列有 6 档缸径：RTA38、48、58、68、76、84。这一代 RTA 系列与 MAN-B & W的 L-GB和L-MC 型及三菱的 UEC-HA 和 UEC-L型系列相当。

从 1984 年起又研制第二代的 RTA型机，将行程缸径比进一步提高至 3.45～3.47。这种特长行程的机型有 4 档缸径：RTA52、62、72 及RTA84M。

现将 SULZER 前后五代“R型”柴油机系列的发展情况列表对照如下(表 4.1.10-18)。

1.2.1.2 型号含义

SULZER柴油机型号表示法如表 4.1.10-19 所示。

1.2.1.3 性能参数

表 4.1.10-18

SULZER “R型”柴油机系列发展简表

机　型	RD型	RND型	RND-M型		RL型				RTA型				
系列	RD 44、56 68、76 90	RND 68、76、90、105	RND-M 68、76、90、105		RLA 56、66 76、90		RLB 56、66、76、90		(第一代) RTA 38、48、58、68、76、84				(第二代) RTA 52、62、72 RTA 84 M
行程缸径比	1.72~2.04	1.71~2.04	1.71~2.04		2.05~2.12		2.05~2.12		2.86~2.94				3.45~3.47
出现年份	1959~1961	1969	1976	1979	1978~1979		1980		1982~1983				1984~1985
代表机型　性能特点	RD 90	RND 90	RND 90 M		RLA 90		RLB 90		RTA 84				RTA 84 M
缸径/行程　mm	900/1550	900/1550	900/1550		900/1900		900/1900		840/2400				840/2900
单缸功率 kW/cyl	1692	2133	2465	2465	2650	2500	2940	2800	2960	2100	3310	1820	3460
转速　r/min	119	122	122	122	98	90	102	94	87	70	90	65	78
平均有效压力 p_e MPa(bar)	0.865 (8.65)	1.064 (10.64)	1.229 (12.29)	1.229 (12.29)	1.342 (13.42)	1.379 (13.79)	1.431 (14.31)	1.479 (14.79)	1.535 (15.35)	1.353 (13.53)	1.659 (16.59)	1.263 (12.63)	1.656 (16.56)
最高爆发压力 p_z MPa　(bar)	7.6 (76)	8.4 (84)	9.2 (92)	9.4 (94)	10.6 (106)	10.8 (108)	11.8 (118)	11.8 (118)	12.5 (125)	12.5 (125)			13.1 (131)
耗油率 g_e　g/(kW·h) (g/(PS·h))	208 (153)	208 (153)	203 (149)	193 (142)	189 (139)	189 (139)	182 (134)	184 (136)	173 (127)	167 (123)	171 (126)		170 (125)
功率点	MCR	MCR	MCR1		MCR1		MCR 1	MCR 2	R 1	R 4	R 1	R 4	R 1

SULZER 低速柴油机系列主要性能参数见表 4.1.10-20～22。

表 4.1.10-19　　　　**SULZER 低速柴油机型号含义表**

型号 / 序号	RD型	RND型
	9 R D76 ①②⑥⑧	8 R N D105 ①②③⑥⑧
		6 R N D90M ①②③⑥⑧⑨
	RL型	RTA型
	6 R L B 56 ①②④⑦⑧	4 R T A 38 ①②⑤⑦⑧
①数字	气缸数	
②字母(R)	二冲程、十字头型、焊接结构	
③字母(N)	新型	
④字母(L)	长行程	
⑤字母(T)	直流扫气、超长行程	
⑥字母(D)	直接驱动螺旋桨的船舶柴油机	
⑦字母	各种变型	
⑧数字	气缸直径 cm	
⑨字母(M)	改进型	

表 4.1.10-20　　　　**SULZER RD / RND / RND-M 系列柴油机主要性能参数**

型号	缸数	缸径 mm	行程 mm	行程缸径比	最大持续功率(MCR)时 转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW (PS)	平均有效压力 MPa	最高爆发压力 MPa	排气进/出涡轮温度 ℃	燃油消耗率 g/(kW·h) [g/(PSh)]
RD 44	5-12	440	760	1.73	215-250	5.45	331～477 (450～567)	0.8～0.9		(6、9、12缸机)	215～217 (158～160)
RD 56	5～12	560	1000	1.79	170～190	5.67	559～675 (760～917)	0.8～0.89	7.1	310/400	213 (157)
RD 68	5～12	680	1250	1.84	135～150	5.63	810～980 (1100～1332)	0.79～0.87	7.0～7.4	(5、7、8、10缸机) 310/425	212 (156)
RD 76	5～12	760	1550	2.04	119～122	6.15	1104～1178 (1500～1600)	0.79～0.85	7.4	325/440	210 (155)
RD 90	6～12	900	1550	1.72	119～122	6.15	1619～1840 (2200～2500)	0.83～0.87	7.6	330/450	210(155)
RND 68	5～10	680	1250	1.84	150 137	6.25 5.71	1215(1650) 1105(1500)	1.07 1.07			206(151) 206(151)
RND 76	5～10	760	1550	2.04	122	6.30	1470 (2000)	1.03	8.0	500/380	204(150)
RND 90	6～12	900	1550	1.72	122	6.30	2135(2900)	1.07	8.3		204(150)
RND 105	8～12	1050	1800	1.71	108	6.48	2940(4000)	1.05	8.3		203(149)

续上表

型号	缸数	缸径 mm	行程 mm	行程缸径比	最大持续功率(MCR)时 转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW (PS)	平均有效压力 MPa	最高爆发压力 MPa	排气进/出涡轮温度 ℃	燃油消耗率 g/(kW·h) [g/(PSh)]
RND 68 M	4~10	680	1250	1.84	150 137	6.25 5.71	1400(1900) 1320(1800)	1.23 1.27	9.8	/300 /320	194(143) 194(143)
RND 76 M	4~9	760	1550	2.04	122 112	6.30 5.79	1765(2400) 1675(2280)	1.24 1.27	9.2	/330 /320	206(151) 206(151)
RND 90 M	6~10, 12	900	1550	1.72	122 112	6.30 5.79	2465(3350) 2340(3180)	1.23 1.27	9.2	/330 /320	203(149) 203(149)
RND 105 M	8~12	1050	1800	1.71	108	6.48	3386(4600)	1.21	8.3		

表 4.1.10-21 SULZER RLA/RLB 系列柴油机主要性能参数

型号	缸数	缸径 mm	行程 mm	行程缸径比	转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW (PS)	平均有效压力 MPa	最大爆发压力 MPa	排气进/出涡轮温度 ℃	燃油消耗率 g/(kW·h) [g/(PS·h)]	功率点
RLA 56	4~8	560	1150	2.05	170 155	6.52 5.94	985(1340) 930(1265)	1.23 1.27	9.6		207(152)	
RLA 66 RLA 76 RLA 90	4~8 4~9 4~10, 12	660 760 900	1400 1600 1900	2.12 2.11 2.11	136 116 98 90	6.35 6.19 6.21 5.70	1454(1975) 1914(2600) 2465 (3350) 2340 (3180	1.34 1.36 1.25 1.29	11.0		192(141) 190(140) 203(149) 203(149)	
RLB 56	4~8	560	1150	2.05	150 155 164 170	5.75 5.94 6.29 6.52	940(1280) 1030(1410) 990(1350) 1100(1500)	1.33 1.41 1.28 1.37		/285 /290 /290 /295	181(133) 183(135) 181(133) 183(135)	ERP2 MCR 2 ERP 1 MCR 1
RLB 66	4~8	660	1400	2.12	124 128 135 140	5.29 5.97 6.30 6.53	1360(1850) 1510(2050) 1450(1975) 1600(2175)	1.37 1.48 1.35 1.43	12.0	/290 /295 /295 /300	181(133) 183(135) 181(133) 183(135)	ERP 2 MCR 2 ERP 1 MCR 1
RLB 76	4~9	760	1600	2.11	106 110 116 120	5.65 5.87 6.19 6.40	1800(2450) 2000(2720) 1910(2600) 2120(2880)	1.40 1.50 1.36 1.46		/290 /295 /295 /300	179(132) 182(134) 179(132) 182(134)	ERP 2 MCR 2 ERP 1 MCR 1
RLB 90	4~10, 12	900	1900	2.11	90 94 98 102	5.70 5.95 6.21 6.46	2500(3400) 2800(3800) 2650(3600) 2940(4000)	1.38 1.48 1.34 1.43	11.8 11.8	/290 /295 /295 /300	178(131) 181(133) 178(131) 181(133)	ERP 2 MCR 2 ERP 1 MCR 1

注：MCR 表示最大持续功率；
ERP表示按推进特性的经济标定功率。

表 4.1.10-22　SULZER RTA 系列柴油机主要性能参数

型号	缸数	缸径 mm	行程 mm	行程缸径比	转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW (PS)	平均有效压力 MPa	最大爆发压力 MPa	排气进/出涡轮温度 ℃	燃油消耗率 g/(kW·h) [g/(PS·h)]	功率点
RTA 38	4~9	380	1100	2.89	196	7.19	680(930)	1.68			181(133)	R 1
					196	7.19	370(500)	0.90				R 2
					141	5.17	490(660)	1.65				R 3
					141	5.17	370(500)	1.25				R 4
RTA 48	4~9	480	1400	2.92	154	7.19	1090(1480)				178(131)	R 1
					154	7.19	600(810)					R 2
					111	5.18	780(1060)					R 3
					111	5.18	600(810)					R 4
RTA 58	4~9	580	1700	2.93	127	7.19	1590(2160)		12.6		175(129)	R 1
					127	7.19	870(1180)					R 2
					92	5.21	1140(1550)					R 3
					92	5.21	870(1180)					R 4
RTA 68	4~8	680	2000	2.94	108	7.20	2170(2950)	1.66	12.6		174(128)	R 1
					108	7.20	1190(1620)					R 2
					78	5.20	1560(2120)					R 3
					78	5.20	1190 (1620)					R 4
RTA 76	4~10, 12	760	2200	2.89	98	7.19	2710(3680)				173(127)	R 1
					98	7.19	1490(2020)					R 2
					71	5.21	1950(2650)					R 3
					71	5.21	1490(2020)					R 4
RTA 84	4~10, 12	840	2400	2.86	90	7.20	3310(4500)	1.63	12.5		171(126)	R 1
					90	7.20	1820(2480)					R 2
					65	5.20	2380(3240)					R 3
					65	5.20	1820 (2480)	1.24				R 4
RTA 52	4~8	520	1800	3.46	126	7.56	1332(1810)	1.66	13.0		174(128)	
RTA 62	4~8	620	2150	3.47	106	7.60	1899(2580)	1.66	13.0		173(127)	
RTA 72	4~8	720	2500	3.47	91	7.58	2576(3500)	1.67	13.0		171(126)	
RTA 84 M	4~10, 12	840	2900	3.45	78	7.54	3460(4700)	1.66	13.0		170(125)	

1.2.2　结构简介

1.2.2.1　RD型柴油机

机座为钢板焊接结构。装主轴承的横隔板为箱式结构，主轴承盖用撑杆式液压螺栓上紧。推力轴承座与机座用螺栓连接成一整体。

A 字形机架由钢板焊接而成，A 字架是单片双层壁式，各单独机架在柴油机两侧用纵向加强板连成一体。加强板用螺栓紧固在机架上。

气缸体为单体铸造式，各气缸体用螺栓连接成一体。气缸套上部凸缘处箍有一个铸钢的加强环，内通冷却水。排气口外设有排气转阀。

机座、机架及气缸体用贯穿螺栓连接成一体。扫气箱为焊接结构。

气缸盖为内外组合式，由铸钢的环形大缸盖与铸铁的中央小缸头组成。

做得很短的活塞头是用耐热钼钢铸造的。活塞顶采用薄壁结构，内部用筋加强，活塞头

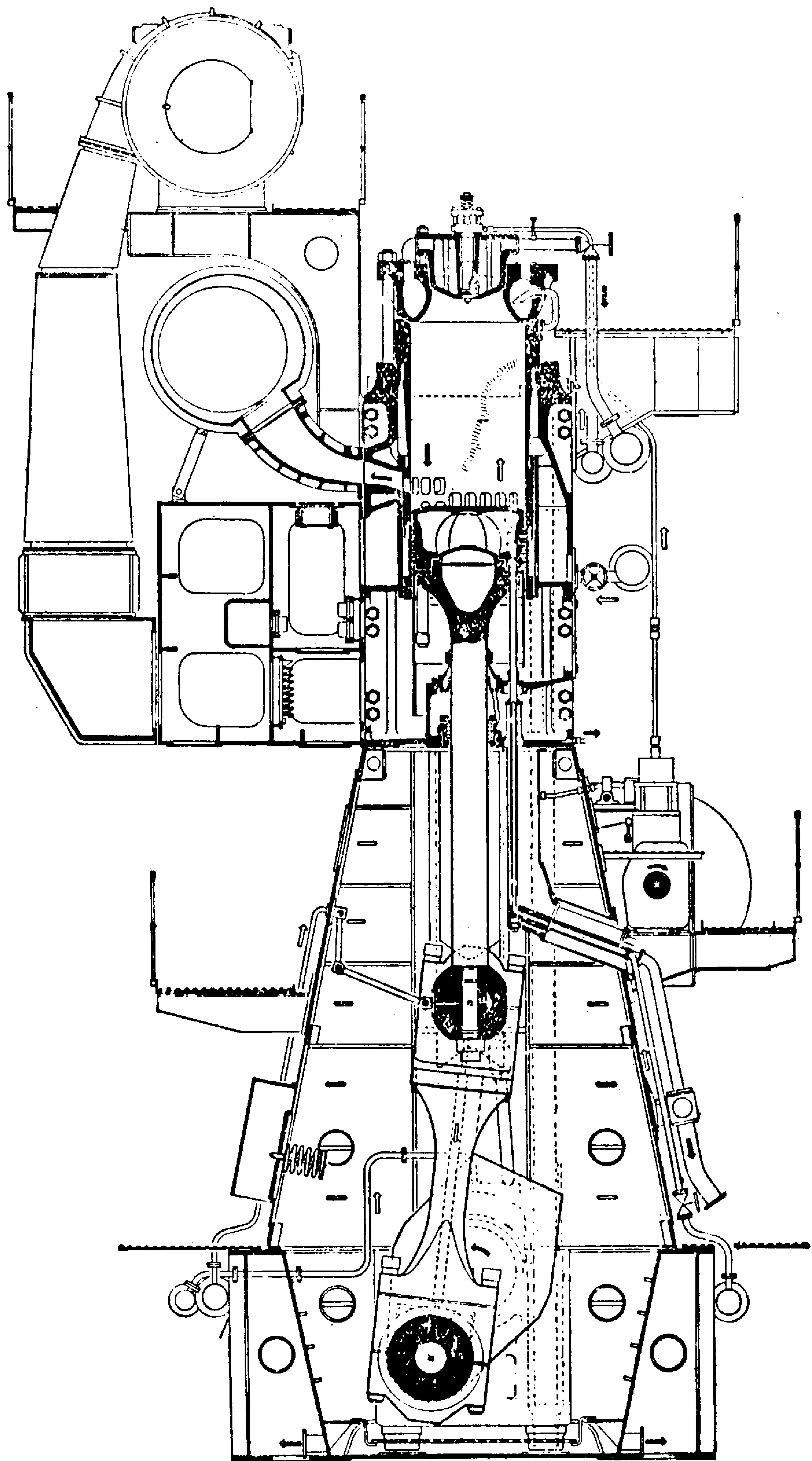


图 4.1.10-22　RND 105 型机横剖面图

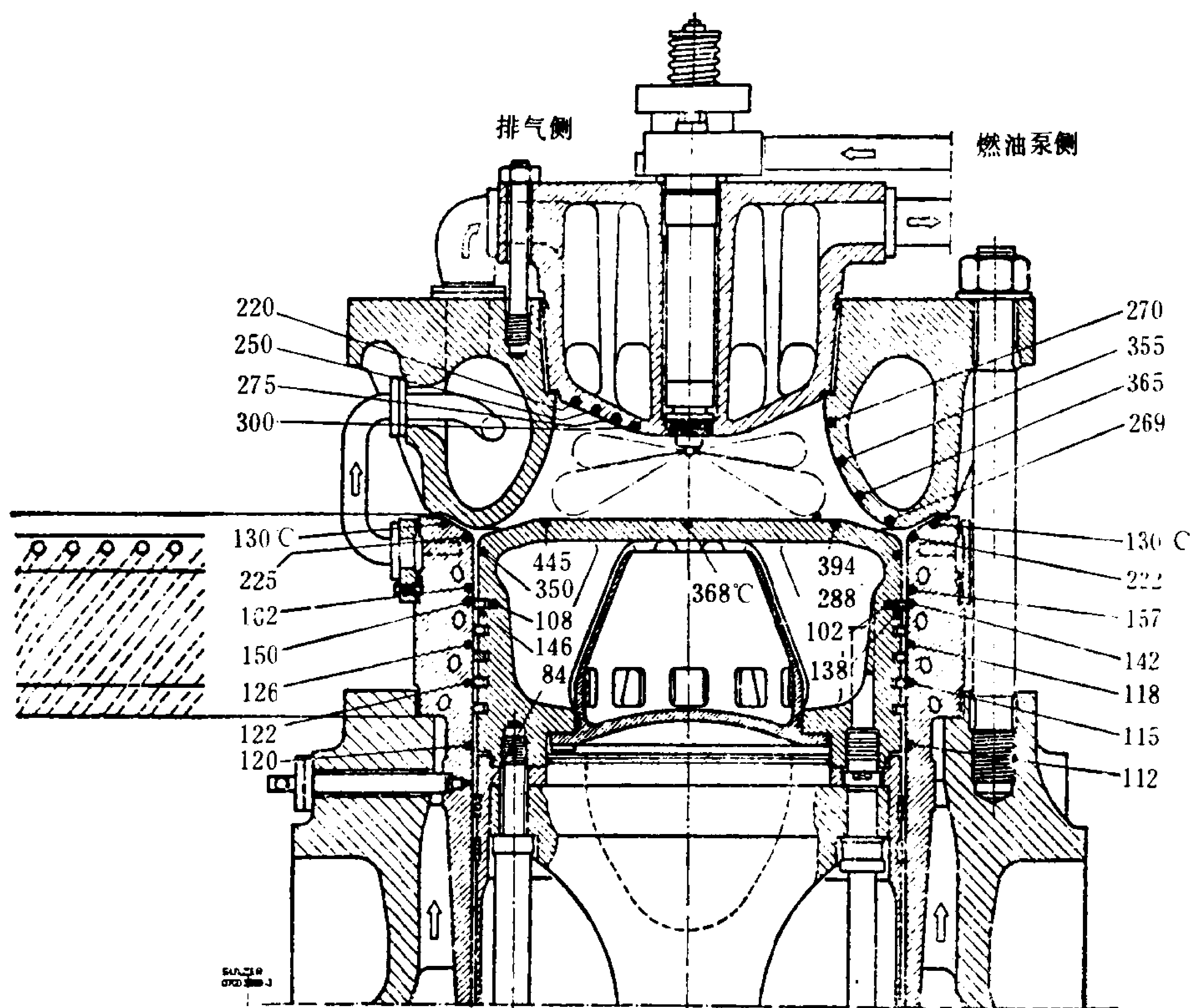


图 4.1.10-23 RND型气缸盖、气缸和活塞

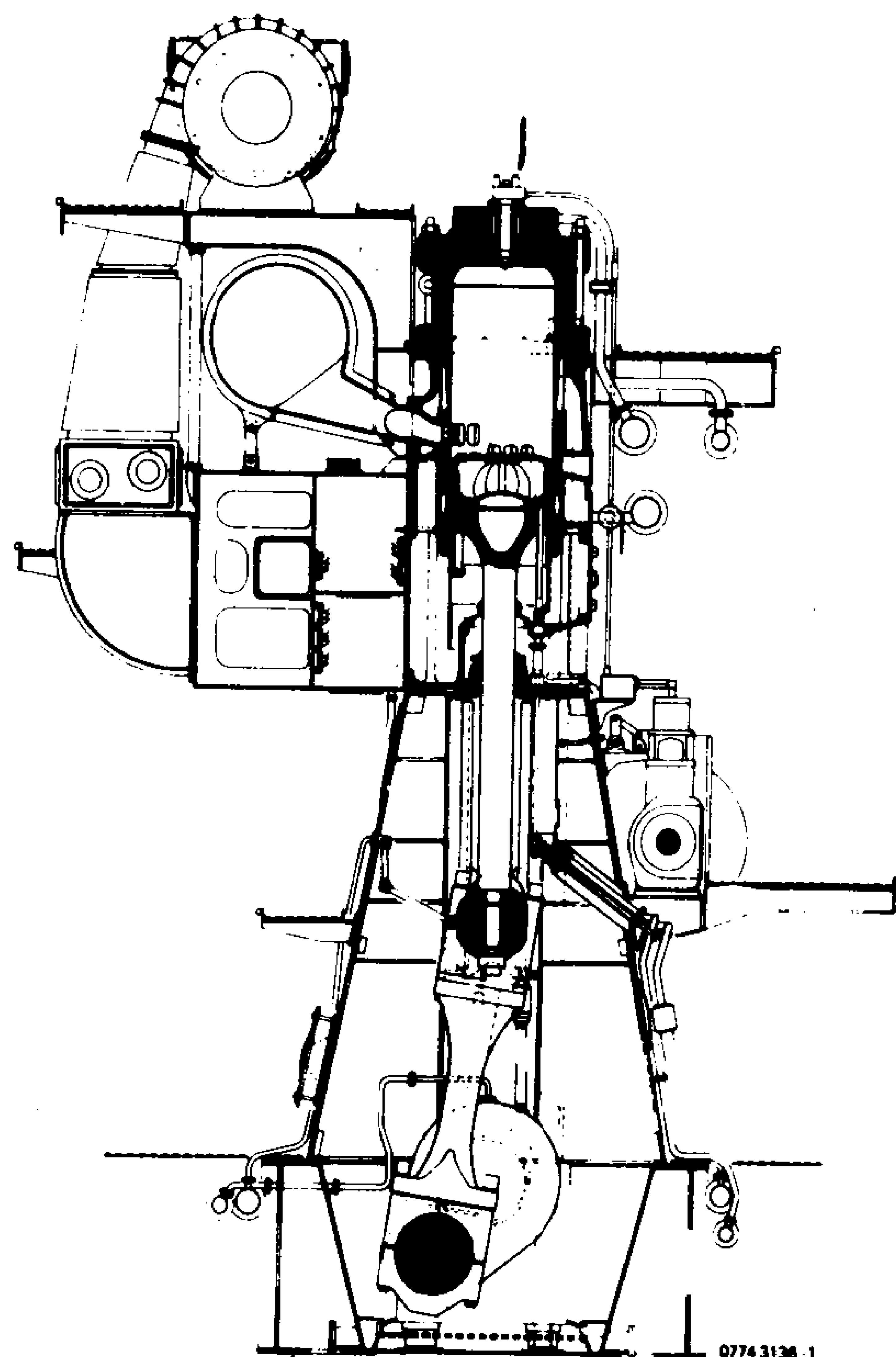


图 4.1.10-24 RND-M型机横剖面图

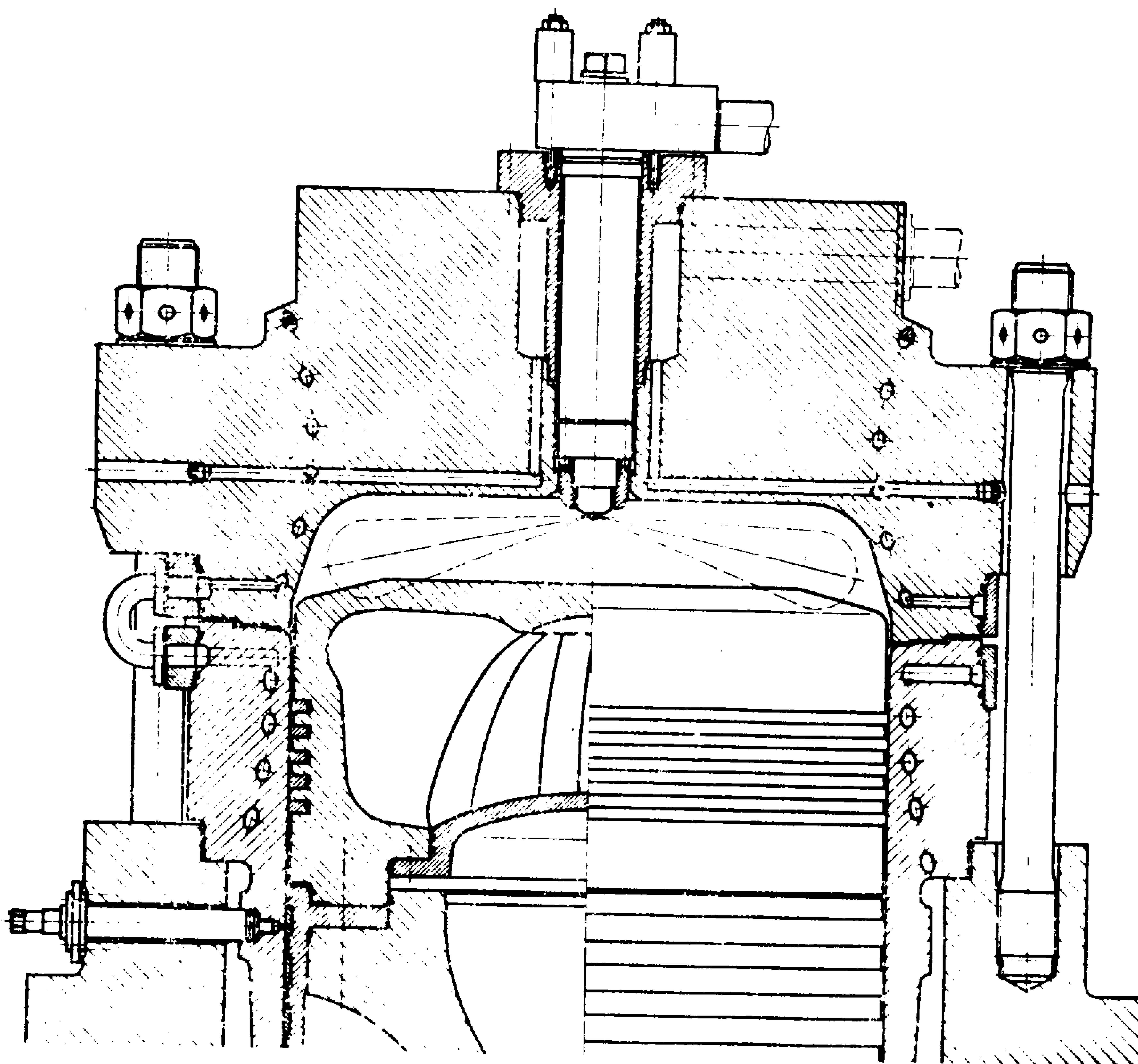


图 4.1.10-25 RND 90 M燃烧室

部装有五道合金铸铁的活塞环，裙部嵌有两道铅青铜减摩环，磨合时起导承作用。活塞用淡水冷却，通过伸缩套管引进和引出。活塞杆为锻钢制造，上端加粗部分形成一个漏斗形凸缘，下端则压在十字头上。

连杆为锻钢件，大端为船用式，小端为平台式，连杆体中央有钻孔，使滑油能从上连杆轴承通到曲柄销轴承。小端下轴承为偏心支承(自调式)弹性轴承座。十字头系双滑块结构，采用铰链式机构进行润滑。

曲轴为锻钢制半组合式，没有油孔和油槽。

喷油泵每缸一个，每两个泵为一组，采用对称式凸轮。油量调整属于回油阀始点调节式。

采用脉冲增压系统，BBC 公司的 VTR 500 或VTR 630 型废气涡轮增压器。

1.2.2.2 RND型柴油机

图 4.1.10-22 所示为RND 105 型柴油机的横剖面图。它与 RD 型柴油机的结构基本相同，其主要改进之处如下：

RND型将装主轴承的横隔板从原来的箱式结构改为工字梁结构。

用增加气缸套上部凸缘厚度的办法来取代 RD 型的加强环，加厚部分采取钻孔冷却的方法来提高冷却效果，并降低热应力。(图 4.1.10-23)。

RND 型活塞最明显的特点是采用了长裙活塞，这是由于采用定压增压后，取消了排气转阀，要求活塞行至上止点时，能将扫、排气口封住。

由于 RD 型机的白合金十字头轴承在使用中容易产生龟裂，因此 RND 型十字头下轴瓦决定改用高锡铝合金薄壁轴瓦，上轴瓦因不受力仍用较便宜的厚壁白合金轴瓦。

喷油泵油量调节改为回油阀始终点双重控制方式，在实际使用中则将始点固定，终点随负荷而变化。设有辅助电动鼓风机，用以在低负荷时补偿空气的不足

1.2.2.3 RND-M型

图 4.1.10-24 所示为 RND-M 型柴油机横剖面图。它保留了 RND 型机的许多结构特点，其最大的变动是采用了“扁平形”的燃烧室(图 4.1.10-25)，将气缸盖改为整体锻钢制造，它的形状简单，缸盖壁部加厚，采用钻孔冷却，使得机械应力和热应力大为降低。

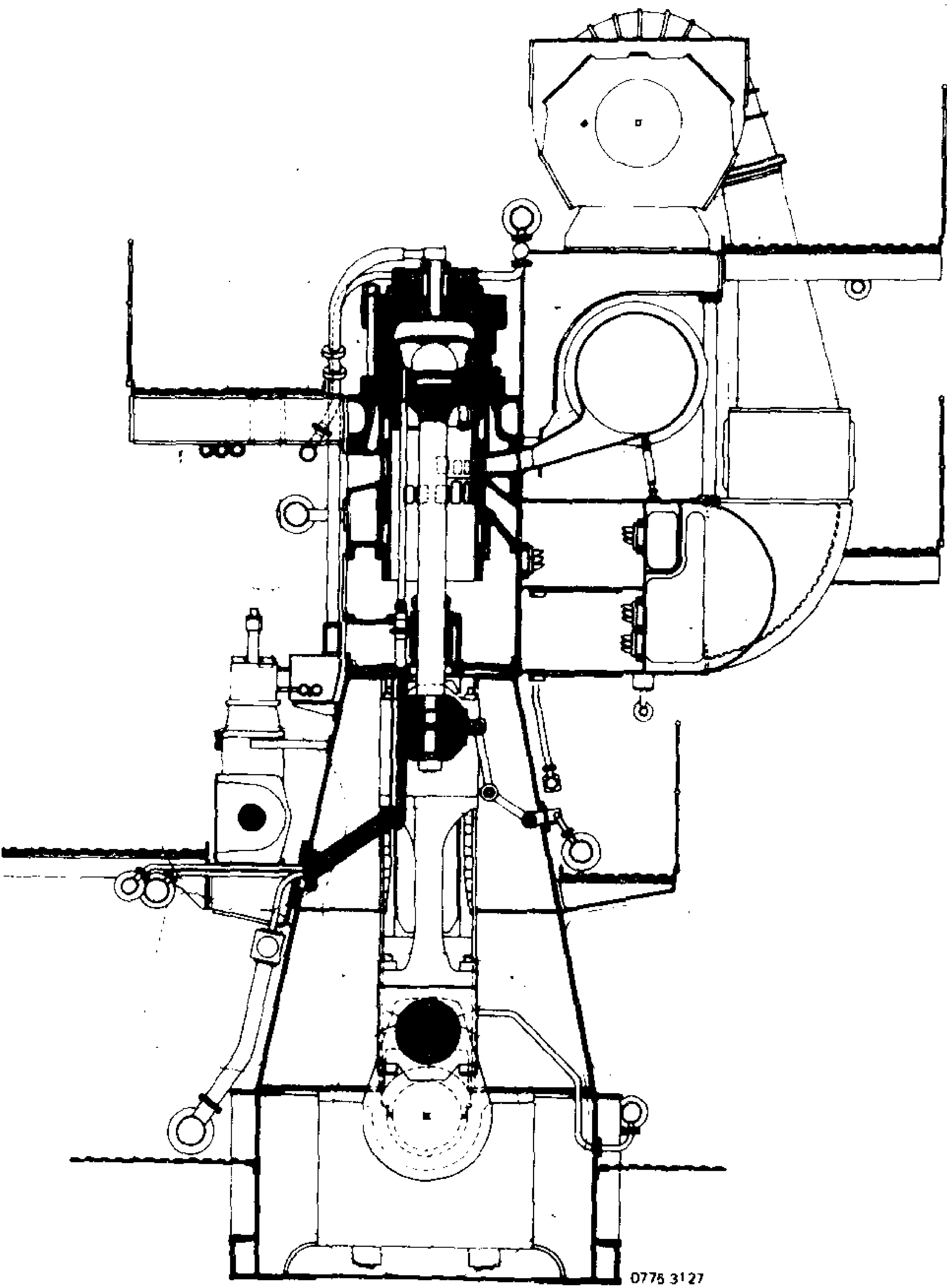


图 4.1.10-26 RLA 56 型剖面图

气缸的润滑改用蓄压式，靠稳压器与气缸内的压力差自动注油。在排气侧气口下面另加两个注油点。

活塞裙部的青铜减摩环从原来的 2 根增至 4 根，以加快磨合过程。

增大了曲轴主轴颈的尺寸，以适应船级社对提高单缸功率的要求。

取消了供冷却喷油嘴用的薄壳水套，防止了腐蚀现象。喷孔内边缘用电化学蚀刻的方法倒圆角，不易磨损，使其工作状态能长时间稳定。

1.2.2.4 RLA(B)型柴油机

RLA(B)型机保持了 RND-M 型机的基本特征，但作了不少简化，使得结构简单，制造方便。有关结构分别示于图 4.1.10-26～29。同时采用长行程设计，使行程缸径比大于 2 以上。

机座改为单壁结构，纵向装配，纵梁与刚性横梁相焊接。机座与基座的连接螺钉由双排改为单排，但螺钉数量仍与前相等。

主轴承仍采用厚壁白合金。推力轴承座和机座合为一体，使结构紧凑，缩短了发动机的

长度。

机架采用新型的夹层箱式结构，一块包括十字头导板在内的铸铁中心件，用螺栓固定在两个整体装配的侧架之间，使得结构简单而又具有刚性。

小尺寸的 RL 56 型机采用成组气缸体，二缸或三缸一组。气缸上部取消了原 RND-M型机的圆形台肩而改为整体平面，以利于加工制造。

带有蓄压器的气缸油注油接头直接装在气缸套上部的凸缘上，不再通过气缸体的水套上部，因而无需防水密封。

活塞顶采用钻孔冷却。

定压增压系统，配用高效单级 BBC-VTR-4 型涡轮增压器。

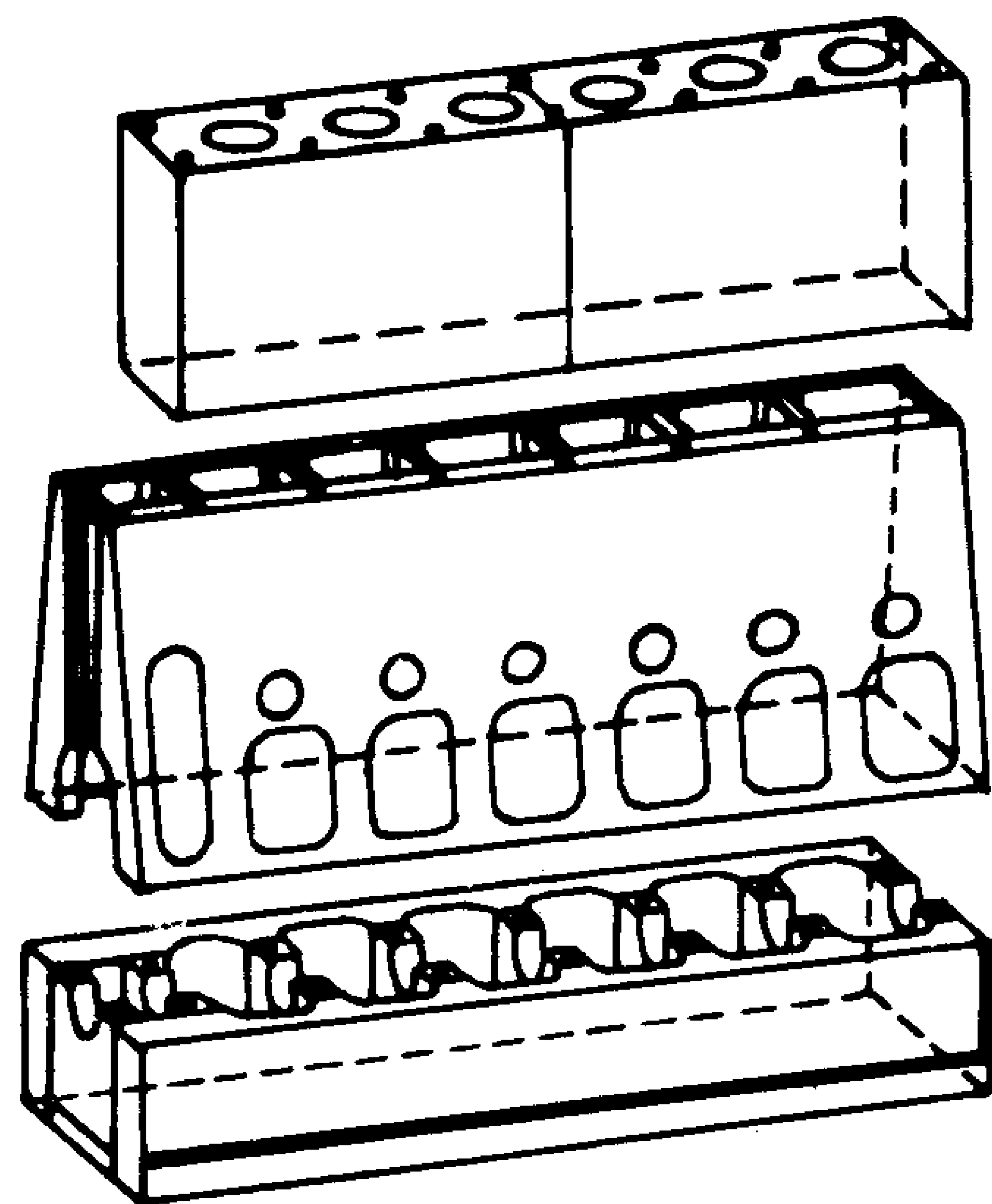


图 4.1.10-27 RLA 56 的机座、机架和气缸体

1.2.2.5 RTA型柴油机

1982 年开始研制的 RTA 型柴油机，是全新设计的直流扫气型超长行程的低速柴油机(图 4.1.10-30)。RTA型机基本上沿用了横流扫气的 RLB 型机上已证明是可靠的结构。机座、机架、推力轴承座、凸轮轴驱动机构等采用 RLB 型机同样的结构，只是小缸径的 RTA 38、48 机与大缸径的 RTA 58 机以上的系列有某些差别。由于采用直流扫气方式，新装了排气阀和排气阀驱动机构，因而气缸盖、凸轮轴等均

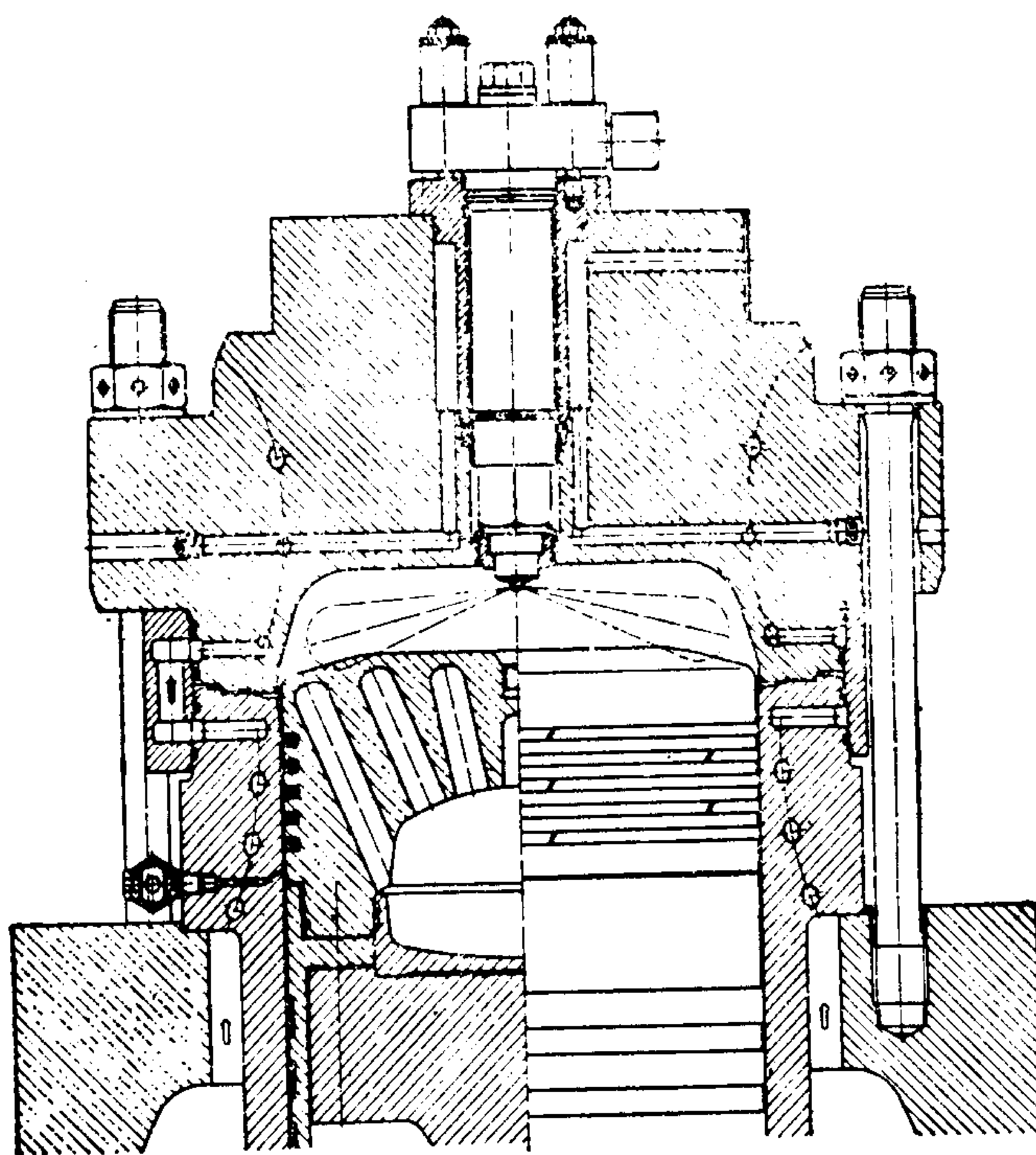


图 4:1.10-28 RLA 56 燃烧室

与原来不同。现将 RTA 型的结构特点说明如下。

RTA 58 以上系列的机座与RL 型一样，沿用平底单壁型，并与推力轴承形成一整体，加宽的主轴承增大了承压面积。RTA 48 以下的小型系列机，机座的油底壳向下凸出，使机座座面升高，以便让螺旋桨可装在较低位置(适用于小型船舶)。而且机座是由铸铁整体铸成(RTA 48 机一个机座可容下多达 6 个气缸)。

大缸径系列(58 以上)各机仍用组装式 A 字形单片双层壁式机架，由纵向加强板连成一体，也可整体焊接。小缸径(48 以下)系列机 A 字架则由铸铁制成，十字头导板直接在铸铁机架上车制而成。

大缸径机仍为单体式铸铁气缸体；而小缸径机则采用成组式(多缸式)气缸体，并与凸轮轴箱形成一整体(RTA 48 机可多达 6 缸一组)。

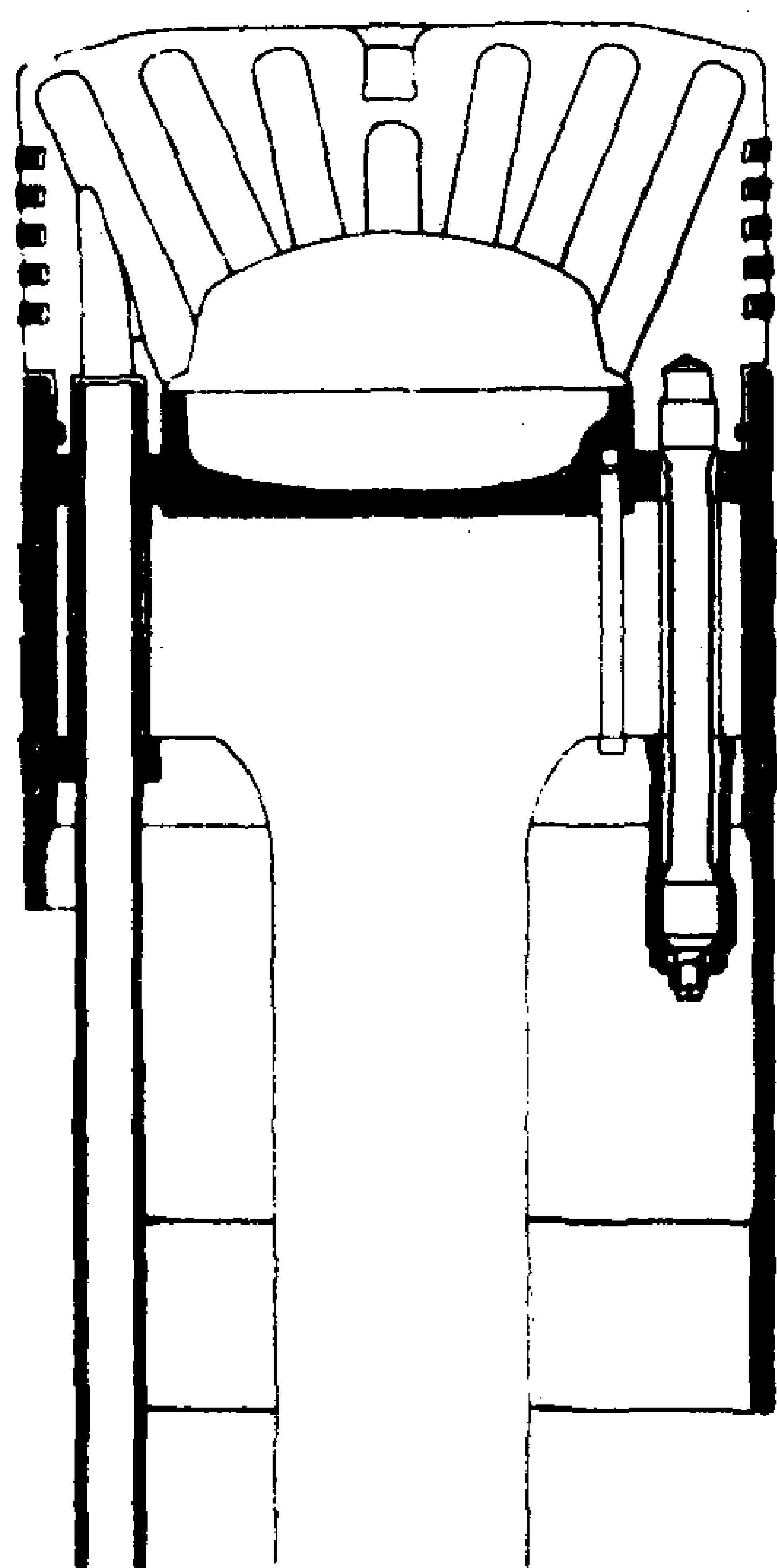


图 4.1.10-29　RLA56的活塞

燃烧室部件的缸套、活塞顶、缸盖及排气阀座环这四大件均采用钻孔冷却方式。气缸盖为整体锻钢制造，在 RTA 58 以上机型均装有 3 只喷油器，RTA 48 以下则只装 2 只。故采用短裙活塞，大缸径机是钻孔水冷式活塞头，配用套管式冷却机构。小缸径系列则采用油冷活塞头，冷却油来自十字头润滑系统。

排气阀由液压驱动机构来控制其启闭，液压油从供给十字头轴承的供油管路(压力 1.6 MPa)中分支出来，并将油压减压至 1 MPa。在液压驱动机构中采用空气弹簧，排气阀杆上装有旋转叶片，使阀杆每一行程做一次约 15°的旋转(小缸径机则仍采用机械式转阀器)。

大端轴承与主轴承都采用白合金厚壁轴瓦，十字头轴承则采用高锡铝合金薄壁轴瓦，并使用高压润滑。对于小缸径系列机，由于是油冷活塞，故就省略了冷却填料函，从而降低了柴油机的高度。十字头轴承下瓦制成整块的全支承轴瓦，连杆上也无需容纳冷却套管，故小端与连杆锻成一体的，连杆做得较短。

十字头的滑油由铰链式摆动机构供给，分高压和中压两路。一路为 1.6 MPa的高压滑油，在润滑了十字头轴承后从中空的连杆通至大端轴承；另一路为 0.4 MPa的中压滑油，供应滑块和导板，又通过活塞杆的通道供活塞冷却之用。

喷油泵为回油阀式始终点双重控制结构，并采用可变喷射定时(VIT)，在常用负荷下将回油阀的关闭时刻——亦即输油阀开始供油的正时提前，使气缸内爆发压力提高，起到了降低常用负荷下燃油消耗率的作用。在主机降速时，又可自动调节提前角，以维持一定的爆发压力。

喷油器为非冷却型，并新装了燃油循环阀，柴油机停车时，燃油可一直循环到喷油器的内部，便于在进出港口时使用劣质油而无需切换轻质油。

喷油泵与排气阀共用同一驱动机构，每两个气缸合用一组，即每段凸轮轴上各装两个燃

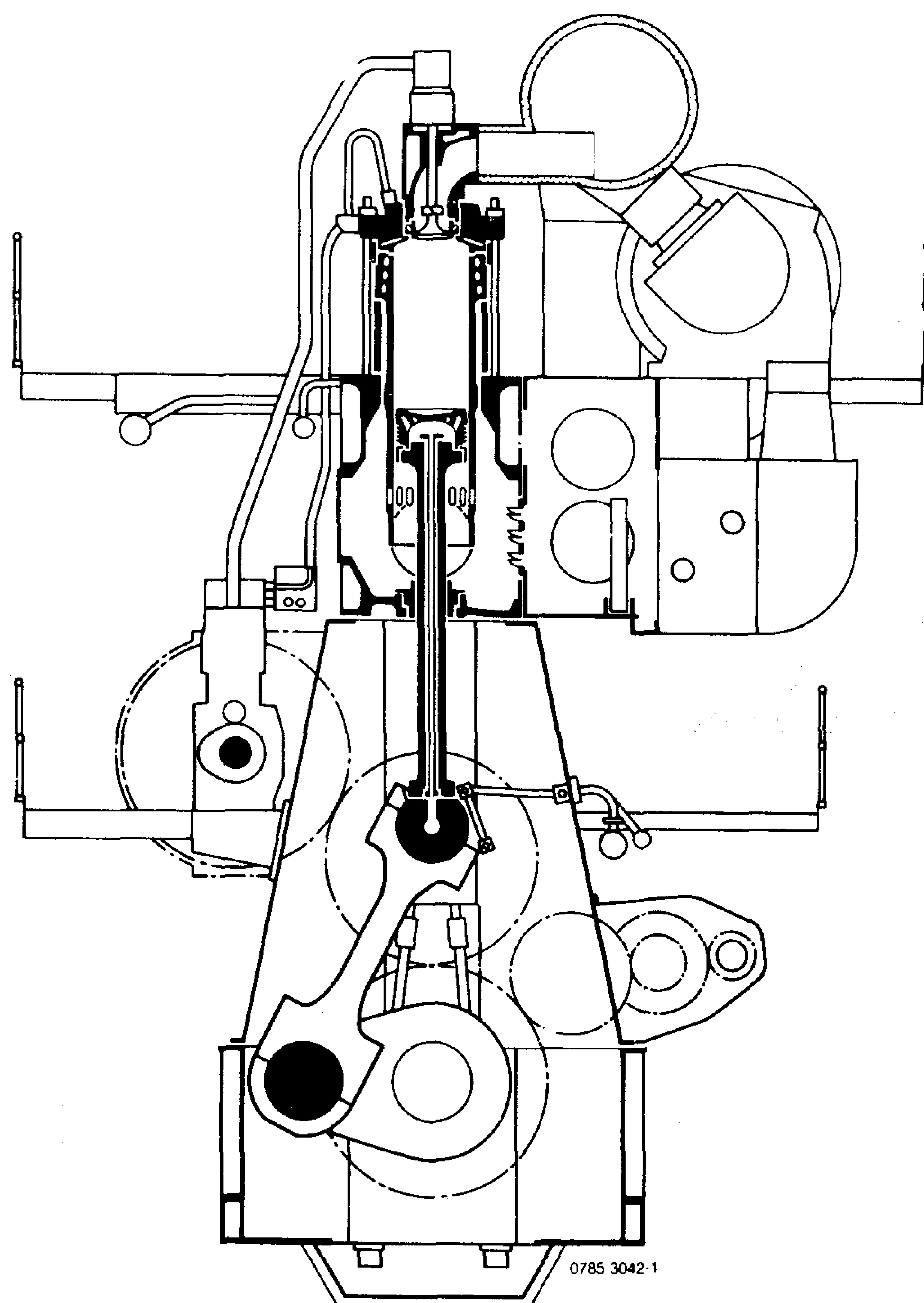


图 4.1.10-30 RTA型机剖面图

油凸轮和两个排气凸轮。由于排气阀的正时基本上是以下止点为对称点，所以换向时不必变动排气凸轮的位置，只需改变燃油凸轮的相位。在 RTA 型机中，换向时凸轮轴不必差动，而是将燃油凸轮直接装在小的换向伺服马达上(每两缸共用一只伺服马达)，伺服马达再装于凸轮轴上，换向时转动伺服马达，就可使燃油凸轮改变相位。

1.2.3 运转管理标准

1.2.3.1 运转参数标准

1)RD、RND型机运转参数(表 4.1.10-23)

表 4.1.10-23　　SULZER RD 90、76、68 / RND 105、90、76、68 机运转参数

项目		压力 MPa			温度℃			备注
		最低报警压力	常用压力	紧急停车压力	最低报警温度	常用温度	最高报警温度	
气缸套冷却淡水	入口 出口	0.25 —	0.25~0.4 —	0.19 —	50 —	50~60 60~70	60 70	进出口最大温差 12℃
活塞冷却淡水	入口 出口	0.3 —	0.3~0.4 —	0.2 —	40 —	40~50 最大 60(RD) 65(RND)	50 60(RD) 65(RND)	
喷油器冷却淡水	入口 出口	0.15 —	0.15~0.3 —	—	80 —	最小 80 最大 90	— 90	
增压器壳冷却淡水	入口 出口	— —	— —		60 —	60~70 最大 80	— 80	
空气冷却器冷却海水	入口 出口	— —	最大 0.2 —		— —	25~33 最大 40		
主轴承滑油	入口 出口	0.15 —	0.15~0.25 —	0.13 —	35 —	35~45 —	45 —	
十字头滑油	入口 出口	0.3 —	0.3~0.4 —		35 —	35~45 —	45 —	
增压器轴承(球轴承)滑油	入口 出口	— —	— —		— —	— 最大 90	— 90	BBC型增压器由本身供油
增压器轴承(滑动轴承)滑油	入口	0.13	0.13~0.18	0.09	35 35	35~50 35~45	50 45	BBC型增压器 SULZER 型增压器
	出口	—	—	—	— —	最大 60 最大 80	60 80	BBC型增压器 SULZER 型增压器
燃油(滤器后)	入口 出口	0.3 —	0.3~0.6 —		— —	— —	— —	
空气冷却器	入口	—	RD压降许可值 150~200 毫米水柱	—	—	—	—	RND压降许可值为 200~300 毫米水柱
	出口				25 25	40~45 40~45	55(RD) 60(RND)	

续上表

项目		压力 MPa			温度℃			备注
		最低报警压力	常用压力	紧急停车压力	最低报警温度	常用温度	最高报警温度	
增压器前空气滤器			150～200 mmH_2O压降许可值					
增压器排气温度	入口	—	—		—	最大500(RND)		
	出口	—	—		—	最大380(RND)		RD 6、9、12缸机出口最大400 RD 5、7、8、10缸机出口最大425
增压器出口背压			最大300 mmH_2O					

2)RND-M 型机运转参数(表4.1.10-24)

表4.1.10-24　**SULZER RND-M 机运转参数**

项目			压力 MPa					温度 ℃						备注
			正常运转		报警	减速	自动	正常运转			报警		减速	
			最小	最大	(最小)	(最小)	停车	最小	最大	温差	最小	最大	(最大)	
淡水	气缸套冷却水	进口	0.35	0.45	0.35	0.3	0.25	50	—	近于15	50	—	—	缸径90、105机
			0.3	0.4	0.3	0.25	0.2							缸径68、76机
		出口	—	—	—	—	—	60	75		—	75	80	
	涡轮冷却水(与缸套冷却水)出口串联连接	进口						60	75	近于10		—	—	
		出口						—	85			85	90	
	喷油器冷却水	进口	0.25	0.4	0.25			70	—		70	—		
		出口	—	—	—			—	90		—	90		
	活塞冷却水	进口	0.35	0.5	0.35	0.3	0.25	40	50	近于15	40	—	—	
		出口	—	—	—	—	—	—	65		—	65	70	
	增压空气冷却水	进口	—	0.2	—			25	—		25	—		
海水	空气冷却器冷却水	进口	—	0.2	—			25	—		25	—		
		出口						—	45		—	45		
滑油	控制油	进口	0.3	0.4	—									
	主轴承	进口	0.15	0.25	0.15		0.12	35	45		35	45	50	
	十字头	进口	0.8	1.6	0.8									
	滑油	轴承出口										60	65	
燃油	滤器后	喷油泵进口	0.3	0.65 一般 0.5	0.3									

续上表

项目		压力、温度	压力 MPa 正常运转 最小	压力 MPa 正常运转 最大	报警(最小)	减速(最小)	自动停车	温度 ℃ 正常运转 最小	温度 ℃ 正常运转 最大	温差	报警 最小	报警 最大	减速(最大)	备注
增压空气	增压器上的空气滤器	允许压降	150 mm H_2O											
增压空气	扫气箱内空气	冷却器出口						40(减负荷) 60(热、湿环境) 一般 45~50			40	65	70	
增压空气	扫气口处空气	气缸进口										150	200	
	空气冷却器	允许压降	250 mm H_2O											
排气	排气	气缸出口							500			425	450	
排气	排气	涡轮进口										500	525	
排气	排气	涡轮出口	300 mm H_2O											

3)RL 型机运转参数(表 4.1.10-25)

表 4.1.10-25 **SULZER RLA/B 机运转参数**

项目		压力、温度	压力 MPa 正常运转 最小	压力 MPa 正常运转 最大	报警(最小)	减速(最小)	自动停车	温度 ℃ 正常运转 最小	温度 ℃ 正常运转 最大	温差	报警 最小	报警 最大	减速(最大)	备注
淡水	缸套冷却水	进口	0.35	0.45	0.35	0.3	0.25	60	—	近于18	60	—	—	缸径 90 机
淡水	缸套冷却水	进口	0.3	0.4	0.3	0.25	0.2							缸径 56,66,76 机
淡水	缸套冷却水	出口	—	—	—	—	—	70	85		—	85	90	
淡水	涡轮冷却水(与缸套冷却水出口串联)	进口						60	—	近于		—	—	
淡水	涡轮冷却水(与缸套冷却水出口串联)	出口						—	85	8~12		85	90	
淡水	喷油器冷却水	进口	0.25	0.5	0.25			70	—		70	—		
淡水	喷油器冷却水	出口	—	—	—			—	90		—	90		
淡水	活塞冷却水	进口	0.35	0.5	0.35	0.3	0.25	40	50	近于	40	—	—	
淡水	活塞冷却水	出口	—	—	—	—	—	—	70	20	—	70	75	
淡水	增压空气冷却水	进口		0.4				25			25			
海水	空气冷却器冷却水	进口		0.4				25	—		25	—		
海水	空气冷却器冷却水	出口		—				—	45		—	45		
滑油	控制油	进口	0.3	0.4										
滑油	主轴承	进口	0.15	0.25	0.15		0.12	35	45		35	45	50	
滑油	十字头	进口	0.8	1.6	0.8									
滑油	滑油	轴承出口										60	65	

续上表

项目 \ 压力、温度			压力 MPa					温度 ℃						备注
			正常运转		报警	减速	自动	正常运转			报警		减速	
			最小	最大	(最小)	(最小)	停车	最小	最大	温差	最小	最大	(最大)	
	滑油	推力轴承出口										60	65	
燃油	滤器后	喷油泵进口	0.3	0.65	0.3									
增压空气	增压器上的空气滤器	允许压降	150 mm H_2O											
	扫气箱内空气	冷却器出口						参看另外说明				65	70	
	扫气口处空气	气缸进口										150	200	
	空气冷却器	允许压降	350 mm H_2O											
空气	起动空气	柴油机进口	0.7	0.3	1.2									
	控制空气	气动逻辑元件箱	0.5	0.77	0.5	0.4								
排气	排气	柴油机出口	0.5	0.7								425	450	
		涡轮进口							500			500	525	
		涡轮出口	300											

4)RTA 型机运转参数(表 4.1.10.26~27)

表 4.1.10-26 SULZER RTA 58~RTA 84 型机运转参数

测量点			表压力 MPa		温度 ℃			设定点					
								报警			减速		自动停车
								表压力 MPa	温度 ℃		表压力 MPa	温度 ℃	表压力 MPa
			最小	最大	最小	最大	温差	最小	最小	最大	最小	最大	最小
淡水	缸套冷却水	进口	0.3	0.45	65	—	约	0.3	65	—	—	—	0.25
		各缸出口	—	—	80	90	20	—	—	90	—	95	—
	活塞冷却水	进口	0.35	0.5	50	60	约	0.35	50	—	—	—	0.3
		各活塞出口	—	—	—	85	25	—	—	85	—	90	—
	涡轮冷却水	进口	—	—	50	—	约	—	—	—	—	—	—
	(与活塞冷却水连通)	出口	—	—	—	75	18	—	—	—	—	—	—
	增压空气冷却水	进口	—	0.4	25	36		—	25	—	—	—	—
	(用中央冷却系统时)	出口	—	—	—	—		—	—	—	—	—	—

续上表

测量点			表压力 MPa		温度 ℃			设定点 报警 表压力 MPa	报警 温度 ℃		减速 表压力 MPa	减速 温度 ℃	自动停车 表压力 MPa
			最小	最大	最小	最大	温差	最小	最小	最大	最小	最大	最小
海水	增压空气冷却水(用直接冷却系统时)	进口	—	0.4	25	—		—	25	—	—	—	—
		出口	—	—	—	45		—	—	48	—	—	—
滑油	主轴承滑油	进口	0.21	0.3	40	50	—	0.21	40	50	—	55	0.18
	十字头轴承滑油	进口	1.4	1.6				1.4			—		1.3
	排气阀液压油	进口	0.8	1				0.8			—		—
	滑油	轴承出口	—	—	—	—	—	—	—	60	—	65	—
	滑油	推力轴承出口	—	—	—	—	—	—	—	60	—	65	—
	涡轮轴承滑油		—	—	—	110	—	—	—	110	—	120	—
燃油	滤器后燃油	喷油泵进口	1	1.4	见使用说明书		—	1			—	—	—
	低压输油泵出口油	输油泵出口	0.3	0.5	—	—	—	0.3	—	—	—	—	—
扫气空气	增压器空气滤器进气	许可压力降	100 mm H_2O										
	进气系统(导流器、滤器、消声器)	许可压力降	200 mm H_2O										
	扫气箱空气	空冷器出口	—	—	—	—	—	—	—	65	—	70	—
	活塞下部扫气空气	扫气箱	—	—	—	—	—	—	—	150	—	200	—
	空气冷却器	许可压力降	300 mm H_2O										
压缩空气	起动空气	柴油机进口	0.7	3	—	—	—	1.2	—	—	—	—	—
	控制空气	柴油机进口	0.6 正常 0.8	0.9	—	—	—	0.6	—	—	0.55	—	—
	排气阀气垫(空气弹簧)	空气分配器	0.45 正常 0.55	0.6	—	—	—	0.45	—	—	—	—	0.4 0.3
排气	废气	气缸出口	—	—	—	—	—	—	—	515	—	530	—
		涡轮进口	—	—	—	515	—	—	—	515	—	530	—
		涡轮出口压力	300 mm H_2O		—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 4.1.10-27　　SULZER RTA 38、48 型机运转参数

测量点			表压力 MPa		温度 ℃			设定点 报警 表压力 MPa	报警 温度 ℃		减速 表压力 MPa	减速 温度 ℃	自动停车 表压力 MPa
			最小	最大	最小	最大	温差	最小	最小	最大	最小	最大	最小
淡水	缸套冷却水	进口	0.25	0.4	6.5	—	约20	0.25	65	—	—	—	0.2
淡水		各缸出口	—	—	80	90		—	—	90	—	95	—
淡水	涡轮冷却水(与缸套冷却水连通	进口	—	—	65	—	约18	—	—	—	—	—	—
淡水		出口	—	—	—	85		—	—	—	—	—	—
淡水	增压空气冷却淡水(用中央冷却系统时)	进口	—	0.4	25	36		—	25	—	—	—	—
淡水		出口	—	—	—	—		—	—	—	—	—	—
海水	增压空气冷却海水(用直接冷却系统时)	进口	—	0.4	25	—		—	25	—	—	—	—
海水		出口	—	—	—	45		—	—	48	—	—	—
滑油	十字头轴承滑油	进口	1.4	1.6	40	50	—	1.4	40	50	—	55	1.3
滑油	排气阀液压油	进口	0.8	1				0.8			—		—
滑油	主轴承滑油	进口	0.21	0.3				0.21					0.18
滑油	活塞冷却油(与轴承滑油并连连通)	进口					约25						
滑油		各活塞出口	—	—	—	75		—	—	75	—	80	—
滑油	滑油	轴承出口	—	—	—	—	—	—	—	60	—	65	—
滑油	滑油	推力轴承出口	—	—	—	—	—	—	—	60	—	65	—
滑油	涡轮轴承滑油		—	—	—	110	—	—	—	110	—	120	—
燃油	滤器后燃油	喷油泵进口	1	1.4	见使用说明书		—	1			—	—	—
燃油	低压输油泵出口油	输油泵出口	0.3	0.5	—	—	—	0.3	—	—	—	—	—
扫气空气	增压器空气滤器进气	许可压力降	100 mmH_2O		—	—	—	—	—	—	—	—	—
扫气空气	进气系统(导流器、滤器、消声器)	许可压力降	200 mmH_2O		—	—	—	—	—	—	—	—	—
扫气空气	扫气箱空气	空冷器出口	—	—	—	—	—	—	—	65	—	70	—
扫气空气	活塞下部扫气空气	扫气箱	—	—	—	—	—	—	—	150	—	200	—
扫气空气	空气冷却器	许可压力降	300 mmH_2O		—	—	—	—	—	—	—	—	—
扫气空气	起动空气	柴油机进口	0.7	3	—	—	—	1.2	—	—	—	—	—
扫气空气	控制空气	柴油机进口	0.6	0.9 正常 0.8	—	—	—	0.6	—	—	0.55	—	—
扫气空气	排气阀气垫(空气弹簧)	空气分配器	0.6	0.9 正常 8	—	—	—	0.6	—	—	—	—	0.55 0.45
扫气空气	废气	气缸出口	—	—	—	—	—	—	—	515	—	530	—
扫气空气		涡轮进口	—	—	—	515	—	—	—	515	—	530	—
扫气空气		涡轮出口压力	300 mmH_2O		—	—	—	—	—	—	—	—	—

1.2.3.2　主要螺栓上紧扭距

SULZER 型主要螺栓上紧扭矩(表 4.1.10-28)

表 4.1.10-28

SULZER 机型主要螺栓上紧扭矩

项目 \ 数据 \ 机型	RD 68			RD 76		RND 76		
	螺栓尺寸	螺纹截面应力 MPa	上紧扭矩 N·m	螺纹截面应力 MPa	上紧扭矩 N·m	螺栓尺寸	螺纹截面应力 MPa	上紧扭矩 N·m
推力轴承轴承盖	44.45 mm ($1\frac{3''}{4}$)	12	800	12	1200	50.8 mm (2″)	12	1240
主轴承盖 上紧 拆卸	63.5 mm ($2\frac{1''}{2}$)	12	液压 45 Mpa 液压 50 MPa	12	液压 45 MPa 液压 50 MPa	76.2 mm (3″)	14	液压 52 MPa 液压 57 MPa
贯穿螺栓 上紧 拆卸	AK 137	10	第一次(液压)30 MPa 第二次(液压)45 MPa 液压 50 MPa		第一次(液压)30 MPa 第二次(液压)45 MPa 液压 50 MPa	AcmeK147	12	液压第一次 35 MPa 第二次 52 MPa 液压 57 MPa
气缸体连接螺栓	50.8 mm(2″)	20	2000	20	2000	50.8 mm(2″)	20	2050
气缸盖螺栓	69.85 mm($2\frac{3''}{4}$)	12	3000	12	3900	76.2 mm(3″)		第一步上紧角为 30° 第二步再上紧 30° (总上紧角=60°)
中央气缸盖(小缸盖)	44.45 mm($1\frac{3''}{4}$)	15	1000	15	1000	50.8 mm(2″)		第一步上紧角为 25° 第二步使总上紧角达 50° (注：老式螺栓总上紧角为 40°)
曲轴联轴器螺栓	M 78×4	15	5900(用锤击扳手)	15	7200	M 85×4	20	12000
上下连杆螺栓	69.85 mm($2\frac{3''}{4}$)	12	3000	12	3900	63.5 mm($2\frac{1''}{2}$)	12	2440 上紧：(液压)第一次 35 MPa 第二次 52 MPa 拆卸：(液压)57 MPa
活塞头连接螺栓	50.8 mm(2″)	15	1500	15	2100	50.8 mm(2″)	22	2270 (上紧螺母体总转角为 61°)
活塞杆海底螺母 上紧 拆卸	AK 137	7.5	液压 45 MPa 液压 47 MPa [注] 机械上紧时，活塞杆伸长 0.22 mm，螺母转动角度=12°30′，螺母旋紧螺纹数=$2\frac{2'}{3}$	8.8	液压 45 MPa 液压 47 MPa [注] 机械上紧时，活塞杆伸长 0.24 mm，螺母转动=12°，旋紧螺纹数=$2\frac{1}{4}$	AK 127		液压 52 MPa 液压 57 MPa [注]机械上紧时，螺母转角 15°，螺母转过齿数 $2\frac{5}{8}$，扳手力臂长度 530 mm，千斤顶升程 140 mm

表 4.1.10-29

SULZER 机型主要零部件装配间隙与磨损极限

名称 \ 间隙 mm \ 机型		RD 56		RD 68		RD 76		RD 90		RND 76		RND 68 M	
		装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限
活塞与气缸	减摩环处	0.7~0.97	7.0	0.7~0.99	8.0	0.80~1.05	8.5	0.90~1.22	10	0.80~1.1	8.5	0.8~1.2	
	裙部	1.5~1.87	7.0	1.5~1.89	8.0	1.5~1.9	8.5	2.0~2.42	10	1.4~1.8	8.5	1.2~1.6	7.3
活塞环 天地间隙	第 1~2 道	0.21~0.27	0.80	0.28~0.34	0.8	0.28~0.34	0.8	0.35~0.41	0.8	0.36~0.44	0.8	0.32~0.40	0.8
	第 3 道									0.21~0.29	0.7	0.17~0.25	0.8
	第 4~5 道	0.11~0.17	0.7	0.13~0.19	0.7	0.13~0.19	0.7	0.15~0.21	0.7	0.21~0.29	0.7	0.17~0.25	0.7
活塞环 搭口间隙	第 1~2 道	5	27	6	30	7	36	8	33	3.5	32	4	29
	第 3~5 道									4.5	33		
活塞杆填料函密封环,刮油环搭口间隙(总和)	第 1, 2 组	12	2	12	2	12	2	12	2	60	24		
	第 3 组	24	2	24	2	24	2	24	2	36	4		
十字头销与轴承	径向	0.27~0.39	0.50	0.33~0.47	0.6	0.33~0.47	0.6	0.40~0.56	0.60	0.33~0.47	0.6	0.27~0.41	0.6
	轴向(总)	0.30~0.70	0.80	0.3~0.6	0.8	0.3~0.6	0.8	0.3~0.7	0.8	0.30~0.92	1.0	0.3~0.7	1.0
十字头滑块与导板	侧向(总)	0.3~0.5	0.8	0.3~0.5	0.8	0.3~0.5	0.8	0.3~0.5	0.8	0.3~0.5	0.8	0.3~0.5	0.8
	正向	0.20~0.35	0.6	0.2~0.35	0.6	0.2~0.35	0.6	0.2~0.35	0.6	0.2~0.35	0.6	0.2~0.35	0.6
曲柄销与连杆	径向	0.33~0.47	0.7	0.33~0.47 (0.40~0.56)	0.7	0.40~0.56	0.7	0.40~0.56	0.7	0.4~0.56	0.8	0.4~0.56	0.7
	轴向	10(总)	最小 3(单侧)	15(总) (10)	5 (3)	20(总) (10)	5 (3)	20(总) (15)	5 (3)	15~15.5 (总)	5(单侧)	10±0.5(总) (12±0.5)	
曲柄与主轴承	径向	0.33~0.47	0.8	0.33~0.47 (0.4~0.56)	0.8	0.40~0.56	0.8	0.40~0.56	0.8	0.4~0.56	0.8	0.4~0.56	0.8
	轴向	15(总)	3(单侧)	[illegible](总) (15)	5 (3)	20(总) (15)	5 (3)	20(总)	5	19.5~20.5 (总)	5	15±0.5(总)	3
推力块与推力环	轴向	1.0	2.0	1	2	1	2	1	2	1	2.5	1	2
曲轴臂距差		<0.10	0.20	<0.125	0.25	<0.15	0.315	<0.15	0.315	0.15	0.31	0.12	0.25
凸轮轴与轴承	径向	0.043~0.123	0.3	0.043~0.123	0.3	0.043~0.123	0.3	0.05~0.14	0.3	0.05~0.14	0.3	0.05~0.142	0.3
	轴向(总)	0.20~0.35	0.5	0.20~0.35	0.5	0.20~0.35	0.5	0.2~0.35	0.5	0.2~0.35	0.5	0.2~0.35	0.5
曲轴齿轮与中间齿轮齿隙		0.25~0.40	0.70	0.25~0.40	0.7	0.25~0.40	0.7	0.3~0.40	0.7	0.3~0.46	0.7	0.25~0.40	0.5
伺服器与中间齿轮齿隙		0.16~0.31	0.50	0.16~0.31	0.5	0.16~0.31	0.5	0.2~0.30	0.5	0.2~0.36	0.5	0.16~0.31	0.5
链条伸长值			131		139		155		165				
缸套直径最大增量			3.7~4.5		4.5~5.5		5~6		6~7		5~6		4.5~5.5
备注				一般轴径为 $\phi550$, ( )内为轴径是 $\phi520$ 的间隙值		一般轴径为 $\phi550$, ( )内为轴径是 $\phi570$ 及 $\phi580$ 的间隙值		( )内为轴径是 $\phi680$ 的间隙值				( )内为轴径是 $\phi560$ 的间隙值	

1.2.3.3 各部件装配间隙与磨损极限（表 4.1.10-29）

1.2.3.4 停缸及紧急运转标准

RD 型机停缸及紧急运转标准（表 4.1.10-30）

1.2.3.5 维修标准

SULZER 柴油机维修标准（表 4.1.10-31）

表 4.1.10-30 RD 型机停缸及紧急运转标准（只使用增压器时）

项目 / 机型	常用功率时 kW×r/min (PS×r/min)	气缸总数	增压器安装台数	故障增压器 1 台 %	故障增压器 2 台 %	故障增压器 3 台 %	故障增压器 4 台 %
RD 90	10150×119 (13800×119)	6	2	47 78	27 64		
	11842×122 (16100×122)	7	2	47 78	27 64		
	13533 (18400) ×122	8	3	40~55 74~82	27 64	27 64	
	15225 (20700) ×119	9	3	40~55 74~82	38 72	27 64	
	16917 (23000) ×122	10	4	55~59 82~84	40~47 74~78	27 64	27 64
	20300 (27600) ×119	12	4	55~59 82~84	40~47 74~78	27 64	27 64
RD 76	5516 (7500) ×122	5	2	44 76	29 66		
	7061 (9600) ×119	6	2	48~55 78~82	29 66		
	8238 (11200) ×122	7	2	48~55 78~82	29 66		
	9414 (12800) ×122	8	3	55~60 82~84	37~40 72~74	29 66	
	10591 (14400) ×119	9	3	55~60 82~84	37~40 72~74	29 66	
	11768 (16000) ×122	10	3	55~60 82~84	37~40 72~74	29 66	
	14122 (19200) ×119	12	4	64 86	51 80	35 70	29 66
RD 68	5295 (7200) ×135	6	2	44~53 76~81	29 66		
	5884 (8000) ×135	7	2	44~53 76~81	29 66		
	6767 (9200) ×135	8	3	55~62 82~85	38~44 72~76	29 66	
	7943 (10800) ×135	9	3	55~62 82~85	38~44 72~76	29 66	
	8458 (11500) ×135	10	4	60~65 84~86	50~55 79~82	42 75	29 66
	10591 (14400) ×135	12	4	60~65 84~86	50~55 79~82	42 75	29 66

① 表中示出故障时的最大可能功率与转速对常用功率时的功率与转速的百分比(%)。

② 各项中，上列为常用功率百分比，下列为转速百分比。

表 4.1.10-31 SULZER RD 90,76,68 柴油机维修标准

项　目	检修间隔 h	维　修　标　准
活塞	6000～8000	取出活塞，清洁和检查，必要时清除冷却腔，至少每年检查活塞内部一次
气缸套	3000	必要时，清除排气口
	6000～8000	测量内径尺寸，除去磨耗凸肩
喷油器	1500	清洁并调整喷射压力
	3000	检查喷油孔的磨耗。
排气转阀	6000～8000	清洁并检查，必要时换新迷宫式密封。
起动阀	6000～8000	每年至少清洁及检查一次，必要时进行阀的研磨。
喷油泵	6000～8000	清洁及结合阀的调整进行检查，清洁安全阀并检查其开启压力
主轴承		根据船级社的要求拆检，但使用 15 000～20 000 h后，如有必要调整轴承间隙
曲柄销轴承		每吊缸两次，拆检轴承一次，调整轴承间隙，如有必要，再调整一次
十字头轴承		每吊缸两次，拆检轴承一次，调整轴承间隙，如有必要，再调整一次
增压器	1-2 次/年	拆开清洁
空气冷却器	6000～8000	检查冷却水通流部分，必要时清洁之。

1.3 MAN 低速柴油机系列

1.3.1 系列及主要性能参数

1.3.1.1 系列和发展

德国 MAN 公司在与丹麦 B & W公司合并之前，一向生产二冲程、十字头、回流扫气的大型低速柴油机，其主要型号有 KZ 型、KSZ型及 KSZ-A(B、C)型等。

1)MAN 公司从 1950 年起已开始生产二冲程回流扫气的 KZ 型低速柴油机，但最初是非增压的(A型)。从 1958 年起才开始成批生产 KZ 型增压柴油机。由于增压度的不断提高以及结构方面的改进，在 KZ 系列中逐步发展出C(低增压)、D(中增压，40%～70%增压度)、E(改进型，80%增压度)、F、G 等型式。

KZ 系列柴油机有下列各档缸径尺寸(包括一部分淘汰型在内)：KZ 52/90 N，57/80 D(F)，60/105 A(D、E、G)，70/120 C(D、E、E_k)，78/140 C(D、E)，78/155 D(F)，84/160，86/160 D(F)，93/170 C(E)。

2)在 1966～1968 年期间进行研制 KSZ 型柴油机，第一台K 8 SZ 105/180 柴油机于 1970 年 10 月制成。

KSZ 型是在 KZ 型基础上，提高其功率和平均有效压力。除保留了 KZ型的结构简单、操作方便等特点外，改用了定压增压，又尽量缩短气缸间距，使机器全长缩短，所有需维修保养的部件，都便于操作和易于拆检。为了适应缸径与平均有效压力的增大，对各主要部件进行了新的设计与改进。

KSZ 型的系列为：

KSZ 70/125、78/155、90/160、105/180。

3)在 1973 年中，该公司又先后发展了两种 KSZ-A型和 KSZ-B 型的更新型柴油机。它们保留了 KSZ 型的许多特点，但结构更加简化，且维修方便。以 KSZ-A型与同一档的 KSZ 型比较，功率提高了 12%，而 KSZ-B型的功率又较 A 型提高了 10%。它们的系列

分别为：

KSZ-70/125 A、78/155 A、90/160 A、105/180 A；

KSZ-52/105 B、70/125 B、78/155 B、90/160 B。

为了提高推进效率，MAN 公司还发展了一种低速的“BL”变型，其变动只在于增压系统和柴油机的匹配，即在转速大约降低 10%的情况下，相应提高p_e，使得强化系数(p_e·cm的乘积)基本保持不变。其系列为：KSZ-52/105 BL、70/125 BL，78/155 BL、90/160 BL。

4）1979 年，为了进一步提高功率和降低油耗率，曾发展过一种长行程的 KSZ-C/CL型柴油机，其型号为：KSZ-52/105 C/CL、70/150 C/CL、90/190 C/CL，其中C型的转速比 CL 型高 10%，两者结构相同。

此后进入 80 年代，MAN 与 B &W公司合并而改称 MAN-B & W 公司，低速机转而生产原 B & W 的二冲程直流扫气的 GB/GBE 及 MC/MCE 等系列柴油机，有关详情已在本章第 1 节中予以介绍。

1.3.1.2　型号含义

MAN 柴油机型号表示法示于表 4.1.10-32。

1.3.1.3　性能参数

MAN 低速柴油机系列主要性能参数示于表 4.1.10-33～34。

表 4.1.10-32　**MAN 柴油机型号表示法**

序号 ╲ 型号	K 6 Z 78/ 155 F ① ② ④ ⑤ ⑥ ⑦	K 10 S Z 90/160 B ① ② ③ ④ ⑤ ⑥ ⑧
①字母(K)	十字头型	
②数字	气缸数	
③字母(S)	维护简单	
④字母(Z)	二冲程	
⑤数字	气缸直径 cm	
⑥数字	活塞行程 cm	
⑦字母	增压度	
⑧字母	各种变型	

表 4.1.10-33　**MAN系列低速柴油机主要性能参数**

型　号	缸数	缸径	行程	行程缸径比	单缸功率		转速	活塞平均速度	平均有效压力	最高爆发压力	排气进/出涡轮温度	燃油消耗率		备注
		mm	mm		kW	PS	r/min	m/s	MPa	MPa	℃	g/(kW·h)	g/(PS·h)	
KZ 52/90 N	6～8	520	900	1.73	736	(1000)	205	6.15	1.13			215	(158)	川崎
KZ 57/80 D	6～10.12	570	800	1.40	552	(750)	225	6.00	0.72	5.7	/310	215	(158)	
KZ 57/80 F	5～12	570	800	1.40	662	(900)	225	6.00	0.86					SKL
KZ 60/105 A	5～9	600	1050	1.75	500	(680)	164	5.74	—					
KZ 60/105 D	5～9	600	1050	1.75	677	(920)	165	5.78	0.83	6.7		217	(160)	
KZ 60/105 E	5～9	600	1050	1.75	736	(1000)	165	5.78	0.90	6.9		217	(160)	SKL
KZ 60/105 G	6～9	600	1050	1.75	810	(1100)	165	5.78	0.99					
KZ 70/120 C	5～9	700	1200	1.71	920	(1250)	135	5.40	0.89	6.9	最大 450／	215	(158)	
KZ 70/120 D	5～9	700	1200	1.71	883	(1200)	135	5.40	0.85	6.4	最大 450／305	209	(154)	
KZ 70/120 E	5～9	700	1200	1.71	1030	(1400)	140	5.60	0.96	7.1	最大 450／	215	(158)	

续上表

型号	缸数	缸径	行程	行程缸径比	单缸功率		转速	活塞平均速度	平均有效压力	最高爆发压力	排气进/出涡轮温度	燃油消耗率		备注
		mm	mm		kW	PS	r/min	m/s	MPa	MPa	℃	g/(kW·h)	g/(PS·h)	
KZ 70/120 E	10	700	1200	1.71	1030	(1400)	150	6.00	0.89	6.9		215	(158)	
KZ 70/120 E	6~8	700	1200	1.71	1104	(1500)	145	5.80	0.99					BV
KZ 70/120 E_K	5~9	700	1200	1.71	1140	(1550)	145	5.80	1.02			211	(155)	川崎
KZ 78/140 D	6~9	780	1400	1.79	981	(1333)	118	5.50	0.75	5.9	/310	211	(155)	
KZ 78/140 E	6~9	780	1400	1.79	1214	(1650)	121	5.65	0.90	6.9	最大 420／	215	(158)	
KZ 78/155 D	6~10	780	1550	1.99	1178	(1600)	118	6.10	0.81	5.9	／315	208	(153)	
KZ 78/155 F	5~10	780	1550	1.99	1398	(1900)	122	6.30	0.93	7.1	360／315	209	(154)	

表 4.1.10-34　　**MAN系列低速柴油机主要性能参数**

型号	缸数	缸径	行程	行程缸径比	单缸功率	转速	活塞平均速度	平均有效压力	最高爆发压力	排气进/出涡轮温度	燃油消耗率	
		mm	mm		kW (PS)	r/min	m/s	MPa	MPa	℃	g/(kW·h)	g/(PS·h)
KZ 84/160	6~12	840	1600	1.90	1324(1800)	115	6.13				—	
KZ 86/160 D	6~10, 12	860	1600	1.86	1546(2100)	115	6.13	0.87	6.4	／315	208	(153)
KZ 86/160 F	6~12	860	1600	1.86	1840(2500)	122	6.51	0.97	7.1	最大 420／		
KZ 93/170 C	6~12	930	1700	1.83	1840(2500)	112	6.35					
KZ 93/170 E	6~12	930	1700	1.83	2025(2750)	115	6.52	0.92	7.1		215	(158)
KSZ 70/125	6~10	700	1250	1.79	1251(1700)	140	5.83	1.12			212	(156)
					1397(1900)	145	6.04	1.20			209	(154)
KSZ 78/155	6~10	780	1550	1.99	1546(2100)	122	6.30	1.03				
KSZ 90/160	6~10	900	1600	1.78	2135(2900)	122	6.51	1.03			208	(153)
					2354(3200)	122		1.04			205	(151)
KSZ 105/180	6~12	1050	1800	1.71	2944(4000)	106	6.36	1.07	7.4		208	(153)
KSZ 70/125 A	5~10	700	1250	1.79	1398(1900)	145	6.04	1.20			213	(157)
KSZ 78/155 A	6~10	780	1550	1.99	1693(2300)	122	6.30	1.12			207	(152)
KSZ 90/160 A	6~10, 12	900	1600	1.78	2356(3200)	122	6.51	1.14	8.3	/330	209	(154)
KSZ 105/180 A	7~10, 12	1050	1800	1.71	3312(4500)	106	6.36	1.21	8.3	／300~330	202	(149)
KSZ 52/105 B BL	5~9	520	1050	2.02	883 (1200)	183	6.41	1.30			208	(153)
					883 (1200)	165	5.78	1.44			208	(153)
KSZ 70/125 B BL	4~10	700	1250	1.79	1520(2065)	145	6.04	1.31	10.0	/320	208	(153)
					1520(2065)	130	5.42	1.46			208	(153)

续上表

型号	缸数	缸径	行程	行程缸径比	单缸功率	转速	活塞平均速度	平均有效压力	最高爆发压力	排气进/出涡轮温度 ℃	燃油消耗率	
		mm	mm		kW (PS)	r/min	m/s	MPa	MPa		g/(kW·h)	g/(PS·h)
KSZ 78/155 B	4~9	780	1550	1.99	1961(2665)	122	6.30	1.30	10.3	／300~330	207	(152)
BL					1961(2665)	110	5.68	1.44	10.3	／300~330	207	(152)
KSZ 90/160 B	5~10,12	900	1600	1.78	2701(3670)	122	6.51	1.30	10.3	／300~330	202	(149)
BL					2701(3670)	110	5.87	1.45	10.3	/300~330	202	(149)
KSZ 52/105 C	4~9	520	1050	2.02	(1200)	183	6.41	1.30				
CL					(1200)	165	5.78	1.44				
KSZ 70/150 C	4~10	700	1500	2.14	(2245)	132	6.60	1.30				
CL					(2245)	120	6.00	1.43				

1.3.2 结构简介

MAN 公司生产的 KZ、KSZ 等系列低速柴油机是大型二冲程、回流扫气、废气涡轮增压、十字头式、可倒转的船舶柴油机。在我国使用最多的是 KZ 型机，其中又以 KZ 60/105 E、70/120 C、E 及 78/155 F 型较为常见。因此，本节重点介绍 KZ 型的结构，并涉及 KSZ 型及 KSZ-A（B）型的发展及改进。

1.3.2.1 KZ 型柴油机

KZ 型柴油机的总体结构如图 4.1.10-31 所示。

机座由钢板和铸钢件焊接而成。其特点是它的下部由薄钢板焊成的油底壳来密封，以减轻重量。机座有高型和低型之分，前者白油底壳焊接于机座，而后者用螺栓连接。

推力轴承座用螺栓连接于机座。

机架为 A 字形、单导板结构。KZ 78/155 型以上的机架采用钢板焊接结构，78/155 以下机型则用铸铁制成。铸铁导板固定在相邻的两个机架之间，导板内部用筋加强，并有滑油来冷却。在 KZ 70/120 C 型以上的柴油机中，在 A字架的上面还设有一个纵向的钢制箱形中间机架，用以将各单片 A 字架联成整体。这种中间机架有整体的，也有两段组装的，其上部支承气缸体，内部容纳活塞杆填料箱和活塞底泵的气阀组件，底板则覆盖曲轴箱的上部。中间机架显著地增强了柴油机的纵向弯曲刚度。图 4.1.10-32 所示为这种机架的结构。

气缸体为单体铸铁件，用螺栓连接成一个坚固的气缸总体，并固定在机架上。气缸套用特种合金铸铁制造，一般小型机（如 KZ 60/105 以下）的缸套是整块式，从气缸体顶部装入。大型机的缸套则多数由上下两件组成：上套从缸体上部装入气缸水套中，其上部用淡水冷却，下部则由扫气空气冷却；下套从缸体底部装入，并用螺钉固定于缸体上，仅作为活塞导程之用。气缸油的注油接头安装在缸套的上部凸缘上，不通过冷却水空间。从 E 型机开始，在缸套扫气口下部还附加有两个注油孔。

气缸体、中间机架、A 字架和机座用长贯穿螺栓联成整体。

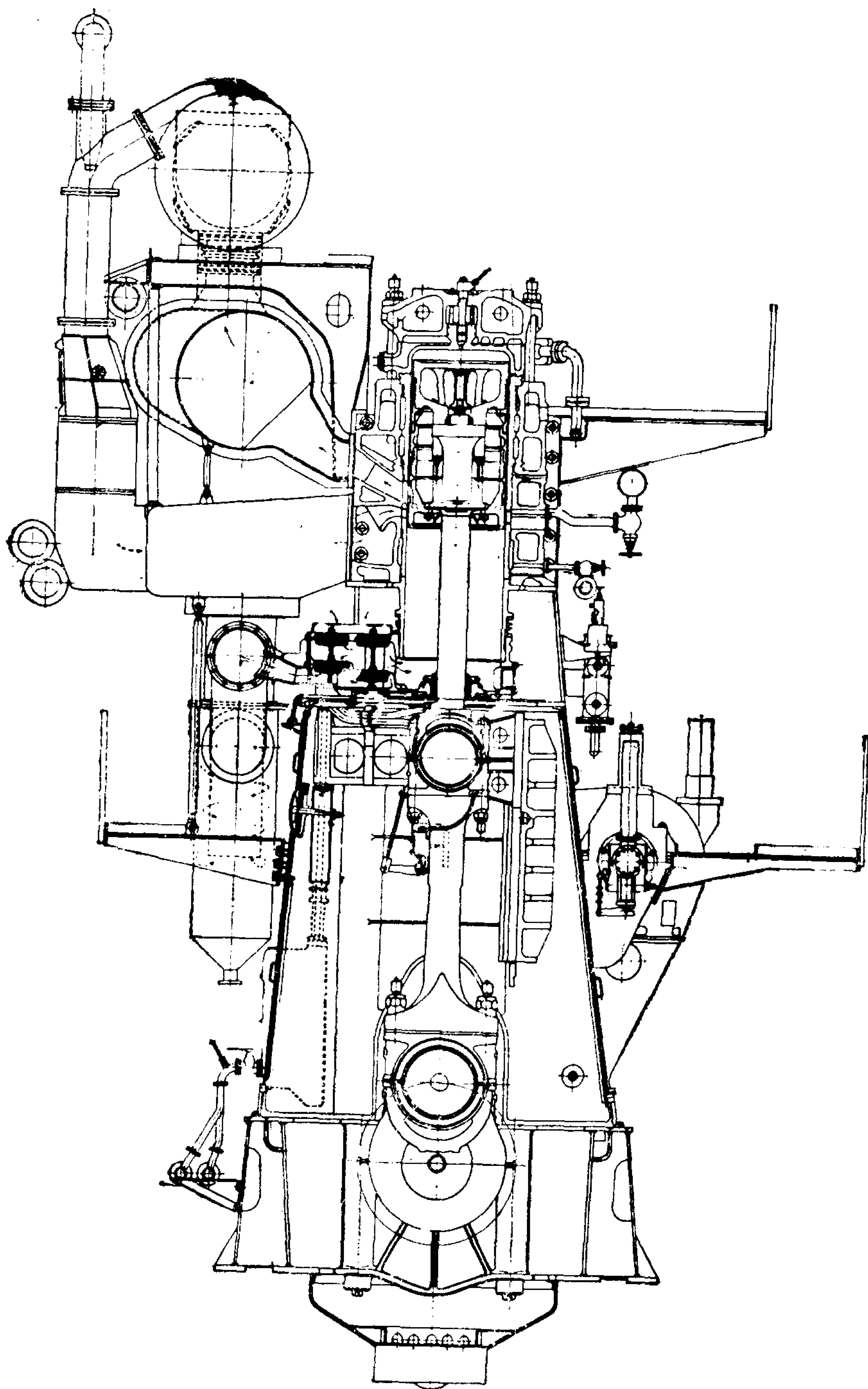


图 4.1.10-31　KZ 型机横剖面图

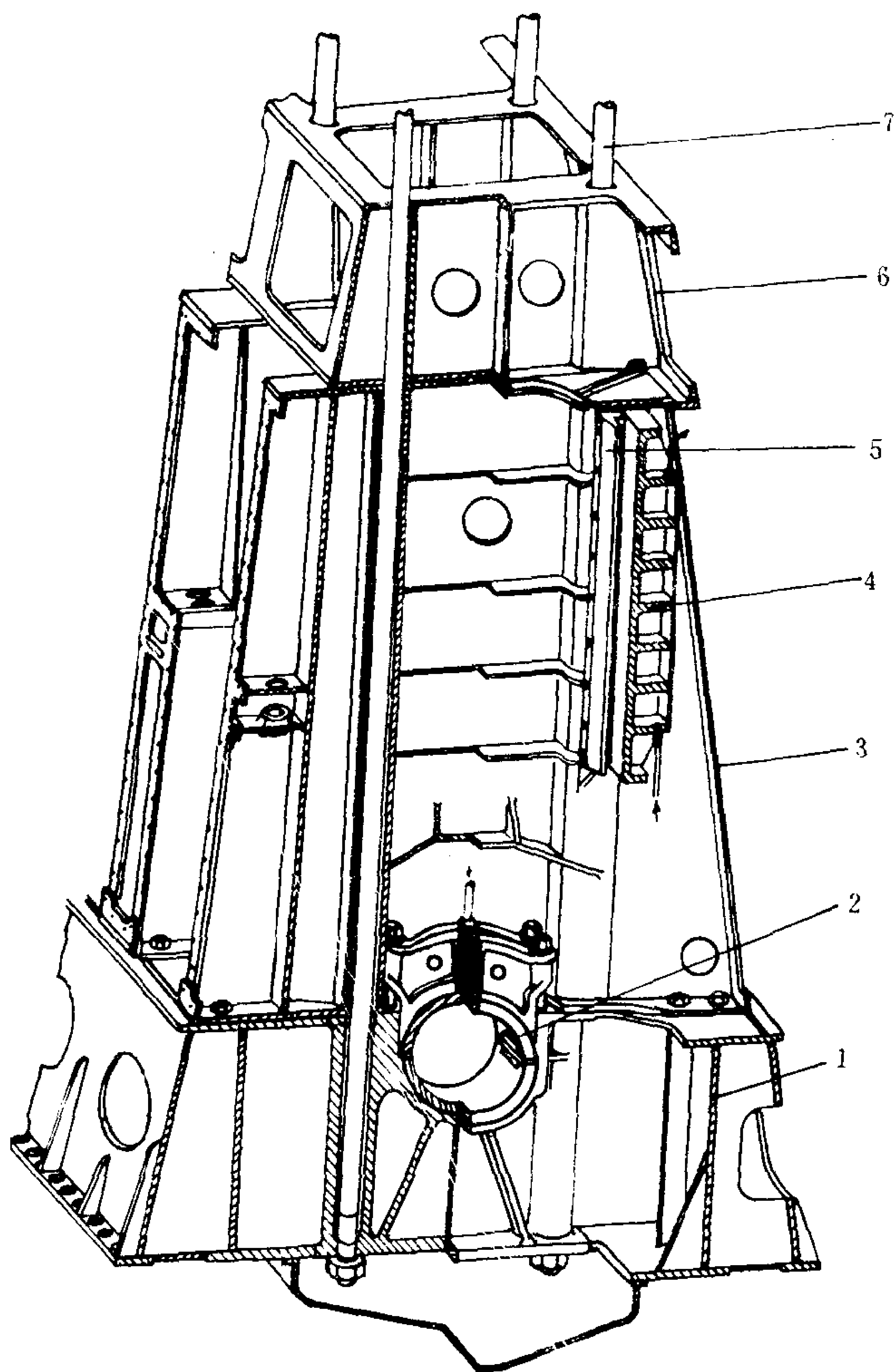


图 4.1.10-32　MAN 型机架

1-机座；2-主轴承；3-A 字架；4-正导板；5-副导板；6-箱形中间机架；7-贯穿螺栓

气缸盖为上、下组合式。下盖用耐热铸钢制成，上盖用铸铁制成。

KZ 78/155 F 型机的缸盖分为上、中、下三部分，用中央的法兰（中间压板）及 4 个螺栓连成一体。

在 KZ 60/105 E 型以下的柴油机中，活塞由铸钢的顶部与铸铁的裙部组成。在 KZ 70/120 以上机型中（图 4.1.10-33），由铸钢活塞头、铸铁活塞裙以及连接头部和裙部的耐磨铸铁的导向圈三者组成一个长活塞。导向圈的直径比裙部大 0.4 mm，作为活塞导向之用，磨平了应换新。在高增压的 KZ 78/155 F 型机中，在导向圈中嵌有 2 至 3 道铅青铜减摩环，其直径比导向圈大 0.4 mm，仅用于帮助加快磨合过程，磨平了无需更换。

除了 KZ 57/80 和 60/105 型机用油冷式外，其它机型均为水冷式。采用套管式冷却机构。在套管进、出口处均设有空气室，其内常充入少量压缩空气，形成气垫，当套管上下往复运动而使水空间容积发生变化时，它能减轻水流波动和缓冲水击作用。

连杆为圆截面中空杆身，上部为叉形端，大小端轴承均由铸钢制成，无轴瓦，减摩白合金直接浇铸在轴承内表面上。连杆上端附设一个高压滑油泵，用以向十字头轴承的油槽补充一部分高压滑油。

十字头为单滑块结构，用锻钢制造，中央部分为四角形，有两个安装活塞杆和滑块的配合面，两端即为十字头销。

曲轴为半组合式结构。

喷油泵为回油孔式。喷油器为针阀式，其中装有限制针阀升程的中间板。为避免积炭，喷油嘴用淡水冷却。

增压系统的类型很多，既有脉冲式，又有定压式。一般 6、9、12 缸机组采用脉冲增压，其它缸数则大多采用定压增压式。同时，所有机型均利用活塞下部空间作为辅助扫气泵（活塞底泵），它们与增压器之间有的是串联布置，有的是并联布置，也有串并联布置。

1.3.2.2　KSZ 型柴油机

KSZ 型柴油机的总体结构示于图 4.1.10-34。

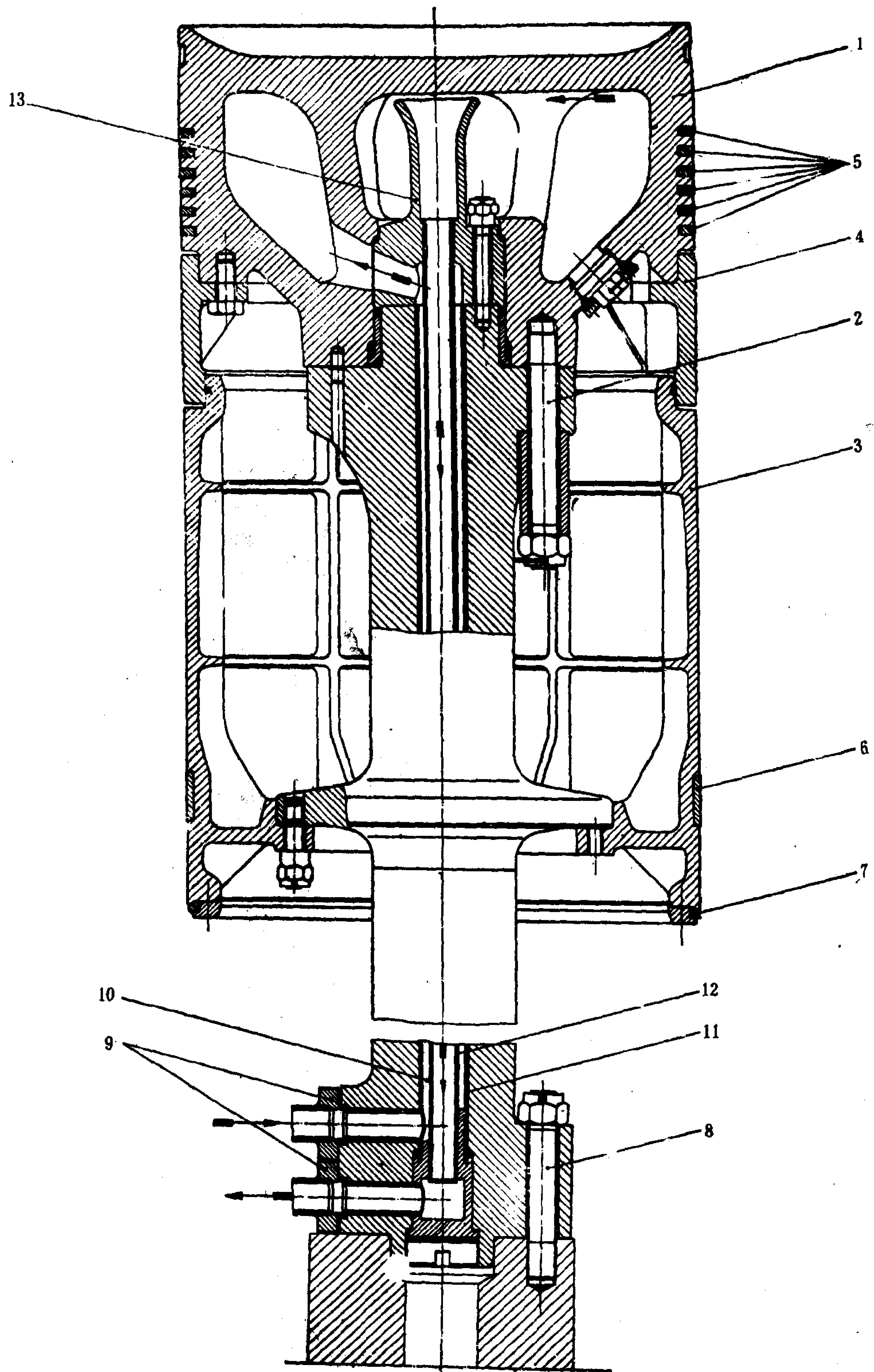


图 4.1.10-33　KZ 70/120 C 型活塞

1-活塞头；2-长螺栓；3-活塞裙；4-导向圈；5-活塞环；6-导向环；7-填料环；8-螺栓；9-冷却水进、出管板；10-冷却水进水环形空间；11-保护套管；12-冷却水内管；13-导流斗

推力轴承座与机座焊成一整体，以提高其刚性。

在气缸套的上部凸缘外周，镶套一钢制的加强环，以承受机械应力。

缸盖为上下组合式，环形加强筋与上盖铸成一体，使下盖接触燃气处制成均匀的薄壁，改善了热传导。

活塞顶采用薄壁结构，为补偿其强度的减弱，新设计了交错配置的双重加强筋结构。

曲柄销轴承及十字头轴承均改用薄壁轴瓦。

采用并列式双柱塞喷油泵，两个柱塞由同一凸轮驱动，分别由两根高压油管与喷油器相接。当负荷小于30%时，仅有一个柱塞泵工作，负荷大于30%时，两个柱塞泵同时工作。喷油器也与KZ型不同，取消了中间板，并将针阀套与喷油嘴用电子束焊接成整体，油头螺帽则改为两段，为防腐蚀，其前段由不锈钢制成。

采用定压涡轮增压器与部分气缸的活塞底泵并联，并在增压器出口处装设了一个喷管系统，称为"并联喷射系统"，可以改善起动和低负荷时的工作性能。

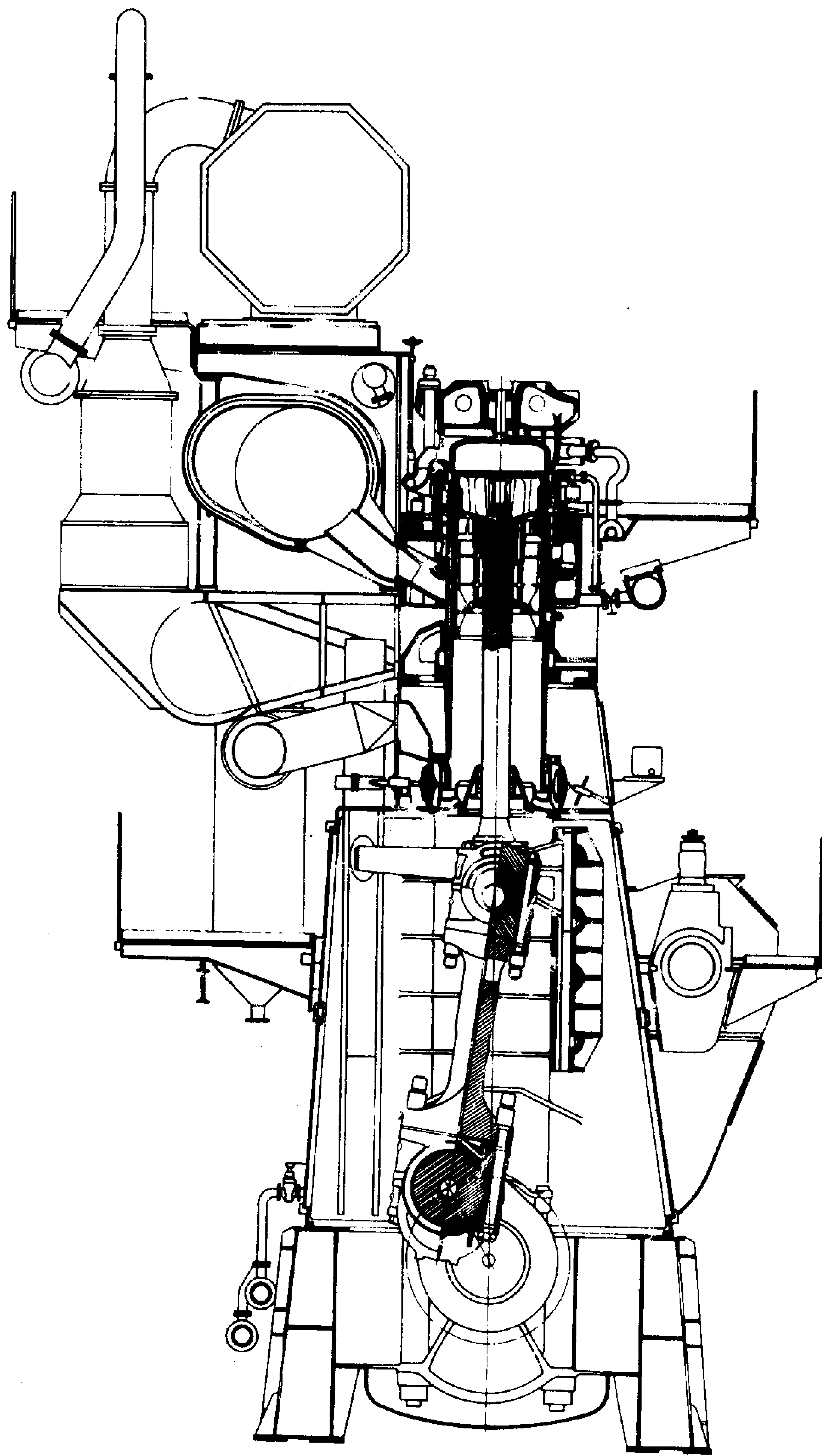


图 4.1.10-34　KSZ 78/155 剖面图

1.3.2.3　KSZ-A型柴油机

KSZ-A 型柴油机的总体结构示于图 4.1.10-35。KSZ-A 型机改为单独增压系统，并取消了活塞底泵，在低负荷下串联电动鼓风机作为辅助风源。

十字头轴瓦作了重新设计，下轴瓦做成整体式的，长度与十字头相等。两块轴承盖分置居于十字头两侧。这样，从进油口到轴承尽头的油路变得更长，有利于形成油垫，使油膜厚度增加，尤其在中间部分轴承负荷最大处，油膜厚可达 20 μm以上。

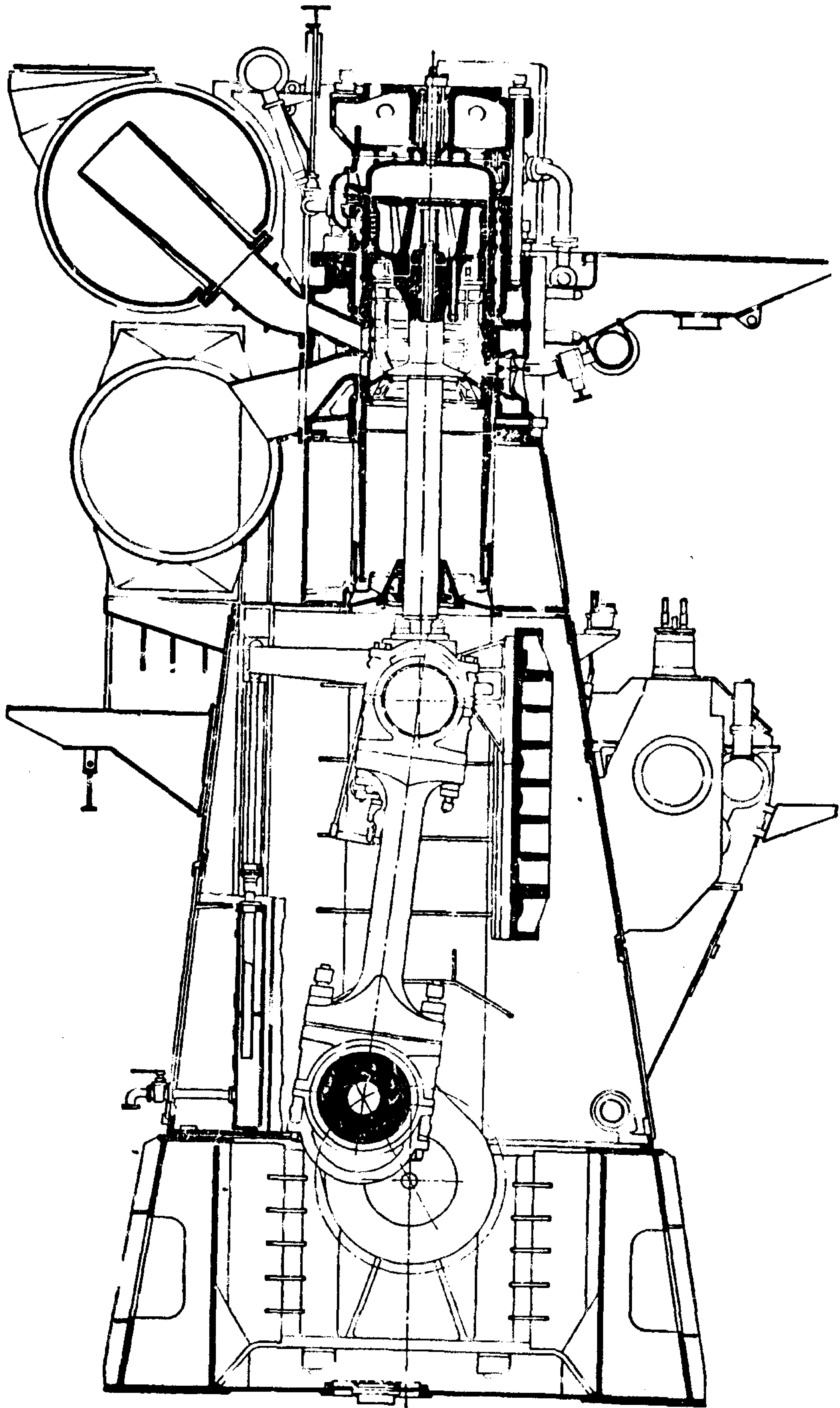


图 4.1.10 35　KSZ 105/180 A横剖面图

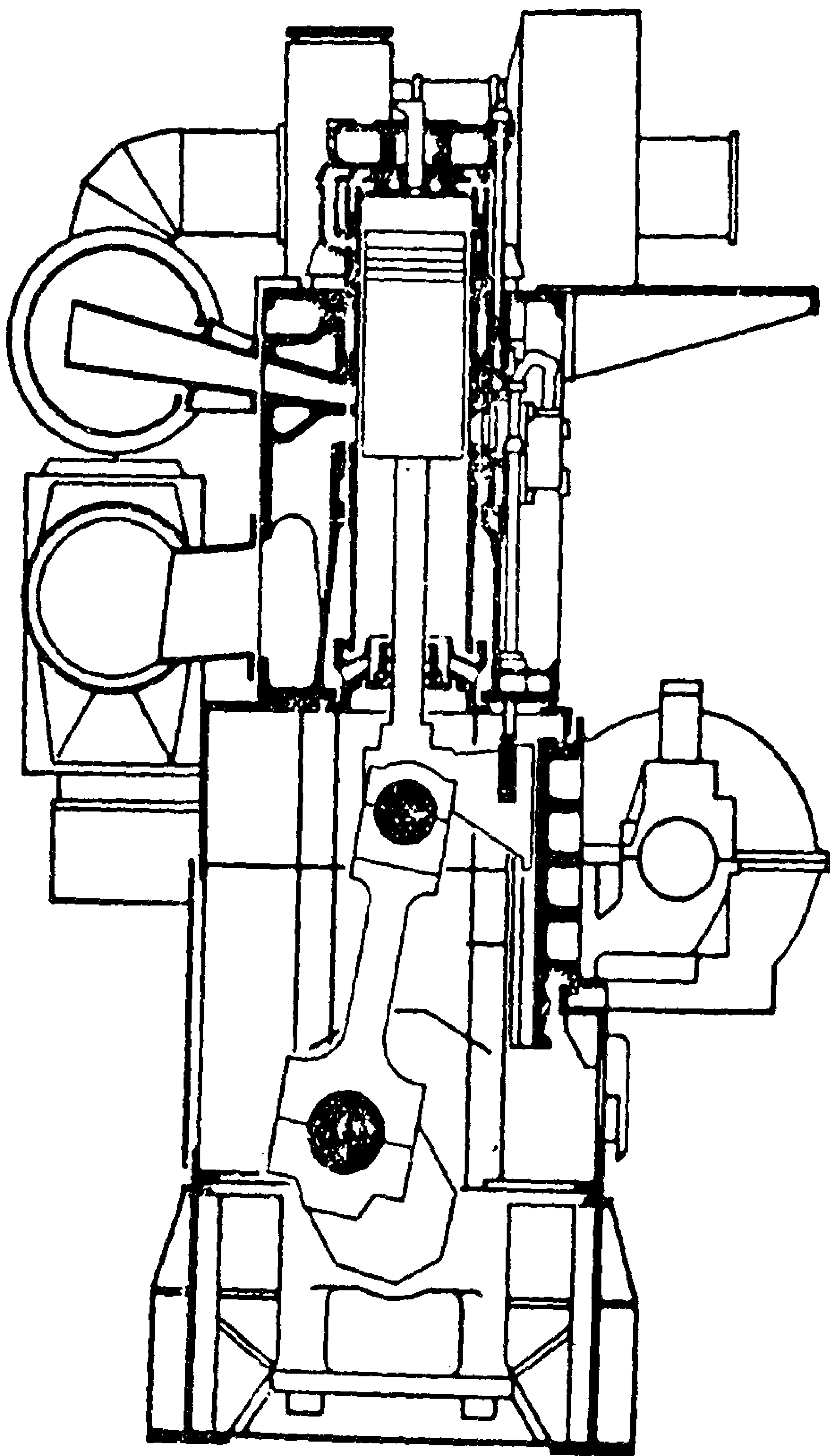


图 4.1.10-36 KSZ 52/105 B/BL 剖面图

十字头轴承的高压滑油泵改为双柱塞泵，每个柱塞由独立的连杆传动，油路各自分开，分别从两端进入轴承油槽，这些油槽轴向布置在下轴瓦内，且交错相连。因此这种滑油泵运转可靠，即使有一个柱塞或传动连杆发生故障，仍有足够的高压滑油供给轴承。

1.3.2.4 KSZ-B/BL 型柴油机

KSZ-A 型机实际并未成批投产，就很快致力于发展KSZ-B系列机。该机的总体结构示于图4.1.10-36。

KSZ-B 系列机与 KSZ-A 型机相比，除了其基本结构保持不变外，在结构布置方面有许多地方与 B&W 机相接近，如把传统的 MAN 型机座、A 字架、气缸体组件改为刚性好的箱式结构。A 字架则用两个箱型纵梁构件代替，并采用“高型”单壁式的机座。

最小的 KSZ 52/105 B/BL (BL 是一种低转速的变型机) 的活塞和SULZER 公司的 RL 型活塞一样采用钻孔冷却，所不同的是还增加了一块喷嘴板，使冷却水从所要求的角度“射入”这些孔中，冷却水的流速由喷孔的直径来决定。

KSZ 52-105 B/BL 型的气缸盖也采用钻孔冷却，但缸盖仍由上下两部分构成。

1.3.3 运转管理标准

1.3.3.1 运转参数标准

1)MAN KZ 型机运转参数（表 4.1.10-35）

2)MAN KZ、KSZ 型机运转参数（表 4.1.10-36）

1.3.3.2 主要螺栓上紧扭矩

1)KZ 60/105 E 型主要螺栓的上紧（表 4.1.10-37）

2)KZ 70/120 型主要螺栓的上紧（表 4.1.10-38）

表 4.1.10-35　　　　　　　　　　**MAN KZ 型机运转参数**

项目 \ 参数 \ 机型		KZ 60/105 E					KZ 70/120 C、D、E				
		压力 MPa		温度 ℃			压力 MPa		温度 ℃		
		最低报警压力	常用压力	最低报警温度	常用温度	最高报警温度	最低报警压力	常用压力	最低报警温度	常用温度	最高报警温度
气缸套	入口	0.18	0.2～0.25	48	50～55	57	0.18	0.20～0.25	48	50～55	57
冷却淡水	出口	—	—	—	60～65	67	—	—	—	60～65	67
增压器壳	入口				60～65	—				60～65	—
冷却淡水	出口				65～70	80				65～70	80
活塞	入口	0.23	0.25～0.30	43	45～50	52	0.25（C型～0.23）	0.28～0.33（C型0.25～0.3）	43	45～50	52
冷却淡水	出口	—	—	—	55～60	62	—	—	—	55～60	62
喷油器	入口	0.23	0.23～0.3		37～40	42	0.25	0.28～0.33		37～40	42
冷却淡水	出口	—	—		40～43	45	—	—		40～43	45
主滑油	入口	0.20	0.22～0.25	30	40～45	46	0.2	0.22～0.25	30	40～45	46
	出口	—	—	—	45～50	53	—	—	—	45～50	53
增压器轴承滑油	入口			35	40～50	52	0.07〔E型10缸机〕0.1	0.08～0.12〔E型10缸机〕0.12～0.15〔D型为～0.24〕	35	40～50	52
	出口				65～75	82	—	—	—	65～75	82
燃油（C重油）	入口	0.25	0.3～0.4				0.25	0.3～0.4			
扫气	入口				30～50	55				30～50	55
排气	涡轮前									最大 450	

表 4.1.10-36　　　　　　　　　　**MAN KZ/KSZ 型机运转参数**

项目 \ 参数 \ 机型		KZ 78/155 F、78/140 E；KZ 86/160 F、93/170 E					KSZ 105/180				
		压力 MPa		温度 ℃			压力 MPa		温度 ℃		
		最低报警压力	常用压力	最低报警温度	常用温度	最高报警温度	最低报警压力	常用压力	最低报警温度	常用温度	最高报警温度
气缸套	入口	0.2	0.22～0.27	48	50～55	57	0.20	0.22～0.27	50	53～58	57
冷却淡水	出口	—	—	—	60～65	67	—	—	—	60～65	67
增压器壳	入口				60～65	—				60～65	—
冷却淡水	出口				65～70	80				65～70	80

续上表

项目 \ 参数 \ 机型		KZ 78/155 F、78/140 E；KZ 86/160 F、93/170 E					KSZ 105/180				
		压力 MPa		温度 ℃			压力 MPa		温度 ℃		
		最低报警压力	常用压力	最低报警温度	常用温度	最高报警温度	最低报警压力	常用压力	最低报警温度	常用温度	最高报警温度
活塞冷却淡水	入口（1）	0.28 (0.3)	0.3~0.35 (0.32~0.38)	43	45~50	52	0.32	0.34~0.4	46	48~53	52
	出口	—	—	—	55~60	62	—	—	—	55~60	62
喷油器冷却淡水	入口（2）	0.28 (0.3)	0.3~0.35 (0.32~0.38)		37~40	42	0.32	0.34~0.4		37~40	42
	出口	—	—		40~43	45	—	—		40~43	45
主滑油	入口	0.2	0.22~0.25	30	40~45	46	0.2	0.22~0.25	30	40~45	46
	出口	—	—	—	45~50	53	—	—	—	45~50	53
增压器	入口（3）	0.1 (0.07)	0.12~0.15 (0.08~0.12)	35	40~50	52	0.1	0.12~0.15	35	40~50	52
轴承滑油	出口	—	—	—	65~75	82	—	—	—	65~75	82
燃油（C重油）	入口	0.25	0.3~0.4				0.25	0.3~0.4			
扫气	入口				30~50	55				30~50	55
排气	涡轮前				最大 420						

① 括号内为 KZ 86/160 F 及 KZ 93/170 E 的数据。
② 括号内为 KZ 93/170 E 的数据。
③ 括号内为 6、9 缸机的数据。

表 4.1.10-37　　**KZ 60/105 E 型主要螺栓的上紧**

名称	预紧力 ×10⁴N	螺栓伸长 mm	相应油压 MPa
主轴承螺栓	18.5	（加上轴承盖压缩）0.45±10%	25.5 ②
贯穿螺栓（直径 120 mm） （直径 110 mm）	66.25 66.25	（加上机身的压缩） 2.30±10% 2.61±10%	38 ① 38 ①
气缸盖螺栓	33.3	（加上气缸盖的压缩）0.50	22.5 ①
连杆 曲柄销轴承螺栓 连杆 十字头轴承螺栓	40 20	0.40±10% 0.30±10% （均加上轴承的压缩）	27.5 ① 24 ②

① 液压上紧装置：60-9101-0300　（活塞面积 183.6 cm²）
② 液压上紧装置：6-9101-0400　（活塞面积 103.1 cm²）

表 4.1.10-38　　KZ 70/120 型主要螺栓的上紧

名称		预紧力 ×10^4N	螺栓伸长 mm	压缩 mm	相对伸长 mm	预紧油压 MPa
主轴承螺栓			0.21			第一步 10，然后 27.3
			0.165	0.046	0.211	25.5/(38.5)
		(21.2)			(0.25)	
贯穿螺栓						第一步 10，然后 20，
C型	p_z=5.5 MPa	62.8			2.6	最后至规定伸长的压力
	p_z=7.0		2.5			34.5
	p_z=7.0	92.95			2.9~3.35	45.3
	p_z=7.0	88.7			3.1~3.25	61.6
E型	p_z=7.0	78			2.4~2.6	63.6
	p_z=7.0	84.5			2.7~3.1	72.5
	p_z=7.2	86.6			2.75~3.05	74.2
气缸盖螺栓			0.310	0.164	0.474	28.5/(43)
		(42.0)			(0.6)	(先用 2.0 MPa 上紧)
连杆						
曲柄销轴承螺栓		57	0.338	0.190	0.528	39/(58.5)
		(57.3)			(0.65)	
十字头轴承螺栓		63				第一步 10，然后 29.4
			0.313	0.108	0.421	20/36(54)
		(29.8)			(0.55)	
		33	0.32±10%			第一步 10，然后 36.1

注：不同的 p_z 用不同的液压拉伸器，有些是 MAN 公司与川崎重工通用，而（　）内数字则为川崎所独用。

1.3.3.3　各部件装配间隙与磨损极限

1）MAN KZ 型机主要部件的装配间隙与磨损极限（表 4.1.10-39）

2）MAN KZ、KSZ 型机主要部件的装配间隙与磨损极限（表 4.1.10-40）

1.3.3.4　停缸及紧急运转标准

1）MAN 柴油机停缸及紧急运转标准（表 4.1.10-41）

2）MAN 柴油机停缸及紧急运转标准（表 4.1.10-42）

1.3.3.5　维修标准

MAN 柴油机维修标准（表 4.1.10-43）

表 4.1.10-39

MAN KZ 型机主要部件装配间隙与磨损极限

名称 \ 间隙 mm \ 机型			KZ 60/105 E		KZ 70/120 A		KZ 70/120 C		KZ 70/120 D		KZ 70/120 E		KZ 78/140 A	
			装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限
活塞与气缸	活塞头	上部	5～5.27		5		5		5		5	9	5.5(5)	
		环槽下部			2		2		2		2	6	2.5(2)	
	导向圈（铸铁）				1		1		1.3		1.3	5	1.2	
	活塞裙部		1.5～1.67		1.3		1.3		1.5		1.3		1.7	
	减摩环（铅青铜）		0.7～0.87		1		1		1.0	1.5	1		1.2	
活塞环	天地间隙	第1、2道环	0.27～0.31	0.6	0.13～0.18		0.18～0.23		0.25～0.35	0.80	0.32～0.45	1	0.18～0.22	
		其余	0.26～0.28	0.6			0.13～0.18		0.20～0.25	0.80	0.22～0.35	1	0.13～0.17	
	搭口间隙		3.5 (3.0)	14	2.5～2.8	10	2.5～2.8	10	2.7～3.4	10	4.0～4.5	18	3～3.3	10
活塞杆填料函密封环	天地间隙								0.10		0.10			
	搭口间隙(单)								0.60			0.10	0.60	
十字头销与小端轴承			0.19～0.25	0.45	0.18～0.20	0.30	0.20～0.25	0.40	0.20～0.25	0.40	0.25～0.30	0.50	0.2～0.25	0.40
十字头滑块与导板	侧面(单)		0.20～0.30	0.35	0.25	0.30	0.25	0.30	0.2	0.3	0.20～0.25	0.30	0.20	0.30
	平面		0.10～0.20	0.30	0.18～0.20	0.25	0.18～0.20	0.25	0.15	0.25	0.13～0.18	0.25	0.20	0.25
曲柄销与大端轴承			0.25～0.31	0.45	0.20～0.22	0.30	0.29～0.34	0.46	0.30～0.35	0.45	0.30～0.35	0.50	0.31～0.36	0.48
主轴颈与主轴承			0.25～0.31	0.45	0.20～0.22	0.30	0.29～0.34	0.46	0.30～0.35	0.40	0.30～0.35	0.50	0.31～0.36	0.48
推力块与推力环(轴向)					0.8～0.9	1.2	0.8～0.9	1.2	0.8～0.9	1.2	0.6～0.9	1.25	0.8～0.9	1.2
曲轴开档差	允许						0.07～0.15	0.30	0.07～0.15	0.30	0.07～0.15	0.30		
	马上调整							0.40		0.43		0.43		
缸套磨损最大直径						704		704		704.5		704		784.5
备注			( )内为下气环的搭口间隙										( )内为水冷活塞的间隙值	

表 4.1.10-40

MAN KZ/KSZ 型机主要部件装配间隙与磨损极限

名称 \ 间隙 mm \ 机型			KZ 78/140 C		KZ 78/155 C		KZ 78/155 F		KZ 86/160		KSZ 90/160		KSZ 70/150 C	
			装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限
活塞与气缸	活塞头	上部	5.5(5)		5		5		6		7.5		5	
活塞与气缸	活塞头	环槽下部	2.5(2)		2		2.4		2.6		3		2	
活塞与气缸	导向圈（铸铁）		1.2		1.6		1..6	2	1.6	2	1.3			
活塞与气缸	活塞裙部		1.7		2		2		2		2		1	
活塞与气缸	减摩环（铅青铜）		1.2		1.2	1.6	1.2	2	1.2	2	1.2		0.6	
活塞环	天地间隙	第 1、2 道环	0.18~0.22		0.18~0.23		0.30~0.35	0.80	0.30~0.40	0.80	0.37~0.42	1.1	0.416~0.461	1.2
活塞环	天地间隙	其余	0.13~0.18		0.13~0.18		0.20~0.25	0.80	0.20~0.25	0.80	0.22~0.27	1.1	0.316~0.361	1.0
活塞环	搭口间隙		3~3.3	10	3~3.5	10	4.5~5	20	5~5.5	20	7.5+0.5	25	第1道6.5~7.0 2~4道5.7~6.2 第5道4.5~5.0	23 20 16
活塞杆填料函密封环	天地间隙						0.10~0.15	0.25						
活塞杆填料函密封环	搭口间隙						1.0	0.10						
十字头销与小端轴承			0.2~0.25	0.40	0.2~0.25	0.40	0.25~0.30	0.40	0.30~0.35	0.45	0.30~0.38	0.50	0.24~0.38	0.50
十字头滑块与导板	侧面(单)		0.20	0.30	0.20	0.30	0.10~0.15	0.20	0.30	0.40	0.10~0.12	0.20	0.10~0.14	0.20
十字头滑块与导板	平面		0.20	0.25	0.20	0.25	0.15~0.20	0.25	0.20	0.25	0.20~0.24	0.30	0.20~0.27	0.30
曲柄销与大端轴承			0.20~0.28	0.40	0.20~0.28	0.40	0.30~0.35 (0.20~0.22)	0.45 (0.30)	0.35~0.40	0.50	0.35~0.40	0.55	0.32~0.45 (0.215~0.28)	0.60 (0.35)
主轴颈与主轴承			0.20~0.28	0.40	0.20~0.28	0.40	0.30~0.35 (0.15~0.20)	0.45 (0.25)	0.35~0.40	0.50	0.35~0.40	0.50	0.35~0.52 (0.26~0.35)	0.65 (0.45)
推力块与推力环(轴向)					0.8~0.9	1.2	0.9~1.0	1.3~1.8	0.9~1.0	1.35	1.0	1.5	1.0	1.5
曲轴开档差	允许						0.09~0.19	0.38	0.09~0.20	0.38				0.45
曲轴开档差	马上调整							0.55		0.58		0.58		0.56
缸套磨损最大直径				784		·784.5				865.5		906		704.5
备注			（ ）内为水冷活塞的间隙值				（ ）内为水平方向单边径向间隙。其轴向间隙为 0.10~0.15 mm，极限为 0.20 mm						（ ）内为水平方向单边径向间隙。而对连杆轴承则为比分界面高于及低于 50 mm 处的水平径向间隙	

表 4.1.10-41

MAN 柴油机停缸及紧急运转标准（只使用增压器时）

机型 \ 项目	气缸数	增压器安装台数	增压器停1台 轴功率 kW(PS)	增压器停1台 转速 r/min	增压器停2台 功率 kW(PS)	增压器停2台 转速 r/min	增压器停3台 功率 kW(PS)	增压器停3台 转速 r/min
KZ 93/170 E	6	2	7885 (10720)	99.5				
	7	3	10885 (14800)	105	7576 (10300)	93.5		
	8	3	12430 (16900)	105	8680 (11800)	93.5		
	9	3	14048 (19100)	105	9710 (13200)	93.5		
	10	3	15593 (21200)	105	10812 (14700)	93.5		
	11	4	18388 (25000)	108	14490 (19700)	99.5	10665 (14500)	90
	12	4	20153 (27400)	108	15887 (21600)	99.5	11621 (15800)	90
KZ 86/160 F	6	2	7170 (9750)	106				
	7	2	8370 (11380)	106				
	8	2	9562 (13000)	106				
	9	3	12710 (17280)	112	8863 (12050)	99		
	10	3	14122 (19200)	112	9834 (13370)	99		
	11	4	16490 (22420)	114	13150 (17880)	106	9767 (13280)	96
	12	4	17983 (24450)	114	14342 (19500)	106	10665 (14500)	96
KZ 78/155 F	6	2	5450 (7410)	106				
	7	2	6362 (8650)	106				
	8	2	7274 (9890)	106				
	9	3	9657 (13130)	112	6730 (9150)	99		
KZ 78/140 E	6	2	4730 (6430)	105				
	7	2	5516 (7500)	105				
	8	2	6310 (8580)	105				
	9	3	8385 (11400)	111	5847 (7950)	98		

表 4.1.10-42

MAN 柴油机停缸及紧急运转标准（只使用增压器时）

机型 \ 项目	气缸数	增压器安装台数	增压器停1台 制动功率 kW(PS)	增压器停1台 转速 r/min	增压器停2台 功率kW(PS)	增压器停2台 转速 r/min
KZ 70/120 E	5	2	3347(4550)	121		
	6	2	4008(5450)	121		
	7	2	4670(6350)	121		
	8	2	5370(7300)	121		
	9	3	7134(9700)	128	4965(6750)	114
	10	2	6693(9100)	121		
KZ 70/120 C	5	2	3016(4100)	117		
	6	2	3604(4900)	117		
	7	2	4192(5700)	117		
	8	2	4780(6500)	117		
	9	3	6362(8650)	124	4413(6000)	110
KZ 60/105 E	6	2	2868(3900)	143		
	7	3	3964(5390)	151	2758(3750)	134
	8	3	4530(6160)	151	3148(4280)	134
	9	3	5097(6930)	151	3538(4810)	134
KZ 60/105 D	5	2	2200(2990)	143		
	6	2	2640(3590)	143		
	7	3	3640(4950)	151	2530(3440)	134
	8	3	4170(5670)	151	2898(3940)	134
	9	3	4685(6370)	151	3258(4430)	134

表 4.1.10-43

MAN KZ、KSZ 型柴油机维修标准

项　目	检修间隔	维　修　标　准
活　塞	5000 h或1年	活塞取出清洁，松开螺栓检查
	1～2年	更换活塞环
活塞冷却腔	2年	更换伸缩管填料
气缸套	5000 h或1年	清洁内表面，测量磨损值
喷油器	1000 h	检查雾化状态，调整启阀压力
起动阀	4年	拆开检查并清洁，必要时进行研磨
安全阀	4年	拆开检查并清汇，调整压力
喷油泵	3000 h	检查油泵的缓冲柱塞
	4年	拆换磨损零件
主　轴　承	5000 h或1年	检查油隙，松开螺栓、螺母以检查
	3000 h	检查曲轴挠曲度(测开档差)
曲柄销轴承	5000 h或1年	检查油隙，松开螺栓、螺母以检查
十字头轴承	5000 h或1年	同上
增压器	2000 h	清洁空气滤器(滤网)
	10000 h	增压器拆检
空气冷却器		
(1)增压器用	5000 h或1年	清洁空气部分，海水部分
	3000 h	清洁空气部分
(2)下部排气管用	5000 h或1年	清洁海水部分

1.4 三菱 UEC 低速柴油机系列

1.4.1 系列及主要性能参数

1.4.1.1 系列和发展

日本三菱公司生产的 UEC 系列低速柴油机是大型、二冲程、十字头、直流扫气型船舶柴油机。其最新机型是从 1983 年后发展出来的 UEC-L 型、LA和LS 型超长行程柴油机。在油耗率方面足可与 MAN-B&W 的 MC/MCE 型及 SULZER RTA 型柴油机相匹敌。

1)三菱的 UE 型机是在三菱重工的 ME 型柴油机的基础上发展起来的。1955 年，该公司完成了第一台 9 UEC 75/150 A 型柴油机，此时整个 A 系列包括 UEC 52 型、65 型及 75 型。60 年代由于船舶大型化对大功率柴油机的要求，增加了一档 85 型，于 1961 年制成了 9 UEC 85/160 柴油机。1963 年和 1965 年分别发展了 UEC-B型和C型系列机。1970 年完成了第一台 D 型的 8 UEC 85/180 D 型柴油机，1973 年又完成了 UEC 65 D 及 52 D 型柴油机。在此以前都采用单级脉冲涡轮增压方式。

2)1975 年生产了世界上第一台两级涡轮增压的 8 UEC 52/105 E 型柴油机，燃油消耗率约为 211 g/（kW·h)。

3)1979 年研制成一种低油耗、长行程的 UEC-H 型柴油机，增压方式开始从脉冲增压改为单级定压涡轮增压，并将传统的每缸三只排气阀改为单只，油耗率亦剧降了 20 g/(kW·h)，达到 190 g/（kW·h)。1982 年又研制成 UEC-HA型机，配用高效的 MET-SB 增压器，使单缸功率提高 10%以上，最高爆发压力升高 1 MPa，达到 11.8 MPa，油耗率下降 11 g/（kW·h)，达到 178 g/（kW·h)。

4)1983 年开始推出超长行程的 UEC-L 型柴油机，属于中小缸径系列（37、45、52、60 等 4 档)，且只有 4 ~ 8 缸机组，最高爆发压力为 12.8 MPa，油耗率下降到 170 g/(kW·h)

5)1985 年又将 UEC-L 型机配上效率更高的 MET-SC 增压器，使油耗率再下降2.7 ~ 4 g/（kW·h）热效率首次突破 50%大关，命名为 UEC-LA 型。

1986 年研制出更长行程的 UEC-LS 型柴油机，其转速降低 10%而单缸功率提高 14%。LA 和 LS 型都可减功率运转，此时的燃油消耗率可再降低 6.8 g/（kW·h）左右，最低可达 158 g/（kW·h)。

1.4.1.2 型号含义

UEC 低速柴油机型号含义示于表 4.1.10-44

表 4.1.10-44　　UEC 低速柴油机型号含义

序号 \ 型号	6 U E C85/160C ①②③④⑤ ⑥⑦
①数字	气缸数
②字母（U)	直流扫气
③字母（E)	废气涡轮增压
④字母（C)	十字头式
⑤数字	气缸直径 cm
⑥数字	活塞行程 cm
⑦字母	发展顺序

1.4.1.3 性能参数

1）三菱 UEC-A、B、C、D系列柴油机主要性能参数示于表 4.1.10-45

2）三菱 UEC-E 型及 H 型系列柴油机主要性能参数示于表 4.1.10-46。

3）三菱 UEC-HA 型及 L 型系列柴油机主要性能参数示于表 4.1.10-47。

4）三菱 UEC-LA 及 LS 系列柴油机主要性能参数示于表 4.1.10-48。

表 4.1.10-45　　　三菱 UEC-A、B、C、D 型系列柴油机主要性能参数

机型	缸数	缸数 mm	行程 mm	行程缸径比	最大持续功率（MCR）时					增压方式	排气进/出涡轮温度	燃油消耗率	气缸油消耗率
					转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW(PS)	平均有效压力 MPa	最高爆发压力 MPa		℃	g/(kW·h) (g/(PS·h))	(g/kW·h) (g/(PS·h))
UEC-A、B 型						5.8~6.7		0.75~0.80		脉冲（单级）			
UEC 85/160 C	6~10、12	850	1600	1.88	125	6.67	1692~1765 (2300~2400)	0.91~0.95	7.5			208 (153)	0.5 (0.4)
UEC 75/160 C	6 ~ 9	750	1600	2.13	125	6.67	1287~1360 (1750~1850)	0.89~0.94	7.5			211 (155)	0.5 (0.4)
UEC 65/135 C	6 ~ 9	650	1350	2.08	145	6.53	956~993 (1300~1350)	0.9~0.93	7~7.4			211 (155)	0.5 (0.4)
UEC 52/90 C	6 ~ 9	520	900	1.71	195	5.85	610~637 (830~866)	1 ~1.04				211 (155)	
UEC 52/105 C	6 ~ 9	520	1050	2.02	175	6.13	633~662 (860~900)	0.99~1.03	8.5			211 (155)	0.68~1.09 (0.5~0.8)
UEC 85/180 D	6 ~12	850	1800	2.11	115	6.90	1986~2060 (2700~2800)	1.03~1.07	8	脉冲（单级）	1/275	208 (153)	0.5 (0.4)
					118	7.08	2207 (3000)	1.12	8.5		1/308	207 (152)	0.5 (0.4)
UEC 75/160 D	6 ~ 9	750	1600	2.13	125	6.67	1545~1593 (2100~2166)	1.07~1.1				208 (153)	
UEC 65/135 D	6 ~ 9	650	1350	2.08	145	6.53	1177 1225 (1600~1666)	1.1~1.15	8			208 (153)	
UEC 52/90 D	6 ~ 9	520	900	1.71	198	5.94	689~736 (937~1000)	1.11~1.18				211 (155)	0.7~1.1 (0.5~0.8)
UEC 52/105 D	6 ~ 9	520	1050	2.02	175	6.13	704~760 (957~1033)	1.10~1.19	9			211 (155)	

表 4.1.10-46　　三菱 UEC-E 型及 H型系列柴油机主要性能参数

机　型	缸　数	缸数 mm	行程 mm	行程缸径比	最大持续功率（MCR）时 转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW(PS)	平均有效压力 MPa	最高爆发压力 MPa	增压方式	排气进/出涡轮温度 ℃	燃油消耗率 g/(kW·h) (g/(PS·h))	气缸油消耗率 (g/kW·h) (g/(PS·h))
UEC 85/180 E	6～10、12	850	1800	2.11	120	7.20	2795 (3800)	1.39	10	脉冲（两级增压）	/275	205 (151)	0.5～0.8 (0.4～0.6)
UEC 65/135 E	6～9	650	1350	2.08	145	6.53	1618 (2200)	1.52					
					150	6.75	1692 (2300)	1.43	11			208 (153)	0.5～0.88 (0.4～0.65)
UEC 60/125 E	6～9	600	1250	2.08	158	6.58	1397 (1900)	1.53	11			211 (155)	0.7～1.1 (0.5～0.8)
UEC 60/150 EL	6～9	600	1500	2.50	132	6.60	1397 (1900)	1.52	11			207 (152)	
UEC 52/105 E	6～9	520	1050	2.02	175	6.13	980 (1333)	1.53	11		/275	211 (155)	0.7～1.1 (0.5～0.8)
UEC 52/125 E	6～8	520	1250	2.40	150	6.25	979 (1331)	1.51	11			207 (152)	
UEC 90/215 H	4～12	900	2150	2.39	88	6.31	2942 (4000)	1.49		定压（单级）		185 (136)	
UEC 75/190 H	4～9	750	1900	2.53	100	6.33	2060 (2800)	1.5				186 (137)	
UEC 60/150 H	4～9	600	1500	2.50	128	6.40	1324 (1800)	1.46	11			186 (137)	
UEC 52/125 H	4～9	520	1250	2.40	150	6.25	978 (1330)	1.50	12			188 (138)	
UEC 45/115 H	4～9	450	1150	2.56	165	6.33	736 (1000)	1.49				189 (139)	
UEC 37/88H	5～9	370	880	2.38	210	6.16	478 (650)	1.47				192 (141)	

表 4.1.10-47　　三菱 UEC-HA 型及 L 型系列柴油机主要性能参数

型　号	缸数	缸径 mm	行程 mm	行程缸比	转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW (PS)	平均有效压力 MPa	最高爆发压力 MPa	增压方式	燃油消耗率 g/kW·h (g/(PS·h))	功率点
UEC 45/115 HA	4～9	450	1150	2.56	185	7.09	838(1140)	1.51		定压(单级)	186(137)	MR 1
					185		713(969)	1.28			179(132)	ER1
					179	6.86	754(1026)	1.41			186(137)	MR 2
					179		642(872)	1.19			179(132)	ER2
UEC 52/125 HA	4～9	520	1250	2.40	170	7.08	1118(1520)	1.52			185(136)	MR 1
					170		950(1292)	1.29			178(131)	ER 1
					164	6.83	1006(1368)	1.41			185(136)	MR 2
					164		855(1163)	1.20			178(131)	ER 2
UEC 60/150 HA	4～9	600	1500	2.50	140	7.00	1471(2000)	1.51	12		185(136)	MR 1
					140		1250(1700)	1.28			178(131)	ER 1
					135	6.75	1324(1800)	1.41			185(136)	MR 2
					135		1125(1530)	1.20			178(131)	ER 2
UEC 68/　HA	4～9	680			124		1912(2600)	1.52			184(135)	MR 1
					124		1625(2210)	1.29			184(135)	ER 1
					120		1721(2340)	1.42			184(135)	MR 2
					120		1463(1989)	1.20			177(130)	ER 2
UEC 37 L	4～8	370	880	2.38	210	6.16	515(700)	1.55		定压(单级)	179(132)	MR 1
UEC 45 L	4～8	450	1350	3.00	158	7.11	883(1200)	1.56			177(130)	MR 1
UEC 52 L	4～8	520	1600	3.08	133	7.09	1177(1600)	1.56	13.0		174(128)	MR 1
UEC 60 L	4～8	600	1900	3.17	110	6.97	1545(2100)	1.57	13.0		170(125)	MR 1

注：MR 1 为最大持续功率，MR 2 为常用最大功率，
　　ER 1 为经济功率，ER 2 为常用经济功率。

1.4.2 结构简介

三菱的 UEC 系列机是直流扫气、废气涡轮增压、二冲程、单作用、十字头式船舶低速柴油机。

1.4.2.1 UEC-C、D 型柴油机

机座和机架是钢板焊接结构。气缸套为普通的循环水冷式。

气缸盖由铸钢制造，每缸设有 3 个排气阀和一只喷油器。在早期，排气阀的阀壳用淡水冷却，冷却水由活塞冷却系统的支管导入。

早期的活塞用淡水冷却，活塞顶用铬钼钢锻造，内部有冷却水导流罩，导流罩与活塞裙均由铸铁制成。冷却是采用外围“振荡”、中央流速并用的方式。从 D 型机起，部分机型改用滑油冷却。普通肋骨式的铸钢活塞头。

早期的十字头销中央开有活塞杆安装孔，孔上部有圆锥面，以支撑活塞杆，下部再用海底螺母紧固。

C 型机连杆的中心钻有孔道，由主轴承及曲轴供给的滑油即通过此油孔导入十字头销与导板中。从 D 型机起连杆改为实心，由单独的铰链机构供应十字头轴承滑油，以后 C 型机也转而采用此种方式。

C 型机和 D 型机均配用单级脉冲涡轮增压器。

1.4.2.2 UEC-L 型及 LA、LS 型柴油机

1）UEC-L 系列机的变革

1983 年开始研制的 UEC-L 型机已进入超长行程系列，其中 45 L、52 L、60 L 型机，为降低速度，其行程缸径比已达到 3.0～3.17。而对于 37 L 型机，该公司认为经济性比速度更重要，因此保持与 37 H、HA 型柴油机相同的行程和速度，即行程保持 880 mm，行程缸径比为 2.38，转速仍为 210 r/min。

表 4.1.10-48　　三菱 UEC-LA 型及 LS系列柴油机主要性能参数

型　号	缸数	缸径 mm	行程 mm	行程缸径比	转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸功率 kW (PS)	平均有效压力 MPa	最高爆发压力 MPa	增压方式	燃油消耗率 g/kW·h) (g/(PS·h))	功率点
UEC 37 LA	4～8	370	880	2.38	210 210 158 158	6.16 4.63 	515(700) 371(505) 386(525) 279(380)			定压（单级）	175(129) 169(124) 175(129) 169(124)	P 1 P 2 P 3 P 4
UEC 45 LA	4～8	450	1350	3.00	158 158 119 119	7.11 5.36 	883(1200) 636(865) 662(900) 478(650)				170(125) 163(120) 170(125) 163(120)	P 1 P 2 P 3 P 4
UEC 52 LA	4～8	520	1600	3.08	133 133 100 100	7.09 7.09 5.33 5.33	1177(1600) 850(1155) 883(1200) 636(865)				167(123) 160(118) 167(123) 160(118)	P 1 P 2 P 3 P 4
UEC 60 LA	4～8	600	1900	3.17	110 110 83 83	6.97 5.26 	1545(2100) 1118(1520) 1158(1575) 838(1140)	1.6	1.3		166(122) 159(117) 166(122) 159(117)	P 1 P 2 P 3 P 4
UEC 52 LS	4～8	520	1850	3.56	120 120 90 90	7.40 5.55 	1324(1800) 956(1300) 993(1350) 717(975)	1.71	13.3		167(123) 160(118) 167(123) 160(118)	P 1 P 2 P 3 P 4
UEC 60 LS	4～8	600	2200	3.67	100 100 75 75	7.33 5.50 	1765(2400) 1276(1735) 1324(1800) 956(1300)	1.73	13.3		166(122) 159(117) 166(122) 159(117)	P 1 P 2 P 3 P 4
UEC 75 LSII	4～8	750	2800	3.73	84 84 63 63	7.84 5.88 	2942(4000) 2126(2890) 2206(3000) 1596(2170)				165(121) 158(116) 165(121) 158(116)	P 1 P 2 P 3 P 4

LA 和 LS 型柴油机主要是在 L 型机的基础上，配备更高效率的涡轮增压器来降低油耗。

LA 型机对 L 型机的改动，只限于增压器、排气凸轮和扫气口。两种机型的外观相同。LA 型机的安装尺寸和位置（包括涡轮增压器排气出口法兰的尺寸和位置）都与 L 型机的一样。所以，LA 型柴油机可以不经任何修改便能装在 L 型柴油机的机舱里。

LS 型机是 LA 型机的一种变型机。但 LA 型机的行程缸径比为 3.1～3.2，而 LS 型的行程缸径比达 3.6～3.7。因此，发动机的速度降低了 10%左右。LS 型机继承了 L 型机

和LA 型机的结构特点及性能。

2）UEC-L、E 系列机的结构特点

UEC-L 系列机的总体结构、活塞和十字头等部件的结构分别示于图 4.1.10-37～40。

UEC 型机的机体由机座、机架和气缸体三大部件组成，并用贯穿螺栓联成箱形结构。从 UEC-E 型起直至 L 型，机架与机座均用铸铁制造。

从 H 型机起缸套上部采用钻孔冷却，而从 L 型机起，又改进为两级钻孔冷却，它使钻孔处的缸壁温度不超过 181℃。同时，从 L型机起，将扫气口改为旋流型（CSS），其进气角度能使扫气气流的上部产生剧烈旋转（即旋流），其下部则流向气缸的中心，借以更好地扫除残留在气缸壁及缸套中部的废气，使扫气效率提高 5％～7％。

气缸盖由铸钢制造。从 1979 年的 H 型起，简化为每缸只设一个排气阀和两只喷油器。排气阀壳用铸铁制造。同样，从 H 型机起将其排气通道改为非冷却式结构，以提高排气能量，使进入余热锅炉的排气温度提高 5℃左右。这种部分冷却的排气阀壳与三菱 MET-SB 非冷却型增压器联合使用，可高效地利用排气的余热。当然，在阀座和排气阀导承（衬套）处仍得到淡水的充分冷却。

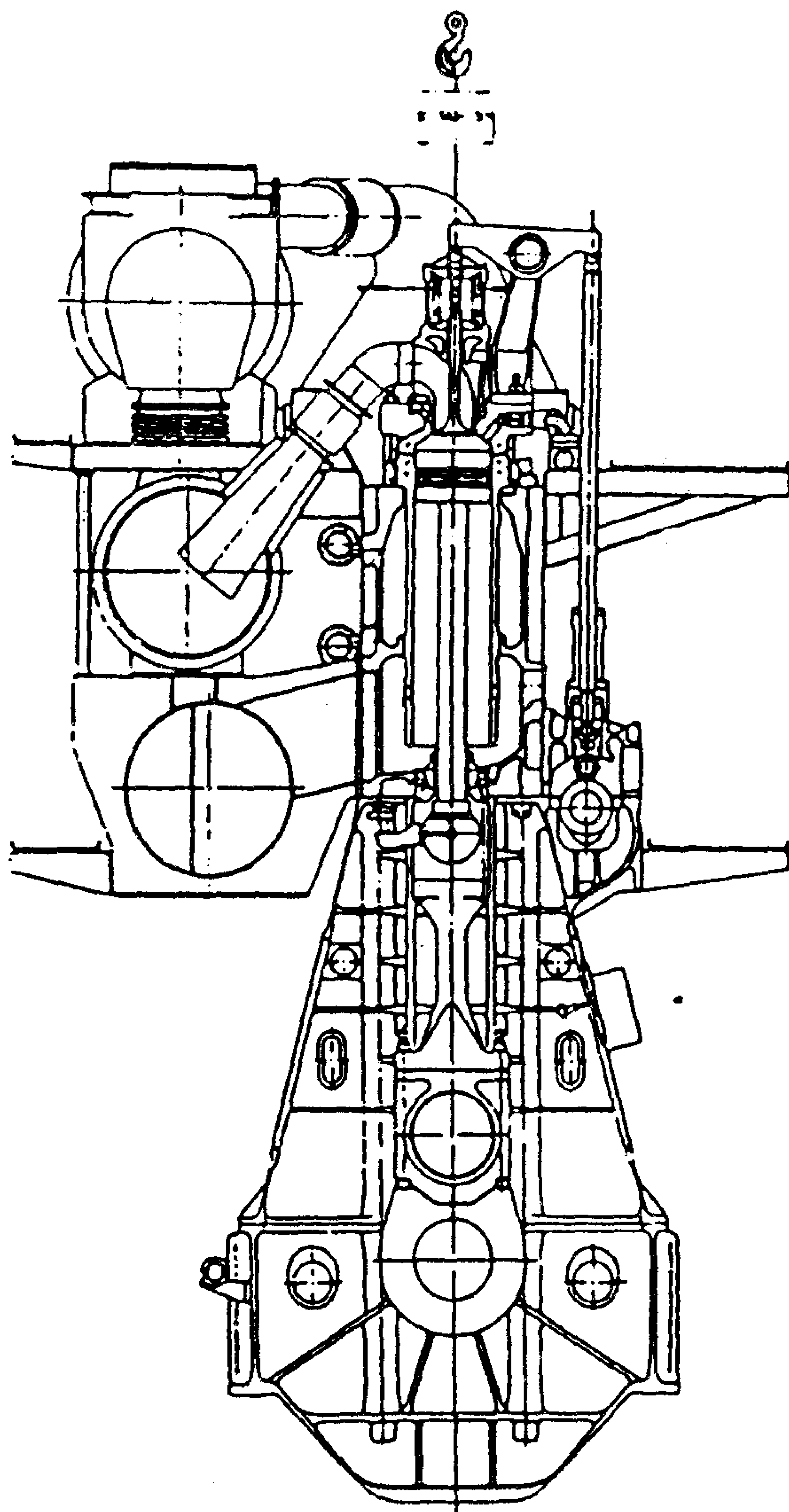


图 4.1.10-37 UEC-LA 型机的横剖面图

从 H 型机起，活塞头改用特种钢制造的内支承式结构，这种结构可加强活塞头的强度以承受高爆发压力。裙部仍由铸铁制造。活塞顶用滑油冷却。

十字头销用锻钢制造，其两端装有铸钢滑块。从 E 型机开始，活塞杆下部做成方形平底凸缘，借助 4 只螺栓与十字头销上平面连接。从 L 型机起，还在活塞杆与十字头销之间加设一块“调节板”，可以方便地通过这块调节板来调整活塞中心线。

连杆为实心的，十字头轴承的润滑由单独的铰链式机构供油。

曲轴为半组合式，用锻钢制造，曲柄销与曲柄臂整体制成，主轴颈红套在曲柄臂上。整

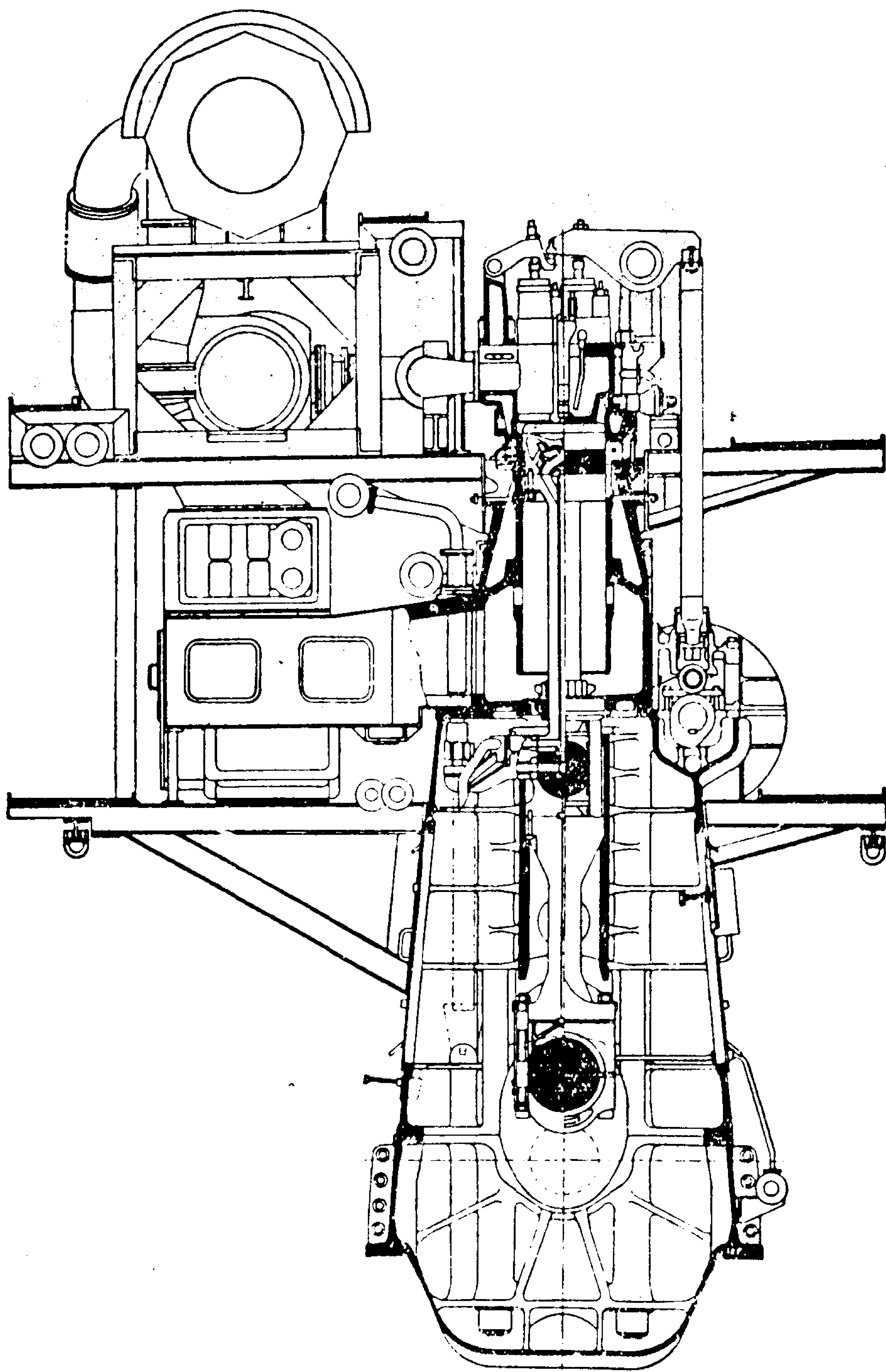
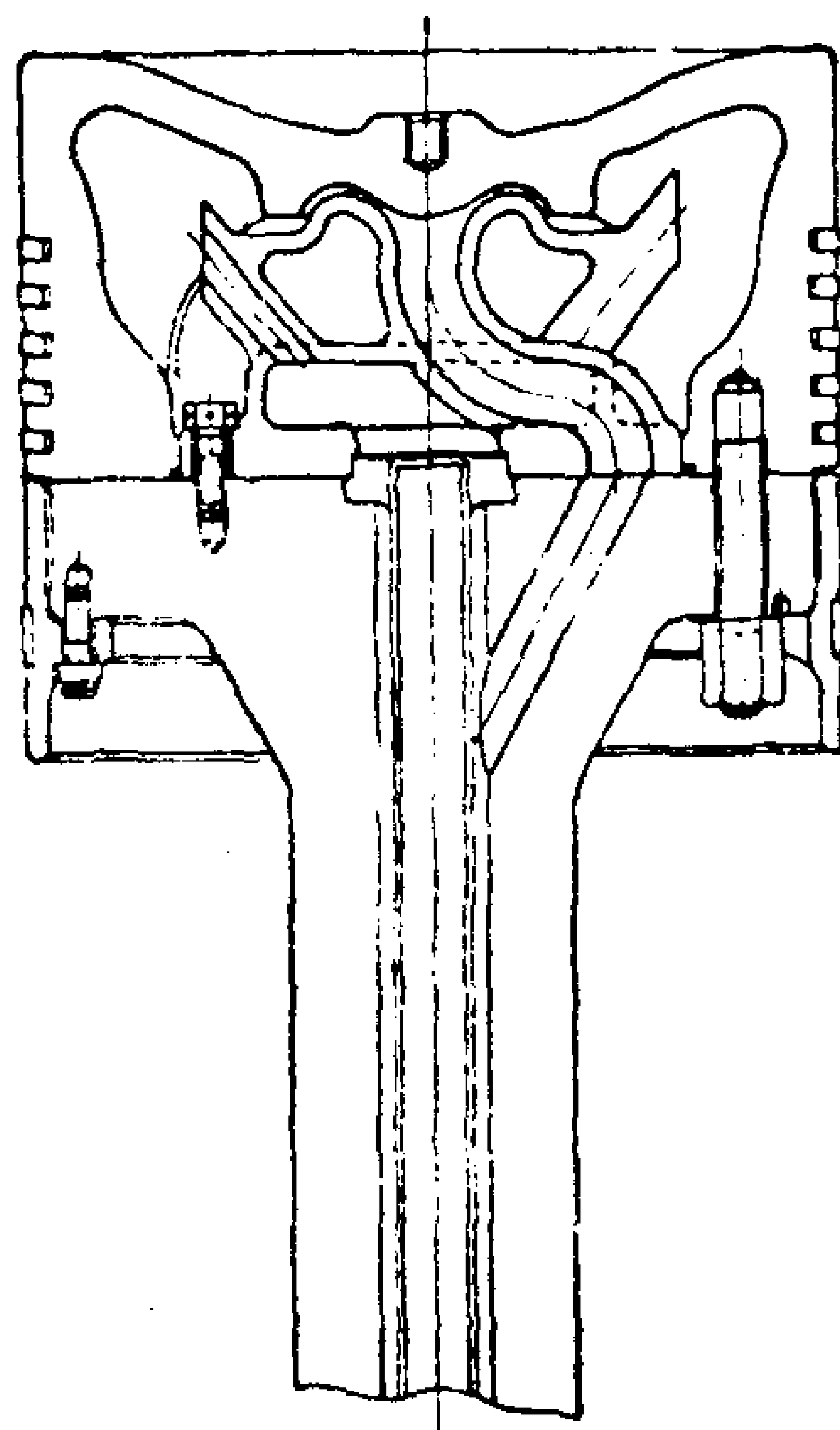


图 4.1.10-38 UEC-E 型柴油机剖面图



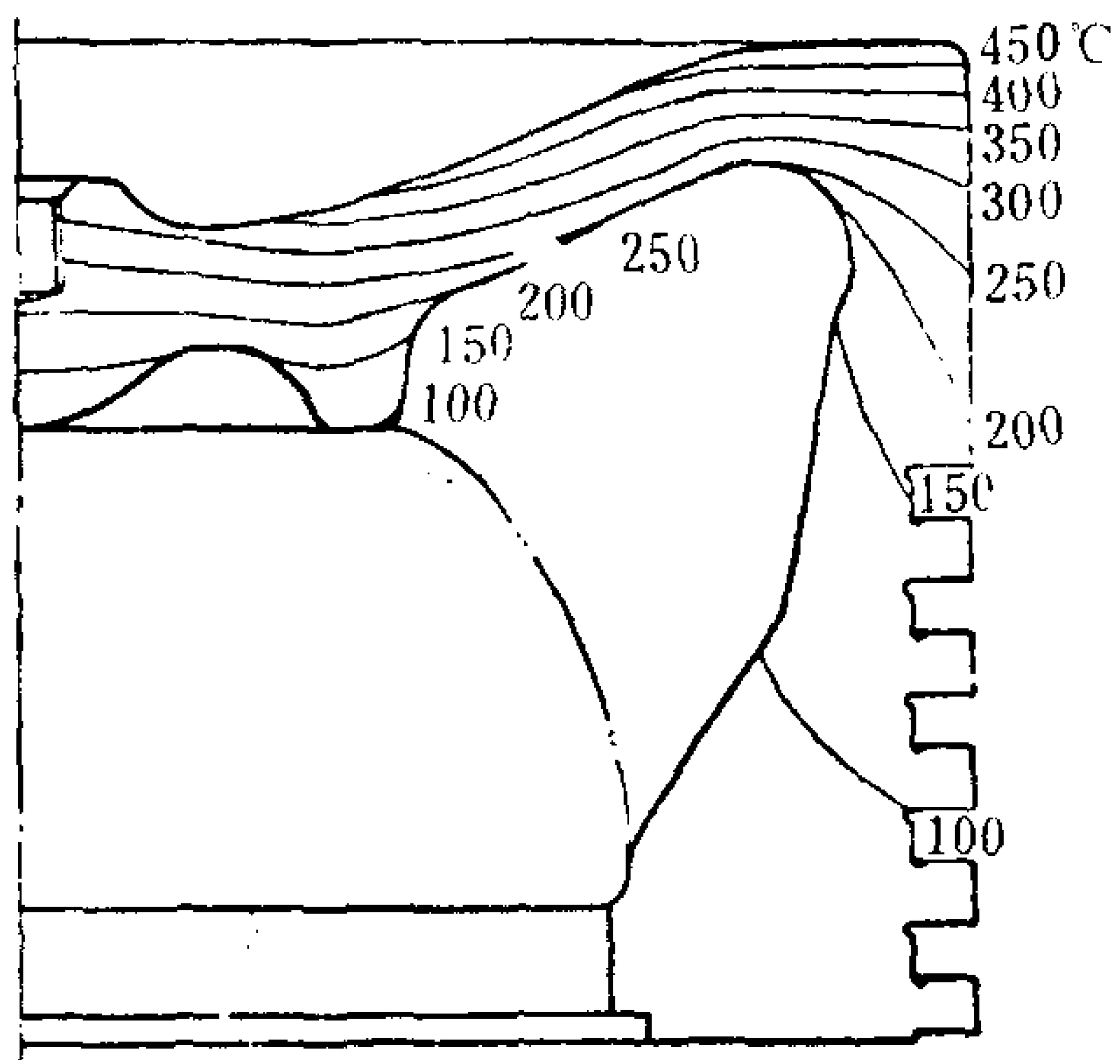


图 4.1.10-39　UEC 型机的油冷活塞

图 4.1.10-40　UEC-E 型机的十字头

根曲轴分为两段，中间用螺栓紧固连接。

喷油泵为斜槽式。喷油器用淡水冷却。从 L 型机起，采用启阀压力可控的喷油器，即有两种开启压力（55 MPa和 32 MPa），在启阀弹簧承座上部有一个气控双活塞（可利用调速器自动控制，低启阀压力也可用人工保持）。当柴油机处于中等负荷及高于最低负荷的工况范围内，相应的负荷信号或转速信号便转变为控制空气的控制信号，使控制空气进入喷油器上部，将气控双活塞下压，于是启阀弹簧被压紧，启阀压力随之提高，以保持完善的燃烧。当柴油机处于最低负荷工况及高负荷工况范围内时，控制空气被放泄，于是启阀弹簧被放松，启阀压力降低。这样可防止低负荷时的不规则喷射或高负荷时喷射压力过高。

采用定压增压方式，从 HA 型机起，配用高效的 MET-SB 增压器。LA 型机开始将增压器由 MET-SB 型改为性能更好的 MET-SC 型，相应修改了排气凸轮以合理调节排气正时（即排气阀开启时间延后），使活塞的有效冲程得以增加，从而提高了柴油机的输出功率，降低了燃油消耗率。此外，滑油管路和增压器的支承结构也作了相应改变。

1.4.3　运转管理标准

1.4.3.1　运转参数

1）UEC-C 型机主要运转参数示于表 4.1.10-49。

2）UEC 75/160 机主要运转参数示于表 4.1.10-50。

3）UEC 85/180 D、E 机主要运转参数示于表 4.1.10-51。

4）UEC-E 型机主要运转参数示于表 4.1.10-52。

1.4.3.2　装配间隙与磨损极限

UEC 75/160 机主要部件装配间隙与磨损极限见表 4.1.10-53。

1.4.3.3 维修标准

三菱 UEC 型柴油机维修标准示于表 4.1.10-54。

表 4.1.10-49　　　　三菱 UEC-C 型机主要运转参数

项目＼参数/型号		压力 MPa 最低报警压力	常用压力	最低报警压力	常用压力	温度（℃）最低报警温度	常用温度	最高报警温度	常用温度	最高报警温度	紧急停车压力 MPa
		85/160 及 65/135 C		52/105 C		85/160 C 及 65/135 C			52/105 C		85/160 C 65/135 C
气缸套冷却淡水	进口	0.12	0.14	0.08	0.10～0.2	53～58			50～55	—	
	出口	—	—	—	—		62～67	67	—	65	
空气冷却器冷却海水	进口	0.08	0.14	0.07	0.1～0.2						
主滑油	进口	0.25 (0.2)	0.3	0.25	0.3～0.4	25	38～40	43	20～40	—	0.18
	出口	—	—	—	—	—	—	—	25～50	50	
活塞冷却淡水	进口 出口	0.25 —	0.3 —	0.25 —	0.3～0.4 —		35～45 50～55	— 55	— 45～60	— 60	
增压器轴承滑油	进口 出口	0.12 —	0.19(0.2) —	0.4 —	0.06～0.12 —	—	38～40 (35～45)	— 78	20～50 45～65	— 80	
燃油	进口	(0.3)	(10.45)	—	—						
扫气	扫气总管内						30～50 (30～40)		—		
喷油器冷却淡水	进口 出口			0.08 —	0.1～0.2 —				30～40 45～55	— 65	

注：（ ）内为 65/135 C 型的运转参数。

表 4.1.10-50　　　　UEC 75/160 机主要运转参数

项目＼参数		压力 MPa 正常	最小	最大	温度（℃）正常	最小	最大	温差
气缸冷却水	进口 出口	0.15 —	0.1 —	0.25 —	50～55 55～60	25 —	55 65	<13
活塞冷却水	进口 出口	0.15 —	0.1 —	0.25 —	40～45 45～55	25 —	45 55	<13
喷油器冷却水	进口 出口						45 55	<10
海水	进口	0.15	0.08	0.2				
涡轮冷却水	出口				70～75		75	<15
主滑油	进口 出口	0.25 —	0.2 —	0.3 —	38 —	25 —	43 45	< 8
增压器滑油	进口 出口	0.18 —	0.13 —		35～45 40～55	25 —	50 65	<20
排气	气缸出口						420	
	涡轮进口						485	
起动空气			1.5	2.5				

表 4.1.10-51　　UEC 85/180 D、E 机主要运转参数

项目 \ 型号 / 参数	85/180 D	85/180 E	85/180 D	85/180 E
	压　力 MPa		进/出口温度 ℃	
缸套冷却淡水	0.3	0.3	56/66	56/68
活塞冷却淡水	0.3	0.35	43/52	45/56
喷油器冷却淡水	0.3	0.4	65/80	60/80
扫气空气	0.13	0.2		
涡轮排气			/308	/275

表 4.1.10-52　　UEC-E 型机主要运转参数

项目 \ 型号 / 参数	52/105 E	60/125 E	65/135 E	52/105 E	60/125 E	65/135 E
	压　力 MPa			进/出口温度 ℃		
缸套冷却水	0.2	0.2	0.2	50/58	—	—
活塞冷却	0.5 (油)	0.3 (油)	0.3 (水)	43/53	—	—
喷油器冷却水	0.2	0.2	0.3	50/58	—	—
扫气空气	0.22	0.22	0.22			
涡轮排气				/275	—	—

表 4.1.10-53　　UEC 75/160 机主要部件装配间隙与磨损极限 mm

部件 \ 间隙			装配间隙	磨损极限
曲轴与主轴承		径　向	0.38～0.50	0.60
		轴向（总）	20	
曲柄销与连杆轴承		径　向	0.30～0.40	0.55
		轴向（总）	10	
十字头销与轴承		径　向	0.30～0.40	0.55
		轴向（总）	0.40～0.50	0.60
十字头滑块与导板		侧　面（总）	0.40～0.60	0.70
		平　面	0.10～0.50	0.60
推力块与推力环(轴向)			0.70～0.80	1.5
活塞环		天地间隙	0.40～0.45	0.65
		搭口间隙	3.5	15
活塞杆填料函	刮油环	天地间隙	0.15～0.25	
		搭口间隙(总)	9	
	密封环	天地间隙	0.15～0.27	
		搭口间隙（总）	9	
活塞冷却伸缩管	刮油环	天地间隙	0.10～0.12	
		搭口间隙（总）	3	

续上表

部件 \ 间隙			装配间隙	磨损极限
	密封环	天地间隙	0.08～0.14	
		搭口间隙（总）	6	
排气阀凸轮轴与轴承		径向	0.13～0.19	0.25
		轴向	0.15～0.25	0.30
凸轮轴传动齿轮齿隙			0.20～0.30	0.50
排气阀杆与挺杆			1.0	
曲轴开档差		标准	±0.08	
		营运	±0.17	±0.30
活塞减摩环与缸套			0.4	

表 4.1.10-54　　三菱 UEC 柴油机维修标准

部件 \ 型号 标准	UEC 85/160 C		UEC 65/135 C		UEC 52/105 C	
	检修间隔 h	维修标准	检修间隔 h	维修标准	检修间隔 h	维修标准
活塞	5000～8000		4000～7000 5000～7000	使用特殊铸铁缸套时 使用镀铬缸套时	4000～5000	
气缸套		标准尺寸 850 mm，磨损极限 855 mm		标准尺寸 650 mm，磨损极限 654.5 mm	4000～6000	
喷油器	1000～2000	标准水量±30%，使用界限＋5%，水头 1 m（测量喷油嘴水量，水量在上述许可值以内者，方可使用）	1000～2600	标准水量±3%，使用界限＋5%，水头 1 m	1000～2000	
排气阀	1500～4000		1500～4000		1500～3000	
起动阀	3000～5000		3000～5000		3000～4000	
安全阀	3000～5000		3000～5000		3000～4000	
喷油泵	5000～7000		5000～7000		5000～7000	
主轴承 曲柄销轴承 十字头轴承		按说明书规定径向间隙与侧隙许可值		按说明书规定径向间隙与侧隙许可值		
增压器	20 000	每 1000 小时检查空气滤器一次 每 10 000 小时检查轴承一次	20 000	（同左）	20 000	（同左）
空气冷却器	8000～10 000		8000～10 000		4000～5000	

1.5 ESDZ 43/82 B、C 型低速柴油机

ESDZ 43/82 机是上海沪东造船厂自 1958 年来产量最多的一种直列式、二冲程、十字头，单作用、气口-气阀直流扫气、可倒转与螺旋桨直接连接的低速柴油机。该机有 A 型机、B 型机和 C 型机。前两种机为脉冲废气涡轮增压柴油机，84 年改为定压增压的 C 型机，使燃油消耗率大幅度下降。

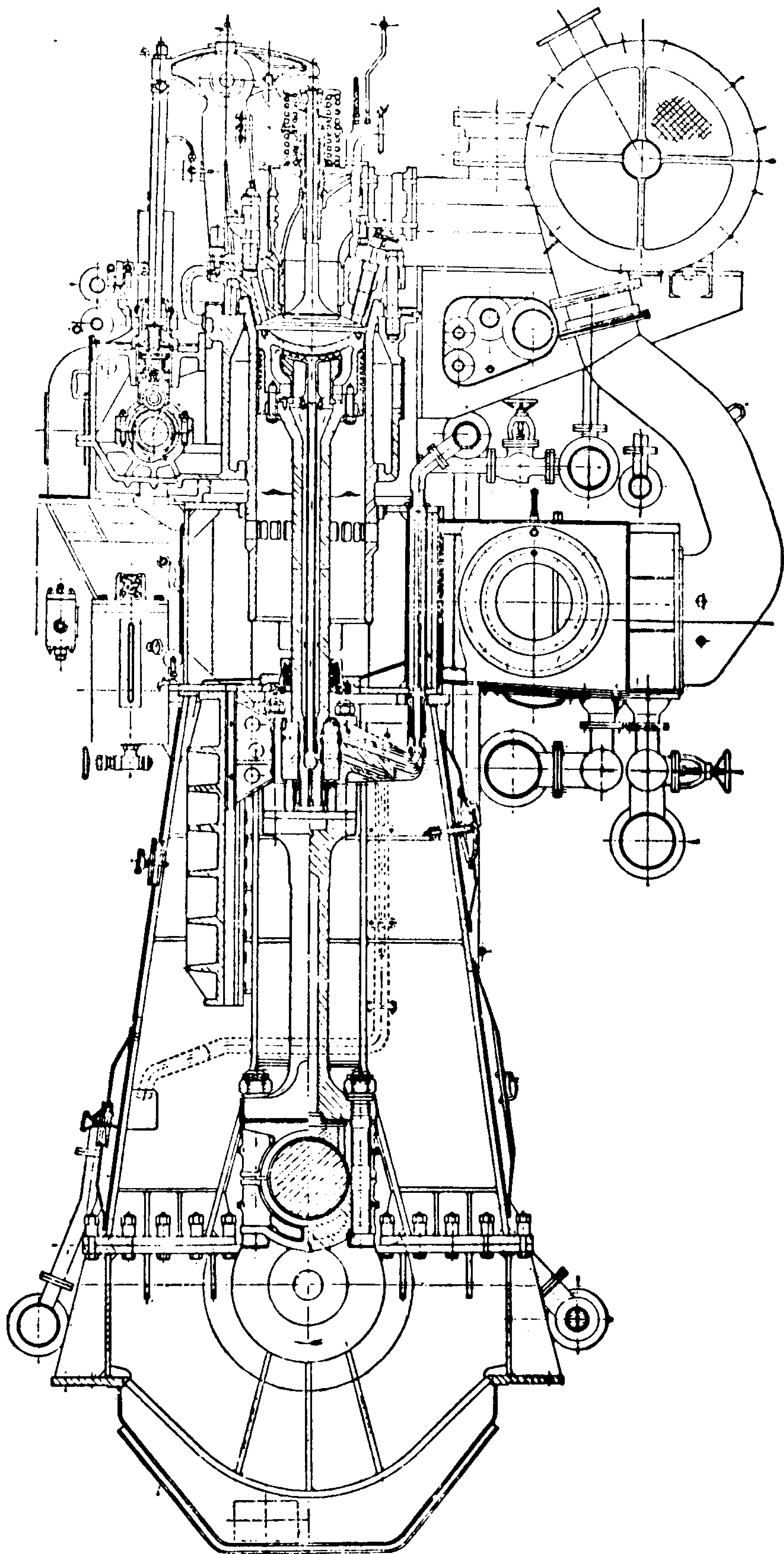


图 4.1.10-41　ESDZ 43/82 B型柴油机横剖面图

1.5.1 主要技术规格（表 4.1.10-55）

表 4.1.10-55　　**ESDZ 43/82 型柴油机主要技术规格**

序号	项目名称	单位	43/82 B 型	43/82 C 型
1	气缸直径	mm	430	430
2	活塞行程	mm	820	820
3	气缸数		6　　9	6
4	单缸功率	kW	368	368
5	标定功率	kW	2205　　3309	2205
6	标定功率时转速	r/min	200	200
7	活塞平均速度	m/s	5.47	5.47
8	最大功率（一小时功率）	kW	2426　　3640	2205
9	最大功率时转速	r/min	206	206
10	倒车最大功率	kW	1875　　2813	1875
11	倒车最大功率时转速	r/min	190	190
12	最低稳定转速	r/min	65—70	65—70
13	平均有效压力	MPa	0.94	0.94
14	压缩终点压力	MPa	5.2	5.2
15	最高爆发压力	MPa	7.2~7.5	7.5
16	有效压缩比		11.5 +6.8	11.5
17	燃油消耗率	g/(kW·h)	217.6	204
18	滑油消耗率	g/(kW·h)	4	4
19	气缸排气温度	℃	≤420	
20	增压器废气进口温度	℃	≤460	
21	增压方式		脉冲	定压
22	增压压力（绝对）	MPa	0.18	
23	增压器		2台　　3台	1台
24	柴油机转向（从飞轮端看）		右机正车：曲轴顺时针转 左机正车：曲轴逆时针转	同左
25	柴油机发火次序		右机正车	
		6缸	1-6-2-4-3-5	同左
		9缸	1-6-7-3-4-9-2-5-8	
			左机正车	
		6缸	1-5-3-4-2-6	同左
		9缸	1-8-5-2-9-4-3-7-6	
26	柴油机外形尺寸	mm　6缸	7060×3056×5935	7961×2000×4905
		9缸	9560×3056×5935	—
27	柴油机净质量	t	78　　110	85
28	气缸中心距	mm	800	800
29	活塞吊缸高度（曲轴中心线以上）	mm	5800	5800

1.5.2 结构简介

由图 4.1.10-41 可见、钢板焊接的底座上面板与机架连接，下面板与船体机座连接，底部焊接有油底壳，尾部焊有推力轴承座，以承受螺旋桨的推力。机座的横梁上安装有主轴承座，其中安置有表面浇锻白合金铸钢瓦背的轴瓦。轴瓦上有凸肩作为纵向定位，在安装检修时不必起吊曲轴。

整体箱式焊接机架的上部装有扫气箱与气缸体、二者由贯穿螺栓与机架上面板连成一体。气缸体为铸铁件，三缸一段，整体浇铸，然后用螺钉连接成一体。

合金铸铁的气缸套，从上部压入气缸体中，其外壁与气缸体之间形成冷却水腔室。气缸套中部有四个注油孔。缸套下部铸有20个扫气口。

耐热钢铸成的气缸盖上安装有排气阀、起动阀、安全阀、示功阀和对置的两只喷油器。排气阀由凸轮、顶杆机构、挺杆并通过摇臂控制其动作。在气阀导筒中设有液压顶杆机构，以自动调整气阀间隙防止冲击。

组合式活塞头部由耐热钢铸造，活塞裙为铸铁件，它们之间用10个双头螺栓连同活塞杆一起固定在活塞头上。活塞裙上设置有6道气环，一道布油环和一道铅青铜减磨环，活塞环均为合金铸铁，搭口采用斜切口。

连杆用优质碳钢锻造、杆身为圆截面，小端为平面式，大小端轴承均为铸钢件，表面浇有白合金。大端为船用式，以便调整压缩比。

半套合式曲轴，由优质碳钢铸造或锻造。曲轴自由端的主轴颈较长，并有法兰，它与飞轮上的平衡块一起，以平衡柴油机的一阶不平衡力矩。

1.5.3 主要运转参数（表4.1.10-56）。

表4.1.10-56 ESDZ 43/82 B 柴油机主要运转参数

序号	部位	介质	压力MPa		温度℃		备注
			最低压力	正常工作压力	部位	正常工作温度	
1	气缸及废气涡轮增压器冷却系统	淡水	0.12	0.2	进口 出口	40～45 55～65	
2	空气冷却器冷却系统	海水	0.12	0.2	进口 出口	(30) (32)	
3	喷油器冷却系统	轻柴油	0.15	0.3	进口 出口	40～45 45～55	
4	空气冷却器扫气空气	空气	—	—	进口 出口	(100) (36)	
5	主机系统滑油	滑油 HC-11	0.15	0.3	进口 出口	40～45 50～60	
6	主机系统滑油滤器	HC-11	压降<0.1	0.3			
7	调速器	HU-22		1.7～2.0			
8	涡轮进口燃气温度				进口	<460	
9	涡轮增压器轴承	滑油 HU-22	0.15	0.25	进口 出口	40～45 <70	
10	燃油系统			0.4			
11	燃油喷射压力			25			

注：刮号内数值为全负荷时台架试验参数。

1.5.4 主要零部件装配间隙及磨损极限(4.1.10-57)

1.5.5 各种螺母上紧力矩（表4.1.10-58）

表 4.1.10-57 ESDZ 43/82 B柴油机主要零部件装配间隙及磨损极限 mm

序	名称		标准尺寸	配合性质	装配间隙	磨损极限
1	主轴颈与主轴承		ϕ 320-0.10 ϕ 320+0.05	间隙	0.24～0.30	0.5
2	曲柄臂与主轴承端面	自由端 推力端		轴向间隙 轴向间隙	6～8 2～4	
3	推力盘与推力块		110	轴向间隙	0.60～0.80	1.20～1.40
4	曲轴臂距差				0.08～0.16	
5	连杆大端轴承与曲柄销		ϕ 320	拂配间隙	0.24～0.30	0.5
6	连杆大端轴承与曲柄销		200	轴向间隙	前2～4 后6～8	
7	十字头销与连杆小端轴承			拂配	0.15～0.20	0.35
8	十字头销与连杆小端轴承端面			轴向间隙	单边 0.15～0.20	
9	滑块与倒车导板		$40^{-0.032}_{-0.100}$ $40^{+0.30}_{+0.20}$	间隙	0.15～0.20	0.40
10	滑块与倒车导板侧隙		$360^{-0.090}_{-0.225}$ $360^{+2.10}_{0}$	轴向间隙	（单面） 0.10～0.15	0.30
11	气缸盖与气缸套		$\phi 430^{+0.06}_{0}$ $\phi 426.8^{0}_{-0.12}$	间隙	3.20～3.38	
12	活塞裙与气缸套		$\phi 429.35^{0}_{-0.05}$ $\phi 430^{+0.06}_{0}$	间隙	0.65～0.76	
13	活塞环与环槽	1、2、3道环 4、5、6道环	9 9	轴向间隙 轴向间隙	0.16～0.23 0.12～0.19	0.5 0.45
14	活塞环背与环槽		$\phi 400^{+0.2}_{-0.32}$ $\phi 397^{0}_{-0.50}$	间隙	单边 1.34～1.85	
15	裙部减摩环与气缸套		$\phi 429.55^{0}_{-0.00}$ $\phi 430^{+0.06}_{0}$	间隙	0.45～0.56	0.76
16	布油环与环槽		9	轴向间隙	0.12～0.19	0.45
17	活塞环搭口		ϕ 430	闭合间隙	2.7	6
18	活塞杆填料函刮油环与密封环			搭口间隙 轴向间隙	4 0.097～0.215	1.5
19	气缸盖与活塞顶（上止点）距离			存气高度	21～22	
20	排气阀与摇臂			调整间隙	0.03～0.05	
21	凸轮轴与轴承		ϕ 175	间隙	0.12～0.18	

表 4.1.10-58 各种螺母上紧力矩

序号		上紧力矩控制		说明
		用液压工具上紧油压 MPa	用扳手人工上紧方法	
1	主轴承螺母		交叉逐次上紧	0.03 mm塞尺不得进入 3 mm至接合面内
2	贯穿螺栓螺母 第一次	40		
	第二次	56.5		
	拆卸	56.5		
3	连杆螺栓		交叉逐次上紧	支承面 0.03 塞尺不得插入
4	活塞杆大螺母		用随机供应扳手上紧	0.03 mm塞尺不得插入支承面

1.6 6 E SDZ 34/82 C 型低速柴油机

6 E SDZ 34/82 C 型机为单作用、直列式、气口-气阀直流扫气、二冲程、定压增压，可倒转十字头、低速船舶柴油机，由沪东船厂制造。

1.6.1 主要技术规格（表 4.1.10-59）。

表 4.1.10-59 6E SDZ 34/82 C 柴油机主要技术规格

序	项目	单位	参数	备注
1	气缸直径	mm	340	
2	活塞行程	mm	820	
3	行程缸径比		2.41	
4	单缸标定功率	kW(PS)	500	
5	标定转速	r/min	205	
6	活塞平均速度(c_m)	m/s	5.6	
7	平均有效压力（p_e）	MPa	1.47	
8	气缸压缩压力	MPa	9	
9	最高爆发压力	MPa	13	
10	强载系数($c_m \cdot p_e$)	m · MPa/s	8.2	
11	气缸排气温度	℃	<360	
12	涡轮废气温度 进口	℃	340*	*100%负荷试验实测数据
	出口	℃	210*	
13	增压方式		定压	
14	增压压力	MPa	0.1747*	
15	增压器	一台	BBC VTR 304 A-32	
16	气缸油消耗率	g/(kW · h) [g/(PS · h)]	1.36(1)	
17	柴油机外形尺寸（长×宽×高）	mm×mm×mm	6316×1980×3915	
18	柴油机净重	t	62	
19	气缸中心距	mm	620	
20	活塞吊高	mm	4227	

工况	转速	燃油消耗率	功率 kW (PS)					
	r/min	g/(kW · h) [g/(PS · h)]	4 缸	5 缸	6 缸	7 缸	8 缸	9 缸
标定	205	183.6 (135)	1470 (2000)	1836 (2500)	2206 (3000)	2574 (3500)	2941 (4000)	3309 (4500)
经济	205	181 (133.5)	1250 (1700)	1563 (2125)	1875 (2550)	2188 (2975)	2500 (3400)	2813 (3825)

注：环境条件为：压力 0.1 MPa；温度 27℃；冷却水温度 27℃（空气器进口）燃油的热值 42700 kJ/kg（10200 kcal/kg）；相对湿度 60%

1.6.2 结构简介（图 4.1.10-42）

机座系铸焊结构，并与推力轴承组合成一体。主轴承座和推力轴承座为铸钢件，上、下面板，侧板，油底壳等则采用钢板制成。

主轴瓦为钢背、表面浇铸白合金，由轴承盖压紧定位。因主轴颈与 B&W L 35 MC 机相同，故 E 34/82 SDZC 机的主轴瓦可与 B&W L 35 MC 机通用。

推力盘与曲轴红套为一整体，推力块表面有白合金层覆盖。用主润滑系统滑油作为冷却介质。

机架为整体铸铁结构，包括双导板一起铸造，导板的精度由机加工保证，是不可调整式结构。由于连杆、十字头采用了浮动式滑块结构，因此安装时可省略对活塞和缸套的校中和调整工作，只需测量记录活塞与缸套、导板与滑块之间的间隙。

气缸体为整体铸铁结构，其自由端布置链传动，推力端布置空气冷却器及其箱体。箱体上平面安装增压器，端部安装辅助鼓风机。在箱体内空冷器出口处安装有水滴分离器。气缸体下部为扫气箱、下底板为双层结构，其间采用水冷却，以提高发动机的安全性。

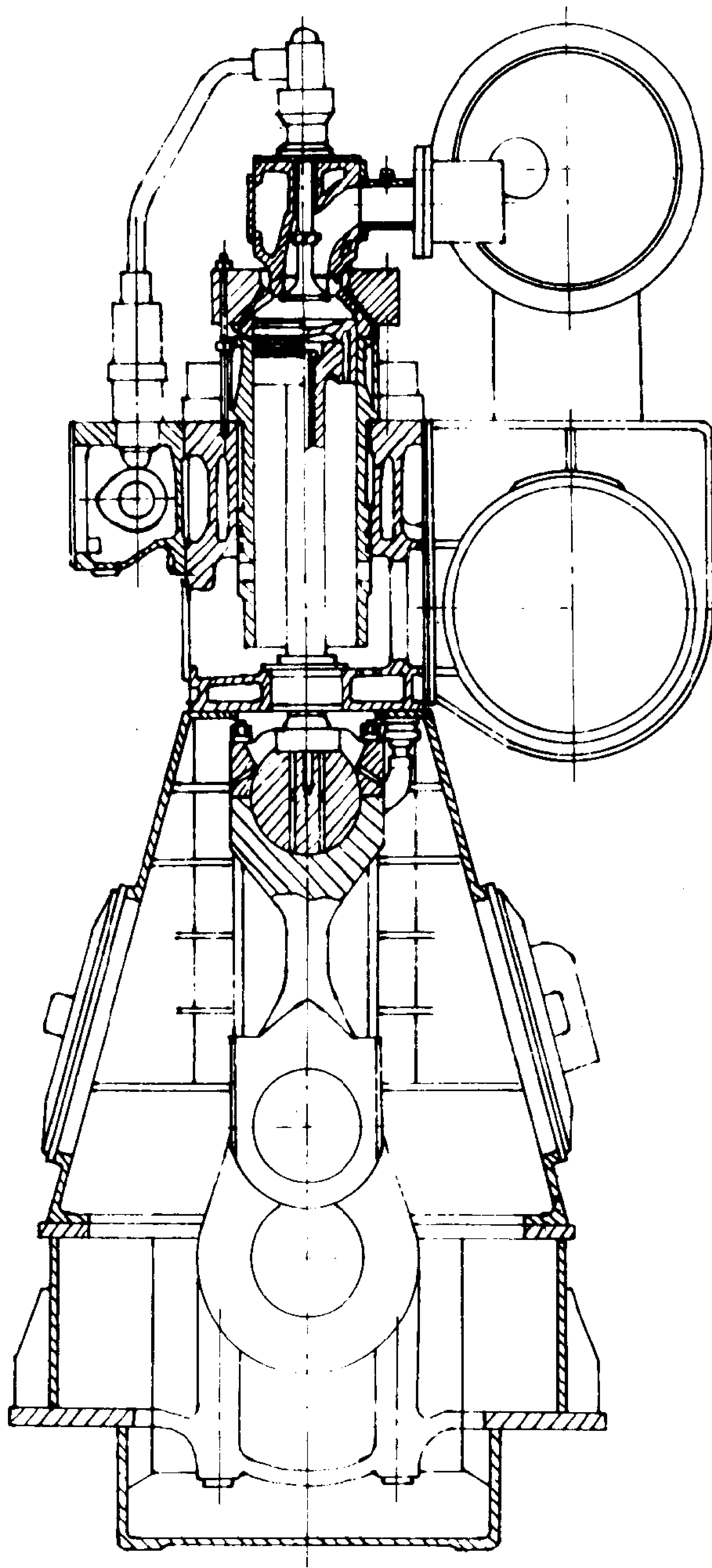


图 4.1.10-42　6E SDZ 34/82 C 柴油机横剖面图

下底板上安装有活塞杆填料函，气缸体内布置有活塞冷却油进油通道。

气缸套为高凸肩式结构，肩部与水套形成冷却水腔室。缸套采用合金铸铁制造，具有较高的强度与耐磨性，每个缸套在凸肩下部安装有 4 个滑油注油器。

凸轮轴箱系隧道式整体铸造结构，用螺钉与气缸体相连接。凸轮轴采用单独润滑系统润滑。

气缸盖为整体锻钢结构，钻孔冷却，并由钢板成形后焊成集水腔。

气缸盖中央有一只液压控制的排气阀，两只喷油器对称地布置在两侧。另外在气缸盖上还布置有起动阀，示功阀及安全阀。排气阀为空气弹簧旋转式，使用性能良好。

组合式活塞，活塞顶由铸钢制成，裙部为合金铸铁件。活塞顶上设有4道镀铬环槽，上下平面经磨削加工。

活塞杆为锻钢件，表面经硬化处理。活塞杆与十字头销采用法兰连接，接合面间可以装入垫片以调整压缩比。

十字头销为组合式结构，左右两端安装有浮动式滑块，三个轴段由螺钉连接成一体。滑块为铸钢件，其滑动表面与轴承孔表面均浇有白合金。

十字头销的润滑与活塞冷却油均来自主润滑系统。十字头轴承为全支承式，采用高锡铝减摩合金的薄壁瓦，而连杆大端轴承则仍采用钢背白合金薄壁瓦。它们的结构尺寸也与B&W L 35 MC机相同，而具有通用性。

连杆为整体锻造式结构，曲轴为半组合式。

凸轮轴为组合式，每缸一段凸轮轴上面带有连接凸肩的轴段，并用液压方法套有一个燃油凸轮，一个排气凸轮和一个连接法兰，连接法兰的外圆表面兼作凸轮轴轴颈。凸轮轴由双排滚子链传动，传动链置于机架前部。

斜槽式喷油泵和双阀式喷油器在非喷射阶段，打开大滑阀燃油便可在喷油泵、高压油管及喷油器内循环流动，使燃油保温。因此可以使用高粘度燃油进行机动操纵而不必换用轻柴油。燃油喷射阶段，大滑阀关闭，并建立起高压，打开小滑阀喷油，因而喷油器不必冷却。喷油器针阀为钴基合金、耐热与耐磨性良好。

采用燃油凸轮上方设置的摆动式滚轮导筒机构，以达到换向改变正时的目的，结构简单可靠。

排气阀阀座上堆焊有镍基耐热合金，耐腐蚀性能良好。

采用引进专利制造的 BBC VTR 304 A-32 型增压器，总效率可达70%左右，蜗壳为非冷却式，以提高排气温度。

由于采用了流通阻力低、冷却效率高、冷却面积充分的空气冷却器，以及高扩压效率的压气机出气管，收缩式气阀流道和带扩压管的气缸排气支管，使扫气系统比较完善，空气量充分，经济性得到了改善。

采用 E 43/82 的单手轮操纵箱，机旁直接操纵方式，配有 YT 555 型液压全制式调速器。

1.7 6 ESDZ 75/160 B型低速柴油机

6 ESDZ 75/160 B型柴油机是上海沪东造船厂在1965年试制成功的7 ESDZ 75/160 A型柴油机（8820 PS）的基础上发展起来的、它于1974年正式使用。

该机为二冲程、直流扫气、十字头、可倒转、涡轮脉冲增压低速柴油机。

1.7.1 结构简介（图4.1.10-43）

机座为前后分段焊接型，中间有链传动箱、尾部与推力轴承座焊接在一起。

单片、双导板结构组成A形机架。

气缸体分前后两段及中间气缸体、三部分用螺栓连接。

机座、机架、扫气箱和气缸体用贯穿螺栓连接成一个整体。

半组合式曲轴分为前后两段、中间连接法兰处安装传动链轮。

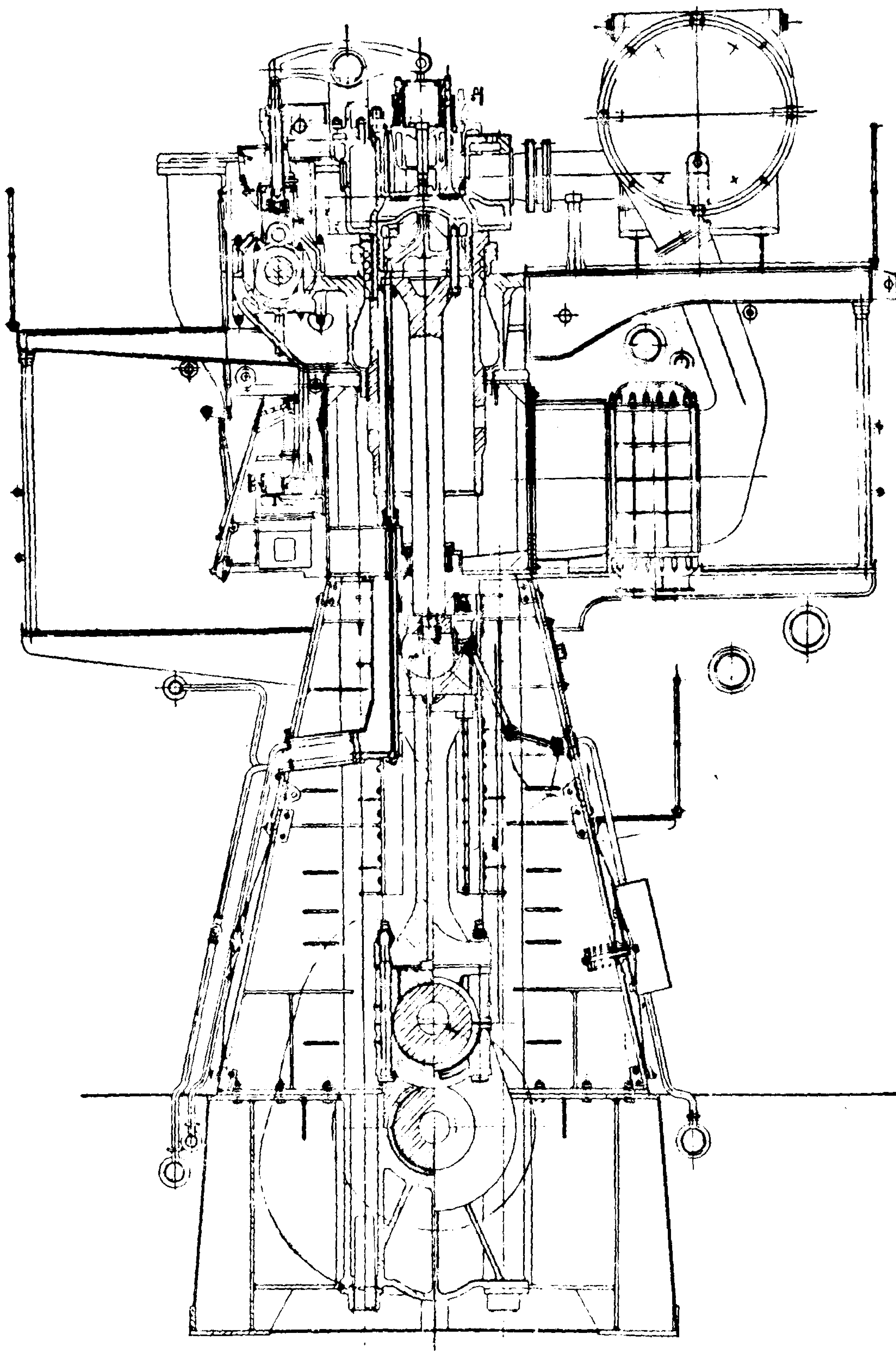


图 4.1.10-43　6 ESDZ 75/160 B柴油机横剖面图

气缸盖为组合式，具有6个排气阀的公共阀壳中央装有喷油器，通过螺钉紧固在气缸盖本体上。起动阀、安全阀与示动阀均安装在气缸盖本体上。

活塞由活塞头、导流罩、活塞裙和活塞杆组成，它们用螺钉连接成一体。活塞用淡水冷却，通过套管机构导入和引出冷却水。

连杆的杆身为圆形截面、小端轴承为全支承结构，十字头销两端与滑块采用半浮套式结构、大端为船用式。

采用单体、终点调节斜槽式喷油泵，喷油器为多孔针阀式。在进油总管上附有蒸汽加热和保温管，以便使用重油。

采用心形燃油凸轮，它与排气凸轮同轴安装，通过装有双螺旋副的机械差动换向机构实现换向。

1.7.2 主要技术规格（表 4.1.10-60）

表 4.1.10-60　　6 ESDZ 75/160 B柴油机主要技术规格

名　　称	单　位	数　据	名　　称	单　位	数　　据
气缸直径	mm	750	有效压缩比	g/(kW·h)	11.1
活塞行程	mm	1600	燃油消耗率(轻重柴油)	g/(kW·h)	211+6.8
气缸数		6	滑油消耗率　系统油	g/(KW·h)	<0.4
持续功率	kW	8824	气缸油	g/(kW·h)	1.36
持续功率时转速	r/min	115	增压器	g/(kW·h)	0.27
活塞平均速度	m/s	6.14	燃油喷射压力	MPa	28
1小时功率	kW	9706	排气支管温度	℃	<380
1小时功率时转速	r/min	118.5	涡轮前废气进口温度	℃	<430(392.5)
倒车最大功率	kW	7500	增压方式		脉冲
倒车最大转速	r/min	109	增压压力(绝对)	MPa	0.2(2.18)
最低稳定转速	r/min	30～40	增压器	两台	GZ 750
平均指示压力	MPa	1.2	柴油机外形尺寸		12 900×3850×1000
平均有效压力	MPa	1.1	(长×宽×高)	mm	
压缩终点压力	MPa	6	最小吊缸高度(吊出活塞时离曲轴中心线距离)	mm	10 200
最高爆发压力	MPa	8.5	柴油机重量(净重)	t	460
机械效率	%	90	大修间隙	h	80 000

备注：
1)上述各项性能指标参数：为环境温度30℃，大气压力760毫米水柱高，相对湿度60%以及排气背压为300毫米水银柱条件下测得的数值。
2)刮号内数值为第4台机台架试验值。
3)6 ESDZ 75/160 B含义：6—气缸数；E—二行程；S—十字头；D—可自行倒转；Z—废气涡轮增压；75—气缸直径(cm)；160—行程(cm)；B—改型

1.7.3 主要运行参数（表 4.1.10-61）

表 4.1.10-61　　6 ESDZ 75/160 B柴油机主要运行参数

部　　位	介　　质	压力 MPa		工作温度(℃)		备注
		最低压力	正常工作压力			
气缸及增压器冷却水系统	淡水	0.2	0.25～0.35	进口	45～50	
				出口	55～60	
活塞冷却水系统	淡水	0.2	0.25～0.35	进口	45～50	
				出口	55～60	
喷油器冷却系统	淡水或柴油	0.15	0.2～0.3	进口	35～45	
				出口	40～50	

续上表

部　　位	介　质	压　力 MPa		工　作　温度（℃）		备注
		最低压力	正常工作压力			
空气冷却器冷却系统	海水		0.15～0.2	进口 出口 温差	(28) (31) 小于2-4	
	空气			进口 出口	(125) (41)	
主机运动件润滑系统	滑油HQ-15	0.25	0.3～0.4	进口 出口	30～40 40～50	
凸轮轴润滑系统	滑油HQ-15	0.15	0.2～0.3	进口 出口	30～40 40～50	
涡轮增压器润滑系统	汽轮机油HU-22	0.18	0.2～0.3	进口 出口	＞25 ＜65	
主机滑油滤器	HQ-15	滤器压降＜0.05	0.4	-	-	
凸轮轴增压器轴承滑油滤器	HQ-U HU-22	滤器压降＜0.07	0.4			
增压器涡轮排气	废气			进口	＜430	
柴油机排气支管	废气			出口	＜380	
调速器滑油	HU-22		1.7～2			
气缸最高爆发压力	燃气		≤8.5			

注：刮号内数值为试验台在全负荷运行时数据

1.7.4　主要零部件装配间隙及磨损极限(表 4.1.10-62)

表 4.1.10-62　**6 ESDZ 75/160 B柴油机主要零部件装配间隙及磨损极限**　mm

序	名　　　称	标准尺寸	配合性质	装配间隙	磨损极限
1	主轴颈与主轴承	ϕ630	间隙	0.48～0.55	1.00
2	曲柄臂与主轴承(前) (后)		轴向间隙 轴向间隙	8～10 5～7	
3	推力环与推力块	210	轴向间隙	0.6～0.8	1.70
4	曲轴臂距差总装后测量标距 1210			0.2	0.5
5	十字头轴承与十字头销	ϕ440	间隙	0.3～0.35	0.65
6	曲柄销轴承与曲柄销	ϕ630	间隙	0.45～0.50	0.90
7	十字头销与十字头轴承	410	轴向间隙	0.30～0.50	0.80
8	曲柄臂曲柄销轴承（前） （后）	345 330	轴向间隙 轴向间隙	5～7 8～10	
9	滑块与导板	$460^{-0.19}_{-0.20}$ $460^{+0.15}_{+0.10}$	间隙	0.20～0.35	0.6

续上表

序	名称		标准尺寸	配合性质	装配间隙	磨损极限
10	滑块与小导板		840	间隙	0.15～0.25	0.8
11	锁板与十字头销端面			间隙	0.3～0.8	
12	十字头销与滑块		$\phi250^{-0.05}_{-0.070}$ $\phi250^{+0.027}_{0}$	间隙	0.05～0.106	
13	活塞减摩环与气缸套		$\phi749^{\pm010}$ $\phi750^{+0.08}_{\pm}$	间隙	0.8～1.08	
14	活塞裙与气缸套		$\phi748.4^{\pm0.10}$ $\phi750^{0.08}_{0}$	间隙	1.50～1.7	
15	活塞头部与气缸套		$\phi244.5^{0}_{-0.50}$ $\phi750^{+0.08}_{0}$	间隙	5.5～6.08	
16	活塞环与环槽	第1～2道环	$14^{0}_{-0.03}$ $14^{+0.20}_{+0.27}$	间隙	0.27～0.33	0.8
		第3～5道环	$14^{0}_{-0.03}$ $14^{+0.16}_{+0.18}$	间隙	0.13～0.19	0.7
17	活塞环搭口	第1～2道环		闭合间隙	4.5±0.1	25
		第3～4道环		闭合间隙	6.5±0.1	27
18	刮油环与布油环		$20^{0}_{-0.04}$ $20^{+0.20}_{+0.15}$	间隙	0.15～0.24	0.7
19	活塞杆填料函密封环及刮油环搭口			总间隙	6	2.5
20	活塞杆与密封环			刮配	贴合	
21	排气阀摇臂滚轮与压块			间隙	0.05～0.10	
22	凸轮轴与轴承		$\phi225^{-0.14}_{+0.17}$ $\phi225^{0}_{-0.02}$	间隙	0.16～0.24	

1.7.5 各种螺母上转紧力矩（表4.1.10-63）。

表4.1.10-63 **各种螺母上紧力矩**

序号	螺母部位	扭紧力矩控制	
		用液压工具上紧油压 MPa	用扳手人工上紧角度 (°)
1	贯穿螺栓	70	315～360
2	气缸盖本体与气缸体连接螺柱	69	87～100
3	公共阀壳与气缸盖本体连接螺栓	49	11.5
4	连杆小端轴承连接螺栓	23.5～25	20.5
5	连杆大端轴承连接螺栓	38.5～40	44
6	活塞杆与方法兰连接螺母	51.5～52	5.4
7	主轴承压紧螺栓	45～50	23.3
8	推力轴承盖螺钉	23.5～25	20.5

注：①应以液压拉伸器上紧油压为准。
②液压工具损坏而必须人工上紧时，应先将螺母用扳手拧紧，然后松开，再轻轻拧紧，最后按表列角度上紧。
③拆卸螺母的油压不得超过上紧值的2.5～5 MPa

2 中速柴油机

2.1 PIELSTICK 中速柴油机系列

2.1.1 系列及主要性能参数

法国热机研究协会（SEMT）是法国大西洋船厂的一个附属机构，建立于1947年，从事高速与中速大功率柴油机的研究与设计。

1）1953年生产出第一台定名为PC 1的中速柴油机，用于陆上电站，1955年开始成批生产，并用作远洋货船的主机。1962年发展了可以使用重油的PC 2型机，单缸功率为342 kW（500 r/min）。1967年，PC 2的改良型PC 2-2型机问世，单缸功率提高到368 kW(520 r/min)。

日本石川岛播磨重工业公司(IHI)从1964年起专利生产PC 2型机，并与热机研究协会合作研制了变型机PC 2-2，PC 2-3，PC 2-4等，而以1970年合作完成的PC 2-5型最为突出，单缸功率提高到478 kW（520 r/min)。

2)1966年热机研究协会在研制PC 2-2型的基础上，将缸径由400 mm加大至480 mm，设计了所谓第二代的PC 3型中速机，1970年开始装船，1971年正式投产。

3)1970年又开始研制缸径为570 mm的第三代的PC 4型中速机，第一台12缸PC 4样机自1974年以来一直在石川岛播磨公司的相生船厂运转，用于发电。1976年法国大西洋船厂造的10 PC 4型第一号机组装上了汽车渡船。

这三代中速机的外型基本相似，只是尺寸不同，在研制过程中还不断吸取各自的成功经验，例如从PC 2-2发展为PC 2-5时，就吸收了不少PC 3型的改进成果。

4)为了提高PC 2-5型的性能，还曾研制过二级增压的PC 2-5 BTC型机，首台12 PC 2-5 BTC型机已于1977年装在协成汽船公司的23 000 DWT的货船上。

5)为了提高功率及降低油耗率，从1980年起又研制了PC 2-6型机，单缸功率比PC 2-5提高了75 kW，达到553 kW/cyl。同年又对各型PC机发展了经济型的“E”型变型，功率降低10%，可使耗油率降低3 g/(kW·h)。

6)80年代初期，鉴于低速机采用长行程而获得显著的经济效果，1982年热机协会先将其高速的PA 6型机（转速为1000 r/min）改为长行程的PA 6-CL型，使油耗率一下子降低了9 g/(kW·h)，因此进一步对一台2 PC 2-6机进行试验，将行程/缸径比从1.15增至1.37，即将其行程从460 mm，放长至550 mm，这就是PC 20机的前身。

7)1983年联邦德国MAK公司的中速机销量首次超过PC中速机，同时芬兰的WÄRTSILA中速机也迅速发展。面临强烈的竞争，法国热机研究协会于1984年宣称将推出全新的“第四代”长行程的PC系列机，即PC 20，PC 30和PC 40型中速机，其S/D为1.25～1.41，最高爆发压力提高到15～18 MPa，可大幅度降低油耗率。同样，这些第四代的中速机亦均有其经济型，即PC 20 E、PC 30 E和PC 40 E，通过适当降低转速和平均有效压力，可使燃油消耗率进一步降低。

PIELSTICK中速柴油机系列主要性能参数如表4.1.10-64所示。

表 4.1.10-64　　PC型中速柴油机系列主要性能参数

型　号	缸数	缸径 mm	行程 mm	行程/缸径	单缸功率 kW(PS)	转速 r/min	活塞平均速度m/s	平均有效压力 MPa	最高爆发压力 MPa	燃油消耗率 g/(kW·h) [g/(PS·h)]
PC 2-2	6~9 12~18	400	460	1.15	368(500)	520	7.97	1.47	9.3	204(150)
PC 2-3		400	460	1.15	393(535)	520	7.97	1.57		199(146)
PC 2-5	6~18	400	460	1.15	478(650)	520	7.97	1.91	12.5	199(146)
PC 2-5 BTC		400	460	1.15	625(850)	520	7.97	2.50	13	201(148)
PC 2-6/1	6~18	400	460	1.15	523(711)	520	7.97	2.09	13.8	186~189(137~139)
PC 2-6/2		400	460	1.15	552(750)	520	7.97	2.21	14.5	179~182(132~134)
PC 3	6~18	480	520	1.08	699(950)	470	8.15	1.89	12.5	204(150)
PC 4	6~18	570	620	1.09	1103(1500)	428	8.85	2.09	12.7	189(139)
PC 4-2	5~18	570	620	1.09	1215(1650)	400	8.27	2.26	13.8	171~175(126~129)
PC 20	6~9	400	550	1.37	607(825)	475	8.71	2.22	15.3	177(130)
PC 20 E	6~9	400	550	1.37	546(742)	450	8.25	2.14		171~174(126~128)
PC 30	5~9	425	600	1.41	736(1000)	450	9.00	2.31	18.3	160~166(118~122)
PC 30 E	5~9	425	600	1.41	662(900)	435	8.70	2.15		158~163(116~120)
PC 40	5~9	570	750	1.32	1215(1650)	350	8.75	2.17	15.3	163~169(120~124
PC 40 E	5~9	570	750	1.32	1092(1485)	338	8.45	2.03		160~166(118~122)
PC 4-2 E	5~18	570	620	1.09	1105(1500)	400				

2.1.2　结构简介

PC系列中速柴油机均为四冲程、大功率、涡轮增压柴油机。

2.1.2.1　PC 2-5 型柴油机

PC 2-5 型机的总体结构如图 4.1.10-44 所示。

机架是钢板和铸钢件焊接的整体箱式结构，每两个V型气缸合用一块铸钢件。(图 4.1.10-45)

悬挂式主轴承，带有可移动的上轴承盖。轴瓦是薄壁钢背铜铅合金，合金层厚 0.7 mm，其上镀 0.04 mm的铅锡合金，轴瓦外表面还镀一层 0.01~0.02 mm厚的锡，使瓦背与机座轴承孔能很好地贴合。

缸盖为FT 25 铸铁整体铸造结构，呈对称八角形，冷却腔分上下两部分，中间有横隔板，加强了刚性，又提高冷却效果。缸盖上有进、排气阀各两只，中央一只喷油器，另有起动阀、安全阀和示功阀各一只。排气阀带阀壳，阀杆上部有转阀机构，每行程转动一下。排气阀及阀座用耐热的铬钼硅合金制造，阀壳则用特种的耐热铸钢制造，在阀头和阀座面上再堆焊“司太立”合金。

缸套为钻孔冷却式，使活塞顶环的环槽温度低于 200℃。缸套内表面经过轻微珩磨或车成波纹面，保证缸套的储油性能及磨合性能。

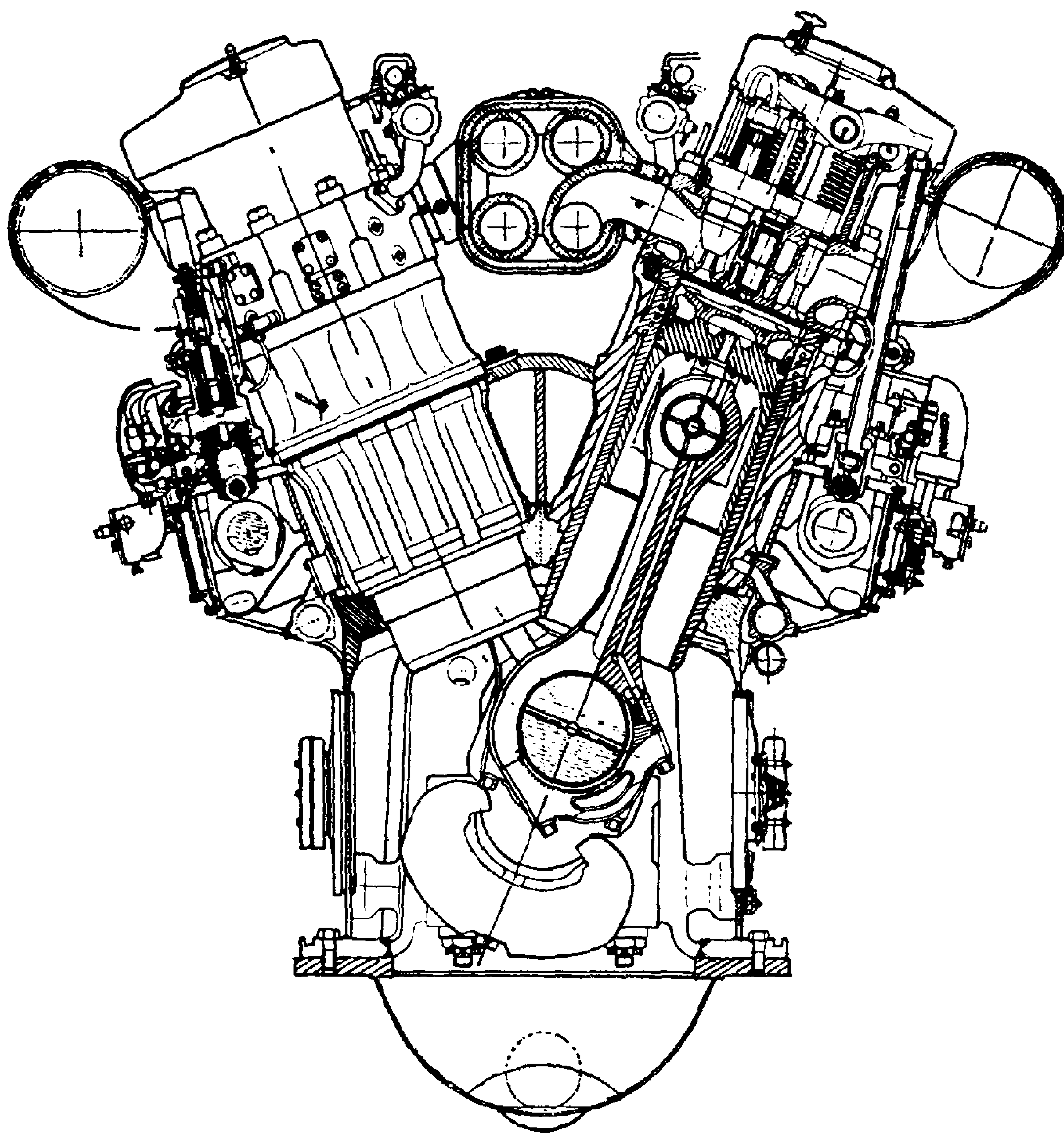


图 4.1.10-44 PC 2-5 柴油机横剖面图

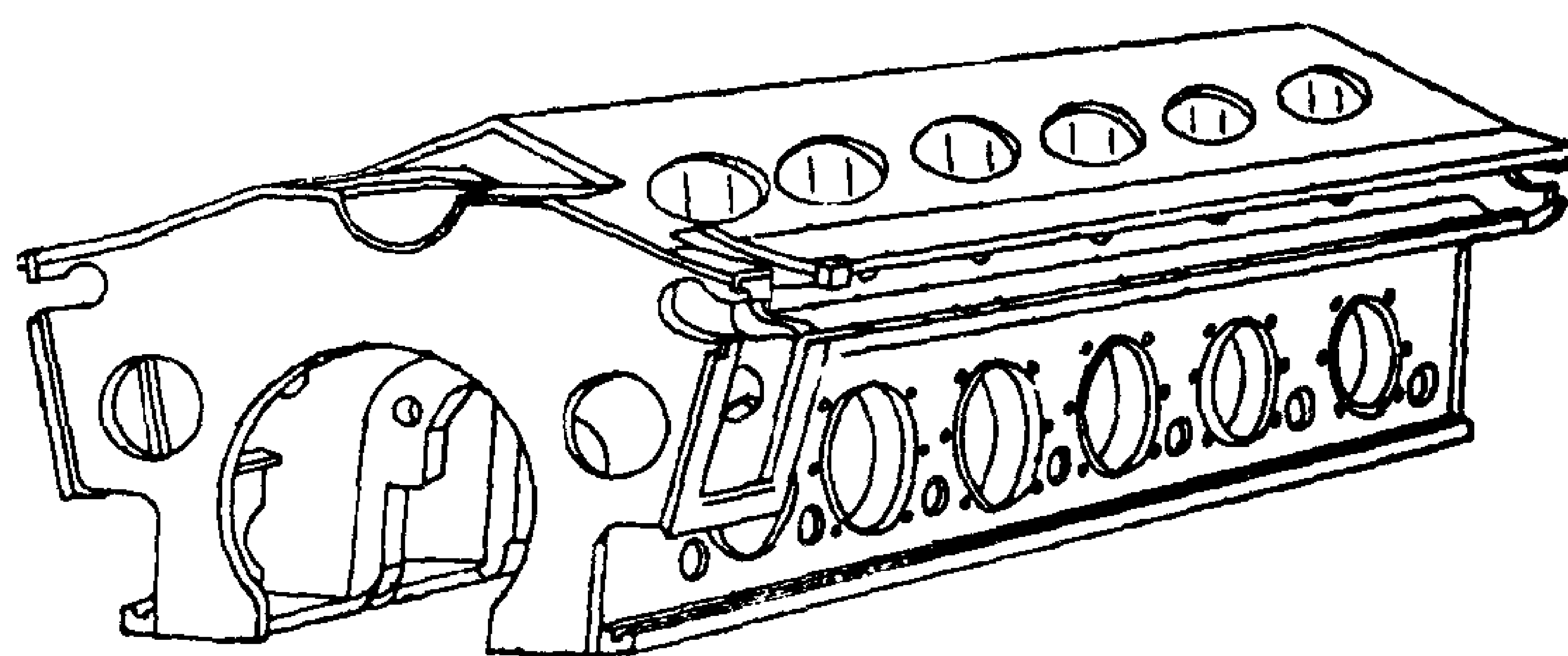


图 4.1.10-45 PC 2-5 柴油机机架示意图

钢顶铝裙组合式活塞用滑油“振荡冷却”。活塞上装有 4 道气环和 2 道油环，顶环表面镀铬，上面开有周向油槽以便很好存油，其它几道气环表面镀铜以得到良好的磨合性能。

连杆用铬钼钢模锻，工字形截面。使用单独的可互换的车用连杆，大端采用 40°斜切口、锯齿定位。杆身钻有油道。大端轴瓦是薄壁三层合金，小端轴承则采用双层合金，即在小端衬套内表面浇以铜铅合金和耐磨的铅锡层。

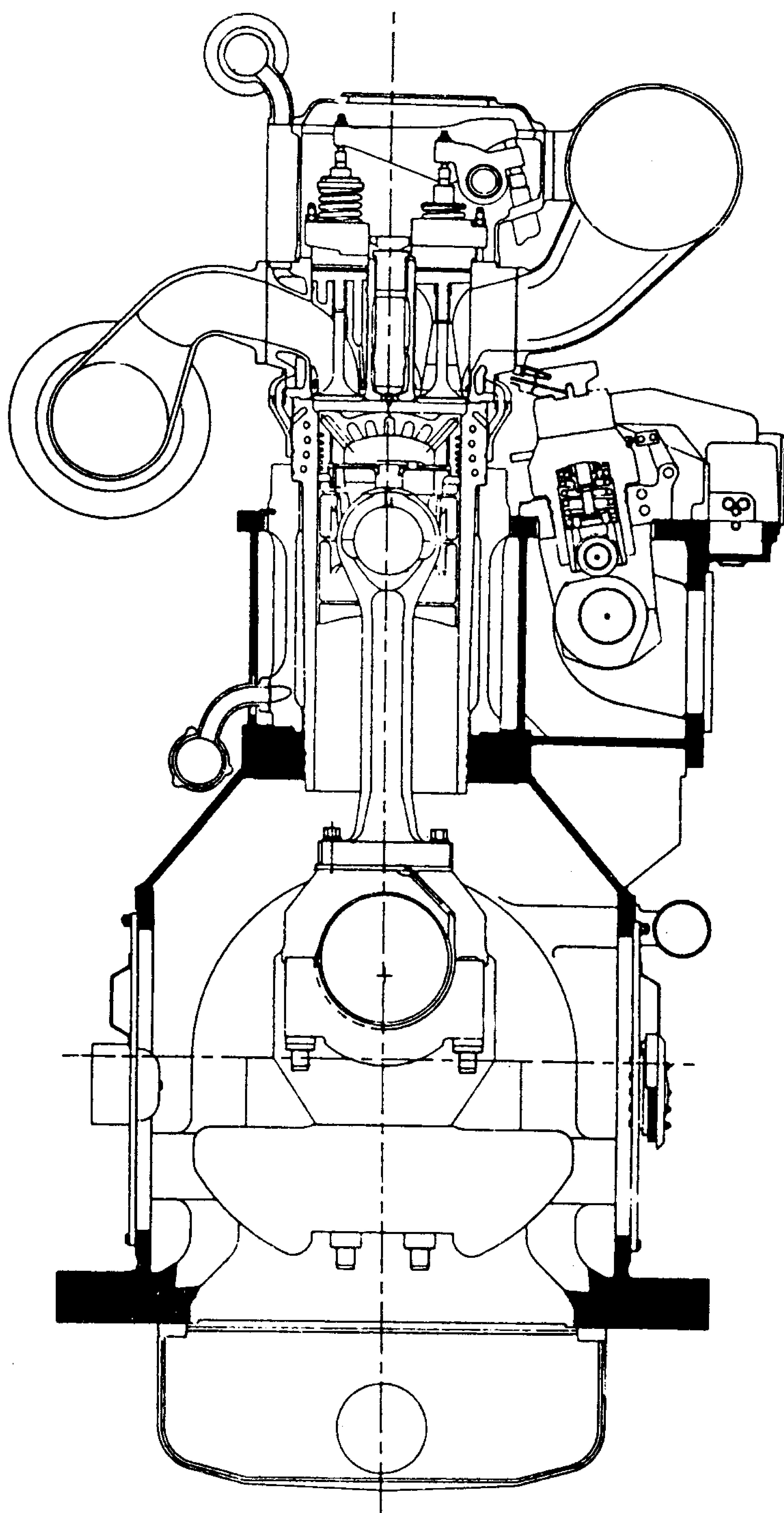


图 4.1.10-46　PC 30 L型机的横剖面图

曲轴由铬钼钢整体连续纤维锻造（R-R锻造），提高了强度。每档曲柄都有平衡重。在曲轴自由端法兰上安装飞轮减振器。

“斜槽”式喷油泵，利用高压油管直接通过气缸盖孔道而连接到焊接结构的喷油器上（图4.1.10-46），大大缩短了油管长度，因而提高了燃油的喷射速度和喷射压力，避免了燃油管道的压力回波，降低了油耗率。

采用脉冲式增压，配以高效的BBC-4型增压器。为了提高PC 2-5型机的性能，改用了二级增压，配有一台低压级和两台高压级的增压器，使功率增大了30%。以后，为了限制爆压的的剧增，将压缩比降至9.5，但造成了起动困难，故而又采用增压补燃系统。

2.1.2.2 其它系列的PC型柴油机

PC系列的各类机的基本结构相近，仅就与PC 2-5型机不同的结构作一简要介绍。

PC 3和PC 4型机的机架采用整体铸钢焊接件，直列式的PC 20 L型机则是铸造结构。PC 3和PC 4型取消了上轴承盖，使得在不拆下平衡重块的情形下就可拆卸轴瓦。

PC30的气缸盖由球墨铸铁制成，它的冷却流道布置合理，故喷油器不需冷却。

PC 30型机的活塞采用钢头和球墨铸铁裙组合式，活塞顶部为钻孔冷却(油冷)，而PC 4型机的活塞上只装1道油环。

PC 30和PC 40型机的连杆采用三件组合式的船用型，以便降低活塞的拆卸高度和简化加工过程。

在PC 40型机中，发展了一种MPC增压系统，它可使柴油机在部分负荷时增大过量空气，增压器有最佳匹配而无喘振危险，并维持柴油机在各种负荷下的爆压不变。

图4.1.10-46～49所示分别PC 30 L型机的横剖面图以及有关机型的排气阀、气缸盖和活塞结构。

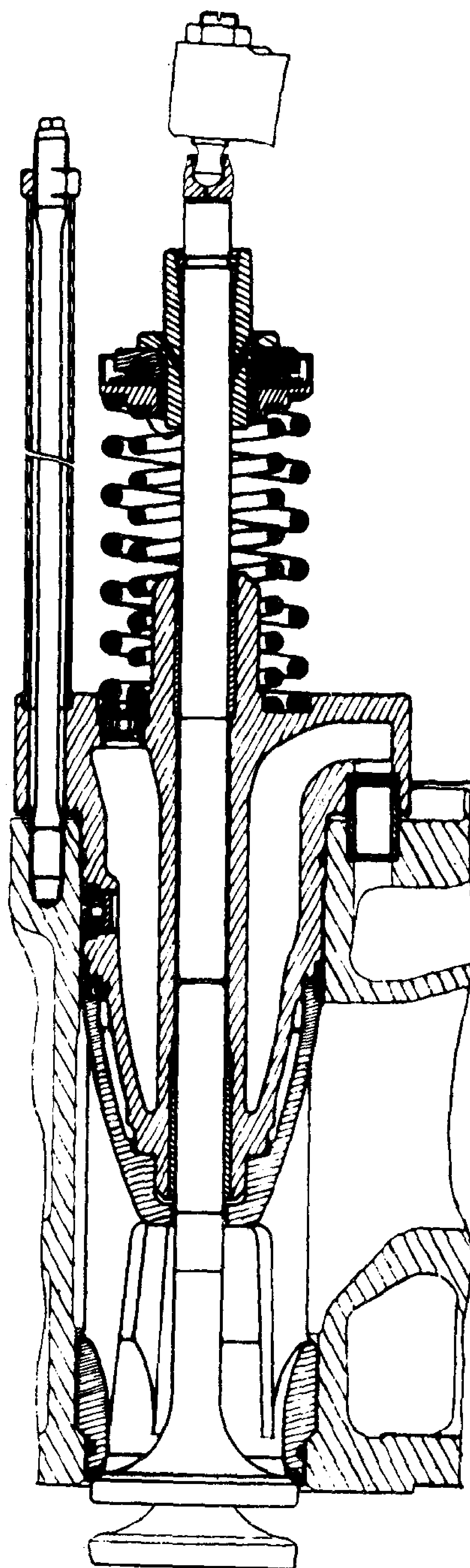


图4.1.10-47 PC型机排气阀

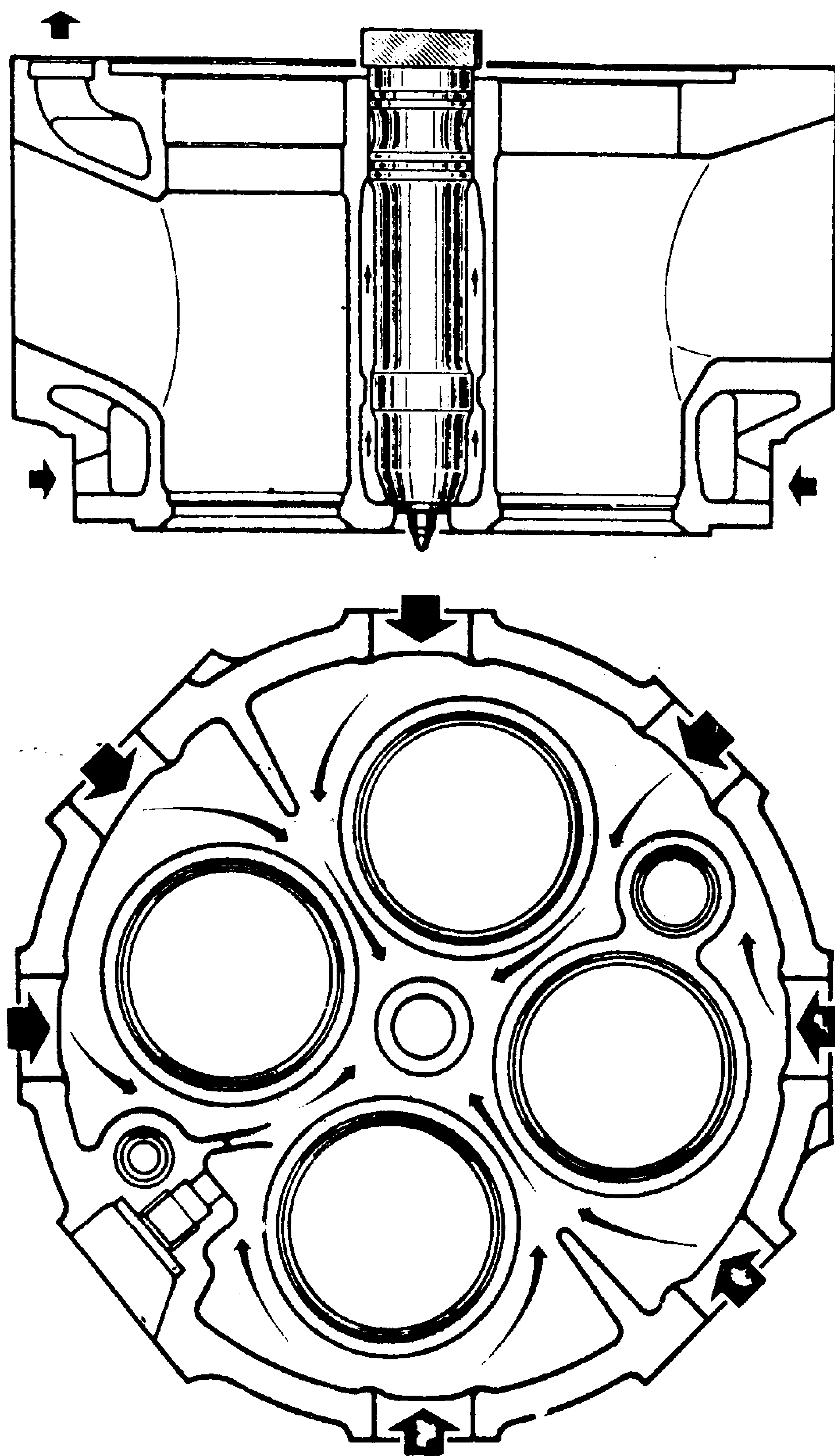


图 4.1.10-48　PC 30 型机气缸盖

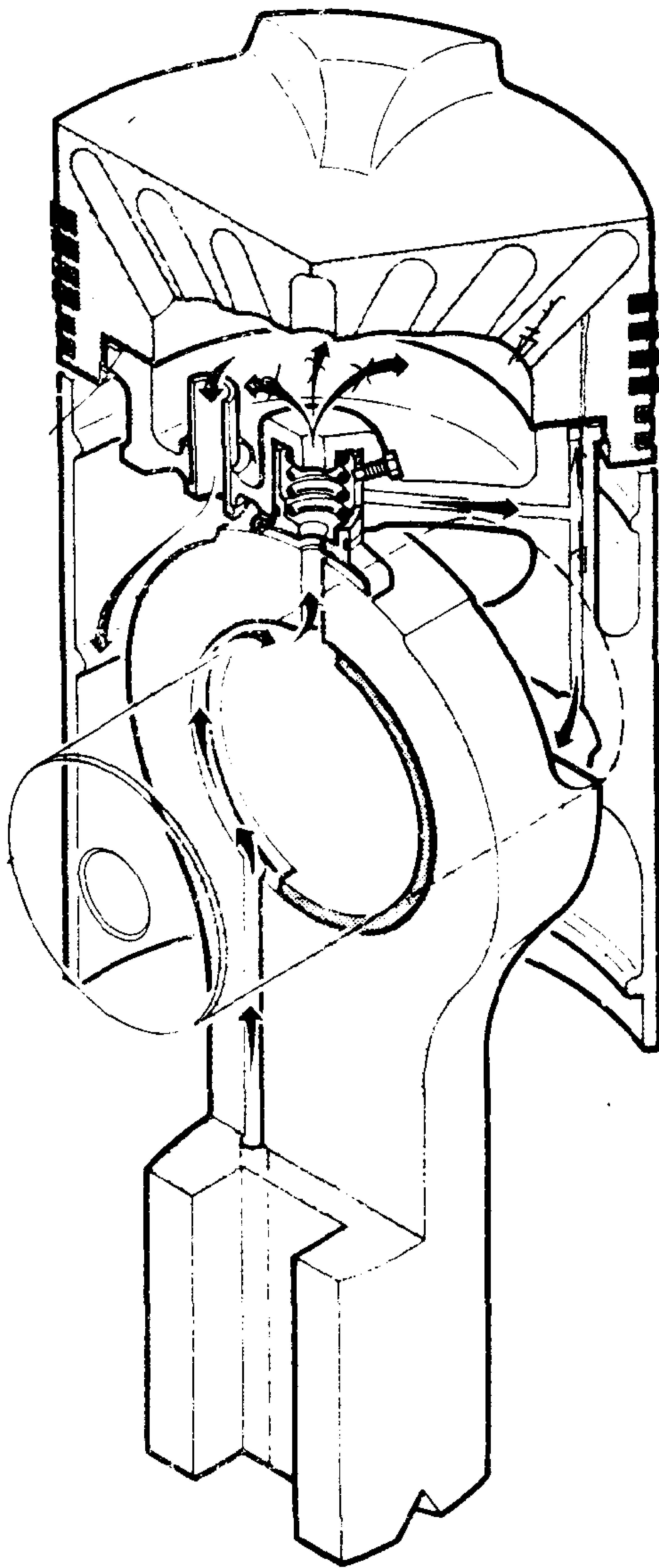


图 4.1.10-49　PC 30 型机活塞

2.1.3　运转管理标准

2.1.3.1　运转参数

PC型中速柴油机主要运转参数如表 4.1.10-65 所示。

表 4.1.10-65　**PC型中速柴油机主要运转参数**

项目 \ 压力MPa, 温度℃ \ 机型			PC 2-2	PC 2-5 L	PC 2-5 V
气缸冷却水	压力	正常	0.2～0.35	0.15～0.35	0.25～0.35
		报警	0.15		0.15

续上表

项目			压力MPa，温度℃	PC 2-2	PC 2-5 L	PC 2-5 V
气缸冷却水	温度	进口	正常	50～60	70～75	70～75
		出口	正常	60～70	80～85	80～85
			报警	75	92	92
			停车	80	95	95
喷油器冷却水	压力		正常	0.2～0.3	0.2～0.3	0.2～0.3
			报警	0.15		0.15
	温度	进口	正常	60～70	55～75	40～50
		出口	正常			45～50
			报警			80
主滑油	压力		正常	0.5～0.6	0.42～0.65	0.5～0.6
			报警 停车	0.42 0.35	0.42 0.35	0.42 0.35
	温度	进口	正常	50～60	45～65	50～60
			报警	65	65	65
		出口	正常	60～70	60～70	60～70
			报警	75	75	
摇臂滑油	压力		正常	0.05～0.12	0.05～0.12	0.10～0.12
			报警	0.03	0.03	0.08
增压器滑油	压力		正常	0.06～0.1	0.06～0.1	
			报警	0.05	0.05	
			停车	0.04	0.04	
	温度		正常	40～65		70～80②
			报警			82
排气①	气缸后温度		正常		400～470	370～450
			最大		500	550
	涡轮前温度		正常		525～575	470～550
			最大		650	620
扫气	压力					0.14～0.18
	温度		正常	50	50	40～55
			报警			65
燃油	进机压力		轻油	0.05～0.25	0.05～0.25	0.2～0.4
			重油	0.15～0.3	0.15～0.3	0.3～0.4

注：①各缸排气温差 50～70℃，最大不超过 70℃。

②表中的数字是压气机端的数据，涡轮端则为 90～100℃，报警温度 102℃。

2.1.3.2　装配间隙与磨损极限

PC型中速柴油机主要零部件装配间隙与磨损极限如表 4.1.10-66 所示。

表 4.1.10-66　　PC型中速柴油机主要零部件装配间隙与磨损极限 mm

项目 \ 间隙 \ 机型	PC-2			PC 2-5 V		
	设计间隙	允许间隙	磨损极限	设计间隙	允许间隙	磨损极限
曲轴与主轴承	0.35~0.40	0.55	0.60①	0.35~0.458		轴承表面 1/3 可见铜铅涂层
曲柄销与连杆轴承	0.35~0.40	0.55	0.60①	0.35~0.458		同上
曲柄与轴承端(轴向)	0.18~0.26		0.50①	0.18~0.26		0.40
活塞销与连杆轴承	0.25~0.30	0.35	0.40			
活塞销与活塞销孔	0.005~0.03		0.15	0.005~0.032	0.09	0.12
缸套直径最大增量			2		2	2.2②
活塞环 气环 天地间隙 第 1 道	0.15~0.165		0.5	0.213~0.248	0.35	0.55
活塞环 气环 天地间隙 第 2 道	0.12~0.155		0.5	0.213~0.248	0.35	0.55
活塞环 气环 天地间隙 第 3、4 道	0.07~0.085					
活塞环 气环 搭口间隙 第 1 道	2			2~2.4	3.2	5.5
活塞环 气环 搭口间隙 第 2 道	1.7			1.7~2.1	3.1	8
活塞环 气环 搭口间隙 第 3、4 道	1.7			1.7~2.1		8
活塞环 刮油环 天地间隙	0.06~0.075					
活塞环 刮油环 搭口间隙	1.7~2.1			1.7~2.1	2.7	7.5
摇臂与阀杆	1~1.3			1~1.3		
阀杆与导管 上导管	0.10~0.16		0.6、0.4 导管 0.2 阀杆	0.06~0.094	0.25	0.4
阀杆与导管 下导管				0.10~0.161	0.5	0.8
摇臂的与轴承				0.144~0.079	0.4	0.6
凸轮传动齿轮齿隙	0.20~0.40					
凸轮轴与轴承	0.07~0.10		0.25			
曲轴开档差	0.056	0.114	0.17	0.05	0.10	
备　　注	①当轴承表面的 2/3 可见到铜铅涂层，则需换新。轴瓦一般在 20 000 工作小时后要换新			②从缸套顶端向下 110 及 900 mm处纵向及横向直径测量的最大磨损量。		

2.2　MAN中速柴油机系列

2.2.1　系列及主要性能参数

MAN公司早在第二次世界大战期间曾大量生产大功率中速柴油机，用作潜艇及护卫舰主机，如M6V 40/46 型中速机。1957 年开始设计战后“第一代”大功率中速机(40/54 型)，直到 1964 年才正式投产，1965 年装船使用。1966 年底又开始设计“第二代”大功率中速机——52/55 型，1970 年为集装箱船造了第一台 18 缸的V 9 V 52/55 型机。以后又发展了它们的变型 40/54 A型机和 52/55 A型机。早期对直列式机组称为R-V型，V型机组称为V-V型，

从 1974 年起重新加以命名，直列机组统称为L型和L-A型，V型机组统称为V型和V-A型。1976 年该公司又宣布了一种新的L-V 40/45 型高性能四冲程中型中速机，企图取代老式的行程较长的L-V 40/54 A型机，而且由于其转速为 600 r/min，更适于 50 和 60 Hz发电用。

1970 年起联邦德国与瑞士合作研制当时缸径最大的中速机MAN-SULZER V 65/65 型机，于 1975 年制出样机，但该机并未投入批量生产。

1984 年还曾推出过油耗较低的 52/55 B型机。1986 年MAN公司与日本三菱重工共同开发出大口径的L 58/64 中速机，其油耗率低达 167 g/(kW·h) [123 g/(PS·h)]。

表 4.1.10-67 所示为MAN中速柴油机系列主要性能参数。

表 4.1.10-67　MAN中速柴油机系列主要性能参数

型　号	缺数	缸径 mm	行程 mm	行程/缸径	单缸功率 kW(PS)	转速 r/min	活塞平均速度m/s	平均有效压力 MPa	最高爆发压力 MPa	燃油消耗率 g/(kW·h) [g/(PS·h)]
40/54	6～9 L, 12～18 V	400	540	1.35	412(560)	430	7.74	1.69	11.8	209(154)
40/54 A	同上	400	540	1.35	460～500 (625～680)	450	8.1	1.81～1.82	12.8	208(153)
40/45	同上	400	450	1.13	552(750)	600	9.0	1.94	13.9	201(148)
					607(825)	500/514	7.5～7.7	2.08～2.14	14.5	188(138)
52/55	689 L, 12～18 V	520	550	1.05	736(1000)	430	7.88	1.76	11.8	207(152)
52/55 A	同上	520	550	1.05	775(1055)	450	8.25	1.77	12.5	198(146)
52/55 B	同上	520	550	1.05	883(1200)	450	8.25	2.02	14.5	179(132)
52/55 B	6～9 L	520	550	1.05	985(1340)	500	9.16	2.02		
52/55 B	10～18 V	520	550	1.05	775(1055)	450	8.25	1.77		
L 58/64	6～9 L	580	640	1.10	1215(1650)	428	9.13	2.02	14.5	174(128)

2.2.2　结构简介

L-V 40/54(40/54 A)及L-V 52/55(52/55 A)型中速机为四冲程、废气涡轮增压、筒形活塞式柴油机。它们的总体结构分别示于图 4.1.10-50、51。

直列式的机身由机架与机座构成，其间以螺栓连接，曲轴正置在机座上。V型机的机身则是将机架、机座与油底壳等浇铸成一个U形的刚性整体。机身均由铸铁铸造。

主轴承及大端轴承的轴瓦都是三金属式薄壁结构。

优质铸铁制成的气缸盖(52/55 A后期的气缸盖也可用球墨铸铁制造)做成双层结构，其上设进、排气阀各两个。排气阀壳和阀座均用水冷却，排气阀上装有转阀机构。

气缸套用特种耐磨铸铁制成。在L型机上，气缸套是装在机架内，而V型机则装在气缸体内。52/55 型机的缸套上端采用钻孔冷却。

活塞是钢顶铝裙组合式结构，活塞顶用滑油振荡冷却。

L型机中采用并列式连杆，杆身为圆形截面。而在V型机中，则采用“关节式”连杆，主、副连杆都是H形截面。连杆都制成空心的，以便将滑油通过一止回阀而输送至活塞。

曲轴由合金钢整体锻成，曲轴的中空通道将来自主轴承的滑油导送至连杆。

L-V 40/45 的结构特点与以上机型基本相同，只是曲轴箱用铸铁整体铸造，其上装有倒

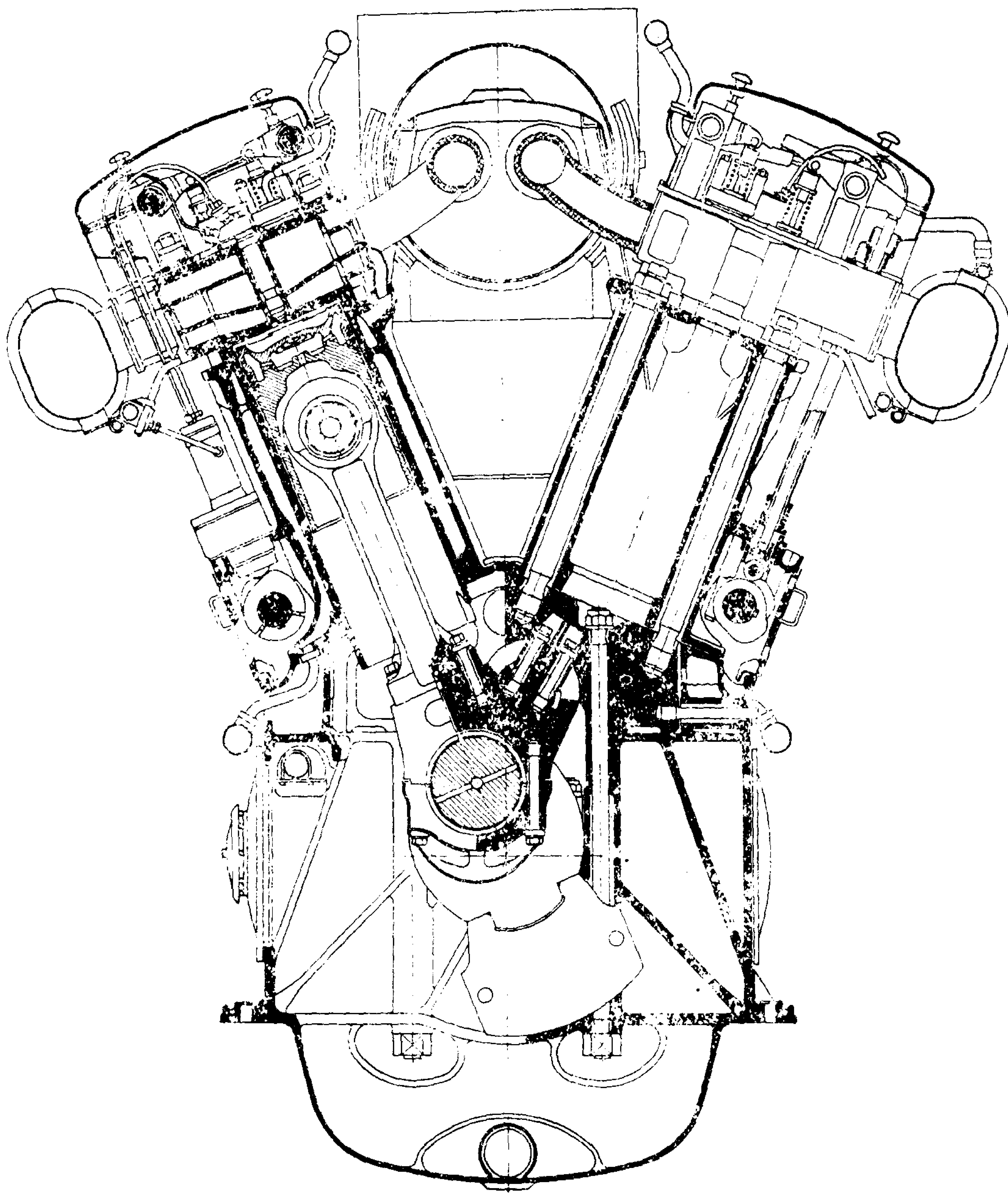


图4.1.10-50 MAN 40/54型柴油机横剖面图

挂式主轴承，气缸盖由球墨铸铁制成，连杆均采用并列车用式。

早期的MAN中速柴油机均采用脉冲增压方式，为了降低燃油消耗率及改善发动机性能，L-V 40/54 A型和52/55 A型后期均从脉冲增压改为定压增压，此后L-V 40/45型及L 58/64型均采用定压增压方式。

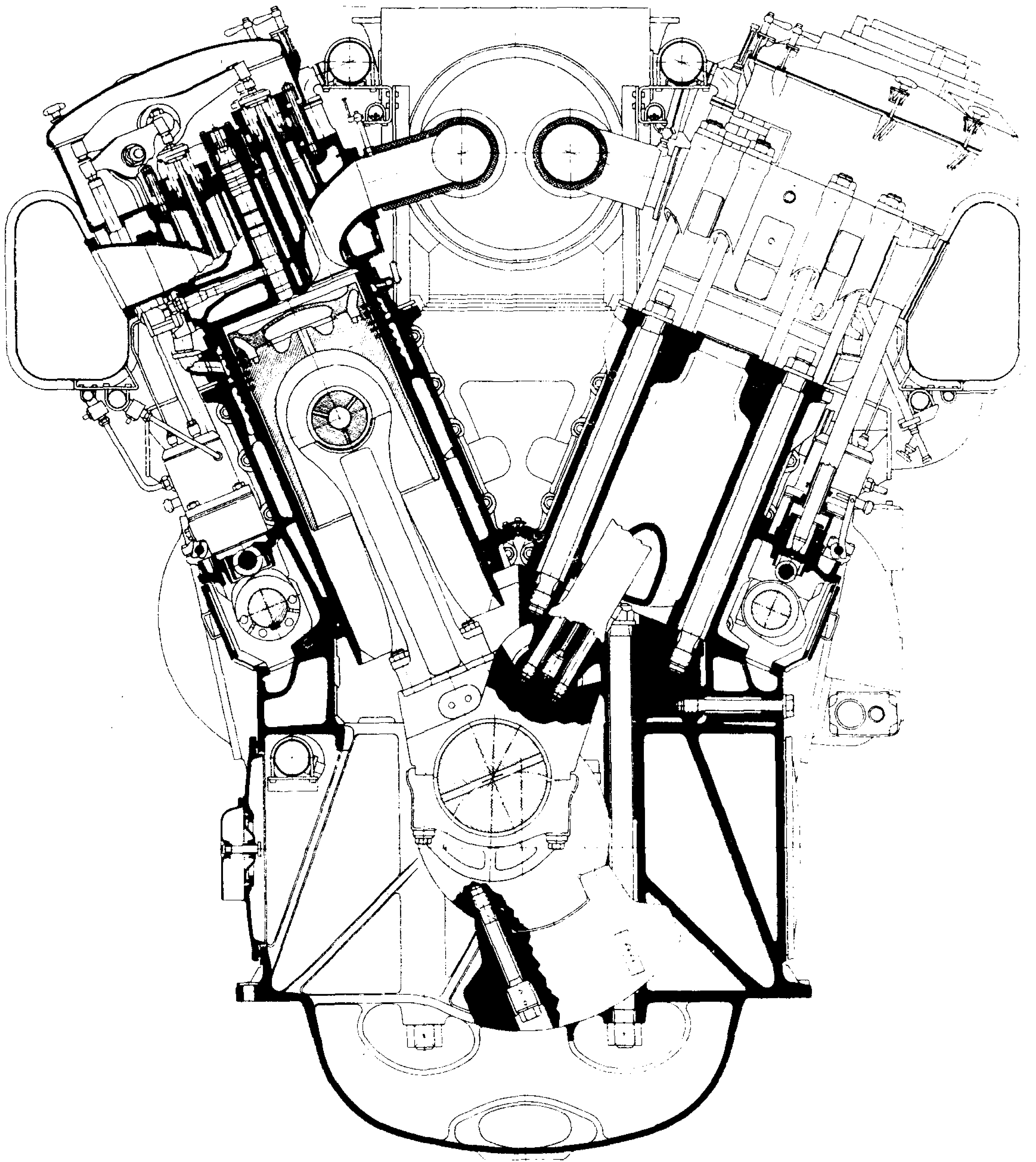


图 4.1.10-51　MAN 52/55 型柴油机横剖面图

图 4.1.10-52、53、54 所示为它们的机架、活塞和连杆结构。

2.2.3　运转管理标准

2.2.3.1　运转参数

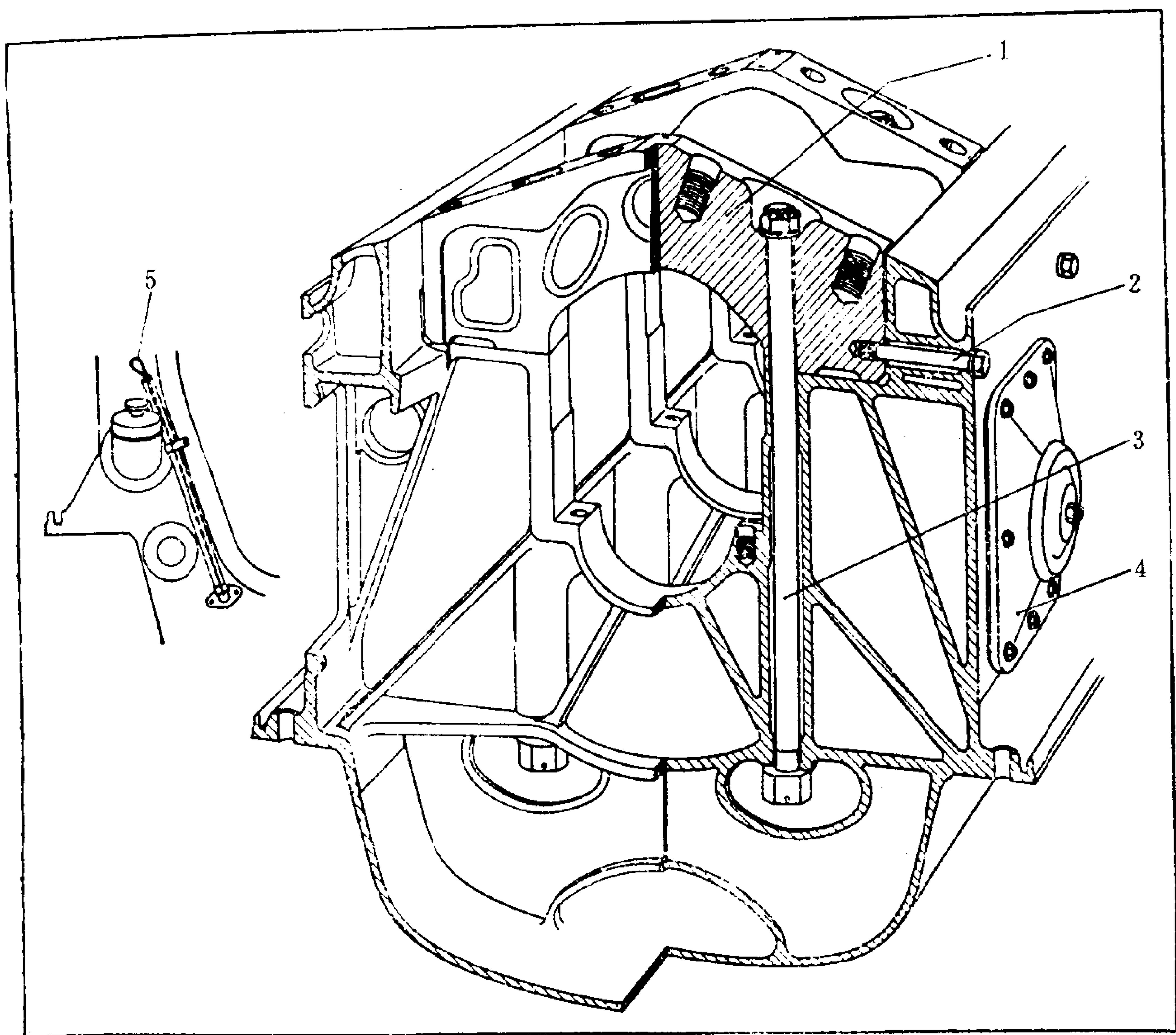


图 4.1.10-52　MAN 40/54 型柴油机机架

表 4.1.10-68 所示为MAN中速机主要运转参数。

表 4.1.10-68　**MAN中速机主要运转参数**

压力MPa 温度℃ 机型	气缸冷却淡水			主润滑油			汽轮机油	排气	
	温度		压力	温度		压力	压力	温度	
	进口	出口		进口	出口			气缸后	涡轮进口前
RV 40/54	70～75	80～85	0.15～0.2		70	0.4	0.12～0.14	400～500	520～570
LV 40/54(用柴油) (用重油)	60 70	70 80	0.25						
40/54 A	70	80	0.25	50	60	0.4	0.15	480①	550
RV 52/55	70～75	80～85	0.2～0.25	50～55	60～65	0.35	0.13～0.15	460	580
GV 23.5/33	50～60	60～70	0.1～0.15	40～50	55	0.2		400～420	
GV 23.5/33 A	≤70	80～85	0.1～0.25		≤65	0.2～0.25	0.07～0.08		
GV 30/45		≤70	0.2		≤65	0.15～0.2 (不低于 0.08)			
RV 16/18		80～90		65	85	0.3～0.45			
D 2156 HM		80～85				0.3～0.4			

注：①此数为平均值，各缸数据值可在±50℃范围。

2.2.3.2　装配间隙与磨损极限

表 4.1.10-69 为MAN中速机主要零部件装配间隙与磨损极限。

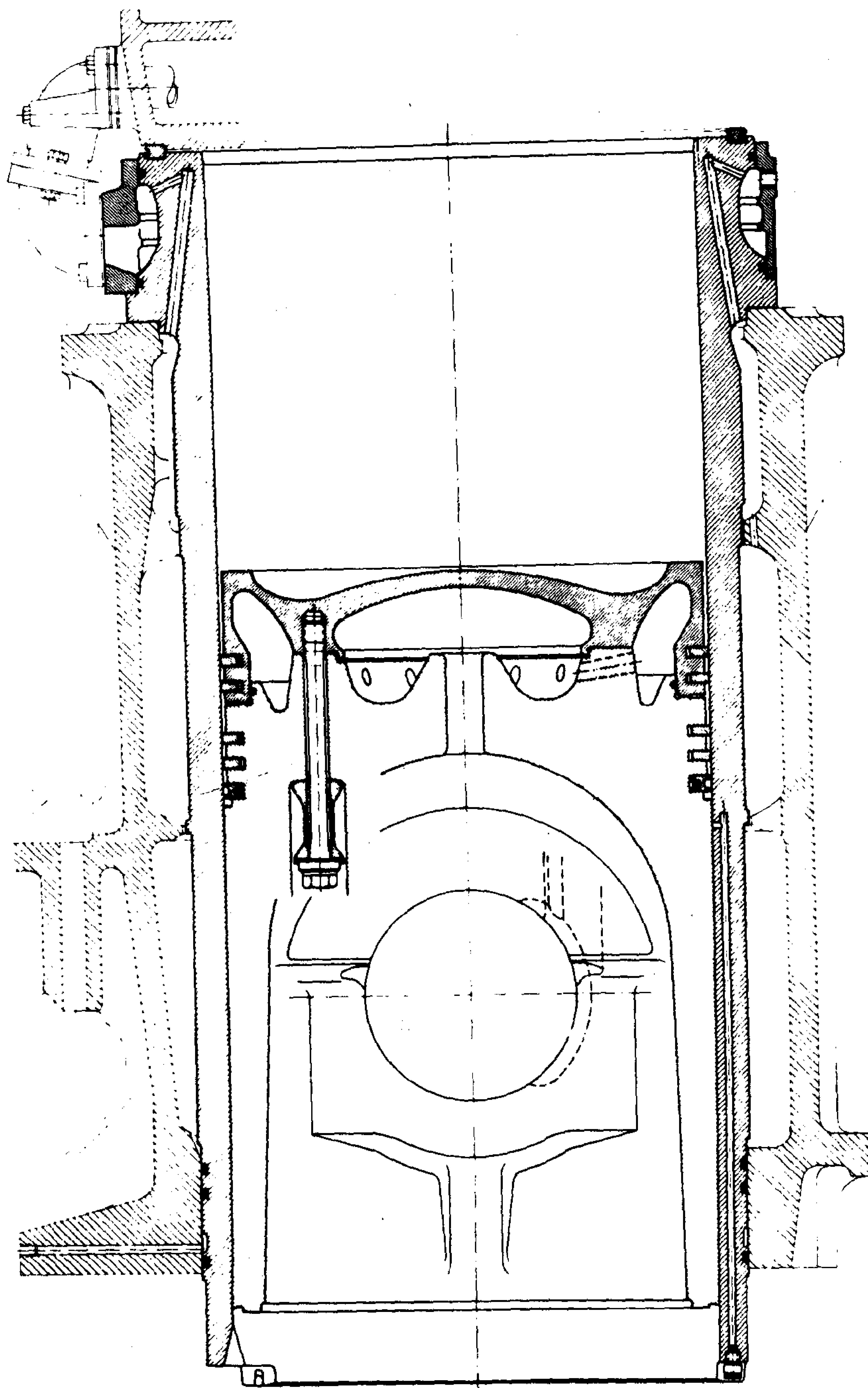


图4.1.10-53 MAN 52/55型柴油机缸套和活塞

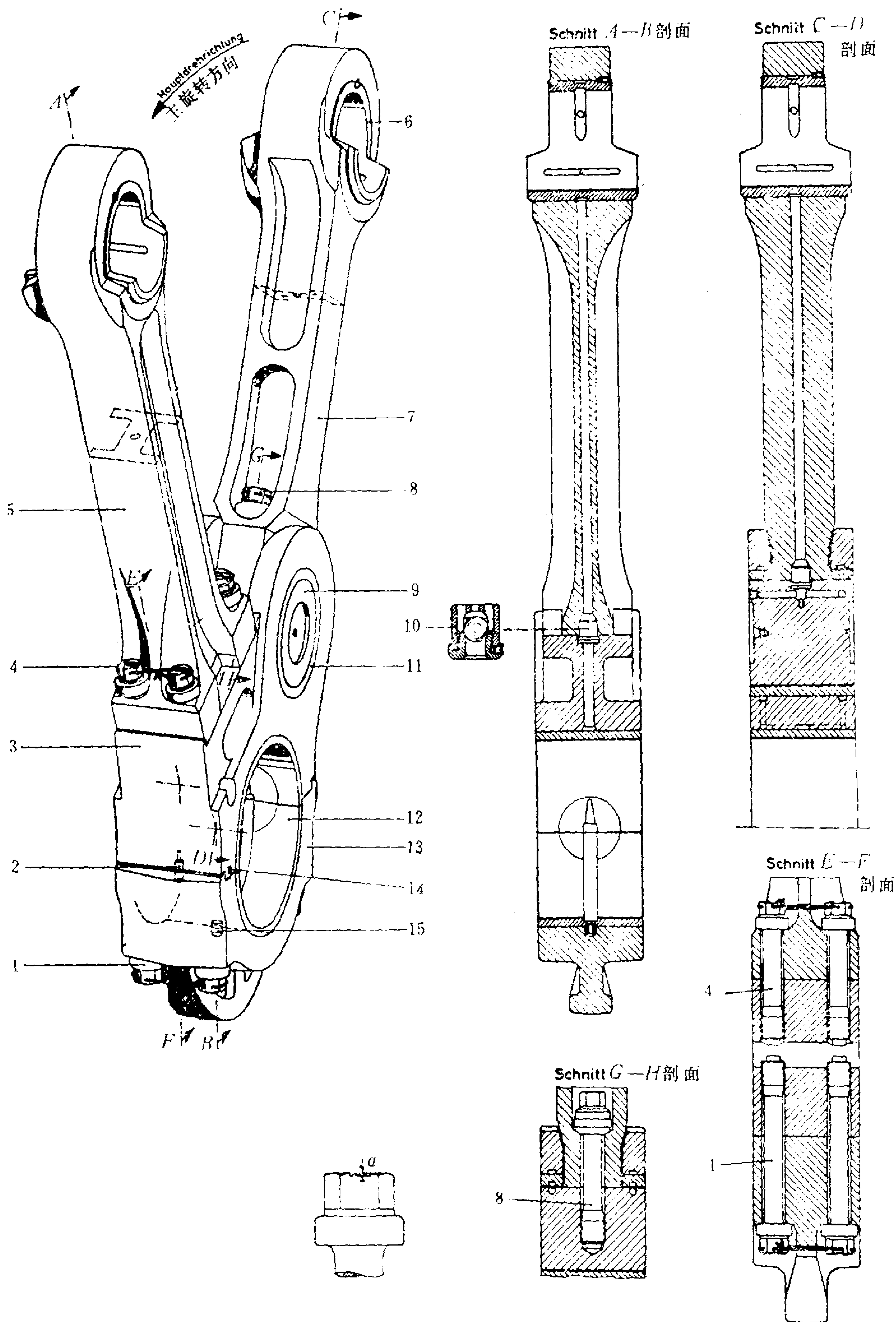


图 4.1.10-54　MAN 40/54 型柴油机的关节连杆

表 4.1.10-69

MAN中速机主要零部件装配间隙与磨损极限 mm

项目 \ 机型 / 间隙			RV 40/54		V 40/54 A		RV 52/55		RV 16/18		GV 30/45		GV 22/33 A		GV 23.5/33 A		$GV^{23.5/33}_{23.5/33}AL$	
			装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限
曲轴与主轴承			0.34~0.41	0.60	0.34~0.44	0.60	0.45~0.55	0.80	0.11	0.25	0.18~0.24	0.30	0.1~0.15	0.25	0.15~0.18	0.25	0.15~0.18	0.25
曲轴与定位轴承(轴向)			0.24~0.42	0.60	0.29~0.47	0.60	0.45~0.65	0.80	0.16	0.50					0.1(单边)	0.25(单边)	0.1(单边)	0.25(单边)
曲柄销与连杆轴承			0.30~0.40	0.60	0.25~0.35	0.60	0.45~0.60	0.80	0.11	0.25	0.18~0.23	0.30	0.10~0.15	0.25	0.15~0.20	0.30	0.12~0.18	0.25
活塞销与连杆轴承	径向		0.19~0.23	0.40	0.19~0.26	0.40	0.20~0.30	0.50	υ.071	0.15	0.10~0.14	0.30	0.05~0.10	0.25			0.08~0.12	0.25
	轴向		0.60~1.2		0.60~1.2		0.60~1.2	2.0										
活塞销与活塞销孔									0	0.1					0	0.05	0.05~0.16	
活塞环	天地间隙	第1道	0.26~0.29	0.50	0.26~0.30	0.50	0.29~0.33	0.60	0.09	0.25					0.10~0.14	0.40	0.10~0.12	
		第2道					0.29~0.33	0.60	0.06	0.25					0.08~0.12	0.40	0.08~0.10	
		第3道			0.26~0.29	0.50	0.15~0.20	0.40	0.04	0.25					0.06~0.12	0.40		
		第4道	0.11~0.14	0.30	0.11~0.15	0.30												
		刮油环	0.13~0.16	0.30	0.13~0.16	0.30	0.13~0.17	0.40	0.04	0.25					0.03~0.08	0.15		
	搭口间隙	第1道	2.2~2.6	镀层磨去即换	1.3~1.7	镀层磨去即换	2.0~2.55	镀层磨去即换 10	0.65		1.6	2.6			1.25~1.5	5	1.6	5
		第2道	1.8~2.2							2	1.2				0.9	4	0.8	
		第3道		8	2.5~3.1	8						2.2						
		第4道			2.5~3.1													3.2
		刮油环	2.1~2.5	8	2.1~2.5	8	2.7~3.2	10	0.45	2	1	2						
压缩室高度					17										6		6	
曲轴开档差	营运中		0.05	0.10			0.07	0.12			0.03	0.05			0.03	0.07	0.03	0.07
	立刻调整			0.15		0.15		0.18				0.10				0.10		0.10

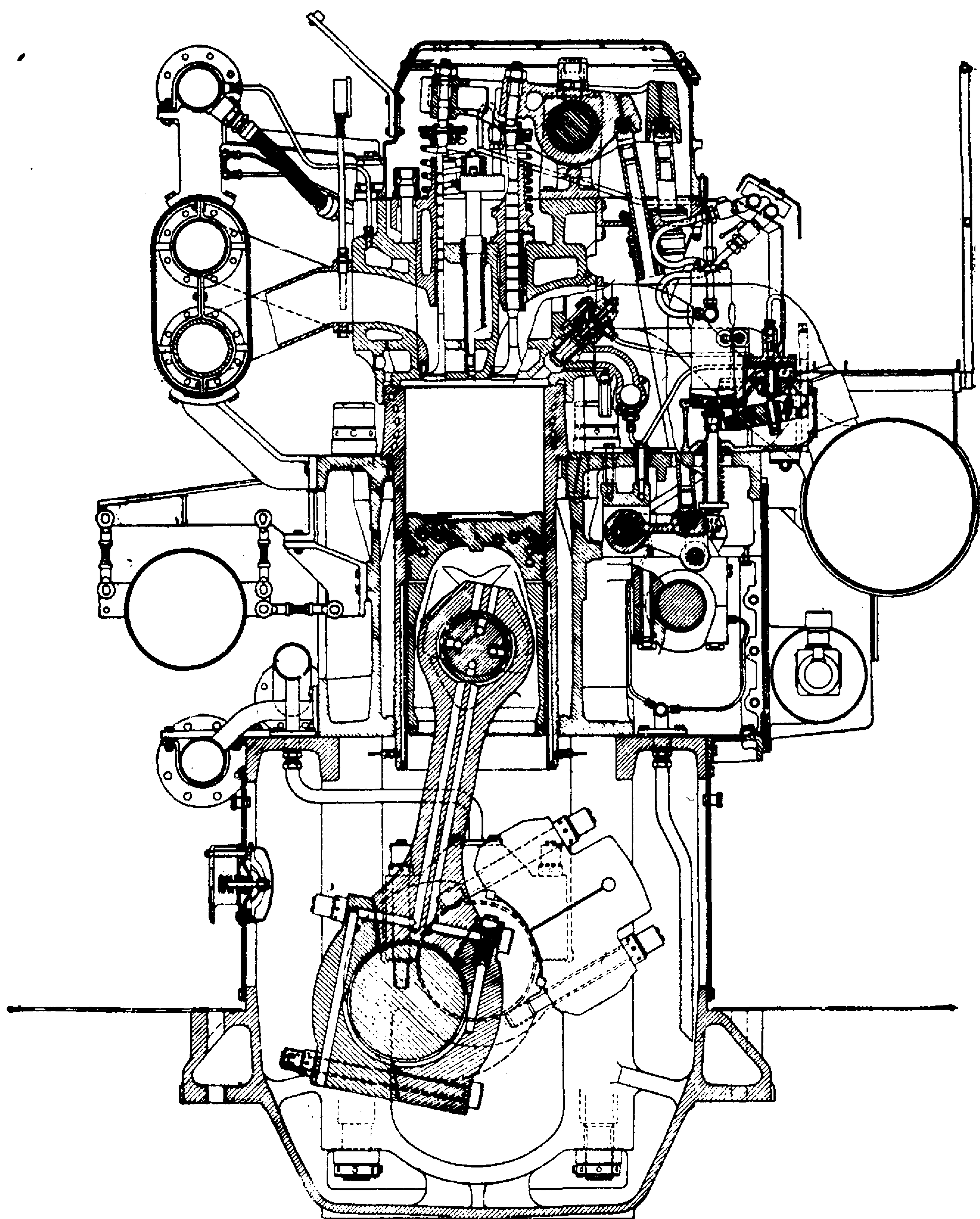


图 4.1.10-55　TM 410 型柴油机横剖面图

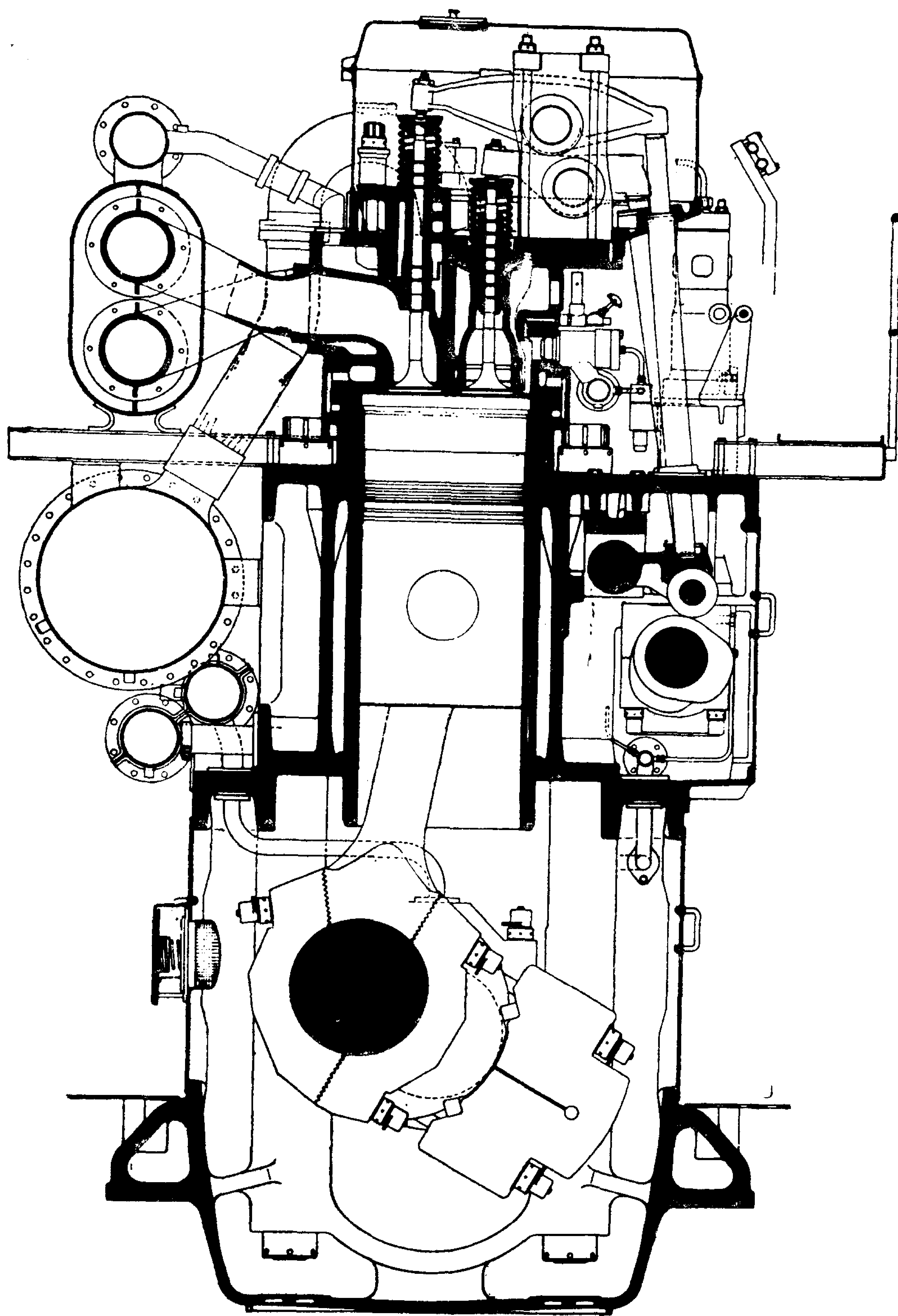


图 4.1.10-56　TM 620 型柴油机横剖面图

2.3 荷兰SWD公司TM型中速柴油机系列

荷兰斯托克-韦克斯普柴油机公司(STORK-WERKSPOOR DIESEL CO. Ltd.)于1969年由斯托克柴油机公司和韦克斯普柴油机公司合并而成。

1963年开始设计研制TM 410型四冲程大功率中速柴油机，于1968年生产出第一批直列式TM 410机。1972年又开始设计大缸径的TM 620型机，于1974年完成试制。TM 410型机最初单缸功率为375 kW(500 r/min)，后经改进，单缸功率增至563 kW (600 r/min)，最新的TM 410 D型又将单缸功率提高至633 kW(600 r/min)。TM 620型机初期的单缸功率为1275 kW (428 r/min)，最近改进后的TM 620 C型已将单缸功率提高到1444 kW (425 r/min)。

2.3.1 TM型中速柴油机的主要性能参数(表4.1.10-70)

2.3.2 结构简介

图4.1.10-55、56所示为TM 410、TM 620型机的总体结构。

机体由U型机座和气缸体两大(片状石墨)铸铁件组成，通过两排贯穿螺栓紧固在一起，干式油底壳与机座铸成一体。曲轴为下支承式，以期能比悬挂式曲轴箱有更好的刚度。主轴承装有薄壁钢背铜铅轴瓦，表面镀铅锡层。

珠光体铸铁缸盖采用双层底结构，缸盖上有两个进气阀，阀导管和阀座直接装在缸盖上。两个排气阀装在水冷的阀壳内，阀座表面覆以“司太立”合金。

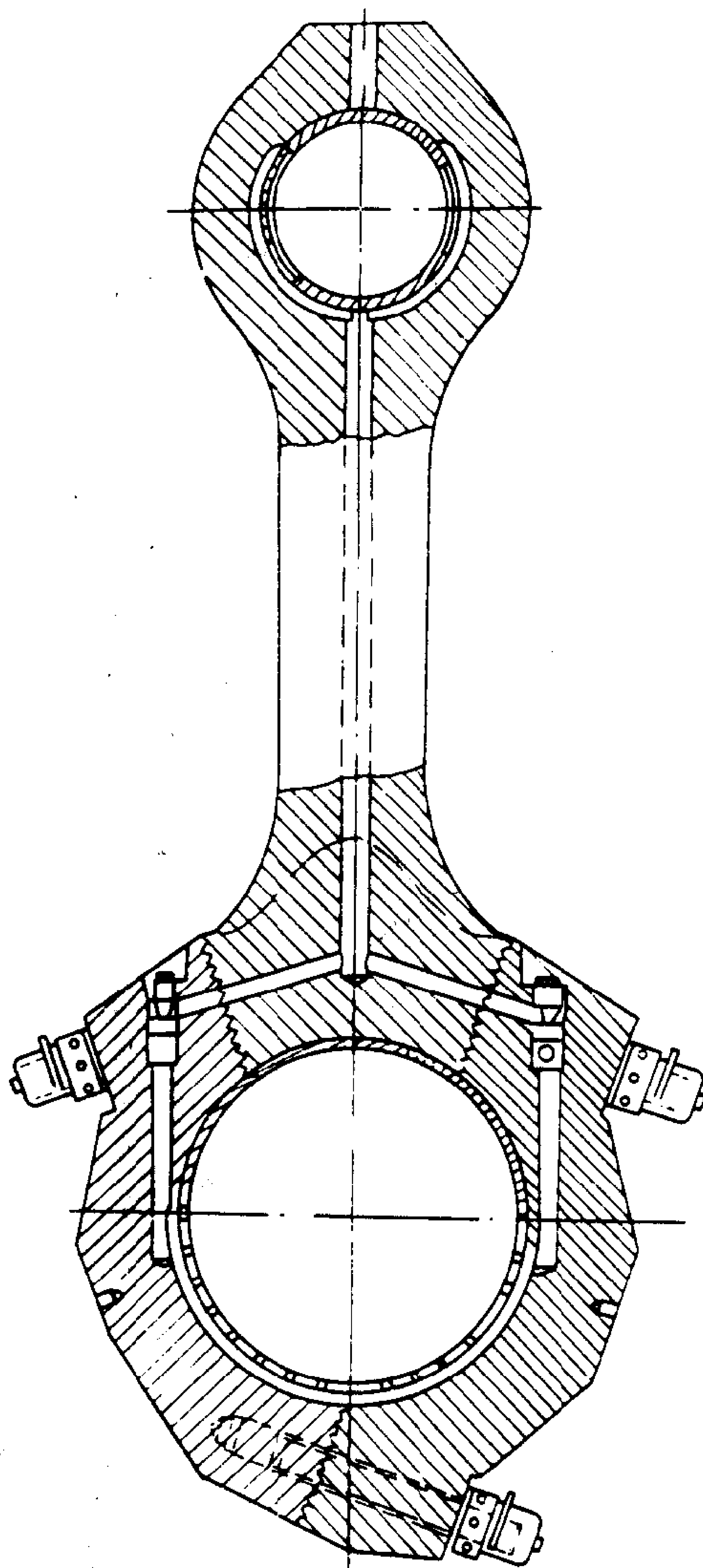


图4.1.10-57 TM 620型机三块式连杆大端

气缸套亦用珠光体铸铁制造，缸套上部的凸缘高而厚，并采用钻孔冷却。各缸的冷却水套彼此分开。气缸油通过缸壁中的钻孔供给(TM 410型机为2个孔，TM 620型机为4个孔)。

TM 410型机的活塞用铝合金整体铸造，活塞内镶蛇形钢管，用滑油冷却。TM 620则用钢顶铝裙组合式活塞。

曲轴和连杆均用普通碳钢锻造。大端轴承和主轴承一样，都是三层合金。

连杆杆身为圆截面。为便于自气缸中取出，大端做成三块式，包括有两个细齿形结合面，三者之间用双头螺栓连接。在V型机组中也采用并列式连杆(图4.1.10-57)。

采用脉冲增压系统或带脉冲转换器。直列式发动机用一台BBC公司的增压器，V型机用

两台，每个增压器配有一台空冷器。

每缸一台布里斯（BRYCE）E型（或F型）喷油泵，油压可达110 MPa。喷油器用水冷却。

TM型机用作船舶主机时，装有倒车机构，空气驱动的液压伺服器控制了凸轮轴的轴向移动。

2.3.3 运转管理

2.3.3.1 运转参数

表4.1.10-71所示为TM型中速机主要运转参数。

2.3.3.2 维修周期

表4.1.10-72所示为TM 410中速机的维修周期。

2.3.3.3 零部件使用寿命

表4.1.10-73所示为TM 410中速机零部件使用寿命。

表4.1.10-70 **SWD TM型中速柴油机的主要性能参数**

型　号	缸数	缸径 mm	行程 mm	行程/缸径	单缸功率 kW(PS)	转速 r/min	活塞平均速度m/s	平均有效压力 MPa	最高爆发压力 MPa	燃油消耗率 g/(kW·h) [g/(PS·h)]
TM 410	6、8、9 L，10~20 V	410	470	1.15	496~522 (675~750)	(500~600)	9.4	1.78	11.5	211(155)
TM 410 D	6、8、9 L，10~18 V	410	470	1.15	620(842)	600	9.4	2.0	13.0	187 MCR
					525(716)	600	9.4	1.7		ECR
TM 620	6、8、9 L，12、16、18 V	620	660	1.07	1250(1700)	428	9.42	1.77	11.3	201(148)
					1350(1835)	428	9.42			192(141)
TM 620 C	6、8、9 L	620	660	1.07	1416(1916)	428	9.42	2.0	13.0	MCR
					1200(1633)	400	8.8	1.8		ECR

表4.1.10-71 **TM型中速柴油机主要运转参数**

项目 \ 参数 \ 机型	TM 410	TM 620	TM 410	TM 620
	压力 MPa		进/出口温度 ℃	
活塞冷却油	0.5	0.5	50/60	50/60
缸套冷却水			70/80	70/80
喷油器冷却水			60/62	60/62
增压空气	0.28	0.3		
涡轮排气		550/385	510/350	

表 4.1.10-72　TM 410 中速机的维修周期 h

喷油器检修期	3 000
排气阀检修(需要研磨)	6 000
检查喷油泵、正时机构及起动机构	6 000
清洁空气冷却器和涡轮增压器	8 000
气缸盖(带进气阀)、气缸套和轴承检修期	6 000
起动阀的检修期	12 000

表 4.1.10-73　TM 410 中速机零部件使用寿命 h

喷油器	6 000
涡轮增压器和轴承	8 000
活塞环	18 000～ 25 000
喷油泵套筒和柱塞	18 000～ 25 000
阀杆导管	18 000～ 25 000
曲柄销轴承	18 000～ 36 000
凸轮轴从动轮衬套	18 000～ 36 000
主轴承	36 000～ 54 000
气缸套	72 000～100 000
活塞	72 000～100 000

注：TM620 柴油机的维修周期和零部件使用寿命，基本上与 TM410 一致。

2.4　MAK中速柴油机系列

德国克虏伯·马克公司（KRUPP MAK Maschinenbau GmbH）原来生产热球式发动机及 551 kW以下的四冲程发动机。自 1962 年起，该公司从事研制生产大功率中、高速柴油机。目前该公司生产的柴油机共有五种缸径：

240(M 281、M 282、M 331、M 332、M 351)；

320(M 451、M 452、M 453)；

350(M 35、M 35 L)；

450(M 551、M 552)；

580(M 601)。

其中缸径在 350 mm以上的，单缸功率均在 375 kW以上。1967 年 4 月，第一台 MAK M 551 柴油机安装在冷藏船上使用，该机型系 8 缸机，其功率为 2063 kW，转速为 375 r/min。1968 年 8 月研制出第一台 8 缸M 551 AK型机，单缸功率为 375 kW（转速 375 r/min）。以后又逐步将 M 551 AK的单缸功率逐步提高至 500、544、585 kW，转速则提高至 450 r/min。1972 年，在M 551 型机的基

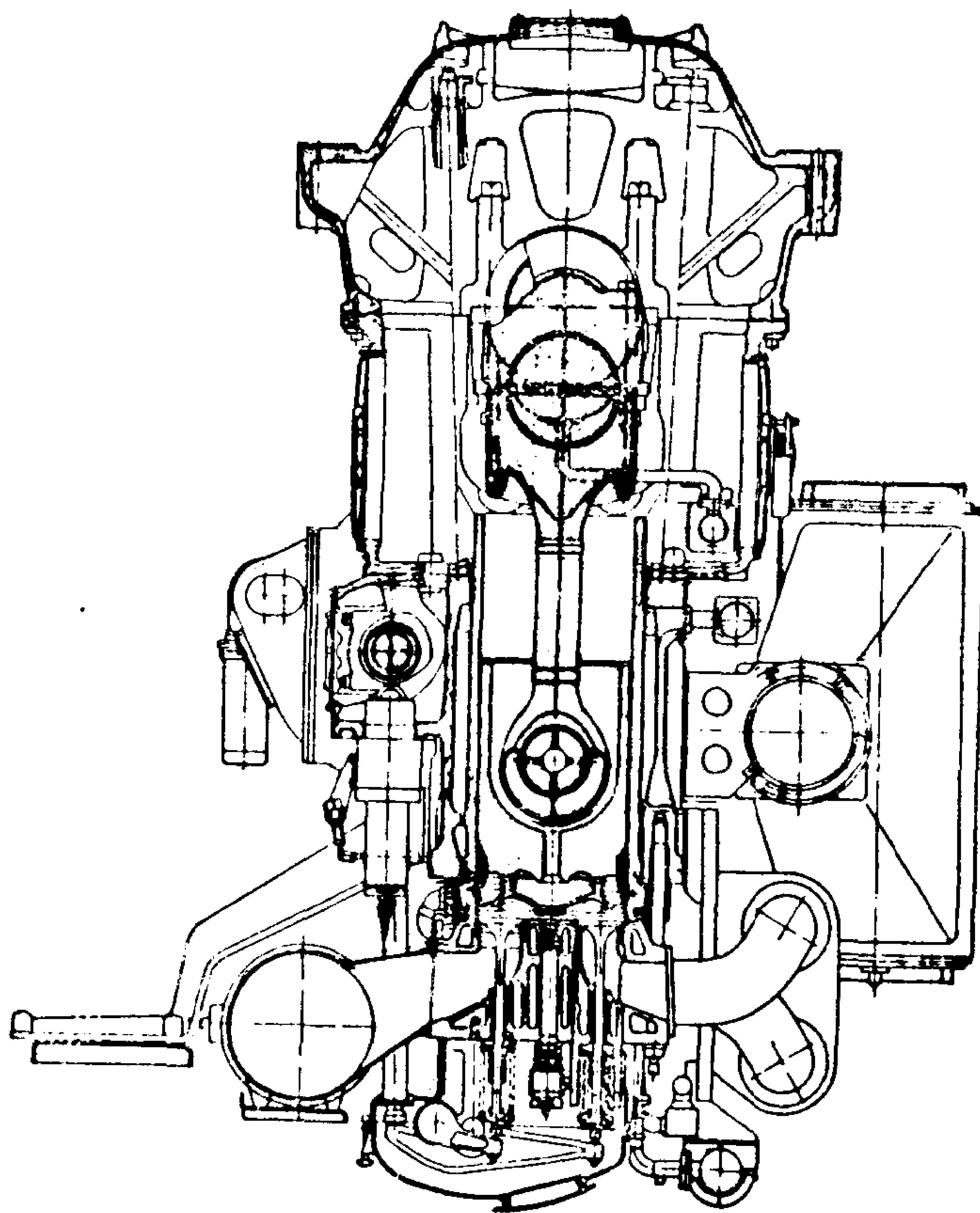


图 4.1.10-58　MAK M 601 型柴油机横剖面图

础上，又发展出M 552 AK，行程略为缩短，单缸功率提高至563 kW和 624 kW（转速为 480 和 500 r/min）。1976 年又研制出大缸径的M 601 型柴油机（图 4.1.10-58），以期与小缸径的二冲程低速柴油机相竞争。为了补足各型柴油机的功率范围，近年来又插入了一档缸径为 350 mm的M 35 型机及其变型长行程中速机M 35 L型机，组成完整的柴油机系列。

2.4.1 MAK系列中速柴油机的主要性能参数（表 4.1.10-74）

表 4.1.10-74　　　　MAK中速柴油机系列主要性能参数

型　号	缸数	缸径 mm	行程 mm	行程/缸径	单缸功率 kW(PS)	转速 r/min	活塞平均速度m/s	平均有效压力 MPa	最高爆发压力 MPa	燃油消耗率 g/(kW·h) [g/(PS·h)]
M 281 AK	6,8/12 V	240	280	1.16	98(133)	750	7.00	1.24	8.5	208(153)
M 282 AK	6,8/12 V	240	280	1.16	135(183)	1000	9.33	1.35		209(154)
					200(272)	750~1000	9.33	1.89	12.0	209(154)
M 331 AK	6,8	240	330	1.37	122(166)	750	8.25	1.31		208(153)
M 332 AK	6,8	240	330	1.37	185(252)	750~1000	8.25	1.79		207(152)
M 351 AK	4,6	240	350	1.45	92(125)	600	7.00	1.16	8.1	207(152)
M 451 AK	6,8	320	450	1.40	147(200)	425	6.38	1.18	8.0	205(151)
M 452 AK	6,8,9	320	450	1.40	220(300)	500	7.50	1.46		205(151)
M 453 AK	6,8,9,L,12,16 V	320	420	1.31	257(350)	600	8.40	1.52		208(153)
					330(449)	600	8.40	1.82		
M 35	6,8	350	380	1.09	440(600)	720/750	9.50	1.89	14.0	
M 35 L	6,8	350	450	1.29	440(600)	600	9.00			
M 551 AK	6,8,9 12 V,16 V	450	550	1.22	533(725)	450	8.25	1.63		207(152)
					574(780)	450	8.25	1.72	12.7	184(135)
M 552 AK	6,8	450	520	1.16	552(750)	480	8.32	1.68	12.0	207(152)
					615(836)	500	8.67			
M 601	6,8,9	580	600	1.03	919(1250)	425	8.5	1.78	11.8	205(151)
					1000~1000 (1360~1496)	400/248	8.0~8.56	1.90	14.5	174(128)

2.4.2 结构简介

MAK中速系列机为四冲程、大功率、涡轮增压柴油机，其结构上基本相似，现以M 601型机为例说明其主要结构。

M 601 型机的机座、机架和气缸体由铸铁铸成。为了承受来自轴承的水平方向的力，机座上有横向制动块，轴承盖紧固在制动块上的止口内，机架与缸体皆用GG 25 灰铸铁铸成，用贯穿螺栓连接在一起。

缸套用离心浇铸法制造。缸套上部的凸肩采用钻孔冷却。回流的冷却水通过径向钻孔汇集到一个外水套环。双头螺栓穿过这个外水套环将气缸盖紧固在气缸体上。这种冷却方式能把缸套内表面相对于活塞顶环上止点处温度降至150℃，有效地保持了油膜并降低活塞环与缸套的磨损。缸套内外表面皆经氮化，在缸套的一定部位配置了辅助润滑点。

铸铁气缸盖有进、排气阀各两个，排气阀装在铸钢的阀壳中，并有冷却的阀座。进气阀座直接装在缸盖上。缸盖支承面位于阀座之上，目的是使这一区域的不均匀变形远离阀座。

活塞裙组合式。顶部有两道镀铬的气环，裙部有两道普通气环和一道表面镀铬的、带有盘簧的油环。

连杆大端采用直切口、锯齿定位，可从气缸内拉出。通往活塞销和冷却活塞用的滑油是由连杆大端剖分面上的孔道输入，所以无需在连杆轴瓦支承面上开槽。通过由臂上的滑动面和连杆大端上的半个青铜止推环将连杆定位。

6缸直列式发动机用一台BBC-VTR 501型增压器。8、9缸发动机则用两台VTR 401型增压器。采用脉冲增压系统。

2.4.3 运转管理

表4.1.10-75所示为MAK中速机的主要运转参数。

表4.1.10-75　　MAK中速机的主要运转参数

名称 \ 参数 \ 机型	M 551	M 552	M 601	M 551	M 552	M 601
	压力 MPa			进/出口温度 ℃		
缸套冷却水				68/75	68/75	68/75
喷油器冷却油				70/72	70/75	70/75
增压空气		0.16	0.18			
涡轮排气				/340～370	/380	/360

2.5 DEUTZ中速柴油机系列

德国道依茨公司（KHD）创建于1864年，是世界上第一个内燃机制造厂，该公司生产空冷和水冷的四冲程柴油机，目前仍生产世界上最大的空冷柴油机。在它生产的水冷式柴油机型号中都有三位数字，其中第一位数字分别判明低、中、高速，后两位数字则表示活塞冲程。

如以“3”开头的BVM 358、BVM 350属于低速档，转速在400 r/min左右。(缸径也较大，达400 mm)

以“5”或“6”开头的BVM 540、BVM 640、BAM 528、BVM 628，则属于中速档，转速在500～1000 r/min之间，这一类较适于用作船舶主机。

而以“7”或“8”开头的B/FM 716、B/AM 816则属于高速档，转速高达1800～2000 r/min，缸径最小。

在本世纪60年代前期生产的有中速的BVM 536、BVM 545系列及转速稍低的BVM 358、BVM 350等系列中速机。1969年起开始研制大功率的BVM 540中速机。以后又研制了转速较高的BAM 528系列机，在此基础上经过改进，于1978年推出BVM 628系列机，并于1979年投产，628型容积与528差不多，但功率却比BAM 528系列机提高了50%

以上。对于大功率的BVM 540型机，经过改进提高，最近又推出其变型BVM 640系列机。

2.5.1 DEUTZ中速柴油机系列主要性能参数（表4.1.10-76）

2.5.2 结构简介

现以BVM 540型机为典型，说明其结构特点（图4.1.10-59）。该机型有直列式6、8缸和V型12、16缸，均为四冲程、筒形活塞式、脉冲式废气涡轮增压柴油机。

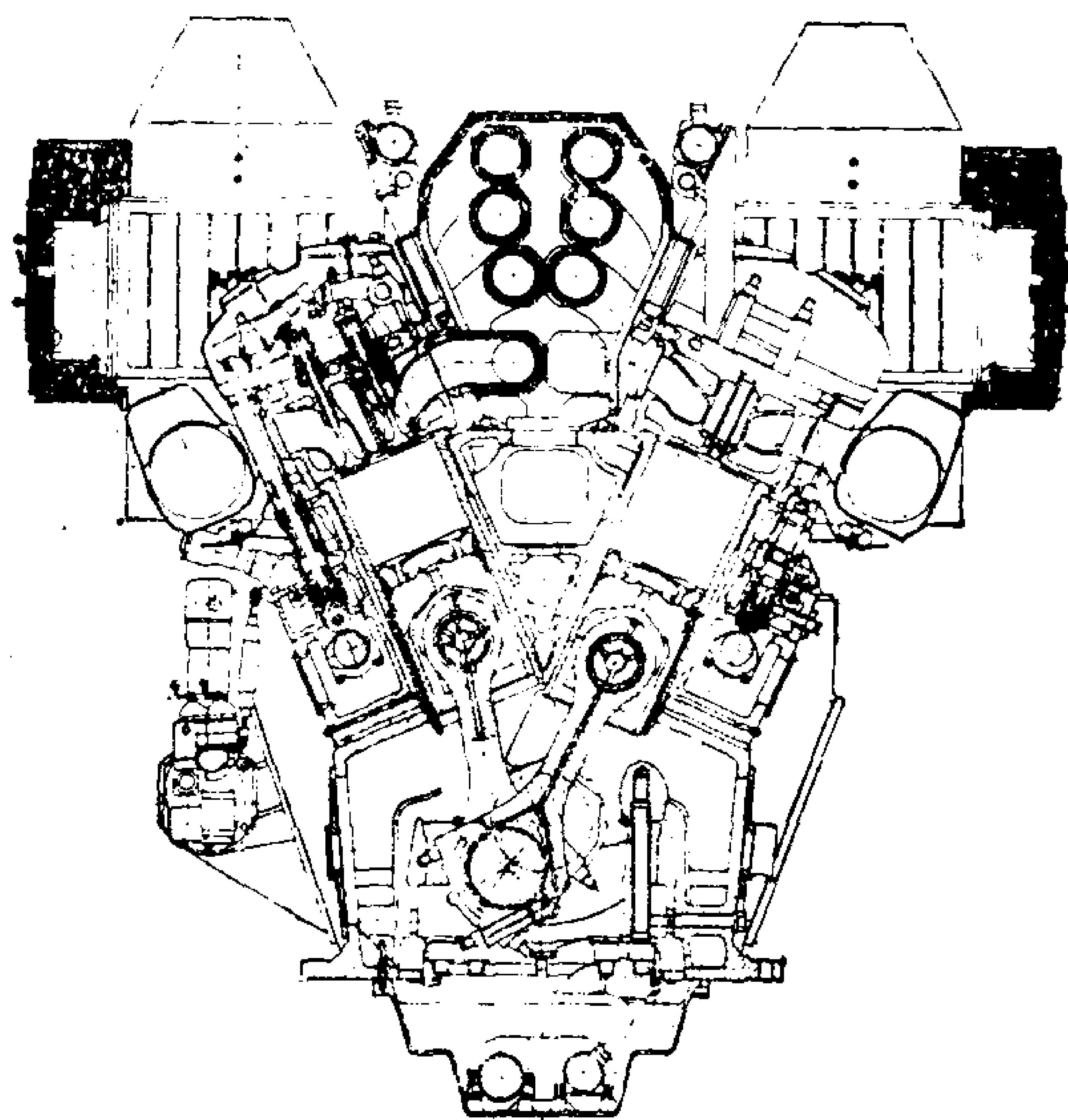


图4.1.10-59 BVM 540型中速柴油机横剖面图

曲轴箱系整体球墨铸铁铸造，下有薄壁的干式油底壳，在曲轴箱上的悬挂式轴承中为可更换的薄壁铜铅轴瓦。曲轴为热处理整体锻造的，主轴颈镀铬。

连杆是将热处理的合金钢锻成，杆身为矩形截面，大端轴承为斜开式，可从气缸中向上取出。V型机的连杆是并列安装的。来自油池的滑油从轴承盖进入主轴承，再经过曲轴和连杆中的通道润滑大端轴承和活塞销轴承。

活塞为钢顶铝裙组合式，由主轴承来的系统滑油进行冷却。活塞上有4道气环和1道刮油环。

铸铁气缸盖上各有两个进排气阀、以及安全阀、起动阀和示动阀各一个。排气阀装在阀壳中。进、排气阀都装有转阀器，以延长使用寿命。

气缸套系离心浇铸而成，在缸套与缸盖间有一钢质密封圈。缸盖、密封圈、缸套与曲轴箱间用8根液压上紧的双头螺栓连接成一体。

V型机的两根凸轮轴安装在曲轴箱中的两个单独的罩壳中。换向时，由一气动柱塞轴向移动凸轮轴即可达到目的。

该机有两台BBC VTR 321或VTR 401型涡轮增压器，安装在排气总管的一端。

图4.1.10-60表示了BVM 628型中速柴油机横剖面图。

2.5.3 运转管理

2.5.3.1 运转参数

表4.1.10-77所示为DEUTZ中速机主要运转参数。

2.5.3.2 装配间隙与磨损极限

表4.1.10-78所示为DEUTZ中速机主要零部件装配间隙与磨损极限。

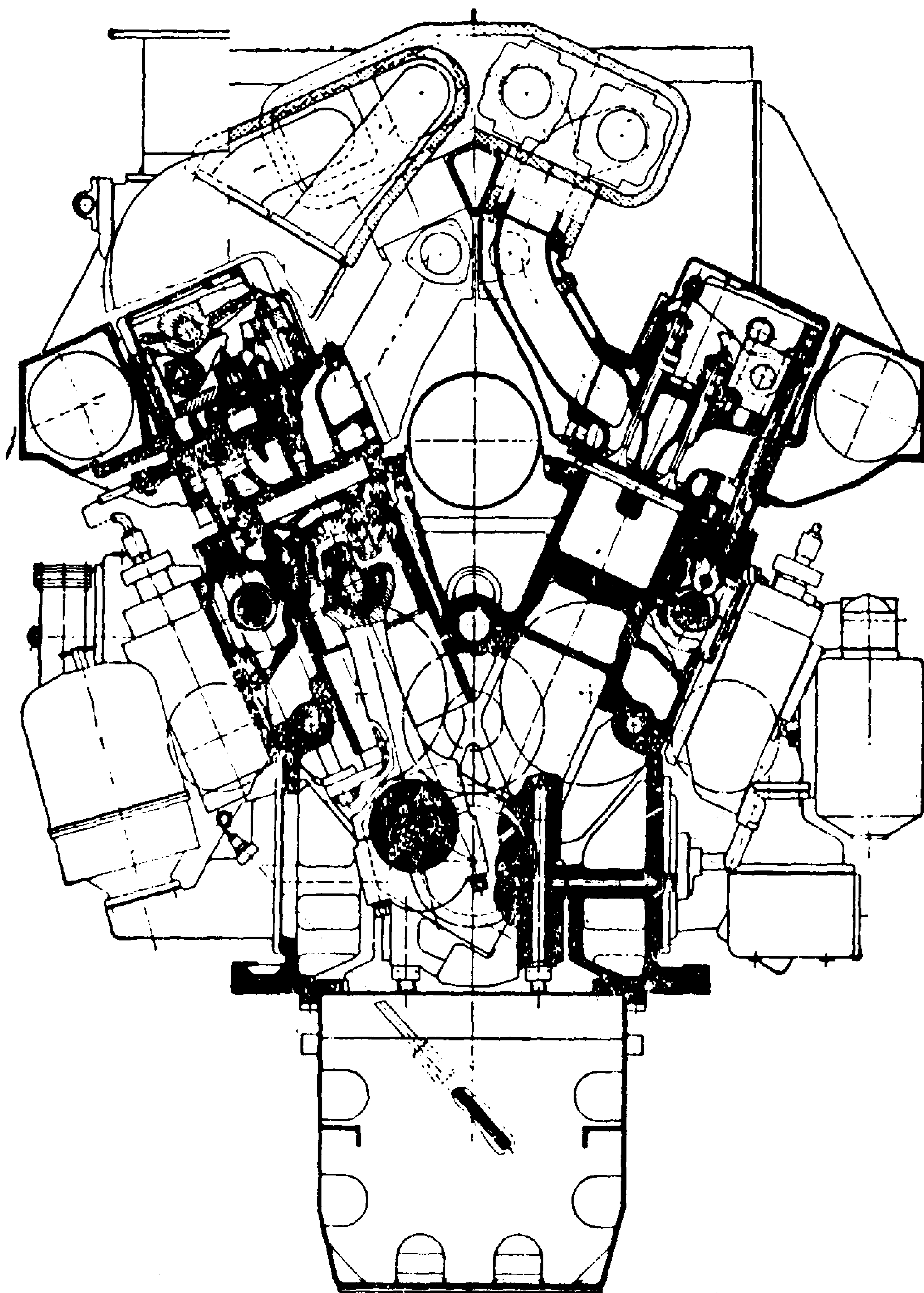


图 4.1.10-60　BVM 628 型中速柴油机横剖面图

表 4.1.10-76　　　　　DEUTZ中速柴油机系列主要性能参数

型　号	缸数	缸径 mm	行程 mm	行程/缸径	单缸功率 kW(PS)	转速 r/min	活塞平均速度m/s	平均有效压力 MPa	最高爆发压力 MPa	燃油消耗率 g/(kW·h) [g/(PS·h)]
RBVM 358	6、8	400	580	1.45	220～245 (300～333)	375	7.25	1.08		
					272　(370)	375		1.23		
RBVM 350	12 V	400	500	1.25	245　(333)	430	7.16	1.08		
					282　(383)	430		1.25		
R/SBVM 536	6、8	270	360	1.33	82～110 (112～150)	500～600	6～7.2	0.96～1.08		
R/SBVM 545	6、8	320	450	1.40	160　(217)	500	7.5	1.07		
BVM 540	6、8/12、16	370	400	1.08	405　(550)	600～630	8～8.4	1.88	12.7	207(152)
					440(600)	650	8.7	1.89		204(150)
BVM 640	6、8/12、16	370	400	1.08	440(600)	650	8.7	1.89		
BAM 528	6、8、/12、16	220	280	1.27	122(166)	1000	9.3	1.38		
BVM 628	6、8、9/12、16	240	280	1.17	183(250)	1000	9.3	1.74	12.2	207(152)
					200(272)	1000	9.3	1.87		

表 4.1.10-77　　　　　DEUTZ中速机主要运转参数

项　目	温度、压力	S/BAM 528 A 618 M 528	R/S/BV6M 540
缸套冷却淡水	进口温度　℃	—	70
	出口温度　℃	最大 80	80
	温差　℃	8～10	8～10
	压力　MPa	最小 0.1	0.2～0.4
喷油器冷却剂(柴油或水)	进口温度　℃ 出口温度　℃		60 65
主滑油	温度　℃	55～60	55～60
	压力　MPa	0.3～0.45	0.41～0.51
增压空气	压力　MPa		0.21
涡轮后排气	温度　℃		410
各缸排气温差　℃		±30	±30（75%负荷） ±25（100%负荷）

表 4.1.10-78　　DEUTZ 中速机主要零部件装配间隙与磨损极限(mm)

名称 \ 间隙 \ 机型		R/S/BV 6 M 540		S/BAM 528	
		装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限
曲轴与主轴承		0.26~0.393	0.40	0.14~0.245	0.30
曲柄销与连杆轴承	径　向	0.21~0.334	0.40	0.13~0.225	0.30
	轴　向			0.4~0.54	0.75
曲轴与定位轴承	径　向				
	轴　向	0.75~0.954	1.50	0.596~0.877	1.50
活塞销与连杆轴承		0.19~0.242	0.39	0.039~0.117	0.20
活塞销与活塞销孔		0~0.034	0.07	0.012~0.037	0.10
缸套与活塞头					
活塞环 气环 天地间隙	第 1 道	0.213~0.248	0.80	}0.06~0.092	0.50
	第 2 道	0.213~0.248	0.80		
	第 3、4 道	0.063~0.098	0.80		
活塞环 气环	搭口间隙				
活塞环 刮油环	天地间隙	0.053~0.088	0.80	0.053~0.088	0.50
	搭口间隙				
凸轮轴与轴承	径　向	0.10~0.17	0.25	0.08~0.15	0.25
	轴　向	0.15~0.25	0.30	0.50~0.75	1.00
气阀杆与摇臂	进　气	0.80		0.40	
	排　气	0.80		0.40	
气阀杆与导管	进　气 排　气			0.072~0.168 0.072~0.168	0.25 0.25
摇臂与轴承		0.03~0.09	0.20	0.037~0.083	0.20
缸套直径最大增量			2.0		1.0
曲轴开档差 第 1 道轴承	有飞轮	0~-0.10		-0.08~0	
	无飞轮	-0.08~+0.07		-0.06~+0.06	
曲轴开档差	其余轴承	-0.08~+0.04		-0.06~+0.03	
备　注					

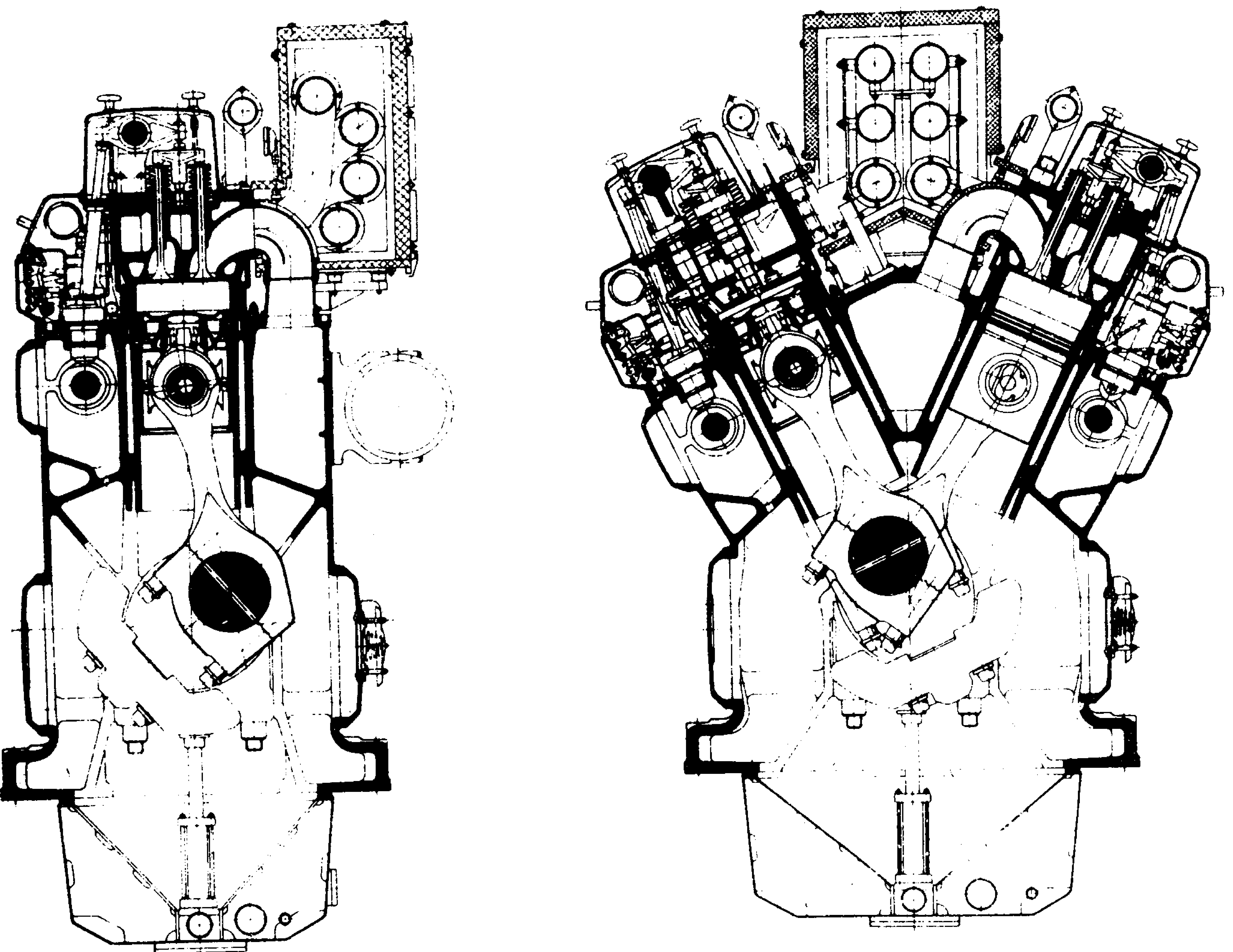


图 4.1.10-61　WÄRTSILA VASÄ R 32 和 VASA V 32 型机横剖面图

系列	型号	缸径 mm	行程 mm	活塞平均速度 m/s	平均有效压力 MPa	燃油品质 cSt/50℃	输出 450 r/min kW	450 r/min PS	500 r/min kW	500 r/min PS	514 r/min kW	514 r/min PS	720 r/min kW	720 r/min PS
VASA 22	4 R 22	220	240	7.2—9.6	2.14—1.91	700								
	6 R 22													
	8 R 22													
	8 V 22													
	12 V 22													
	16 V 22													
VASA 32 D	4 R 32	320	350	8.4—9.3	2.40—2.19	700							1480	2010
	6 R 32												2220	3020
	8 R 32												2960	4025
	9 R 32												3330	4530
	12 V 32												4440	6040
	16 V 32												5920	8050
	18 V 32												6660	9060
VASA 32 E	4 R 32	320	350	8.4—9.3	2.40—2.19	700							1620	2200
	6 R 32												2430	3300
	8 R 32												3240	4400
	9 R 32												3645	4950
	12 V 32												4860	6600
	16 V 32												6480	8800
	18 V 32												7290	9900
VASA 46	4 R 46	460	580	8.7—9.9	2.5	700	3620	4920	3620	4920	3620	4920		
	6 R 46						5430	7380	5430	7380	5430	7380		
	8 R 46						7240	9840	7240	9840	7240	9840		
	9 R 46						8145	11070	8145	11079	8145	11070		
	12 V 46						10860	14760	10860	14760	10860	14760		
	16 V 46						14480	19680	14480	19680	14480	19680		
	18 V 46						16290	22140	16290	22140	16290	22140		
NOHAB 25 (F 30)	8 V 25	250	300	7.2—10.0	2.08—1.87 (1.87—1.70)	380 (180)							1470	2000
	12 V 25												2210	3000
	16 V 25												2940	4000
	F 38												1320	1800
	F 312												1980	2700
	F 316												2650	3600

主要技术参数

功　率												柴油机尺度			柴油机质量
750 r/min		800 r/min		825 r/min		900 r/min		1000 r/min		1200 r/min		长	宽	高	
kW	PS	kW	PS	kW	PS	kW	PS	kW	PS	kW	PS	mm	mm	mm	t
						560	760	620	840	660	895	2702	1520	2470	7.2
						870	1180	975	1326	1050	1430	3532	1520	2470	8.8
						1160	1570	1300	1770	1400	1900	4212	1520	2470	10.7
						1160	1570	1300	1770	1400	1900	3067	2165	2405	8.9
						1740	2360	1950	2650	2100	2860	4010	2085	2355	14.7
						2320	3150	2600	3535	2800	3810	4920	2085	2355	19.4
1500	2040	1500	2040									3825	1905	3685	18.5
2250	3060	2250	3060									4955	1960	3685	26.0
3000	4080	3000	4080									5985	1945	3685	35.5
3375	4590	3375	4590									6485	2115	3685	40.0
4500	6120	4500	6120									5686	2190	3480	43.0
6000	8160	6000	8160									6880	2410	3480	54.0
6750	9180	6750	9180									7440	2410	3480	56.0
1640	2228	1640	2228									3825	1905	3685	18.5
2460	3342	2460	3342									4955	1960	3685	26.0
3280	4456	3280	4456									5985	1945	3685	35.5
3690	5013	3690	5013									6485	2115	3685	40.0
4920	6684	4920	6684									5686	2590	3480	43.0
6560	8912	6560	8912									6880	2410	3480	54.0
7380	10026	7380	10026									7440	2410	3840	56.0
												7800	2440	5150	86.0
1530	2080			1690	2300	1840	2500					3600	1805	1460	12.2
2300	3130			2530	3440	2760	3750					4440	1960	1460	17.6
3070	4175			3380	4600	3680	5000					5300	2070	1460	22.1
1380	1880			1520	2060	1660	2250					3340	1730	1460	12.0
2070	2810			2270	3090	2480	3380					4420	1950	1460	17.2
2760	3750			3030	4120	3310	4500					5325	1980	1460	21.7

2.6 WÄRTSILÄ 中速柴油机系列

WÄRTSILÄ 柴油机是芬兰 WÄRTSILÄ 集团所属柴油机制造厂生产的中速四冲程增压柴油机，该机可用于船舶、电厂和机车。

该集团创建于 1834 年，柴油机生产原来集中于瓦沙（VASA）厂，该厂于 1938 年并入该集团。

WÄRTSILÄ 柴油机近年来由于可以使用重油，且不必在起动和低负荷时换用轻柴油，以及使用可靠性好、维修保养方便和具有较长的检修周期而得到较大发展。目前该集团生产的柴油机新系列主要有 VASA 22、VASA 32、VASA 46 和NOHAB 25 四个系列，也生产部分F系列柴油机。

NOHAB 25 型机是在 F 系列柴油机基础上改进后的新系列，目前它与 F 30 型机并列生产。

VASA 46 是 WÄRTSILÄ 柴油机公司于 1987 年 6 月新推出的最大缸径和功率的低油耗、高可靠性柴油机，缸径为 460 mm，活塞行程 580 mm，有 450、500 和 514 r/min三档转速，平均有效压力为 2.5 MPa，最高爆发压力为 18 MPa，增压空气压力为 0.38 MPa，单缸功率为 905 kW，燃油消耗率为 164 g/(kW · h)，可燃烧 700 cSt/50℃ 重油。

2.6.1 WÄRTSILÄ 柴油机的主要技术参数（表 4.1.10-79）

2.6.2 结构及运转性能简介

图 4.1.10-61 为WÄRTSILÄ VASA R 32 和V 32 型机的横剖面图

不论是立式（R型）或是V型机，柴油机的机身（包括机架和气缸体）均是球墨铸铁或灰铸铁整体铸造的箱式结构，具有较强的刚性，底座结构坚固，油底壳可以是湿式或干式。

整体锻造，全加工式曲轴安置在倒挂式主轴承上。小型机的主轴承下部由螺钉紧固在机体上。大型机(32 型和 46 型机)则采用具有液压顶升机构的撑柱把下轴承紧顶在强力底座上。

曲轴刚性良好，轴颈经表面淬硬处理，每个曲臂上安置有高度平衡的平衡重。主轴承轴瓦和连杆大端轴瓦采用了由钢衬、铅青铜、锡锑合金等组成的三合金轴瓦（其中主轴承轴瓦为钢背＋1.0 mm厚的铜铅合金＋镀镍层＋0.25 mm 厚的锡基白合金＋挂锡。连杆大端轴瓦为钢背＋1.0 mm厚的铜铅合金＋镀镍层＋电镀 0.08 mm 厚的锑锡层＋挂锡），轴承负荷仅为一般中速机的一半（VASA 46 机轴承负荷为 11～20 N/mm²）。

缸套由灰口合金铸铁铸造，上部凸肩处采用钻孔冷却。缸套内表面有网状纹路、并采用特殊的压力润滑方式，它是由活塞环下方来自活塞冷却腔滑油的引油孔来供应滑油的（图 4.1.10-62）。

气缸盖为单个整体铸造箱形结构，设有四个气阀(进、排气阀各两个)，中央安装喷油器，无排气阀壳，阀座采用钻孔水冷方式。VASA 46 型机的进气阀座为非对称结构，可使进气空气朝下进入气缸而不产生过大的扰动，以提高进气效率。

VASA 22 型采用球墨铸铁整体铸造式活塞，而 VASA 32 和 46 则采用钢质活塞顶和球墨铸铁的裙部组合式结构。活塞头部经热处理硬化，以防烧蚀，顶部安置有 4 道活塞环，首两道为密封环，第 3 道为单刮口的密封-刮油环，第 4 道为宽型双刮口的刮油环，环背衬有强力弹簧圈，以提高刮油效果。活塞环槽经淬火硬化。活塞采用震荡式油冷却方式，在最后一道刮油环下方有一圈环形槽，槽内有若干径向孔与活塞内的冷却腔室相通，来自活塞冷却腔室的滑油不断地在压力下供应到活塞与缸套之间的摩擦表面上，清洁和新鲜的滑油在活塞与

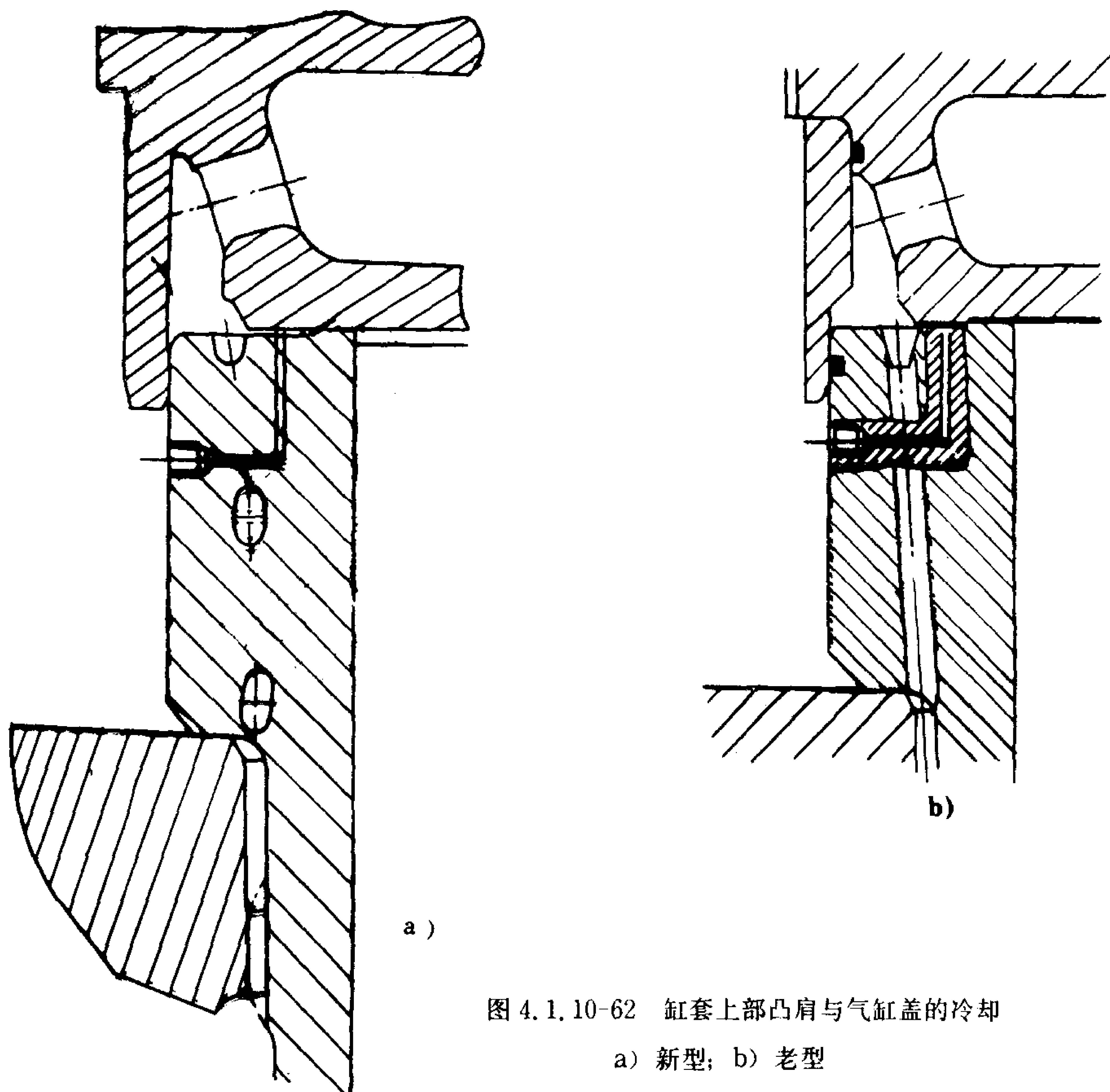


图 4.1.10-62　缸套上部凸肩与气缸盖的冷却
a）新型；b）老型

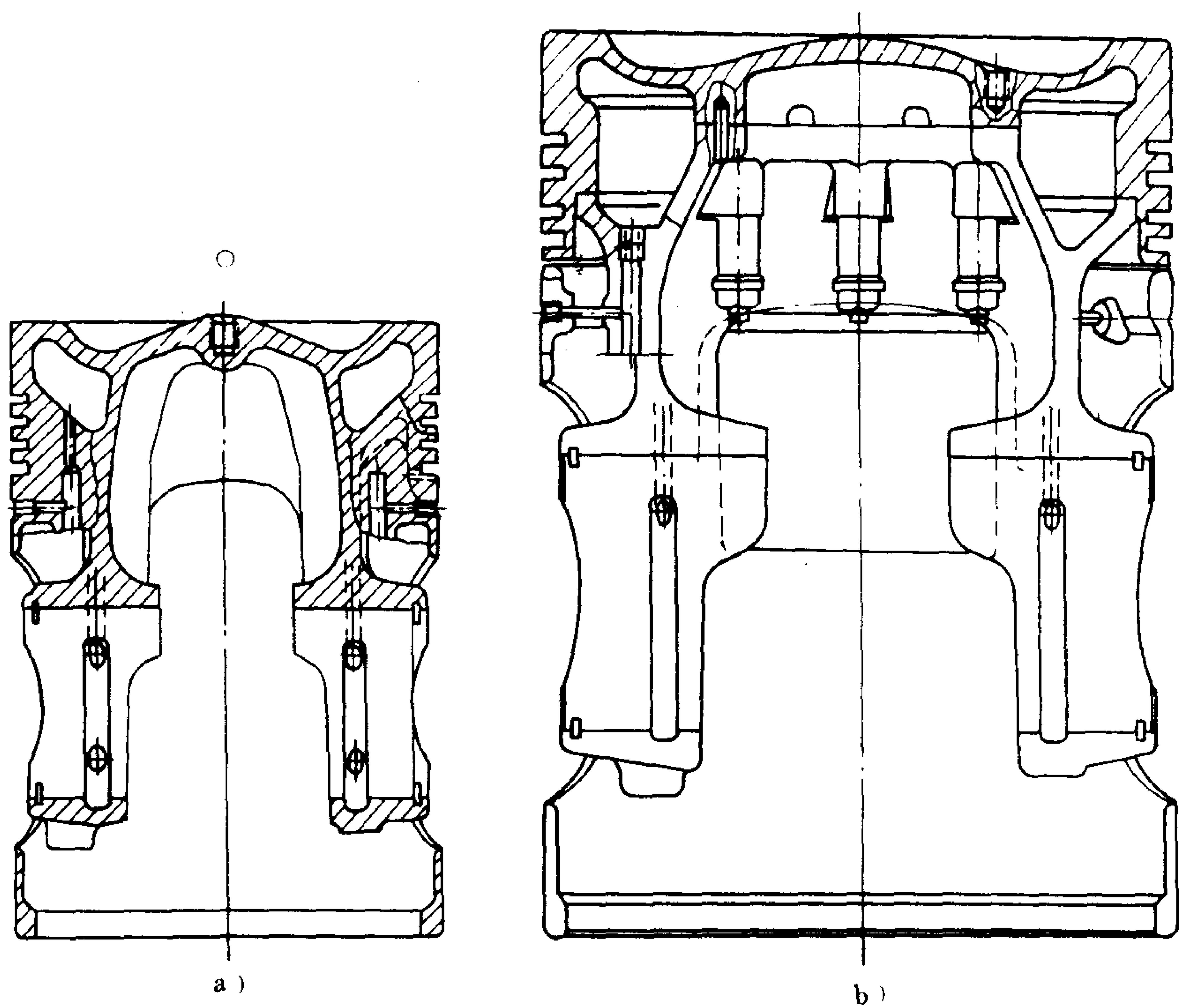


图 4.1.10-63　活塞
a）整体式（VASA 22 HF）；b）组合式（VASA 32）

缸套之间形成稳定的润滑油膜，多余的滑油被刮回油底壳。图 4.1.10-63 所示为该机的活塞结构。

为了提高喷油压力，采用了单体结构的喷油泵(即泵体与泵盖为一个整体式)。采用等压卸载式出油阀有效地防止了燃油系统的穴蚀。喷油器设有加热装置，用循环油的温度来控制喷油嘴的温度，从而消除了喷油嘴喇叭口的低温腐蚀。在 VASA 46 型机中，采用了两级喷射燃油系统，每缸设有主、副两个喷油器，副喷油器在主喷油器喷射前的一定时刻先喷入少量引燃燃油，主喷油器则按正时要求，根据负荷需要喷射燃油。

WÄRTSILÄ 柴油机可以采用脉冲、脉冲转换复合式，以及定压增压等多种系统。其中复合式系统可兼作脉冲和脉冲转换两种方式的排气系统。当柴油机在小于 60% 负荷运行时，因系统中的阀关闭，故作脉冲系统运行，而负荷大于 60%时，因阀打开，则系统作脉冲转换进行，使柴油机在高低负荷下变工况运行时均可获得较低的油耗特性。在 VASA 46 型机上则采用一种所谓“旋流排气涡轮增压”系统，它将每缸排气通过螺旋孔口进入单支管，而后切向进入排气总管。由于排气总管的内腔有着特殊的几何形状，它可把切向进入腔内并带有集束能量的旋流废气轴向传递到涡轮前而进入涡轮，因而提高了涡轮效率，使柴油机输出功率增大，油耗降低。

2.7 荷兰 300 HD 和 300 HDK 型中速柴油机

300 HD 和 300 HDK 型柴油机为二冲程、单作用、直流气口-气阀扫气、十字头(兼作扫气泵)，增压，可倒转船舶柴油机。

该机是由荷兰史密特-博尔内斯发动机制造厂生产的，主要用于疏浚及港作船的动力。第一代增压型机为 300 HD型机，300 HDK 为采用更先进的涡轮增压二级中冷器和提高强化度后的高增压柴油机，其持续功率几乎为原先的 4 倍。

HD 型机在发展过程中单缸功率有 136、147、162 kW 三种，最后确定在 300 r/min 时单缸功率为 176 kW。

HDK 型机在 HD 型机的基础上进行强化，转速由 300 r/min 提高到 375 r/min，其单缸功率为 357 kW。

2.7.1 主要技术性能指标(表 4.1.10-80)

2.7.2 结构简介（图 4.1.10-64）

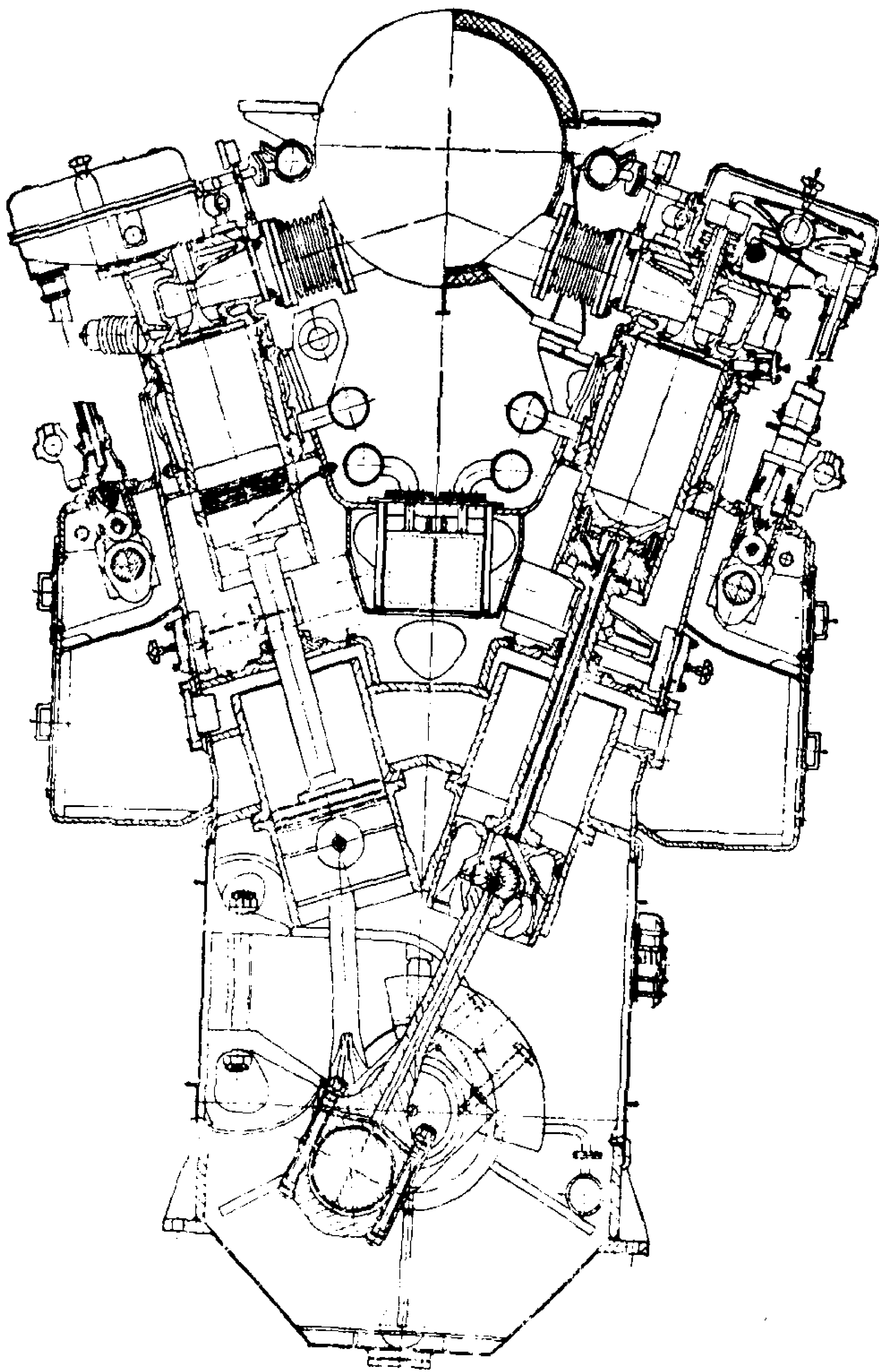


图 4.1.10-64 300 HDK V 型柴油机横剖面图

由图 4.1.10-64 可见，该机采用全焊接机体结构，机架、气缸体与机座三者合为一体，具有良好的刚性与纵向强度。

气缸套分为上、中、下三部分。上缸套安装动力活塞，下部铣有多个扫气口，气流沿切线方向进入气缸。中、下缸套用于安装扫气活塞。动力活塞与扫气活塞之间用活塞杆连接。由于扫气活塞直径比动力活塞的大，因此，柴油机在低负荷运转时，即使没有辅助装置供应新鲜空气，柴油机也能稳定地运转。该扫气活塞兼作十字头用，可以承受侧推力以改善动力活塞的工作。

表 4.1.10-80　　300 HDK 型柴油机主要技术性能指标

项目	指标
结构型式	直列式或 V 型
缸数	直列 4～10 缸　V 型 10～20 缸
缸径	300 mm
行程	550 mm
扫气气缸直径	400 mm
气缸中心夹角	V 型　36°
最大持续功率（每缸）	357 kW
相应参数:	
转速	375 r/min
平均有效压力	1.5 MPa（15 kgf/cm²）
平均指示压力	1.66 MPa（16.6 kgf/cm²）
爆发压力	13.2 MPa（132 kgf/cm²）
压缩压力	11.5 MPa（115 kgf/cm²）
热效率	44.5%
机械效率	90%
增压方式	定压
增压空气压力	两级 0.284 MPa（2.8 kgf/cm²）
空气流量	11.56 kg/（kW·h）
涡轮进口/出口排气温度	400/245℃
涡轮增压器	BBC VTR 321/401/501 1 个 （18 缸和 20 缸 2 个）
空冷器	二级　BBC R型或 HRF AK/1 AJ型
燃油品质	$380\times10^{-6}m^2/s$
全负荷时·喷油压力	50 MPa（500 kgf/cm²）
全负荷时燃油消耗率	215± 5 %g/（kW·h）
滑油消耗量	曲轴箱油　0.27 g/（kW·h）　气缸油　0.95 g/（kW·h）
气缸中心距	570～685 mm
安装宽度	1676 mm
曲轴中心线以上拆检高度	3560～3950 mm
总质量	22～95 t

HD 型机的气缸盖由耐热铸钢的本体与盖板和加强耳焊接而成，阀座堆焊耐热不锈钢。而 HDK 型机则采用铸铁制成。气缸盖上有 8 条加强筋，底部钻有 7 个额外冷却孔，使水流直接朝径向与轴向流动，以得到均匀的冷却效果。

HDK 型机的缸套上部进行钻孔冷却。

整体式的短活塞由高强度球墨铸铁铸造，顶部为凹球面状，活塞上设有五道气环。

连杆由优质钢锻造，圆形杆身的中央钻有活塞冷却油输送孔道，连杆大端与主轴承的轴瓦可以互相通用。

曲轴为半组合式，铸造的单位曲柄与锻造的主轴颈用红套的方法紧固成一体。曲轴自由端装有硅油减振器。

HDK 型机采用直径为 26 mm 和 28 mm 的布赖斯（BRYCE）XX喷油泵。该机在换向时，采用独特的交换喷油泵与喷油器的方法来实现。

2.7.3 主要运转参数（表 4.1.10-81）

表 4.1.10-81　　SMIT 300 HD 柴油机部分运转参数

部位参数		控制值 \ 系统	滑油	淡水	海水	燃油	扫气空气	起动空气
进口 MPa	压力	正常	0.15~0.2	0.15~0.3	0.15~0.3	0.04~0.2	0.075~0.085	2 ~ 3
		最低	0.1	0.12	0.1	0.02	0.06	1（热车）
温度 ℃	进口	正常	40~45	45~55	—	—	<80（空冷器前）	—
		最低	35	40	—	—	—	—
	出口	正常	50~60	65~70	—	—	—	—
		最低	70	75	45	—	<40（空冷器后）	—

2.7.4 主要零部件装配间隙及磨损极限（4.1.10-82）

表 4.1.10-82　　300 HD 型柴油机主要部件装配间隙与磨损极限　mm

间隙部位	公称尺寸	装配间隙	磨损极限
主轴承	ϕ 265	0.17~0.20	0.40
连杆轴承	ϕ 265	0.17~0.20	0.40
扫气活塞活塞销轴承	ϕ 150	0.14~0.19	0.50
凸轮轴轴承	ϕ 90	0.10~0.20	0.40
曲轴推力方向		0.40	1.00
动力缸与动力活塞	ϕ 300	1.07~1.175	2.00
上、下缸套与扫气活塞头部	ϕ 400	0.58~0.70	2.00
上、下缸套与扫气活塞裙部	ϕ 400	0.34~0.44	2.00
排气阀杆与气阀衬套	ϕ 35	0.20~0.70	
排气阀顶杆		1.20	
摇臂轴与衬套	ϕ 70	0.07~0.16	0.60
动力活塞环搭口	ϕ 300	1.5	12
动力活塞环与环槽	10	0.22~0.26	0.4
扫气活塞气环搭口	ϕ 400	1.00~1.10	10
扫气活塞环与环槽	11	0.08~0.14	0.30
扫气活塞环油环搭口	ϕ 400	1.00~1.10	10
扫气活塞环与环槽	11	0.08~0.14	0.30
曲臂开档差			0.11

2.8 G 6300 型中速柴油机

G 6300 型中速柴油机为直列式，四冲程、废气涡轮增压，进气中间冷却、直接喷射，可倒转船舶柴油机。该机广泛用于长江、内河、沿海中、小型船舶作为推进主机，或在远洋、沿海大型船舶上作为电站动力使用。

我国有许多柴油机厂生产 G 6300 型柴油机，其中期产品为非增压G 6300 C型机、改进后为低增压 G 6300 ZC型机。

2.8.1 主要技术规格

表 4.1.10-83 列出了宜昌船舶柴油机厂生产的 G 6300 ZC 和 G 8300 ZC 柴油机的主要技术规格。

2.8.2 结构简介

表 4.1.10-83

G 300 系列中速柴油机主要技术规格

项目 \ 机型	单位	G 6300 ZC								G 8300 ZC				
缸径	mm	300								300				
行程	mm	380								380				
气缸数		6								8				
标定转速	r/min	375	400	400	428	500	500	600	600	400	428	500	600	600
标定功率	kW (PS)	735 (1000)	735 (1000)	883 (1200)	993 (1350)	993 (1350)	1103 (1500)	1103 (1500)	1471 (2000)	993 (1350)	1103 (1500)	1471 (2000)	1471 (2000)	1949 (2650)
超负荷转速(1小时)	r/min	387	413	413	442	516	516	619	619	413	442	516	619	619
超负荷功率(1小时)	kW (PS)	809 (1100)	809 (1100)	971 (1320)	1089 (1480)	1089 (1480)	1214 (1650)	1214 (1650)	1618 (2200)	1089 (1480)	1214 (1650)	1618 (2200)	1618 (2200)	2144 (2915)
平均有效压力	MPa (kgf/cm^2)	1.49 (14.9)	1.4 (14)	1.68 (16.8)	1.76 (17.6)	1.51 (15.1)	1.68 (16.8)	1.4 (14)	1.86 (18.6)	1.415 (14.15)	1.468 (14.68)	1.68 (16.8)	1.4 (14)	1.85 (18.5)
最高爆发压力	MPa (kgf/cm^2)	105 (105)	10 (100)	11.5 (115)	12 (120)	10.5 (105)	11.5 (115)	10 (100)	12.5 (125)	10 (100)	10.5 (105)	11.5 (115)	10 (100)	12.5 (125)
活塞平均速度	m/s	4.75	5.07	5.07	5.42	6.33	6.33	7.60	7.60	5.07	5.42	6.33	7.60	7.60
最低稳定工作转速	r/min	150	160	160	171	200	200	240	240	160	171	200	240	240
燃油消耗率	g/(kW·h) [g/(PS·h)]	204+3% (150+3%)												
滑油消耗率	g/(kW·h) [(g/PS·h)]	1.63 (1.2)												
大修期	h	20 000												
最大外形尺寸 $L\times B\times H$	mm	4680×1620×2760								5692×1527×2883				
柴油机净重	kg	17 500								21 000				
使用燃油		轻柴油或重柴油												
调速器		液压全制式												
备注		根据用户需要可配遥控、主齿轮箱、自动报警和安全保护装置，上述产品包括左、右机均可提供												

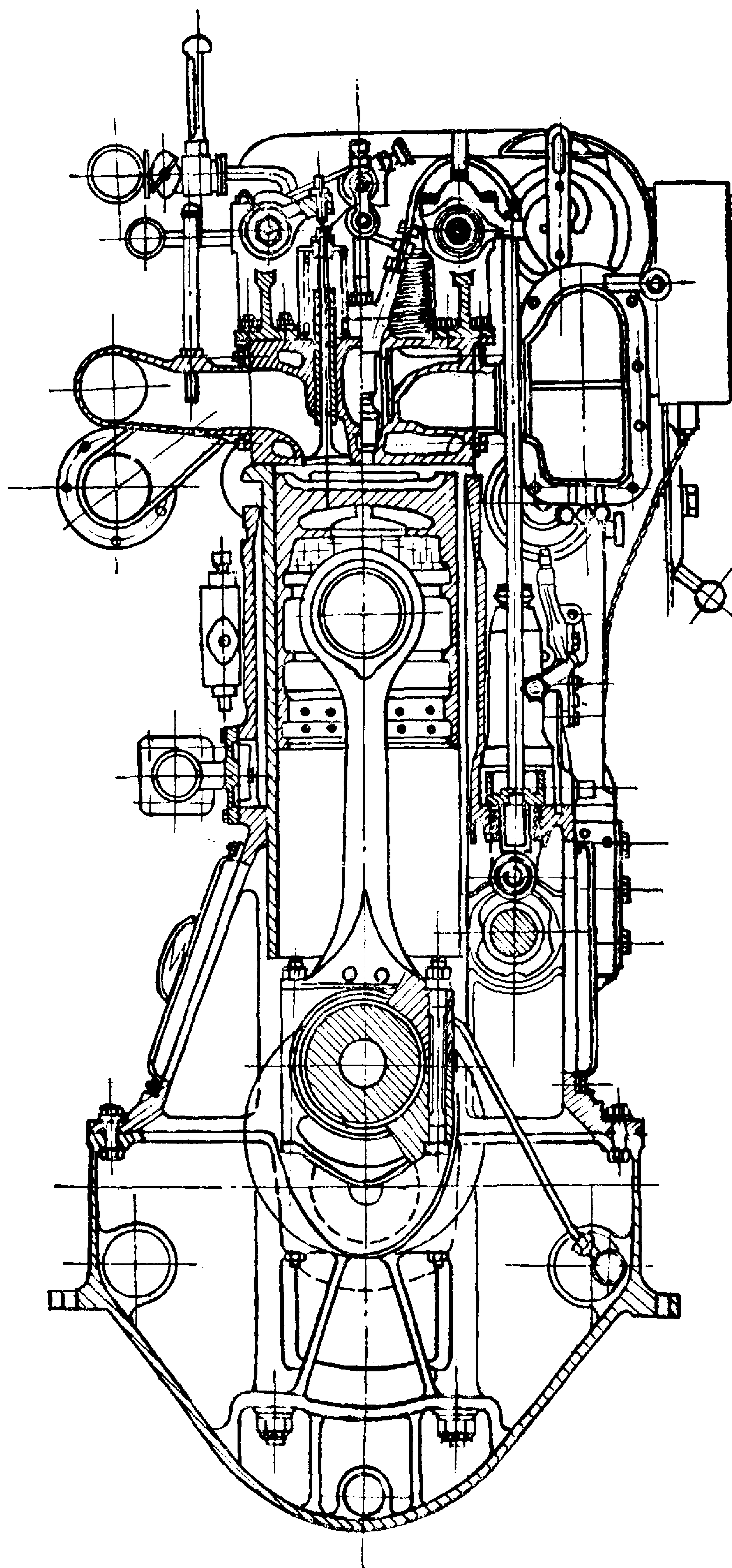


图 4.1.10-65　G 6300 ZC-2 型柴油机横剖面图

图 4.1.10-65 给出了 G 6300 ZC-2 型柴油机的横剖面图，由图可见，整体式机体与正置式机座均为铸铁件，两者用贯穿螺栓紧固。

气缸套为单体式，具有双层底结构。缸盖上设有进、排气阀各两个，其中排气阀带有可拆卸的水冷阀壳。进、排气阀与气缸中心线呈偏置 30°角的半对称布置，以便气流进入气缸时产生一定的涡流。排气阀阀面和阀座堆焊有硬质合金，以提高其耐热和抗磨性能。

活塞采用油冷却的组合式结构，活塞顶有浅ω型与平顶型（旧机型）两种，可由锻钢或球墨铸铁制成。活塞裙为合金铸铁或球墨铸铁件。活塞上还设有 4 道气环和 2 道刮油环。第 1 道气环表面镀铬，其余 3 道镀铜、刮油环内圈设有弹簧，活塞销为浮动式。

钢质连杆呈圆形截面，大端轴承与主轴承内均装有薄壁高锡铝合金轴瓦。

曲轴用稀土镁高强度球墨铸铁或 35 号钢制造。曲轴自由端可装设硅油减振器。

起动、调速和换向均采用单手轮，通过移凸轮轴来实现换向。

2.8.3 主要运转参数（表 4.1.10-84）

表 4.1.10-84　**G 6300 ZC 柴油机主要运转参数**

部位、参数		控制值＼系统	滑　油	淡　水	海　水	燃　油
压　力（进口）MPa		正常	0.5~0.6	0.1~0.2	0.1~0.2	0.15~0.25
		最低	0.4			
温度 ℃	进口	正常	50~55	50~60	25~30	
		最低				
	出口	正常	60~65	60~70	45~50	
		最高	<80	<80	<50	

2.8.4 主要零部件装配间隙及磨损极限（表 4.1.10-85）

表 4.1.10-85　**主要零部件装配间隙及磨损极限 mm**

配合部件名称	G 6300 ZC（旧）		G 8300 ZC（新）	
	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限
主轴颈与主轴承	0.18~0.25	0.40	0.23~0.28	0.45
曲轴与推力轴承轴向间隙	0.80~1.0			
曲柄销与连杆轴承	0.18~0.22	0.40	0.23~0.28	0.45
曲轴开档差（不带齿轮时）	0.03	0.12	0.03	
（带飞轮时近飞轮一端开档差）	0.07	0.12	0.05	
活塞销与连杆小头铜套	0.16~0.20	0.40	0.12~0.16	0.30
活塞裙与缸套	0.30~0.35	1.20	0.30~0.39	1.0
活塞环与环槽（天地间隙）				
气环　前 1、2 道	0.15~0.18	0.30	0.135~0.172（0.182）	0.30（0.20）
其余	0.10~0.13	0.20	0.085~0.132	0.20
刮油环	0.06~0.09	0.20	0.08~0.13	0.25
活塞环搭口间隙				
气环　前 1、2 道	1.50~1.70	4.00	1.4~1.6	4.0
其余	1.20~1.40	4.00	1.4~1.6	4.0
刮油环	0.85~1.15	4.00	0.9~1.1	4.0
凸轮轴与轴承	0.06~0.13	0.25	0.08~0.14	
凸轮轴传动齿轮齿隙	0.08~0.20	0.40	0.10~0.20	0.40
泵传动齿轮齿隙	0.10~0.20	0.40	0.10~0.25	0.40

2.9 捷克斯柯达（SKODA）350 系列中速柴油机

该机为四冲程、单作用、直接喷射、废气涡轮增压、可倒转、直列式船舶柴油机，是内河中小型船舶、渔船、拖船、港作船的常用动力。所有 SKODA 生产的柴油机均以 CKD 为标志，中速机有五个系列，其中 350 系列柴油机共有三个机型：6 L 350，6 L 350 PN 和 9 L 350 ⅡPS。其主要参数示于表 4.1.10-86。

表 4.1.10-86　　SKODA 350 系列柴油机

标志	机型	功率 kW	转速 r/min	缸径 mm	行程 mm	燃油消耗率 g/(kW·h)	外形尺寸mm（长×宽×高）	重量 kg
CKD	6 L 350	485	375	350	500	227+6.8%	5530×1960×3250	23 600
CKD	6 L 350 PN	720	375	350	500	215−6.8%	5900×2050×3655	25 200
CKD	9 L 350 ⅡPS	1228	375	350	500	215+6.8%	7670×2370×3620	32 800

2.9.1 主要技术规格（表 4.1.10-87）

表 4.1.10-87　　9 TSR 35/50-2/9 L 350 ⅡPS 柴油机主要技术规格

项目	单位	数值
气缸数		9
缸径	mm	350
活塞行程	mm	500
气缸工作容积（总）	cm^3	432.9
压缩比		12
标定转速	r/min	375
活塞平均速度	m/s	6.25
标定功率	kW	1228
平均有效压力	MPa	0.92
最高爆发压力	MPa	6.2
超负荷 10%输出功率	kW	1350
超负荷转速	r/min	386
倒车时标定输出功率（85%正车标定功率）	kW	1044
增压压力（标定功率时）	MPa	0.04～0.05
标定功率时气缸排气温度	℃	430
标定功率时涡轮前废气温度（最大）	℃	560
标定功率时涡轮后废气温度	℃	450
发动机连续运转时不宜采用转速	r/min	35～100
最大瞬时转速	r/min	410
正车（顺时针）发火次序		1-3-5-7-9-8-6-4-2
倒车（逆时针）发火次序		2-4-6-8-9-7-5-3-1
一台增压器损坏时发出功率：320 r/min时短时	kW	735
297 r/min 时连续	kW	595
大修前运转寿命	h	20 000

2.9.2 结构简介（图 4.1.10-66）

整体铸造的机架与机座用贯穿螺栓连接。机身两侧有大尺度门盖，以便对曲柄机构拆检。曲轴箱一侧装有防爆安全门、曲轴箱内有一根连续的通风管，将曲轴箱内的油气引出。干式

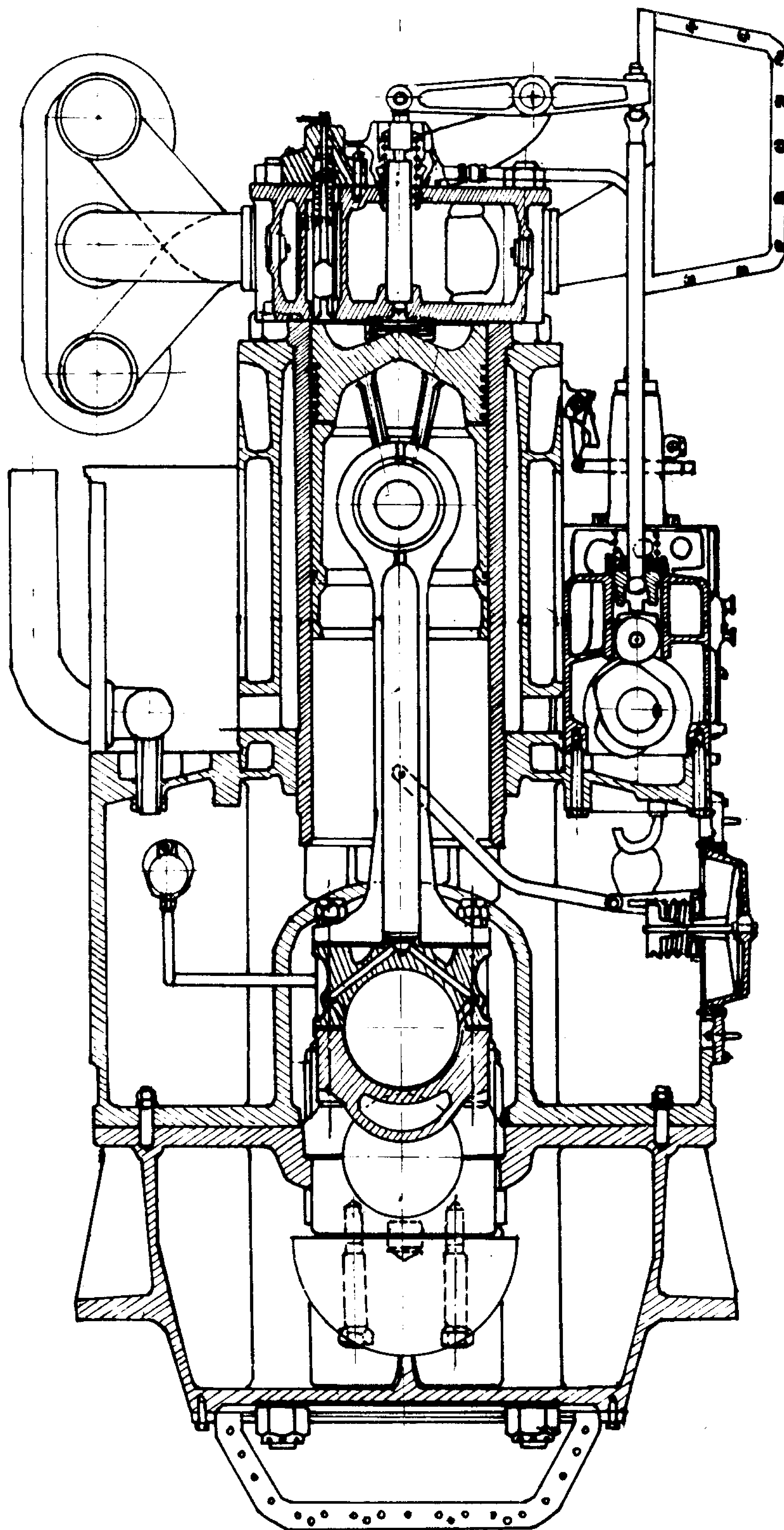


图 4.1.10-66　9 TSR 35/50-2 柴油机横剖面图

油底壳用薄钢板制成。

气缸盖由灰铸铁铸造，带阀壳的进、排气阀以及起动阀、安全阀和喷油器装在其上。排气阀由水冷却．为了能直接用海水冷却，气缸盖内装有锌板。

铝合金制造的活塞，上面设有5道气环和2道刮油环，活塞销为浮动式，表面淬火。

连杆为锻钢件，大端轴承浇注有锡基白合金，大端4个连接螺栓中的两个对角螺栓是精配的，另两个是松的。

曲轴采用整体锻造，飞轮端有推力轴承，亦作为曲轴的轴向定位。

凸轮轴由两段装配而成，支承在机身上半部分的扩大部分内，在卸下阀杆箱后，可以将整根凸轮轴从侧面取出。

采用气动-液压双凸轮换向机构。废气涡轮增压系统中设有空气冷却器。增压器与空气冷却器均安装在飞轮上方，以免增加发动机的长度。

冷却水泵由电动机带动，设有 KPD 11 声光报警装置。

2.9.3 主要运转参数（表4.1.10-88）。

表4.1.10-88 **主要运转参数**

<table>
<tr><th colspan="3">系统 / 参数</th><th>润滑</th><th>冷却</th><th>备注</th></tr>
<tr><td rowspan="2">压力 MPa</td><td colspan="2">正常</td><td>0.15~0.3</td><td>0.2</td><td rowspan="2"></td></tr>
<tr><td colspan="2">最低报警</td><td>0.08+0.02</td><td>—</td></tr>
<tr><td rowspan="4">温度 ℃</td><td colspan="2">进口</td><td></td><td>进机>45
进空冷器≤25</td><td>进空冷器水温大于25℃时每升高10℃，输出功率应下降3%</td></tr>
<tr><td rowspan="3">出口</td><td>正常</td><td>60~65</td><td>涡轮出口60—70</td><td rowspan="3">进机与出机冷却水温差应小于15℃</td></tr>
<tr><td>最高</td><td>≤75</td><td>≤70</td></tr>
<tr><td>报警</td><td>75±5</td><td>75±5</td></tr>
</table>

2.9.4 主要部件装配间隙与极限间隙（表4.1.10-89）

表4.1.10-89 **9 TSR 35/50-2柴油机主要部件装配间隙与极限间隙 mm**

部位名称	装配间隙	极限间隙
主轴承	0.25~0.30	0.40
连杆大端轴承	0.18~0.23	0.35
活塞销轴套	0.12~0.15	0.25
凸轮轴轴承	0.08~0.12	0.2
气阀摇臂轴套	0.04~0.08	—
进排气阀导套与阀杆	0.15~0.22	—
调速器驱动轴轴承	0.04~0.09	0.13
活塞裙与缸套 上（中、下）	0.947~1.00（0.7~0.807）	1.50（1.00）
活塞环与环槽：第1道气环	0.096~0.138	0.6
（天地间隙） 第2道气环	0.076~0.118	0.4

续上表

部　位　名　称	装配间隙	极限间隙
其余气环	0.056～0.098	0.2
上刮油环	0.076～0.118	0.5
下刮油环	0.056～0.098	0.3
活塞环搭口间隙	1.80	5
滚子与摇臂（气阀间隙）	0.45	—
正时齿轮的齿间间隙	0.15～0.20	0.40
气阀顶杆与导套	0.07～0.21	0.25
上止点时，活塞与气缸盖之间距离（存气）	10	—

2.10　12 VE 230 ZC型中速柴油机

12 VE 230 ZC型柴油机是二冲程、V型、可倒转、直流扫气、两级增压(第一级为废气涡轮增压，第二级为机械带动的罗茨泵)，带中间冷却器的中速船舶柴油机。它通常可用作高速快艇，舰船推进动力。

2.10.1　主要技术规格（见表 4.1.10-90）。

表 4.1.10-90　　12 VE 230 ZC型柴油机主要技术规格

项　　目	单　位	数　　值
气缸直径	mm	230
活塞行程 主连杆	mm	300
活塞行程 副连杆	mm	304.3
压缩比 名义		12.7
压缩比 实际		12.3
标定转速	r/min	750
最大转速	r/min	780
标定功率	kW	1618
最大功率	kW	1838
平均有效压力 标定功率时	MPa	0.84
平均有效压力 最大功率时	MPa	0.97
活塞平均速度 标定转速时	m/s	7.5
活塞平均速度 最大转速时	m/s	7.8
压缩压力	MPa	6～6.5
最高爆发压力	MPa	11～12
标定功率时燃油消耗率	g/(kW·h)	262
滑油消耗率	kg/h	4
发火次序		右机：左列 1 6 2 4 3 5，右列 1 6 2 4 3 5 左机：左列 1 5 3 4 2 6，右列 1 5 3 4 2 6
柴油机外形尺寸（长×宽×高）	mm	3744×1785×2232
柴油机净重（不包括离合器）	kg	9500

2.10.2　结构简介（图 4.1.10-67）

机体由机架和承油盘两部分组成，V型机架由钢板焊接而成。合金铸铁浇铸的缸套，内表面经磷化处理，通过气缸体内上、中、下三个凸缘固定在气缸体内，气缸中部沿周向分布有

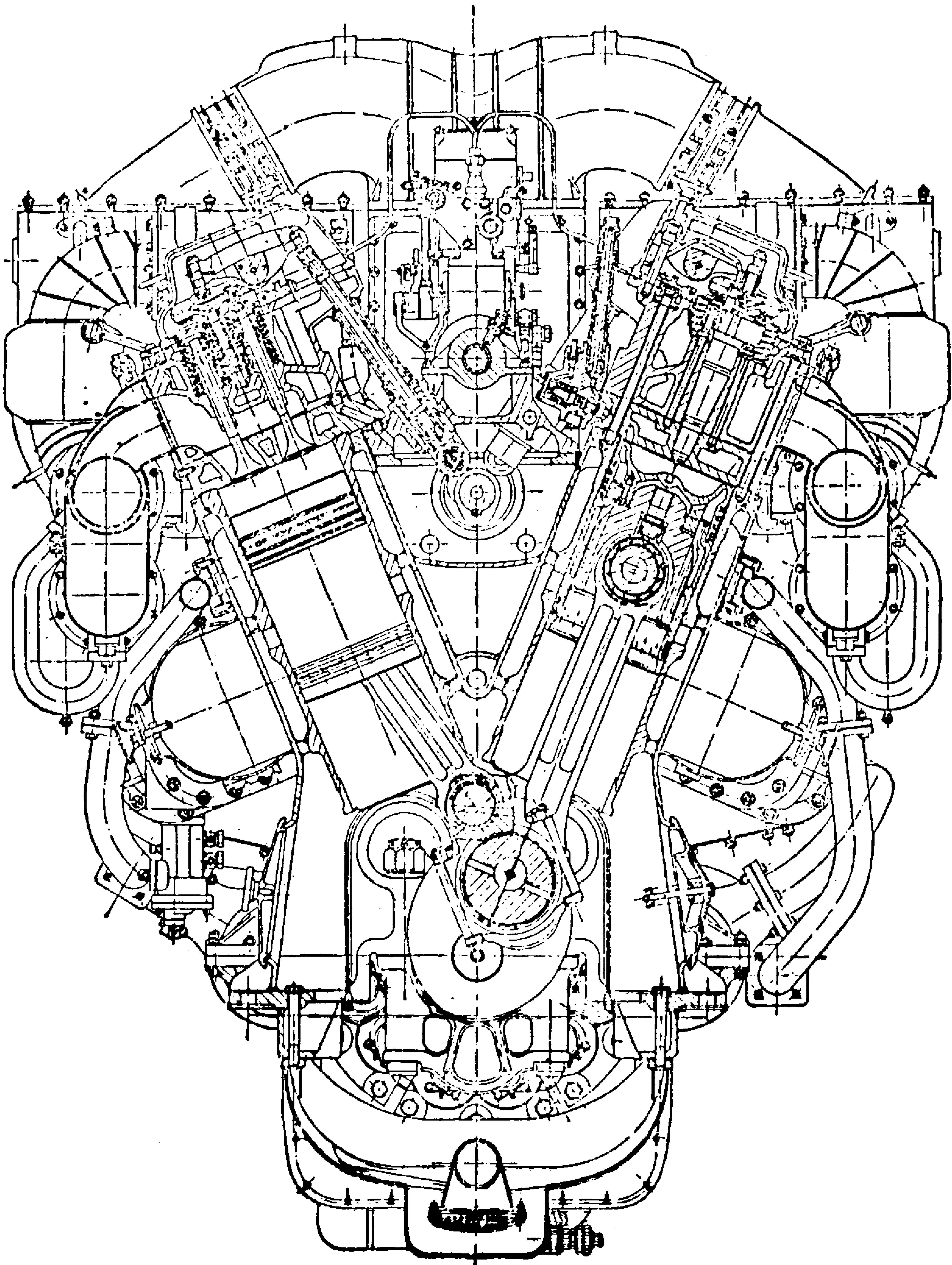


图 4.1.10-67　12 VE 230 ZC型柴油机横剖面图

18 个与缸套中心偏斜 11°的扫气孔。气缸体两侧为扫气箱、承油盘是一个干式盆状薄板焊接件，利用螺钉悬挂在机架下方。

曲轴由合金钢锻造并经磷化处理。主轴承为悬挂式结构，上下剖分，接合面上有锯齿，

以防轴承盖螺钉承受横向剪切应力。第4道（中间）主轴承做得较宽，且带轴向翻边，表面浇铸有铜铅合金层，与第4道主轴承两端的凸肩相配合起到轴向止推作用。主轴瓦为铜铅合金、表面再涂上一层极薄的锡铅合金层(0.020～0.025 mm)，上、下瓦均为钢背，但形状不同，故不能互换。

气缸盖由高强度合金球墨铸铁的底盖与铝合金的上盖两部分组成，中间有冷却水夹层。每个缸盖上设有4个排气阀，1只喷油器。

活塞为组合式，由高强度球墨铸铁的活塞顶，珠光体铸铁的裙部和锻铝合金的活塞镶块三部分组成。活塞顶部为ω形，设有4道气环，1、3道气环为高强度铸铁的斜切口环，2、4道为直切口的合金铸铁环，表面均嵌有青铜合金，气环表面均镀有一层锡。活塞裙部下方安装有2道刮油环，用合金铸铁制成。活塞裙部表面也镀有薄锡层以改善磨合性能。

连杆采用主、副结构，由优质合金钢锻造、工字型的杆身中心钻孔、作为滑油的通道。主连杆为斜切口形、内有铜铅轴瓦，表面镀锡铅合金，以提高初期磨合性。上、下瓦不能互换。

曲轴上设有摆式减振器，它由6个摆块和12个销子组成。

2.10.3 主要运转参数（表4.1.10-91）

表4.1.10-91 **主要运转参数**

		滑油	淡水	海水	燃油
压力 MPa	正常	0.43～0.9	0.33～0.37	0.24	0.1～0.2
	最低	0.21	0.01～0.1	>0.05～0.1	>0.1
温度 ℃	进口	>45	>60	—	—
	出口	≤85	≤85	—	—

2.11 6250柴油机

在使用中的6250柴油机包括四川红岩机器厂生产的250系列（行程为300 mm，转速为600 r/min）的增压与非增压六缸机，以及1978年通过鉴定的新250增压六缸机（X 6250 Z，行程为270 mm，转速为1000 r/min)共三个机种。以及上海新中动力机厂生产的低、高增压6250 ZC、6250 GZC及6250 GZC-1（行程270 mm，转速为750～1000 r/min）三个机种的柴油机。

该机为四冲程、直列式、直接喷射、不可倒转式中速船舶柴油机，有增压和非增压两种，常用作大型海船和长江客船的电站动力，也可用作长江内河小型船舶的主机。

2.11.1 主要技术规格（表4.1.10-92）

2.11.2 结构简介（图4.1.10-68）

整体铸造式机体，曲轴从边侧吊入，修理时只需拆下支撑螺钉组即可从边侧吊出曲轴。曲轴为中碳钢整体锻成，轴颈表面镀铬，或由球墨铸铁铸成。主轴颈至连杆轴颈有8 mm油孔，作为滑油通道。有七道主轴承，其中靠近飞轮端的第一档是推力轴承。主轴瓦用低碳钢为瓦背，内浇铸铜铅合金，并电镀铅锡合金，或用钢背铝锑镁双层合金轴瓦。

活塞用合金铸铁浇铸，顶部为开式平凹形。顶内有一个空气隔层，下部用一圆板挡住，防止油雾接触高温活塞顶而造成积炭或起火。活塞上设有4道气环，1道布油刮和2道刮油环，其中有1道气环镀铬。

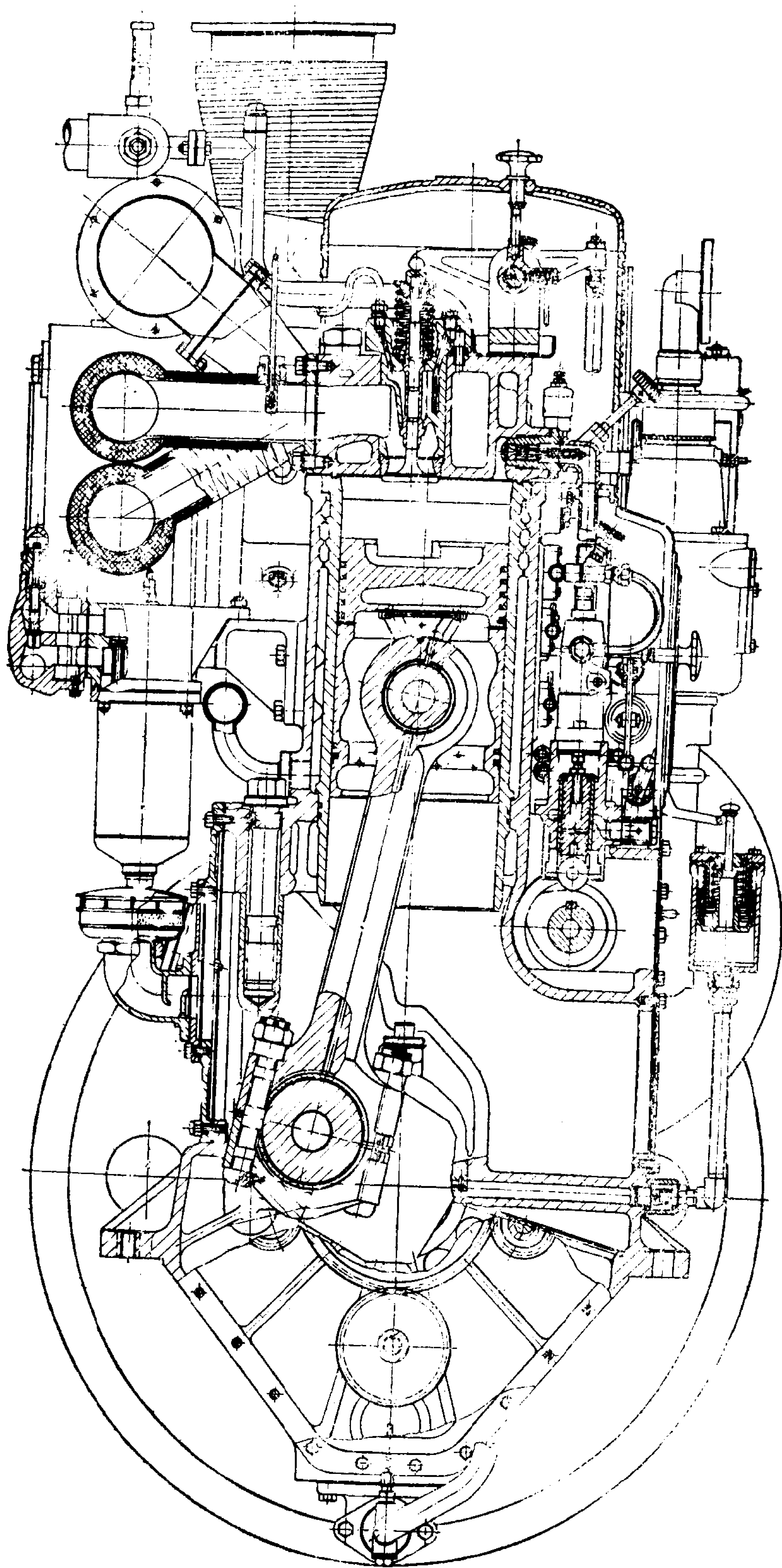


图 4.1.10-68　6250 ZCD 型船舶柴油机横剖面图

表 4.1.10-92　　　　6250 各型柴油机主要技术规格

项目＼型号	单位	250 系列		(新) 6250 Z			
		6250 CD	6250 ZCD	X 6250 Z	6250 GZC	6250 GZC-1	6250 ZC
型式		非增压	增压	高增压（中冷器）	高增压	（中冷器）	低增压
气缸数		6	6	6	6	6	6
气缸直径	mm	250	250	250	250	250	250
活塞行程	mm	300	300	270	270	270	270
压缩比		14.5	13	12.5	12.5	12.5	12.5
气缸工作容积	L	88.2	88.2	79.52	79.52	79.52	79.52
标定功率 12 h	kW	220	331	882	882	625	551
1 h	kW	—	—	970	970	772	607
持续	kW	199	298	809	809	625	496
标定转速	r/min	600	600	1000	1000	750	1000
活塞平均速度	m/s	6	6	9	9	6.75	9
平均有效压力	MPa	0.51	0.76	1.3	1.35	1.43	0.84
最高爆发压力	MPa	5.65	6.4	≤1121	12	12	12
排气温度	℃	440	450	≤550 (≤500)	≤550 (≤520)	≤550 (≤520)	≤500 (≤470)
燃油消耗率	g/(kW · h)	251.6	247.5	224+6.8%	224+6.8%	224+6.8%	238+6.8%
滑油消耗率	g/(kW · h)	4.1	4.1	—	—	—	—
发火次序（从飞轮端算起）		1-4-2-6-3-5		1-4-2-6-3-5	1-4-2-6-3-5		
曲轴旋转方向（面向飞轮端看）		顺时针		顺时针	顺时针		
柴油机净重	kg	6650	7150	8000	9000		
柴油机外形尺寸（长×宽×高）	mm	3570×1170×2080	3715×1170×2220	3910×1370×2380	4105×1354×2177		
柴油机保证期限	h			1500			
柴油机第一次大修期	h			1200			
增压压力	MPa	—	0.13		0.23	0.21	0.14
增压器型号		—	TZ 25×A	40 GP		GP 100	TZ 25×B
生产厂		四川重庆红岩机器厂			上海新中动力机器厂		

连杆为中碳钢整体锻造件、杆身中心有 11 mm铝孔作为润滑小端活塞销铜套的通道。浮动式活塞销由优质低碳铬钢制造。连杆大端为船用式，轴瓦与主轴承相同。

新 6250 Z（X 6250 Z）型柴油机（图 4.1.10-69）为四冲程、直列式，水冷、直接喷射、单级脉冲废气涡轮增压、带中间空气冷却器的中速柴油机，可配用 800 kW发电机。

该机与老 250 系列有很大差别。机体为整体铸造，下部两侧有检视孔，孔盖板上还装有 2 个呼吸器和 2 个防爆门，油底壳为湿式，用薄钢板焊接而成。

主轴瓦与半环形的推力轴承均用钢背上浇铸有高锡铝合金，表面再镀一层 0.02～0.03 mm 的铅锡合金层，以改善磨合性。

缸套采用上、中、下三个凸缘在机体中定位，但中间凸缘不全部与机体内腔接触，仅与四个凸块相配，用以增强缸套中部刚性，防止穴蚀。缸套下部由三根耐油橡皮圈密封，缸套受热后可向下自由膨胀，缸套内壁采用精珩磨。

活塞改用硅铝合金，顶部为浅ω型燃烧室，并有四个避阀坑，这种结构对改善燃烧有利。考虑到高增压后热负荷较大，活塞顶部铸有一环形油腔，用以改善第 1 道活塞环的工作。有 4 道气环和 2 道刮油环，取消了布油环。

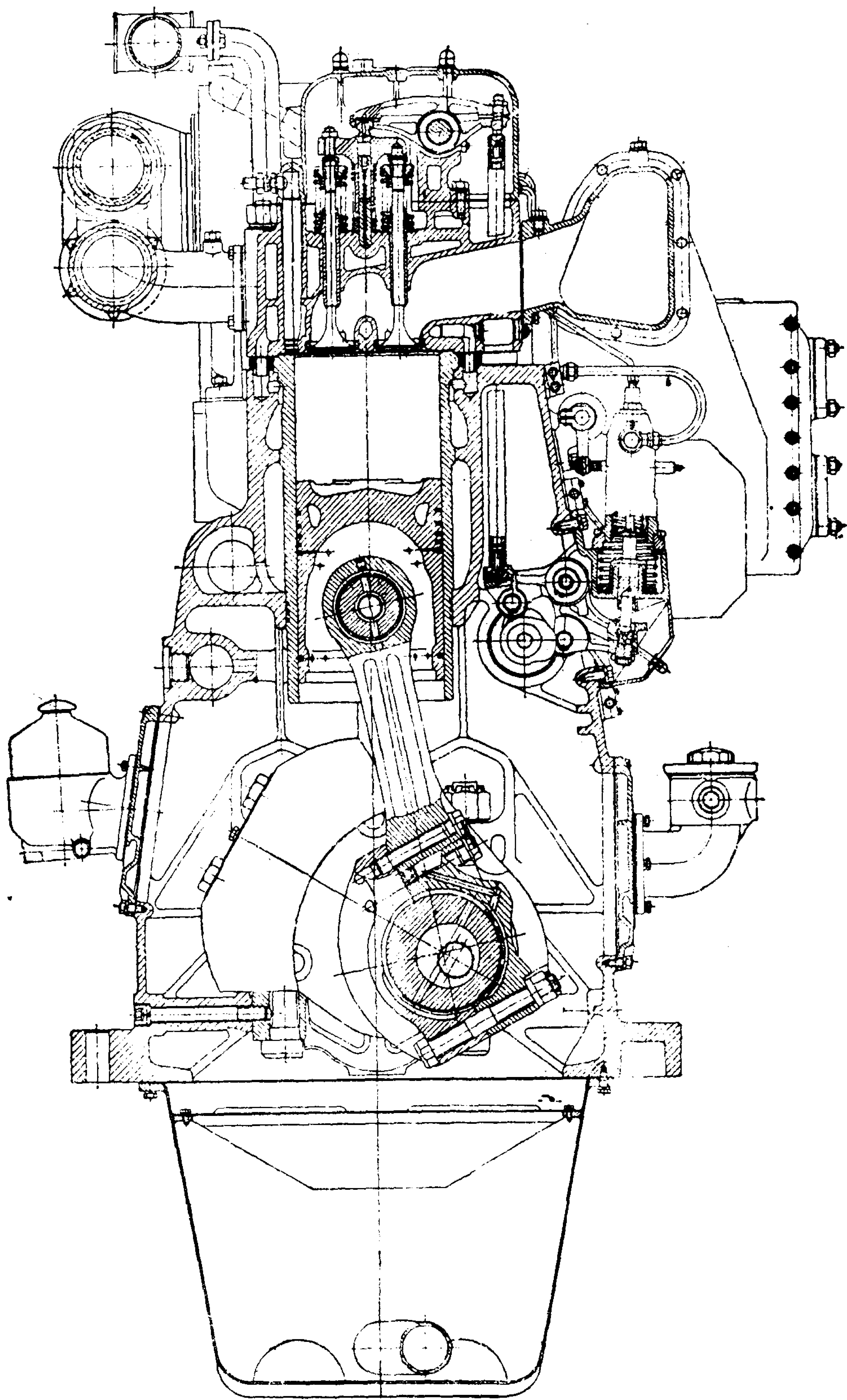


图 4.1.10-69　新 6250 柴油机横剖面图

活塞环为合金铸铁，直切口，1、2两道气环外圆多孔性镀铬后再镀铜，而3、4道气环及刮油环表面镀锡，以加速磨合过程。

连杆采用工字形锻造件、中间钻孔，外表面经抛光和喷丸处理以提高抗疲劳强度。连杆大端改为与杆身中心线呈170°角的斜切口，上、下盖接合面采用锯齿形以防连杆螺栓承受剪切力。连杆小端衬套和大端轴瓦均为薄壁高锡铝合金。

曲轴及气缸套均为球墨铸铁，进排气阀各2只。

凸轮轴每缸一段，三段组装成一体，用20 Cr钢锻造。

柴油机的增压器，空冷器安放在机尾，而各传动附件，海、淡水泵，滑油泵等均安置在自由端。

2.11.3 主要运转参数（表4.1.10-93）

表4.1.10-93　　主要运转参数

参数 \ 系统 \ 机型		6250 CD 及 6250 ZCD		X 6250 Z 及 6250 GZC			
		滑油	冷却水	滑油	冷却水	增压器滑油	扫气
压力 MPa	正常进机	0.1~0.14	0.25~0.6	主油道泵出口 0.5~0.6	0.15	0.25~0.4	0.22~0.24（标定）
	最低警报或停车	0.08	0.22	—	—	—	—
温度 ℃	进机	45~50	45~50	45~75（滑油冷却器后）	45~70 进中冷器 ≯30	—	—
	出机	55~60	50~60	60~75	60~75	60~75	≤60
	最高	≤70	≤70	≤80	80（报警）	<85	60

2.11.4 主要零部件装配间隙与磨损极限（表4.1.10-94）

表4.1.10-94　　主要零部件装配间隙及磨损极限　mm

部位名称	250系列		X 6250 Z		250 Z系列	
	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限
主轴承间隙	0.080~0.188	0.40	0.240~0.357	0.45	0.22~0.31	0.45
连杆大端轴承间隙	0.080~0.188	0.30	0.220~0.317	0.42	0.20~0.29	0.40
曲轴与推力轴承间隙（轴向）	0.060~0.228	0.50	0.150~0.278	0.56	0.15~0.24	0.50
活塞销与销孔铜套	0.125~0.165	0.30	0.120~0.175	0.30	0.10~0.16	0.25
活塞销与活塞销孔间隙	0.025~0.065	0.20	−0.03~0	—	−0.015~0.020	0.04
气缸内径与活塞裙部间隙	0.250~0.325	0.80	0.500~0.565	1.25	0.55~0.616	1.0
活塞环开口间隙第1道	0.8~1.0	3.50	1、2道0.9~1.10	3.50	0.90~1.1	2.0
第2、3、4道	0.7~0.9	3.50	3、4道0.80~1.00	3.50	0.80~1.0	3.0
油环	0.6~0.9	3.50	0.6~0.80	3.50	0.60~0.80	3.0

续上表

部位名称	250系列		X 6250 Z		250 Z系列	
	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限	装配间隙	磨损极限
活塞环与槽间隙第1、2道	0.12~0.18	0.25	0.100~0.140	0.30	0.10~0.14	0.50
第3、4道	0.05~0.11	0.20	0.060~0.095	0.25	0.06~0.095	0.30
油环	0.07~0.13	0.20	0.060~0.100	0.25	0.06~0.10	0.30
凸轮轴与轴承	0.012—0.078	0.20	0.08~0.164	0.30	0.130~0.210	0.35
凸轮轴与推力轴承	0.12~0.52	0.70	0.150~0.255	0.40	0.140~0.196	0.35
气阀与摇臂	1.2~1.7	—	进气阀0.45—0.55 排气阀0.55—0.65	—	—	—
顶杆与导套	0.025~0.077	0.20	—	—	—	—
气阀与导套 进气阀	0.030~0.074	0.30	0.080~0.123	0.30	—	—
排气阀	0.140~0.189	0.30	0.095~0.149	0.30	—	—

2.12 NVD 系列柴油机

NVD系列柴油机为德国马格德堡“卡尔·李卜克内西”重型机器厂（简称SKL）生产的四冲程、立式、水冷、直接喷射式、废气涡轮增压、中速船舶柴油机。在内河船舶上用作推进主机时，柴油机可直接倒转（以U标志）。我国在沿海及远洋船舶上则作为电站动力。该系列机主要有增压(以A标志)，和不增压(不带A)的六、八缸机，NVD 36 A-1 及 NVD 48 A-2（U）机。NVD 的换代系列为 VD 系列。

2.12.1 主要技术规格（表 4.1.10-95）

表 4.1.10-95 SKL NVD 系列中速柴油机机种及主要技术规格

机型	气缸数	缸径 mm	行程 mm	持续功率 kW	额定转速 r/min	活塞平均速度 m/s	平均有效压力 MPa	燃油消耗率 g/(kW·h)	滑油消耗率 kg/h	质量 kg	备注
3 NVD 26-2[1]	3	180	260	59	600	5.2	0.6	228	0.15	14 000	
3 NVD 26-2[1]	3	180	260	73.5	750	6.5	0.6	228	0.15	4 000	
4 NVD 26-2[1]	4	180	260	78	600	5.2	0.6	226	0.20	4 300	
4 NVD 26-2[1]	4	180	260	99	750	6.5	0.6	226	0.20	4 300	
6 NVD 26-2[1]	6	180	260	147	750	6.5	0.6	220	0.60	5 100	
6 NVD 26-3[1,2]	6	180	260	176	1000	8.67	0.54	225	0.60	5 100	
6 NVD 26 A-2[1,2]	6	180	260	220	750	6.5	0.9	220	0.30	5 200	
6 NVD 26 A-3[1,2]	6	180	260	287	1000	8.67	0.88	225	0.30	5 200	
8 NVD 26 A-2[1,2]	8	180	260	294	750	6.5	0.9	220	0.40	6 300	
6 NVD 36-1 U	6	240	360	224	500	6.0	0.56	218	0.46	8 515	
8 NVD 36-1 U	8	240	360	300	500	6.0	0.56	218	0.61	10 410	
6 NVD 36 A-1 U	6	240	360	315	500	6.0	0.78	218	0.64	8 610	
8 NVD 36 A-1 U	8	240	360	425	500	6.0	0.79	218	0.87	10 493	
6 NVD 48-2 U	6	320	480	485	428	6.85	0.6	228	1.60	18 745	
8 NVD 48-2 U	8	320	480	647	428	6.85	0.6	222	2.00	22 645	
6 NVD 48 A-2 U	6	320	480	735	428	6.85	0.9	218	1.60	19 045	
8 NVD 48 A-2 U	8	320	480	970	428	6.85	0.9	218	2.00	23 745	

2.12.2 结构简介（图 4.1.10-70）

底座与机架均为铸铁铸造，用螺栓连接，气缸套用灰口铁合金离心浇铸，依靠上凸缘与密封圈安置在缸体内部。

气缸盖用灰口铸铁铸造，上面装有喷油器，进、排气阀及安全阀等。

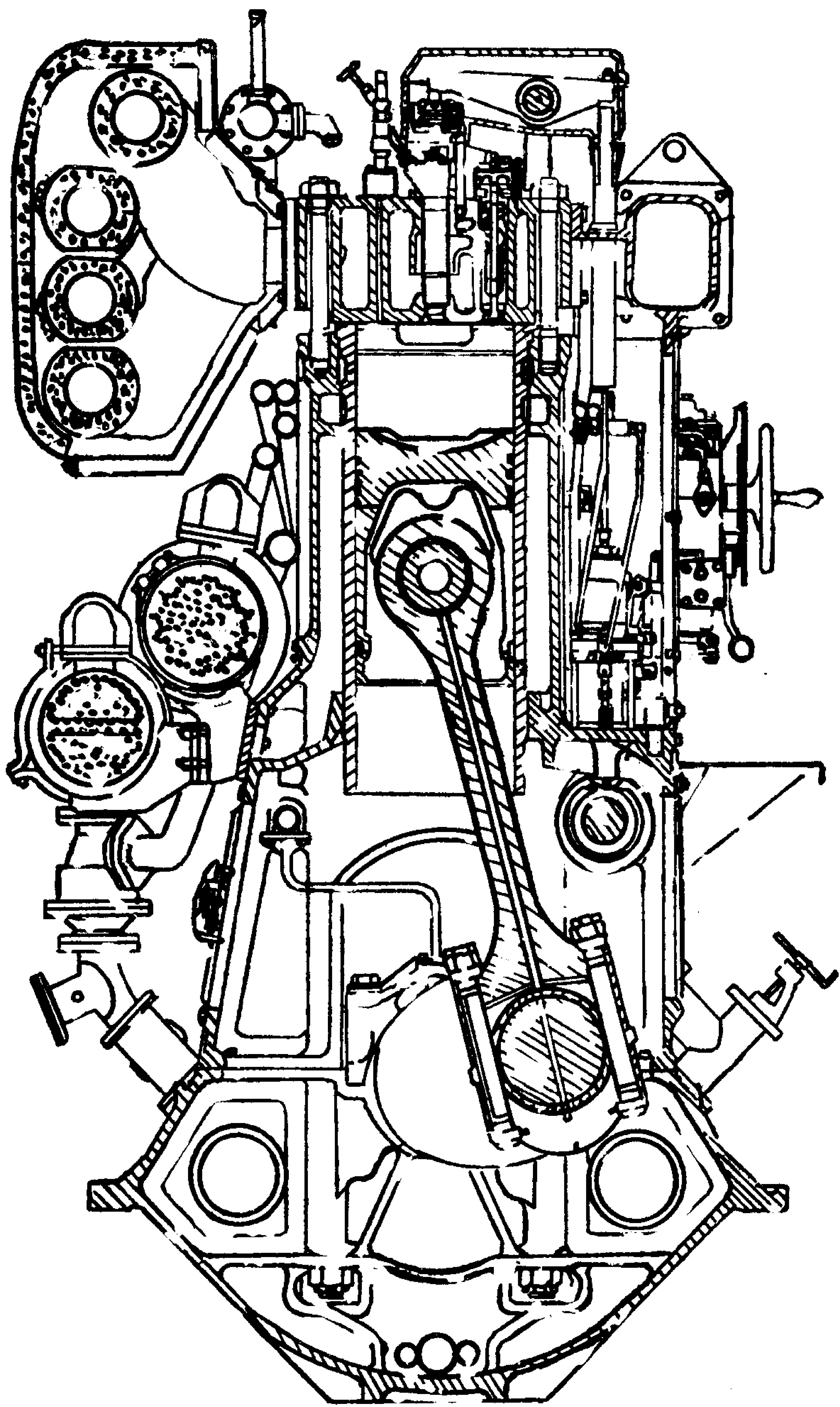


图 4.1.10-70　8 NVD 48-A-2 U型柴油机横剖面图

主轴承为正置式，上盖剖分面倾斜，借此来承受可能产生的侧向分力。轴瓦敷设有白合金。第1、2道主轴承还兼有止推作用。但还设有专门的推力轴承以满足船用主机的需要。

曲轴为整体锻造，在第1道轴颈与飞轮轴颈之间设有一道环段，以承受推力作用。

活塞用高级铝合金制造。活塞销以上部分设有4道气环、1道刮油环，在下部还有1道带槽的刮油环。

连杆为整体锻压件，杆身圆形，中心钻孔作为润滑活塞销滑油的通道。大端为水平剖分式，设有白合金轴瓦。

对于转速为500 r/min的NVD 36-1型柴油机，都配有减振装置，它用六个带有肩口的螺钉固定在泵的偏心轮上，可以防止轴系产生扭转。减振装置为封闭式，不需维护保养，用空气散热。

2.12.3 主要运转参数（表4.1.10-96）。

表4.1.10-96 **主要运转参数**

参数值 \ 系统			润滑系统	冷却水系统 淡水 发动机	冷却水系统 淡水 增压器	冷却水系统 海水
压力 MPa	泵出口		0.3~0.45	0.2	0.4	
	滤器后	全负荷	0.12~0.15	—	—	
		低速	0.05（主机）	—	—	
温度 ℃	进口		—	<75		<45
	出口	海水20℃	<60	<85 各缸出水温差<5	<80	<68
		海水32℃	<70			
		海水45℃	<75			

2.12.4 主要零部件装配间隙和极限间隙（表4.1.10-97）

表4.1.10-97 **主要零部件装配间隙与极限间隙 mm**

部位 \ 间隙 \ 机型		NVD 36-1 AU 装配间隙	NVD 36-1 AU 极限间隙	NVD 48 A-2 U 装配间隙	NVD 48 A-2 U 极限间隙
曲轴与主轴承（径向）		0.09~0.14	0.25	0.18~0.268	0.37
曲柄销轴承	径向	0.09~0.155	0.25	0.15~0.225	
	轴向	0.11~0.23	0.33		最小 0.10
活塞销与连杆轴承		0.09~0.12	0.25	0.10~0.132	
活塞裙部与缸套		0.34~0.38	0.55	0.50~0.59	0.95
推力环与推力轴承		0.4~0.6	1.5	0.4~0.6	1.50

续上表

部位＼间隙＼机型				NVD 36-1 AU		NVD 48 A-2 U	
				装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙
活塞环	气环	天地间隙	第1道	0.043～0.088	0.55	0.083～0.113	0.70
			第2道	0.043～0.088	0.5	0.073～0.103	0.50
			第3道	0.043～0.088	0.4	0.063～0.093	0.30
			其余	0.043～0.088	0.3	0.053～0.083	0.30
		搭口间隙		0.9～1.15	5.0	1.25～1.8	8.0
	油环	天地间隙		0.043～0.088	0.3	0.053～0.086	0.30
		搭口间隙		0.9～1.15	5.0	1.25～1.8	8.0
凸轮轴与轴承				0.03～0.09	0.25	0.036～0.106	0.25
气阀杆与导管				0.05～0.136	0.30	0.105～0.209	0.4
摇臂轴与轴承						0.025～0.075	0.2
摇臂与阀杆间隙				0.5		0.4(热态)	
曲轴开档差			营运中	<0.03	0.09	≤0.058	0.096
			立即调整		0.12		
正时传动齿轮齿隙				0.04～0.30		0.15～0.23	

2.13 MAN 20/27 型柴油机

MAN 20/27 型柴油机为德国 MAN-奥格斯堡厂于 80 年代初推出的一种能使用多种燃料（柴油、55 cSt残渣油，石油天然气，沼气，酒精，植物油，或双燃料）的多用途、四冲程、定压增压带空气冷却器的高性能柴油机。

该机已由上海新中动力机厂引进许可证生产，并投入生产 4 ～ 9 缸直列式（L型）与 12、14、16、18 缸V型机，以及 4 ～ 9 缸直列式双燃料柴油机（L 20/27 DG型）。

2.13.1 主要技术规格（表 4.1.10-98）

表 4.1.10-98 **系列及主要技术规格**

机型	缸数	缸径 mm	行程 mm	转速 r/min	单缸功率 kW(PS)	单机功率 kW(PS)	活塞平均速度 m/s	平均有效压力 MPa	发电机频率 Hz	重量/功率 kg/kW
L 20/27	4～9	200	270	1000	100（136）	400～900（544～1224）	9.0	1.415	50	8.88～10.75
				900	90（122）	360～810（488～1098）	8.1	1.415	60	
				750	75（102）	300～675（408～918）	6.8	1.415	50	
				720	72（98）	288～648（392～881）	6.5	1.415	60	

续上表

机　型	缸数	缸径 mm	行程 mm	转速 r/min	单缸功率 kW(PS)	单机功率 kW(PS)	活塞平均速度 m/s	平均有效压力 MPa	发电机频率 Hz	质量/功率 kg/kW
V 20/27	12、14	200	270	1000	100(136)	1200～1800 (1630～2450)	9.0	1.415	50	7.0
	16、18			900	90 (122)	1080～1620 (1465～2200)	8.1	1.415	60	｜
				750	75 (102)	900～1350 (1224～1836)	6.8	1.415	50	7.5
				720	72 (98)	864～1296 (1176～1764)	6.5	1.415	60	

2.13.2　结构简介（图 4.1.10-71）。

铸铁机架采用龙门式，其侧面有较大的观察窗，便于拆卸运动部件。进气总管与空气冷却器均并入其矩形外框空间，因此紧凑，加工面少，且起到隔声作用。倒挂的曲轴安放在用轻型薄板封闭的油底壳形成的框架内，并用螺栓紧固在托架或弹性底座上。每个主轴承用两只标准的气缸盖螺栓固定并由两只定位销钉来承受侧推力。

高置式凸轮轴，可省去顶杆等传动机构，喷油泵倒置在空冷器对应的另一侧矩形空间内，因此凸轮可直接顶动喷油泵及进、排气阀。

连杆采用模锻，大端为平切口，用 4 只标准气缸盖螺栓连接。气缸套采用耐磨铸铁离心浇铸，气缸上半部水冷。由于部件尺寸较小，各缸的气缸盖与摇臂箱铸为一体，每缸装有进、排气阀各一个，用一根气阀弹簧使之密封。各气阀均用合金铸铁铸造，并镶有气阀座。

凸轮轴按照气缸数的多少分段制造，每段分别控制 3 ～ 4 个缸，安装在气缸头上单独的凸轮轴箱内。喷油泵的挺杆套筒也设在该凸轮轴箱内。喷油泵可以预先与凸轮轴、凸轮轴箱一起装好后再安装到机身上去。

立式机型的活塞采用铸铝整体结构，活塞顶内部采用可溶性盐芯铸造成冷却通道，由主轴承经连杆来的滑油经喷射装置将油喷入空间冷却。第 1 道活塞环槽镶有铸铁环衬以提高耐磨性。活塞顶为平顶式。V型机活塞采用组合式，活塞头部为铸铁，顶部为浅ω形。

曲轴为整体锻造的碳钢件。主轴承盖为灰铸铁。主轴瓦与连杆大端轴瓦为标准的三层合金薄壁轴瓦。

空气中间冷却器装在柴油机前端，为使机舱紧凑，需要的话可将空冷器芯子沿长度方向分成两段。单级定压增压器安装在输出端，排气总管分为几段，每段接 3 ～ 4 个气缸盖。

2.14　B&W T 23 L 型柴油机

B&W T 20 和T 23 L 型中速柴油机是由上海船厂和镇江船用柴油机厂引进丹麦 B&W 公司的专利许可证生产的。它们均为四冲程、单作用，筒形活塞式、废气涡轮增压，中速多用途柴油机，除用作大、中型船舶电站动力外，尚可用作长江，内河船舶主机或各类工程船舶主、辅机之用。

2.14.1　主要技术规格（表 4.1.10-99）。

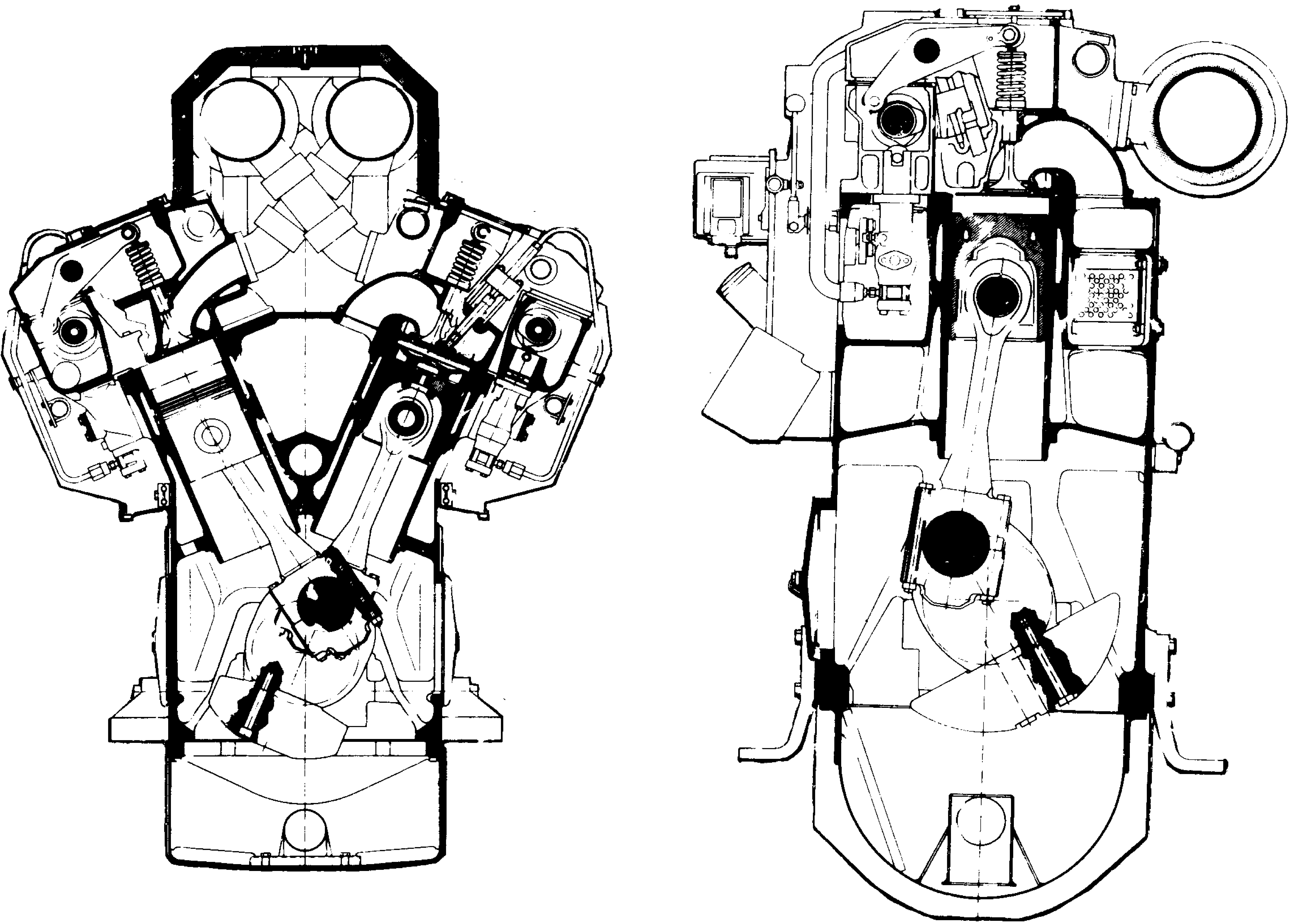


图 4.1.10-71　MAN 20/27 L，及V型柴油机横剖面图

a）V 20/27 型. b）L 20/27 型

表 4.1.10-99　　主要技术规格

项目 \ 机型		6 T 20 H		6 T 23 LU	6 T 23 LH
气缸直径	mm	200		225	225
活塞行程	mm	250		300	300
转　速	r/min	900	720	825	720
持续功率（单缸）	kW	735	59	111	105
活塞平均速度	m/s	7.5	6.0	8.25	7.20
平均有效压力	MPa	1.27		1.4	1.5
最高爆发压力	MPa	8.3		10	10
燃油消耗率	g/(kW·h)	224		220	220
外形尺寸	长　mm	3000		3380	—
	宽　mm	1100		1330	—
	高　mm	1990		2445	—
曲轴中心线以上高	mm	1340		1735	—
曲轴中心线以上吊高	mm	1600		2450	—
质量	kg	5200		10300	—

2.14.2　结构简介（图 4.1.10-72）

B&W 电站用柴油机的机身与机座截面呈简单的长方形，空气进气道、废气涡轮增压器支座以及空气冷却器箱体都是作为机身的一部分，形成一个整体浇铸件，因而具有良好的刚性。柴油机与发电机共用一个底座，机身上开有大尺度道门，便于对主轴承，曲柄销轴承和凸轮轴轴承进行维修保养。

缸套用耐磨合金铸铁浇铸，上部凸肩在机身上被缸盖螺栓紧压在机身的上顶板上，上部形成冷却水空间，缸套下部由胶圈密封，并能自由向下膨胀。

缸盖由优质球墨铸铁浇铸，上设进、排气阀各一只，阀座上镶有可拆卸的阀座圈，磨损后可以换新。气缸盖中央装有一只喷油器和起动阀，气缸盖上所有管系均能快速被拆卸。

活塞为铸铁整体浇铸件，上设 3 道气环和 2 道刮油环，采用浮动式活塞销。活塞冷却油由连杆杆身上的孔道通过活塞销座提供。

连杆为H型断面，采用模锻加工，小端压配有活塞销衬套，大端设有钢背、铅青铜、白合金表面镀层的薄壁三层合金轴瓦。大端轴承的上下剖分面上设有锯齿形。

曲轴为整体锻造件，设有平衡重，采用倒挂式主轴承，轴瓦为薄壁三层合金式，与曲柄销轴瓦相同。

每缸设有一只独立的喷油泵，并具有液压调速和超负荷停车装置。

每台柴油机根据用户需要，可以装配遥控和监视设备，以满足自动控制的需要。

2.14.3　主要运行参数（表 4.1.10-100）

表 4.1.10-100　　主要运行参数

参数 \ 型号		T 20 H	T 23 LU
压力 MPa	海水泵	0.18	0.25
	淡水泵	0.20	0.25
	滑油泵	0.30	0.3204
	燃油泵	0.30	0.25
温度 ℃	增压器后排气温度	385	—
	空气冷却器海水进口	32	32
	淡水进机	58	65
	滑油进机	48	65

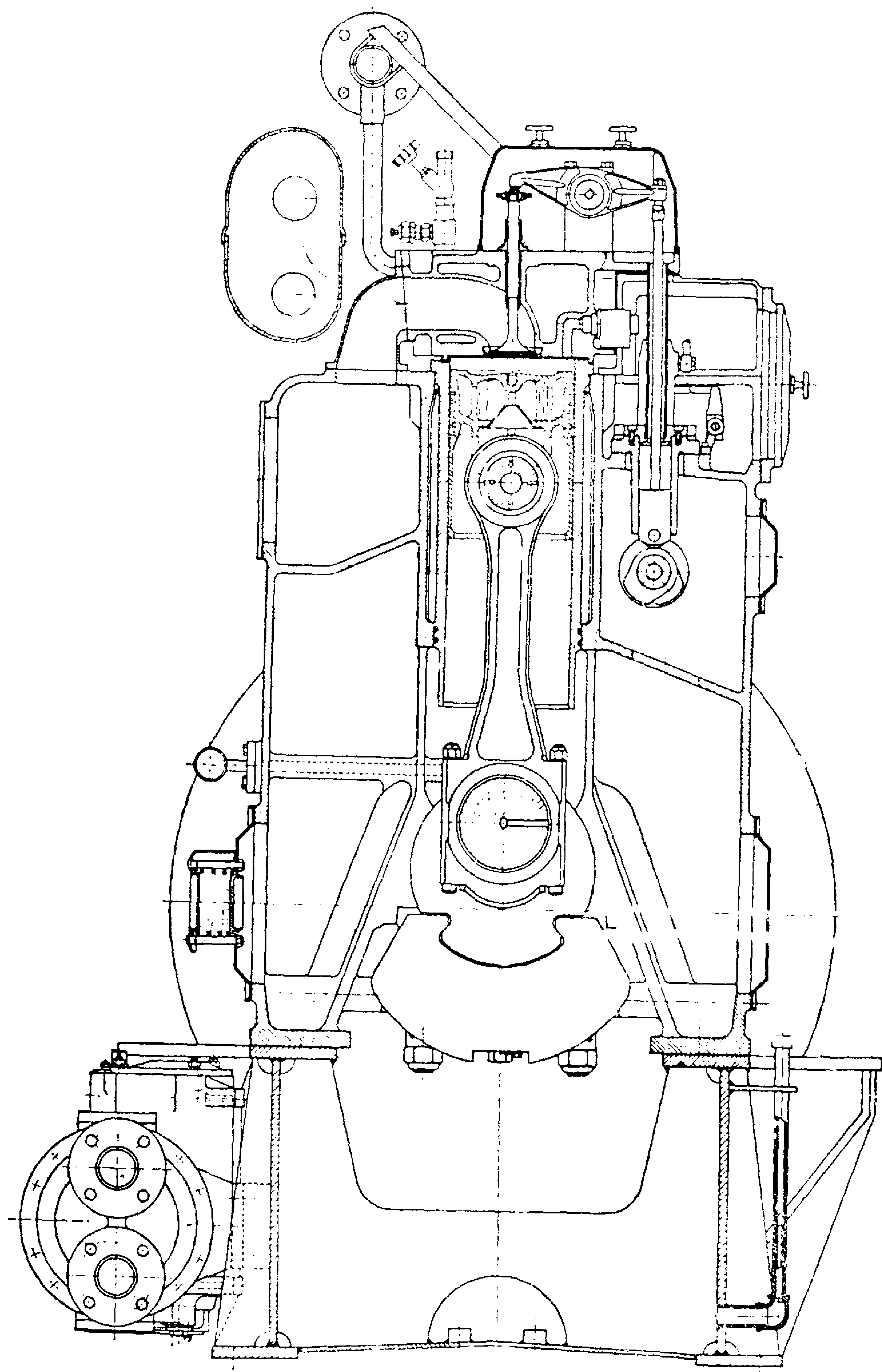


图 4.1.10-72　T 23 L型柴油机横剖面图

2.15 大发柴油机

该机型系日本大发柴油机公司（DAIHATSU）生产的四冲程、单作用、直接喷射、ω型燃烧室、废气涡轮增压、水冷式、不可倒转、中速多用途柴油机。主要用作沿海、内河船舶及工程船舶、渔船的主机，又可作为远洋船舶电站或陆用电站、泵站的发动机。大发柴油机主要有PS、DS及DL等系列。

我国于1981年底开始引进大发柴油机制造技术专利，先后定点于安庆及陕西柴油机厂生产。其中安庆船用柴油机厂主要生产PS-26 H，DS-18 A及DL-20型机，陕西柴油机厂主要生产缸径220～400 mm，转速850～1000 r/min，功率551～3528 kW，五个系列十四种柴油机，供中型船舶主机和电站发动机用，其主要产品为DS-22，DS-28 及DL-22 型机。

PS系列柴油机为低增压、可燃用重油的柴油机。DS系列柴油机为高增压、带空气中间冷却器，可燃用雷氏1号600秒重油。

DL系列是在DS系列基础上，加长行程20 mm，转速保持不变，可燃用重油的直列式柴油机。缸径为160～400 mm，转速为500～1350 r/min，机组功率为309～3090 kW的六、八缸机组。

上述各系列柴油机当用作电站机组时，各机组均可多台并联运转，并加装自动化装置以实现自动控制和自动检测。

表 4.1.10-101 为陕柴-大发柴油机的主要技术规格。

表 4.1.10-101　　**陕柴-大发柴油机主要技术规格**

柴油机型号	6 DSb-22	6 DSD-22	6 DS-22	6 DSb-28	6 DS-28
气缸数 缸径×行程 mm	6 220×280	6 220×280	6 220×280	6 280×340	6 280×340
输出功率/转速 kW/(r/min)	547.5/720 547.5/750 661.5/900 661.5/1000 *	690/720 720/750 800/900	900/720 900/750 1100/900 1100/1000 *	1600/720 1600/750	1900/720 1900/750
燃油消耗率 g/(kW·h)	207 209 *	216	207 209 *	201	201
滑油消耗率 g/(kW·h)	<1.4	<1.4	<1.4	<1.4	<1.4
最高爆发压力MPa	10.5	9.5	11.5	11.3	12.3
平均有效压力 MPa	1.2～1.4	1.2～1.3	1.6～1.7	1.5～1.59	1.8～1.9

表 4.1.10～102 为DL系列柴油机用作船舶电站发电机时的主要技术规格。

表 4.1.10-102　　**DL系列（用作船舶电站）主要技术规格**

柴油机型号	输出功率/转速 kW/r/min （烧重油）	气缸数	气缸直径 mm	行程 mm	尺寸 mm			干质量 t		
					长	高	宽	柴油机	发电机	公共底座
6 DL-16	309/900 309/1000 /397/1200	6	165	210	3700	1800	1230	3.0	2.0	0.9
6 DLB-19	353/720 353/750 441/900 441/1000	6	190	230	4530	2310	1430	6.0	2.8	1.5
6 DL-19	397/720 397/750 485/900 485/1000	6	190	230	4530	2310	1430	6.0	2.8	1.5

续上表

柴油机型号	输出功率/转速 kW/r/min（烧重油）	气缸数	气缸直径 mm	行程 mm	尺寸 mm 长	高	宽	干质量 t 柴油机	发电机	公共底座
6 DLB-20	456/720 456/750 485/900 485/1000	6	200	260	4770	2415	1600	6.75	2.9	1.5
6 DL-20	529/720 529/750 610/900 610/1000	6	200	260	4770	2415	1600	6.75	3.1	1.8
6 DLB-22	662/720 662/750 662/900	6	220	300	5135	2740	1770	7.9	3.6	1.6
6 DL-22	735/720 735/750 735/1150	6	220	300	5200	2740	1770	8.0	3.8	2.1
6 DL-24	882/720 882/750	6	240	320	5450	3070	1827	9.5	5.1	2.6
6 DLB-26	993/720 993/750	6	260	340	5700	3220	1850	11.0	5.1	3.3
6 DL-26	1103/720 1103/750	6	260	340	5810	3220	1850	11.8	5.4	3.9
6 DLB-28	1176/720 1176/750	6	280	360	6800	3430	2360	15.7	8.9	4.7
6 DL-28	1324/720 1324/750	6	280	360	6925	3430	2360	16.0	9.5	5.6
8 DLB-28	1544/720 1544/750	8	280	360	7900	3485	2360	20.7	11.6	5.4
8 DL-28	1765/720 765/750	8	280	360	8050	3485	2360	21.0	12.4	6.5
6 DLB-32	1397/600	6	320	400	7000	3690	2520	22.7	9.7	4.8
6 DL-32	1706/600	6	320	400	7200	3690	2520	23.0	10.4	5.7
8 DLB-32	1838/600	8	320	400	8100	3690	2520	27.7	12.9	5.8
8 DL-32	2206/600	8	320	400	8300	3690	2520	29.0	13.8	7.0
6 DL-40	3088/500 3088/514	6	400	480	9000	4400	3227	44.0	14.5	8.5

表 4.1.10-103 示出了部分大发柴油机的主要技术参数。

表 4.1.10-103　　　　**大发柴油机的主要技术参数**

机型	缸径／行程 mm	转速 r/min	活塞平均速度 m/s	单缸输出功率 kW	平均有效功率 MPa	最高爆发压力 MPa	增压压力 MPa	燃油消耗率 g/(kW·h)	排气温度℃ 涡轮前	涡轮后	最大单机 缸数	功率输出	机器干质量t	比质量
PS-26-D	260/320	720	7.68	10.3	1	7	0.06	224	470	395	16	1647	36	21.8
DS-26	260/320	720	7.68	160	1.5～(1.6)	11	0.12	220	520	390	16	2551	12.8 (6 缸)	13.38 (6 缸)
DS-32	320/380	600	7.60	294	1.9	11.5	0.18	207	540	370	16	3309	41	12.4

图 4.1.10-73 为大发柴油机的横剖面图。

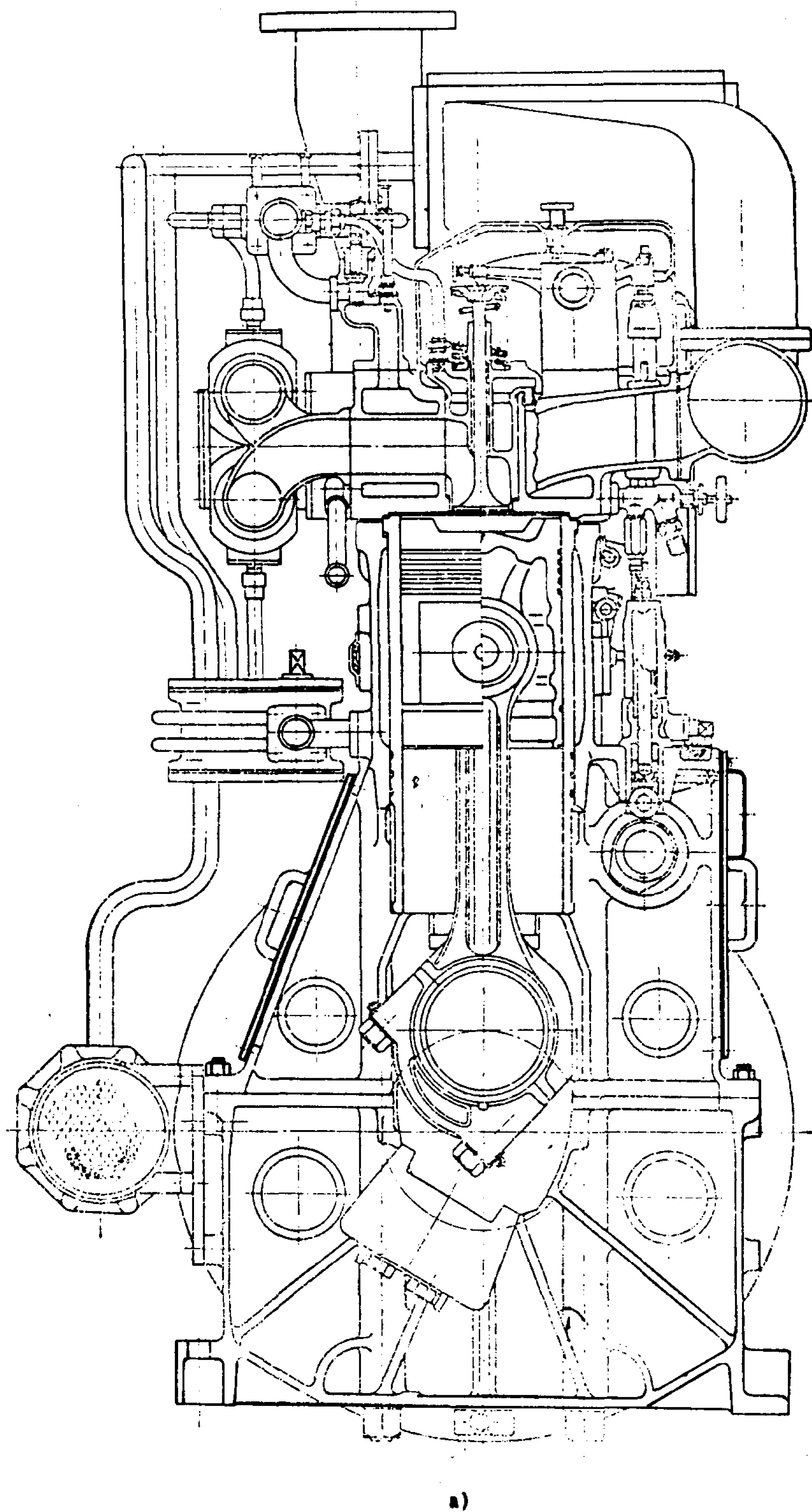
2.16 东风——苏尔寿A型柴油机

瑞士苏尔寿公司研制的A型柴油机自 1967 年投入批量生产，现已发展到第三阶段AT型。长江轮船总公司东风船厂近年引进了该公司AT 25/30 及A 20/24 两个系列柴油机制造技术，并已投入生产。

东风——苏尔寿A型柴油机系四冲程、不可倒转、水冷、燃油直接喷射，废气涡轮增压加空气冷却器的柴油机。它可用于船舶主、辅机，也可用作陆用固定装置及机车动力。结构简单，材质优良，运行可靠，油耗率低，既可燃用柴油，也可燃用重油。

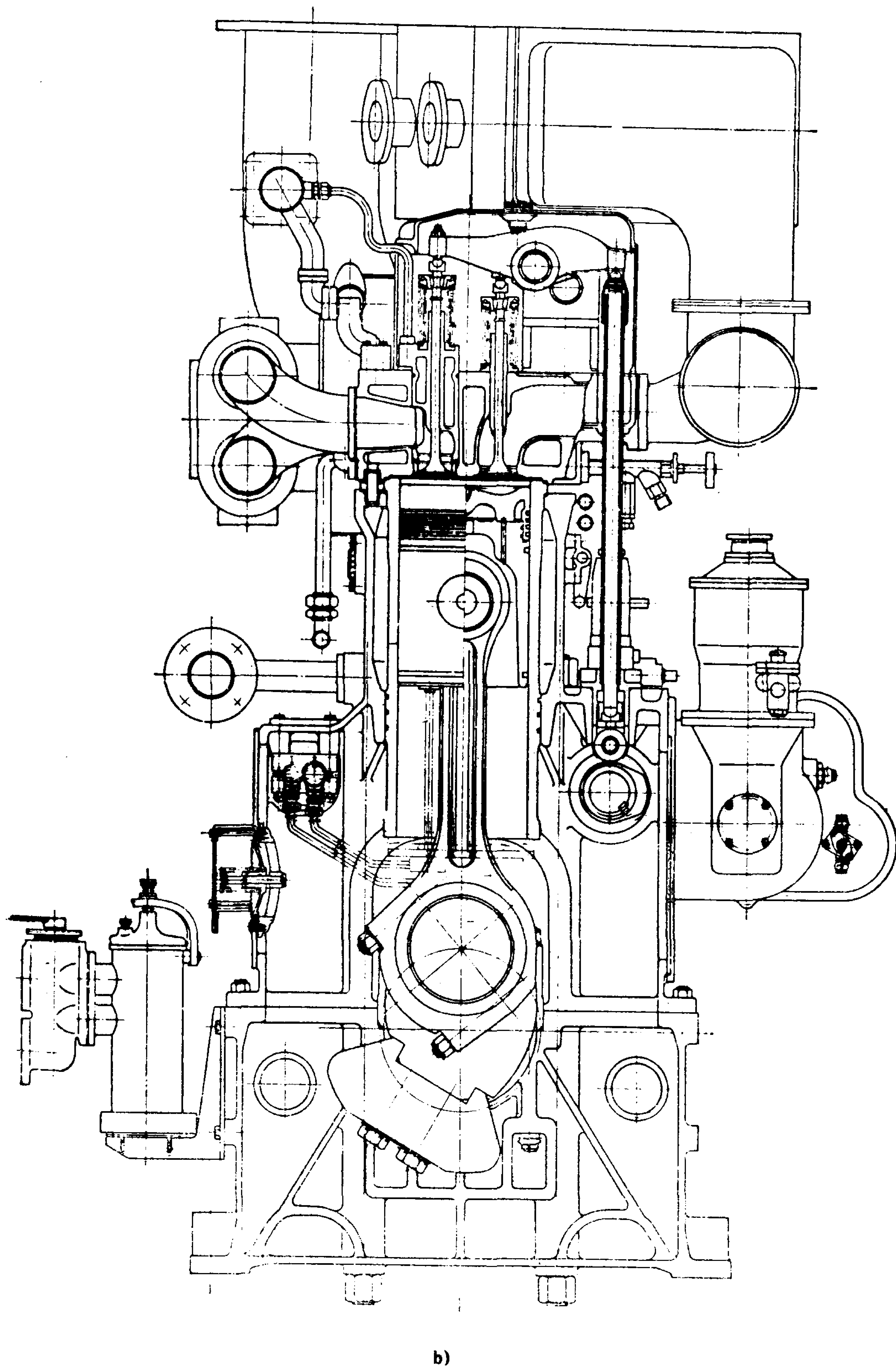
苏尔寿A型机已形成系列，有 5 、 6 、 8 缸直列式和 10、12、16 缸V型机。东风厂目前只生产 6 缸和 8 缸直列式机。

2.16.1　主要技术参数（表 4.1.10-104）



a)

图 4.1.10-73 a)　大发柴油机DS-26 D的横剖面图



b)

图 4.1.10-73 b)　大发柴油机DS-26的横剖面图

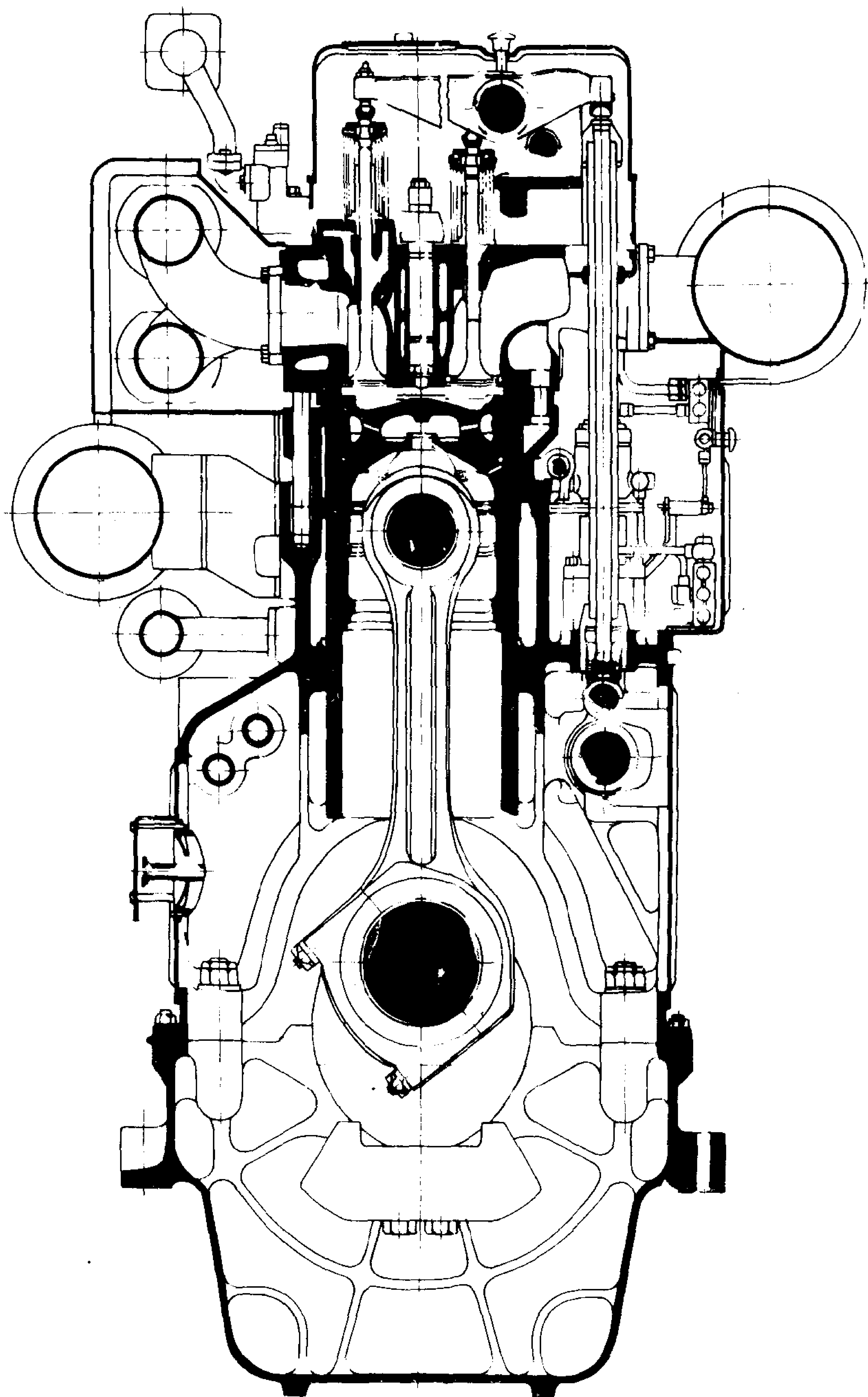


图 4.1.10-73 c）大发柴油机DL的横剖面图

表 4.1.10-104　　东风-苏尔寿四冲程A型直列式柴油机主要技术参数

型　号			AT 25/30		A 20/24	
气缸数			6、8		6、8	
缸　径		mm	250		200	
行　程		mm	300		240	
单缸活塞排量		cm^3	14726		7540	
压缩比			1∶13		1∶12.7	
标定工况下的转速		r/min	750	1000	750	1000
标定工况下的爆发压力		MPa	12.5	13.3	10.8	11.3
标定工况下单缸功率	燃用柴油	kW (PS)	160 (220)	220 (300)	78 (106)	102 (140)
	燃用重油		145 (200)	200 (270)	72 (98)	95 (130)
平均有效压力	燃用柴油	MPa	1.73	1.79	1.63	1.63
	燃用重油		1.57	1.62	1.52	1.51
标定功况下燃油消耗率	燃用柴油	g/(kW·h) [g/(PS·h)]	205 (151)	212 (156)	212 (156)	212 (156)
	燃用重油		205 (151)	208 (155)	212 (156)	212 (156)
标定工况下活塞平均速度		m/s	7.5	10.0	6.0	8.0
标定工况下气缸排气温度		℃	400±30		400±30	
喷油嘴开启压力		MPa	25		24.5	
气缸盖安全阀开启压力		MPa	15			
整机质量(不带油、水、飞轮)		kg	6缸 11 900	8缸 14 900	6缸 6400	8缸 8200
发火次序（飞轮端视）	逆时针方向旋转(左旋)		6缸 1-5-3-6-2-4 8缸 1-4-7-6-8-5-2-3			
	顺时针方向旋转(右旋)		6缸 1-4-2-6-3-5 8缸 1-3-2-5-8-6-7-4			

注：①此燃油消耗率系指柴油机自带水泵、滑油泵、燃油输送泵情况。
②按ISD标准环境条件下燃油消耗率允差为＋3％。

2.16.2　结构简介

东风-苏尔寿AT 25/30型和A 20/24型柴油机结构基本相同（图 4.1.10-74)。长方形机体由灰铸铁制成。曲轴平衡块、连杆盖、连杆大端轴瓦和主轴瓦均可从机体左右两侧下方宽敞的开口拆出。

悬挂式曲轴用合金钢制造，配有平衡重块，每个主轴承盖由两个垂直的和两个水平的螺栓紧固在机体上。曲轴前端可根据需要加装减振器。

活塞为油冷，分为组合式和整体式两种。组合式活塞其头部用合金钢锻造，裙部则分为铸铝件（用于1000 r/min）和铸铁件（用于750 r/min）两种。A 20型机为整体式铸铁活塞。连杆及盖均用合金钢制造，其斜接合面由精确加工的齿形结合。拆卸活塞连杆总成可由气缸孔吊出。

气缸套是一个筒形结构。缸套顶部凸缘上置水套圈。水套圈、缸套由4个贯穿缸盖的螺栓紧固在机体上。机体、缸套、水套圈之间形成密封的水腔，通过水腔的冷却水由缸盖上方排出。

缸盖系高强度铸铁件。缸盖的单层厚底面钻有网状冷却水通孔。缸盖上设有两个进气阀和两个排气阀。气阀均由优质合金制成，并在燃用重油时设有转阀机构。还装有喷油器、起动阀、安全阀以及两个用于控制气阀的摇臂机构。

喷油器采用油冷式，喷孔内边倒圆。

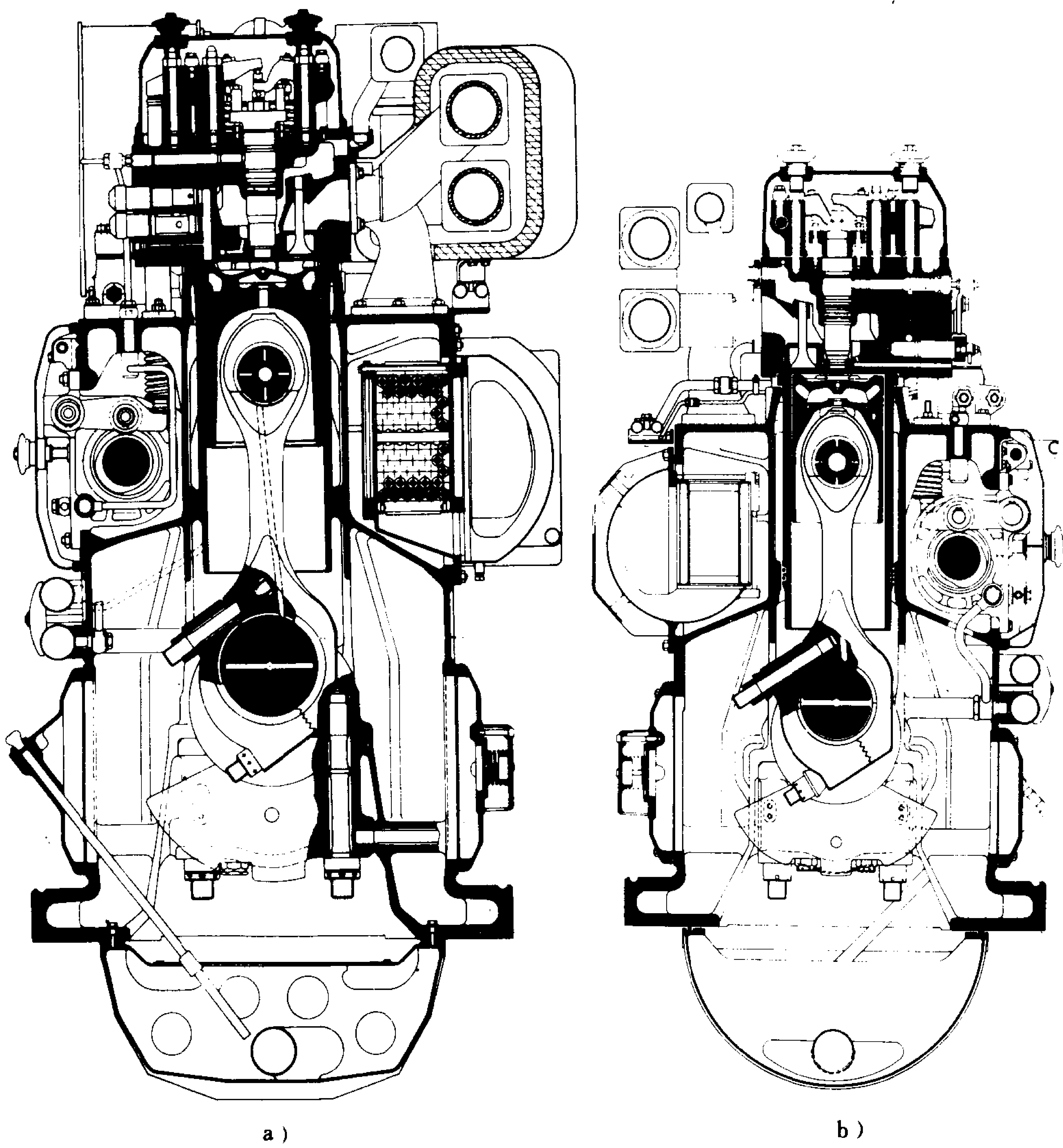


图 4.1.10-74

a) AT 25/30；b) A 20/24 型柴油机横剖面图

凸轮轴安装在机体侧面的滑动轴承座上，由后端的传动齿轮传动。凸轮轴为单元分段组合式结构，每缸一个分段，拆装和维修均较方便。

调速器与转速表由凸轮轴前端齿轮组传动。超速限止器安装在凸轮轴推力轴承端。

柴油机通过主起动阀用压缩空气起动，既可实现手动操作起动，又可通过压缩空气和电磁阀实现自动控制起动。

直列式柴油机仅有一台废气涡轮增压器，它安装在机体后端上部。空冷器安装在机体排气侧的扫气箱内。在燃用重油时柴油机后端还装有一套增压器清洗装置。

机体前端下方装有一台滑油泵，一台冷却水泵，一台海水泵和一台燃油输送泵，均由曲轴前端的传动齿轮带动。

2.16.3 柴油机主要运行参数（表 4.1.10-105）

表 4.1.10-105 **柴油机各系统运行参数**

系　统	参　　数	单　位	AT 25/30	A 20/24
淡水	气缸套冷却水进口压力	$\times 10^5$Pa	2.2/4.5	1.8/3.5
	气缸套冷却水进口温度	℃	>70	>55
	气缸套冷却水出口温度	℃	80/90	65/75
	涡轮增压器冷却水进口压力	$\times 10^5$Pa	< 4	< 4
	涡轮增压器冷却水进口温度	℃	>70	>65
	涡轮增压器冷却水出口温度	℃	<90	<80
海水	空气冷却器冷却水进口压力	×10·Pa	< 4	<3.5
	空气冷却器冷却水进口温度	℃	>25	>25
	空气冷却器冷却水出口温度	℃	<45	<45
滑油	主轴承滑油进口压力	$\times 10^5$Pa	2.5/ 4	1.5/ 4
	主轴承滑油进口温度	℃	50/70	50/65
	活塞冷却油进口压力	×10 Pa	2.5/ 4	1.5/ 4
	活塞冷却油进口温度	℃	50/70	50/65
燃油	用柴油机自带加压泵时喷油泵进口压力	$\times 10^5$Pa	1.5/4	1.5/3
	用独立的加压泵时喷油泵进口压力	$\times 10^5$Pa	2/4.5	2/4.5
增压空气	增压器空气滤清器允许压力降	mmH_2O	200	200
	增压空气系统进口允许压力降	mm H_2O	100	100
	增压器空气冷却器空气允许压力降	mm H_2O	300	300
起动空气	起动空气压力	$\times 10^5$Pa	12/30	12/30
排气	燃用柴油时的涡轮进口温度	℃	600	650
	燃用重油时涡轮进口温度	℃	570	610
	涡轮出口最高压力	mm H_2O	400	400

注：上表中数值中的分数式，分子表示最低值，分母表示最高值。

2.16.4 柴油机附属设备运行参数（表 4.1.10-106）

4.1.10-106　柴油机附属设备运行参数

附属设备	柴油机型号		AT 25/30				A 20/24			
	柴油机气缸数		6		8		6		8	
	废气涡轮增压器型号		VTR		VTR		VTR		VTR	
			250	251	251	251	160	200	200	201
	柴油机转速	r/min	750	1000	750	1000	750	1000	750	1000
滑油冷却器	去柴油机的滑油流量	m³/h	18	24	18	24	18	25	24	32
	滑油进/出口温度	℃	75/60	80/60	75/60	80/60	66/60	67/60	66/60	67/60
	海水或江水流量	m³/h	31	42	42	56	16	24	22	32
	海水或江水进/出口温度	℃	32/36	32/36	32/36	32/36	32/35	32/35	32/35	32/35
淡水冷却器	淡水流量	m³/h	30	40	40	52	18	24	24	32
	淡水进/出口温度	℃	85/76	85/76	85/76	85/76	85/77	85/76	85/77	85/76
	海水或江水流量	m³/h	31	42	42	52	16	24	22	32
	海水或江水进/出口温度	℃	36/44	36/44	36/44	36/44	35/44	35/44	35/44	35/44
增压空气冷却器	海水或江水流量	m³/h	20	32	24	42	6	10	8	13
	海水或江水进/出口温度	℃	32/42	32/42	32/42	32/42	32/44	32/44	32/44	32/44
柴油机自带冷却水泵	排　　量	m³/h	30	39	40	52	18	24	24	32
	总压头	$\times10^5$Pa	2.8	2.8	2.7	2.7	2.9	2.5	2.7	2.7
柴油机自带滑油泵	排　　量	m³/h	29	33	49	55	22	25	28	32
	油温在 60℃ 时的最高输油压力	$\times10^5$Pa	6.5	6.5	6.5	6.5	6	6	6	6
柴油机自带燃油输送泵	排　　量	m³/h	1.56	1.56	1.56	1.56	0.75	0.78	0.75	0.78
	最高输油压力　柴油	$\times10^5$Pa	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5
	最高输油压力　重油	$\times10^5$Pa	8	8	8	8	8	8	8	8
独立电动海水泵	排　　量	m³/h	51	74	66	98	22.5	34	30	45
	总　压　头	$\times10^5$Pa	2	2	2	2	2	2	2	2
电动备用滑油泵	作船用辅机的排量	m³/h	4.4	4.4	5.7	5.7	3.2	3.2	4.1	4.1
	作船用辅机的压力	$\times10^5$Pa	4	4	4	4	4	4	4	4
	作船用主机的排量	m³/h	18	24	18	24	22	25	28	32
	作船用主机的压力	$\times10^5$Pa	6	6	6	6	6	6	6	6

注：上述所列数据系假定海水或江水进入系统的温度为 32℃，而出口最高温度为 45℃ 时的数值。同时由于AT 25/30 和 A 20/24 型柴油机均有燃用柴油和燃用重油的区别，因此表中所列数据为近似值，准确数据需向厂家咨询或索取详细资料。

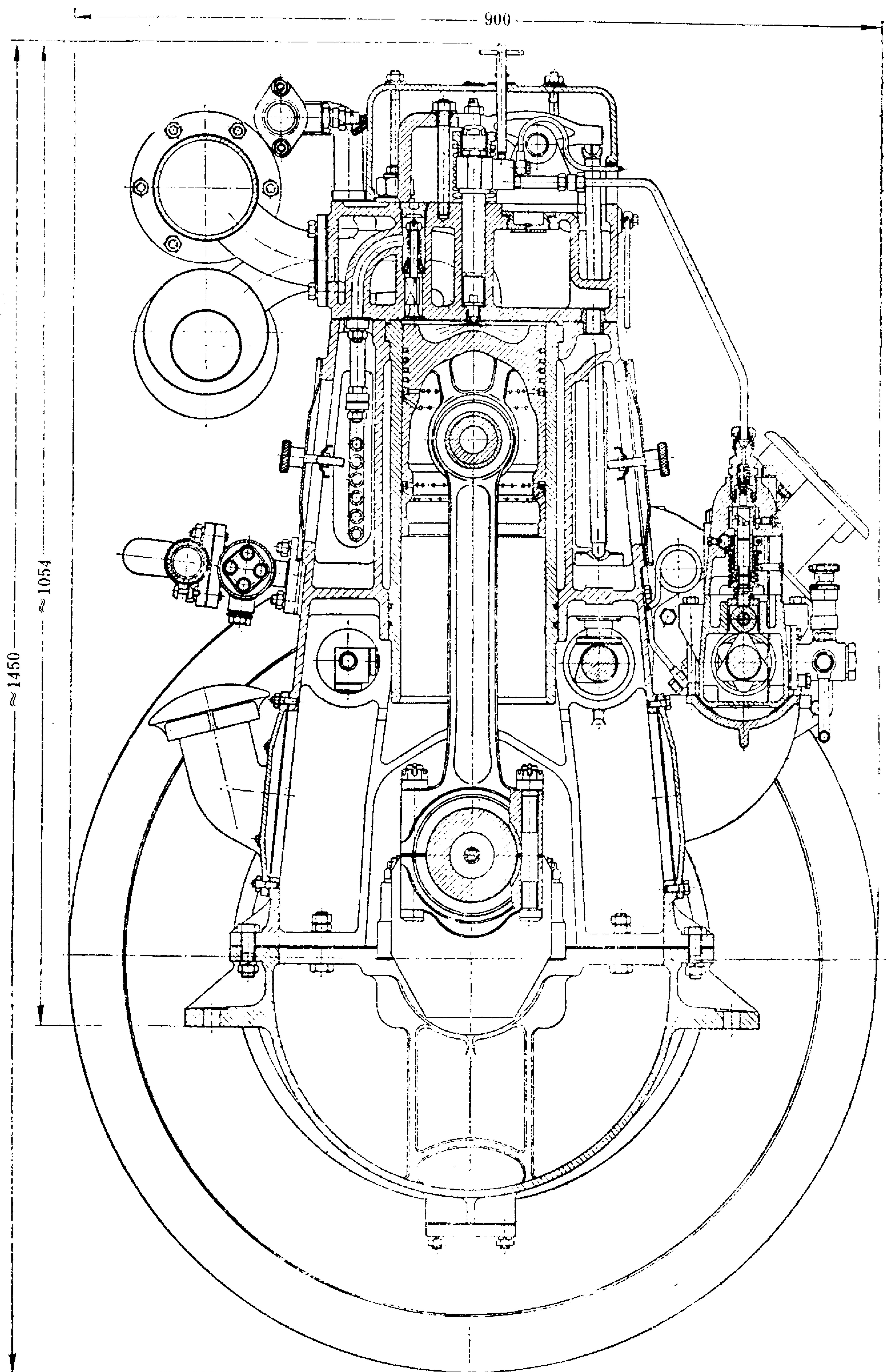


图 4.1.10-75　6160 A型柴油机横剖面图

表 4.1.10-107　6160 A-1 型机主要技术规格

项　　目	单　　位	规　　格
型式		四冲程、直接喷射，不可倒转
气缸数		6
气缸直径	mm	160
活塞行程	mm	225
标定转速	r/min	750
最大功率	kW	109
标定功率	kW	99
持续功率	kW	92
压缩比		16(增压 13.5)
活塞排量	L	4.5
压缩压力	MPa	3.7
最高爆发压力	MPa	6.8
平均有效压力	MPa	0.59(增压 0.81)
活塞平均速度	m/s	5.64
标定功率时燃油消耗率	g/(kW·h)	≤225
标定功率时滑油消耗率	g/(kW·h)	≤5.4
发火次序		1-5-3-6-2-4
标定功率时排气温度	℃	≤400
曲轴转向(面向飞轮端看)		逆时针
柴油机大修期		8000
柴油机外形尺寸（长×宽×高）	mm	2200×860×1407
柴油机净质量	kg	2170

2.17　6160 A型柴油机

6160 A型柴油机为 160 A系列柴油机中的六缸机，该系列产品大多为陆用机组，也可供船舶作为主、辅机使用。江苏镇江船厂、山东潍坊柴油机厂均有生产。

2.17.1　主要技术规格(表 4.1.10-107)

2.17.2　结构简介（图 4.1.10-75)

6160 A型柴油机采用整体箱式铸铁结构。气缸套及气缸盖均为单体式，便于检验。整体式活塞上设有 4 道气环和 2 道刮油环，连杆杆身为工字型，曲轴安放在 7 道主轴承上，其前端可输出动力以带动滑油泵及冷却水泵等。喷油泵为组合式，燃烧室为开式。活塞顶呈浅ω型。

冷却系统可以采用直接冷却式。为此，通常设有两只水泵，当采用直接式冷却系统时，多余的一只水泵可用作舱底水泵。

该机不可倒转，通过减速齿轮箱实现螺旋桨倒转。运转时由全制式调速器控制转速。

2.17.3　主要运转参数（表 4.1.10-108)

表 4.1-10-108　6160 A型机主要运转参数

参数 \ 系统		滑油	冷却水	燃油	起动空气
压力 MPa	正常	0.25	0.06	0.06	1.4~2.5
	最低	0.15	—	—	1.4
温度 ℃	出口	≤85	淡水≤90 海水≤50	—	—
	进出温差	—	≤25	—	—

2.17.4 主要零部件装配间隙与极限间隙（表 4.1.10-109）

表 4.1.10-109

主要零部件装配间隙与极限间隙 mm

部位名称	装配间隙	极限间隙
曲轴主轴颈与主轴承	0.08～0.16	0.35
曲轴主轴颈与推力轴承轴向间隙	0.08～0.179	0.5
曲柄销与连杆大端轴承	0.04～0.11	0.35
曲柄销与连杆大端轴承轴向间隙	0.46～0.84	1.5
连杆小端轴承与活塞销	0.082～0.142	0.25
活塞裙部与缸套	0.30～0.39	0.65
活塞环与环槽（天地间隙）		
第1、2道气环	0.13～0.17	0.32
第3、4道气环	0.09～0.13	0.28
刮油环	0.06～0.10	0.25
活塞环搭口间隙（气环与油环）	0.40～0.60	3.2
凸轮轴轴承	0.065～0.135	0.25
气阀导管与阀杆	0.085～0.155	0.3
气阀与摇臂	0.29～0.41	
曲轴主动齿轮与中间齿轮侧隙	0.1～0.25	0.45
中间齿轮与凸轮轴齿轮侧隙	0.1～0.25	0.45
滑油泵齿轮与传动齿轮侧隙	0.1～0.25	0.45
水泵齿轮与传动齿轮侧隙	0.1～0.25	0.45

3 高速柴油机

3.1 重庆-康明斯高速柴油机

重庆-康明斯船舶柴油机为四冲程、直接喷射、ω型燃烧室、水冷、废气涡轮增压（或非增压）、直列或V型、不可倒转式高速柴油机。它是中国重型汽车工业联营公司、重庆汽车发动机厂于1981年3月从美国康明斯发动机公司（CUMMINS ENGINE COMPANY LIMITED）引进的技术专利生产的，有陆用与船用两类。目前该厂生产的船用机共有NT和K两大系列。其品种规格参阅表 4.1.10-110。

表 4.1.10-110 中所列柴油机型号标志：

```
N  T  A - 855 -- M 350
K  T  A - 19  -  M
K  T  A  1150-   M
|  |  |    |     |  |
(1)(2)(3) (4)   (5)(6)
```

(1)-系列符号，其中N-(new head) N系列，4气阀新型气缸盖；K-K系列。

(2)-T(turbocharging)废气涡轮增压。

(3)-A (after cooled) 带中间冷却器。

(4)-855，1150 总工作容积ft^3，19（L）。

(5)-M (marine)，船用机代号。

(6)-350 标定功率（PS）。

NT系列柴油机为直列六缸机，进气方式可以为自然吸气（非增压）、增压或增压中冷。K系列柴油机有直列式和V型两种，亦有增压及增压中冷两种进气方式。

3.1.1 结构特点

采用四气门气缸盖，直接喷射ω形燃烧室，具有较低的气缸工作压力，由于进气充分，燃烧效率高，排温低。

采用大燃油凸轮设计，使喷油期缩短，喷油压力高达140～160 MPa（相当于1400～1600 kgf/cm^2），从而改善了燃烧经济性，降低排放污染物含量。

功率强化依靠改变进气方式即增压、增压带中间冷却器和双增压来达到，使结构简单，适应性强。

采用PT燃油系统，利用供油压力和时间这两个变量调节供油量。与斜槽式喷油泵相比，因喷油压力高，因此对进气涡流要求不严格，则缸盖进气道设计简单，易于加工制造，易于

表 4.1.10-110

重庆-康明斯船舶柴油机品种规格

柴油机型号	缸径×冲程×缸数 mm	排量 L	游艇 轻负荷用途标定功率				持续使用标定功率				发动机尺寸(包括热交换器) 长×宽×高 mm	发动机干质量(包括热交换器) kg	选配船用齿轮箱型号	
			标定功率/转速 kW(PS)/r/min	标定转速时燃油消耗 L/h	标定转速时燃油消耗 g/(kW·h) [g/(PS·h)]	巡航速度 r/min	标定功率/转速 kW(PS)/r/min	标定转速时燃油消耗 L/h	标定转速时燃油消耗 g/(kW·h) [g/(PS·h)]	巡航速度 r/min			杭州齿轮箱厂	四川齿轮箱厂
NT-855-M	140×152×6	14					157 (210)/1800	40	216.5(161.9)	1800	1989×930×1511	1258 (1358)	MB 270	GWU 14 △
NT-855-M	140×152×6	14	220 (295)/1950	60	231.8(172.9)	1800	201 (270)/1800	53	224.1(166.8)	1800	1989×930×1511	1258 (1358)	MB 270	GWU 18 △
NT-855-M	140×152×6	14					179 (240)/1800	47.3	224.6(167.5)	1800	1989×930×1511	1258 (1358)	MB 270	GWU 18 △
NT-855-M	140×152×6	14	269 (360)/2100	71.5	225.9(168.8)	1800	224 (300)/1800	57.2	217.0(162.1)	1800	1989×930×1511	1258 (1358)	MB 270	GWU 18 △
NTA-855-M	140×152×6	14	265 (355)/1950	70.8	227.1(169.5)	1800	242 (325)/1800	64	224.8(167.4)	1800	1989×930×1511	1303 (1430)	MB 270	GWU 18 △
NTA-855-M	140×152×6	14	298 (400)/2100	77	219.6(163.6)	1800	261 (350)/1800	67	218.2(162.7)	1800	1989×930×1511	1303 (1430)	MB 270	GWU 22
NTA-855-M	140×152×6	14					239 (320)/1500	60	213.4(159.4)	1800	1989×930×1511	1303 (1430)	MB 270	GWU 22
KT-1150-M	159×159×6	19	380 (510)/2100	103	230.4(171.7)	1800	272 (365)/1800	68	212.5(158.4)	1800	2155×1135×1624	1303 (1430)	MB 310 △ 300 D 300	GWU 22
KT-1150-M	159×159×6	19					298 …(400)/1800	74	211.1(157.3)	1800	2155×1135×1624	1634 (1814)	MB 310 △ 300 D 300	GWU 22
KT-1150-M	159×159×6	19					317 (425)/1800	78.3	209.9(156.6)	1800	2155×1135×1624	1634 (1814)	MB 310 △ 300 D 300	GWU 26 △
KTA-1150-M	159×159×6	19	388 (520)/1950	102	223.5(166.7)	1800	350 (470)/1800	90	218.6(162.8)	1800	2155×1135×1624	1634 (1814)	MB 310 △ D 300	GWU 26
KTA-1150-M	159×159×6	19					373 (500)/1800	95.4	217.4(162.2)	1800	2155×1135×1624	1725 (1861)	MB 310 △ D 300	GWU 26 △
KT-2300-M	159×159×12(V)	38	634 (850)/1950	167	223.9(167)	1800	597 (800)/1800	154	219.3(163.6)	1800	2511×1355×1909	3600 (4154)*	MB 310 △ GWC	GWC 28, 30 △
KTA-2300-M	159×159×12(V)	38	779 (1045)/1950	203	221.5(165.1)	1800	701 (940)/1800	180.5	218.8(163.2)	1800	2511×1355×1909	3723 (4268)*	MB 310 △ GWC	GWC 30, 32 △
KTA-3067-M	159×159×16(V)	50	1033 (1385)/1950	259	213.1(158.9)	1800	933 (1250)/1800	234	213.2(159.1)	1800	3010×1355×1909	4858 (5403)*	MB 410 △ GWC	GWC 32, 35 △

* KT(A)2300, 3067 发动机带热交换器和公共底盘，标定功率可按用户要求发展，燃油密度为 0.85 kg/L。按我国船检局ZC规定：出厂铭牌功率按表中所列功率，按推进特性功率降 10%、转速降 3 %标定。齿轮箱型号后有△，由用户提供。

维修保养，使工作可靠性、经济性都得到保证。

零部件通用性强、NT系列达60%以上，K系列达85%以上，因而可减少备件及简化维修保养手续。

外形紧凑、机件使用耐久、可靠，大修间隔可达15 000 h以上。

该机具有较低的滑油与燃油消耗率，排气温度低，烟度小，振动、噪声小，结构紧凑，变型机型多，适合于内河中、小型船舶使用。

3.1.2　基本运行参数（表4.1.10-111）

3.2　135系列高速柴油机

135系列柴油机为我国自行设计制造的多用途高速、四冲程柴油机。自1958年投产以来，共有三种通用型产品：G型、GZ型和AG型。G型为非增压柴油机，有2、4、6缸直列式和12缸V型四个基本机种；GZ型为增压柴油机，有4、6缸直列式和12缸V型机三个基本机种；AG型为增加活塞行程（由140 mm增加到150 mm）的非增压型柴油机，它共有2、4、6缸直列式和12缸V型机四个基本机种。135系列柴油机的主要生产厂为上海柴油机厂和贵州柴油机厂等。

表4.1.10-111　　**重庆-康明斯柴油机基本运行参数**

机型		NTA-855-M	KTA-1150-M	KTA-2300-M	KTA-3067-M
标定持续功率 kW	输出功率	261	373	701	933
	轴功率	254	362	680	905
转速 r/min	标定	1800	1800	1800	1800
	巡航	1800	1800	1800	1800
活塞平均速度 m/s		9.1	9.5	9.5	9.5
飞轮扭矩 N·m		1356	1978	3720	4945
平均有效压力	kPa (kgf/cm²)	1241 (12.65)	1317 (13.4)	1189 (12.09)	1234 (12.5)
最大燃油消耗	L/h	67	95.4	181	234
	g/(kW·h) [g/(PS·h)]	218.2 (160.4)	217.4 (159.9)	219.5 (161.4)	213.2 (1568)
进气管压力	kPa (mmHg)	11.7 (876)	9.82 (737)	10.8 (813)	10.9 (823)
排气温度 ℃		442	521	460	446
排气允许最大背压 kPa(mmHg)		10(75)	10(75)	10(75)	10(76)
冷却液出口温度 ℃	标准节温器调节范围	80～90	77～85	80～90	80～90
	最高允许值	100	93	93	93
最大海水泵压力	kPa (kgf/cm²)	105 (1.05)	105 (1.05)	105 (1.05)	105 (1.05)
滑油压力	怠速（最小） kPa (kgf/cm²)	105 (1.05)	140 (1.4)	140 (1.4)	140 (1.4)
	额定转速 kPa kgf/cm²)	350～490 (3.5～4.9)	350～490 (3.5～4.9)	350～630 (3.5～6.3)	350～630 (3.5～6.3)
滑油最高允许温度℃		121	121	121	121

注：①轴功率：是指典型正倒转减速箱后的轴功率、按标定功率97%计算。
　②标准大气状况按国际标准ISO 3464(SAEJ 1349)：
　大气压：752 mmHg（100 kPa）；
　进气温度：25℃(77°F)；
　饱和蒸汽压力：1 kPa。

135系列船舶柴油机是在上述三种基本型柴油机上加装了120 A或240 A型正倒车减速齿轮箱(发电机用柴油机无齿轮减速箱、但更换了飞轮)，冷却系统改为闭式循环，增加了海水泵、淡水冷却器、膨胀水箱及水冷式排气管后的变型产品。目前生产的船用系列机示于表4.1.10-112。

表 4.1.10-112　　**135船舶柴油机系列**

柴油机型号	柴油机主要参数							减速箱型号	机组性能					净质量 kg
	缸径 mm	行程 mm	转速 r/min	12小时功率 kW	平均有效压力 MPa	燃油耗率 g/(kW·h)	滑油消耗率 g/(kW·h)		转速 r/min 正车	转速 r/min 倒车	功率 kW 12小时	功率 kW 持续	外形尺寸mm 长×宽×高	
4135 CaB	135	140	1500	56	0.57	239	≤3.4	3-120 A	526	517	53	48	1669×777×1242	1290
4135 CaB₂								2-120 A	739	728				
6135 CaB				84		238		3-120 A	526	517	79	72	2009×785×1242	1620
6135 CaB₂								2-120 A	739	728				
6135 ZCaB				133	0.90	228		3-120 A	526	517	128	115	2009×785×1266	1650
6135 ZCaB₂								2-120 A	739	728				
4135 ACaB		150		70	0.67	238		3-120 A	526	517	67	60	1669×777×1242	1290
4135 ACaB₂								2-120 A	739	728				
6135 ACaB				105		2.37		3-120 A	526	517	101	91	2009×777×1242	1620
6135 ACaB₂								2-120 A	739	728				
6135 ZLCa		140		169	1.1	226		无					1623×930×1420	1330
12 V 135 CaB				169	0.57	227		3 ZF-240 A	514	559	163	146	2201×1244×1173	2300
12 V 135 CaB₂								2 ZF-240 A	728	728				
12 V 135 ACa		150		212	0.67	226		无					1754×1145×1370	1600
12 V 135 cB		140		169	0.57	227		3 YF-240 A	514	559	163	146	2201×1244×1173	2300
12 V 135 CB₂								2 YF-240 A	728	728				
12 V 135 ZC 12 V 135 ZCa				195	0.90	226	无						1644×1215×1200	1700

3.2.1 主要技术规格

三种基本型135柴油机的主要技术规格见表4.1.10-113。

3.2.2 结构简介

图4.1.10-76、77为6135 G型和12 V 135型柴油机的横剖面图。

该机采用由高强度铸铁铸造的隧道式曲轴箱，机体两侧均有检视孔及盖板，2、4、6缸G型机及12缸V型机均采用湿式油底壳。

曲轴为分段组合式，用螺钉连接成整体，主轴承采用3 G 7002136型滚动轴承，轴承外圈

与机体主轴承孔为过渡配合，两端用锁簧限位，以防止曲轴轴向窜动，轴承内圈与曲轴主轴颈为热压配合。

气缸盖为高强度铸铁件，采用两缸一盖的结构，除12V型机外，其余各型机均可通用。每缸设进、排气阀各一只。进气道呈螺旋状，以使进气形成强烈的涡流扰动，有利于油气混合燃烧。

表 4.1.10-113　　135系列基本型柴油机主要技术规格

项目＼机型		G型		GZ型		AG型	
		直列	V	直列	V	直列	V
型式		四冲程半开式燃烧室单列	V型75°夹角	四冲程半开式，增压机	V型75°夹角	四冲程半开式，非增压	V型75夹角
气缸数		2、4、6	12	4、6	12	2、4、6	12
气缸直径	mm	135	135	135	135	135	135
活塞行程	mm	140	140	140	140	150	150
压缩比		16.5	16.5	14	14	17	17
单缸活塞排气	L	2	2	2	2	2.14	2.14
单缸标定功率	kW	14.7	14.7	22(23)	23	18.4	18.4
单缸持续功率	kW	13	13	20(21)	21	1.65	16.5
标定转速	r/min	1500	1500	1500	1500	1500	1500
标定功率时燃油消耗率	g(kW·h)	238～225 ≤3.4	≤3.4	≤238	238	238～225	≤238
标定功率时滑油消耗率	g/(kW·h)	≤3.4	≤3.4				
平均有效压力	MPa	0.6	0.6	0.9(0.95)	0.95	0.7	0.7
活塞平均速度	m/s	7	7	7	7	7.5	7.5
单缸最大扭矩(1100～1300 r/min)	N·m	95	95	146/154	154	120	120
排气温度	℃	≤500	≤500				

喷油器斜装在气缸盖罩壳以外。气阀摇臂导管等处采用压力润滑。

活塞采用低膨胀系数的铝合金铸造，以减轻往复运动惯性力，活塞环采用合金铸铁，第一道气环经多孔性镀铬以提高耐磨性，其余两道气环与油环未经处理。活塞顶采用ω形半开式燃烧室，以改善起动和燃烧性能。

连杆由合金钢模锻，工字形断面杆身和斜切口大端、有利于改善强度和便于拆装。除V型外，直列式柴油机的连杆具有互换性。连杆大端螺栓采用表面镀铜工艺后，可防止运转中松驰，省去防松止动垫片。

曲轴由球墨铸铁制成，前轴端部装有双槽三角皮带盘，可以带动风扇，水泵或充电机。飞轮用六个螺钉与曲轴法兰紧固，并设有定位销和三个防松锁片。

凸轮轴亦由球墨铸铁经等温淬火工艺制成，凸轮轴中心钻孔，与各档轴颈相通作为滑油通道。

喷油泵采用多缸合成式B型泵，并设有机械离心式全制式调速器。

AG型135柴油机，因进行结构改进设计，活塞、活塞销、连杆、曲轴、气缸盖、摇臂、摇臂座、摇臂轴、气阀座圈、喷油泵、喷油器、调速器等均不能与G型通用。

3.2.3　主要运转参数（表 4.1.10-114）。

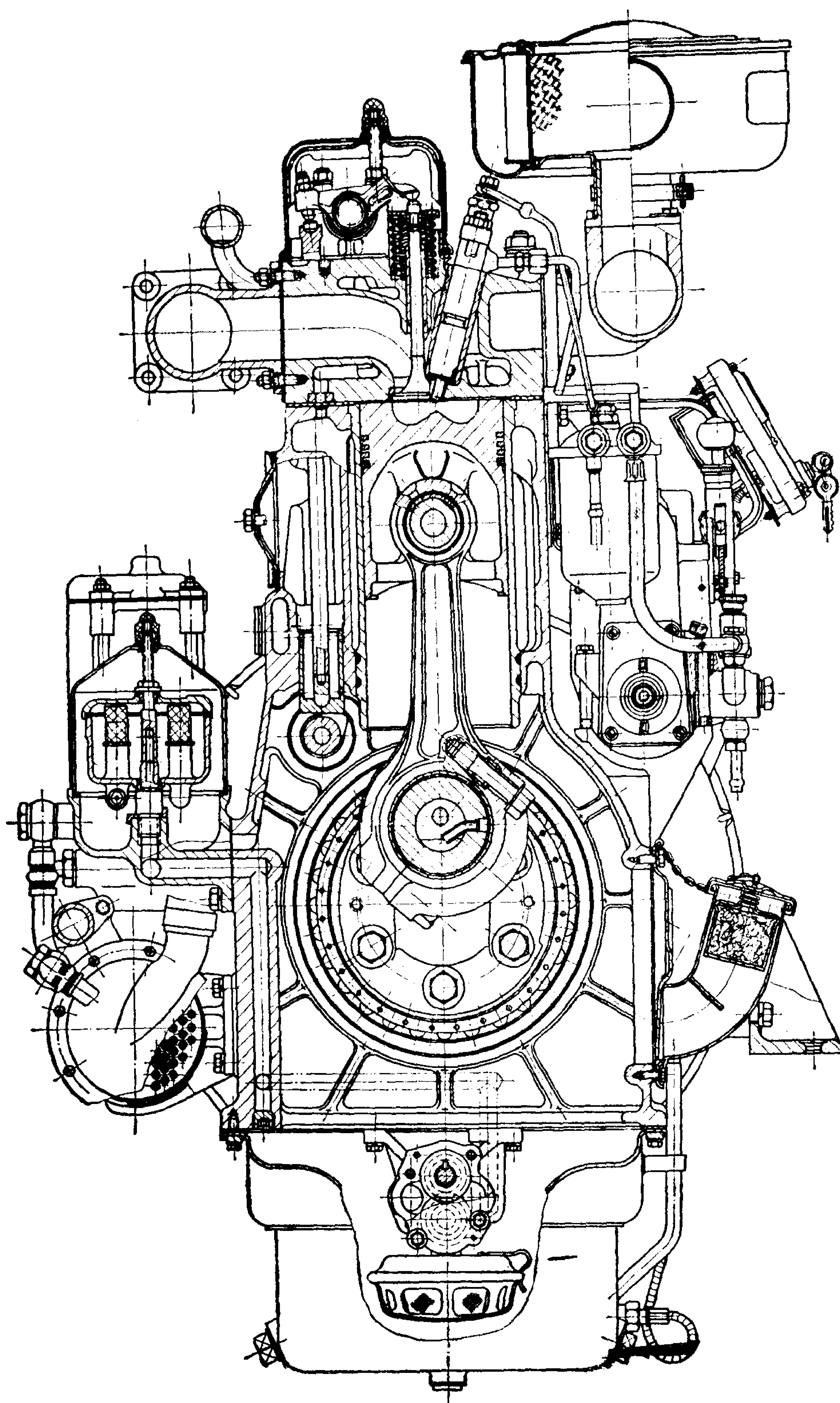


图 4.1.10-76　6135 G柴油机横剖面图

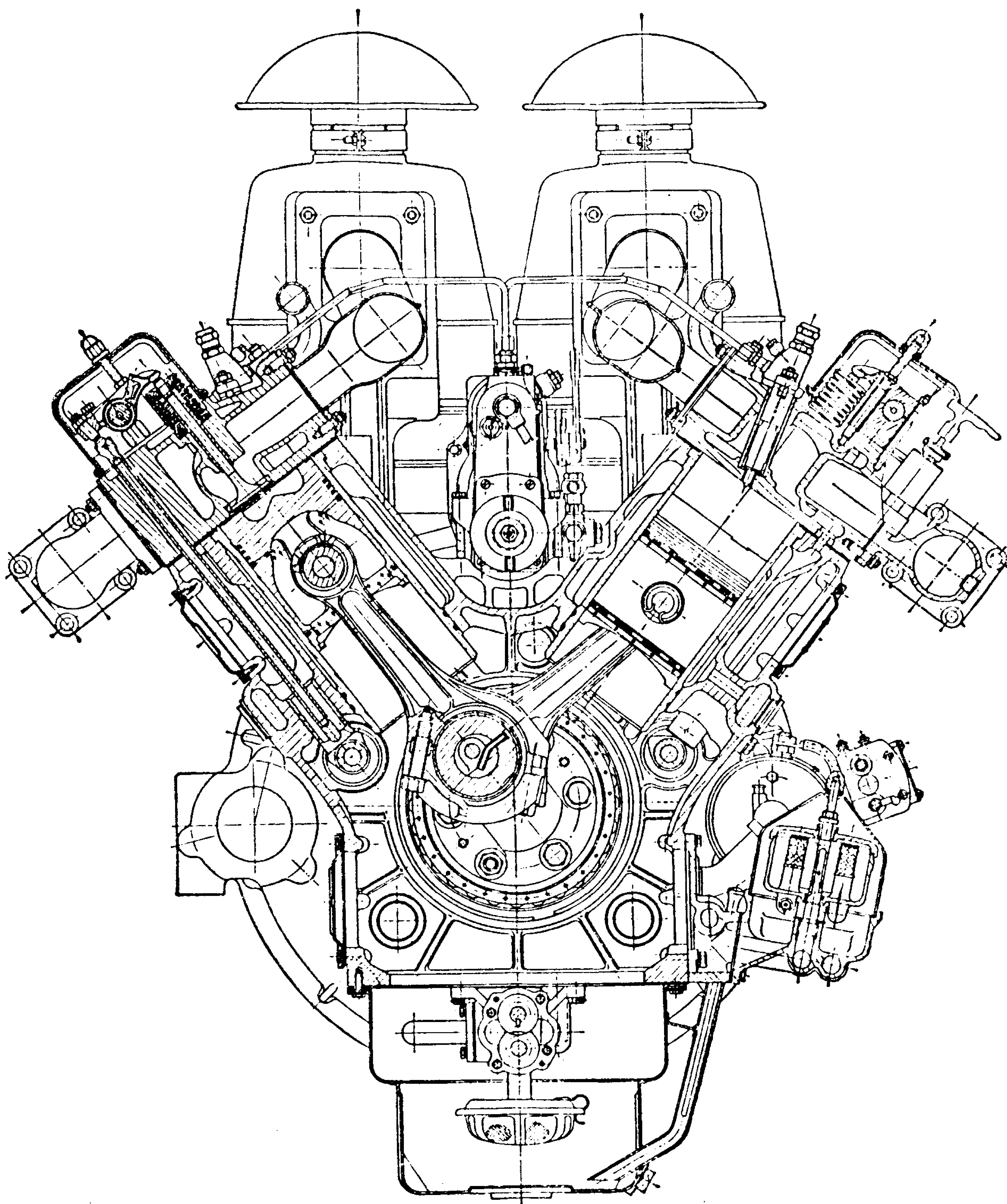


图 4.1.10-77　12 V 135 柴油机的横剖面图

表 4.1.10-114　　135系列柴油机主要运转参数

控制值 \ 参数 \ 系统	滑油系统		冷却水系统温度 ℃		
	压力 MPa	油底壳温度℃	进机	出缸盖	节温器
最低	≥0.05	>45	40	—	—
正常	0.16～0.3	80	45～75	75～85	初开 70±2 全开 83±3
最高	—	<90	—	<90	—

3.2.4　主要零部件装配间隙与磨损极限（表 4.1.10-115）。

表 4.1.10-115

主要零部件装配间隙与磨损极限　mm

部位名称	装配间隙	磨损极限
连杆大端轴承	0.08～0.151	0.25
连杆大端与曲柄销轴向间隙（直列式）	0.195～0.495	0.70
（V型）	0.270～0.670	0.90
活塞销与连杆小端轴衬	0.035～0.063	0.15
曲轴推力面与推力轴承面轴向间隙	0.130～0.370	0.70
凸轮轴与凸轮轴承孔（12 V 135）	0.050～0.110 (0.070～0.130)	0.25 (0.25)
凸轮轴与推力轴承孔	0.06～0.110	0.25
凸轮轴推力面与推力轴承面	0.195～0.545	1.00
活塞裙与缸套间隙上部	0.360～0.427	0.75
下部	0.240～0.307	0.60
活塞环与环槽间隙（天地间隙）第1道	0.130～0.165	0.25
第2道	0.110～0.145	0.22
第3道	0.080～0.115	0.20
第4道	0.060～0.098	0.18
第5道	0.040～0.078	0.16
活塞环搭口间隙　第1道	0.60～0.80	2.00
第2、3道	0.50～0.70	2.00
第4、5道	0.40～0.60	2.00
气阀与导管　进气阀	0.057～0.101	0.20
排气阀	0.065～0.105	0.20

3.3　PA 6-280 型高速柴油机

PA 6-280 型机是PA系列中的一机种，符号P为Pielstick的字头，符号A表示高速。它是四冲程、直接喷射、废气涡轮增压、带空冷器的高速柴油机，有直列式和V型两种。该机广泛用于舰艇、钻井平台、拖船以及内河船舶中。

3.3.1　主要性能参数

PA 6-280 型高速柴油机的主要性能参数列于表 4.1.10-116。

3.3.2　结构简介

图 4.1.10-78、79 分别为PA 6 L-280 型和PA 6 V-280 型柴油机的横剖面图。

曲轴箱是用球墨铸铁铸造的整体结构，曲轴轴承采用倒挂式，半薄壁式轴承由两个软钢半壳组成，里面镶有铜铅层，在铜铅合金层的内表面镀上一薄层铅锡合金。

表 4.1.10-116　　PA 6-280 型机的主要性能参数

项　目	单　位	数　值
缸径	mm	280
行程	mm	290
气缸排列		V型夹角 60°
气缸数		直列式：6、8、9 缸 V型：12、14、16、18 缸
压缩比		13.5
转速	r/min	1050
活塞平均速度	m/s	10.15
单缸功率	kW/cyl	标定功率　295，1h超负荷 324
平均有效压力	MPa	2
最高爆发压力	MPa	13.4
空载压缩压力	MPa	3.2
标定扭矩	N·m	2390
超负荷 10%的相应扭矩	N·m	2630
燃油消耗率	g/(kW·h)	215
空载惰转时每缸耗油量	kg/h	1
单位功率质量	kg/kW	5.4～6.1

气缸套用铸铁离心浇铸而成，直接安装到曲轴箱内。为了确保气缸套装入曲轴箱上部位置，在气缸盖与曲轴箱之间用夹紧环夹紧。

每个铸铁气缸盖用 4 个液压拉紧螺栓固定在曲轴箱上，气缸盖上装有两个进气阀和两个

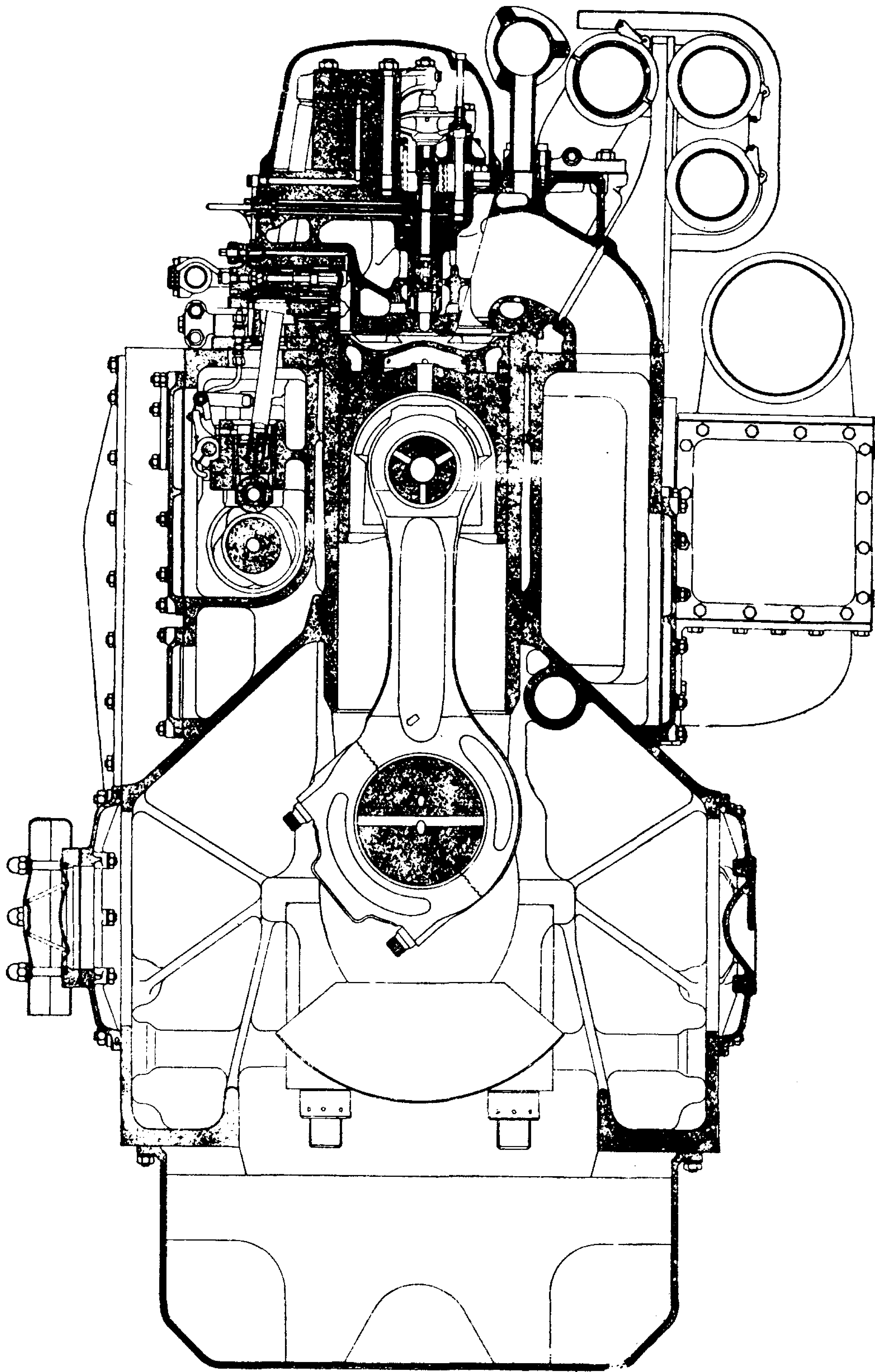


图 4.1.10 78　PA 6 L 280 型机横剖面图

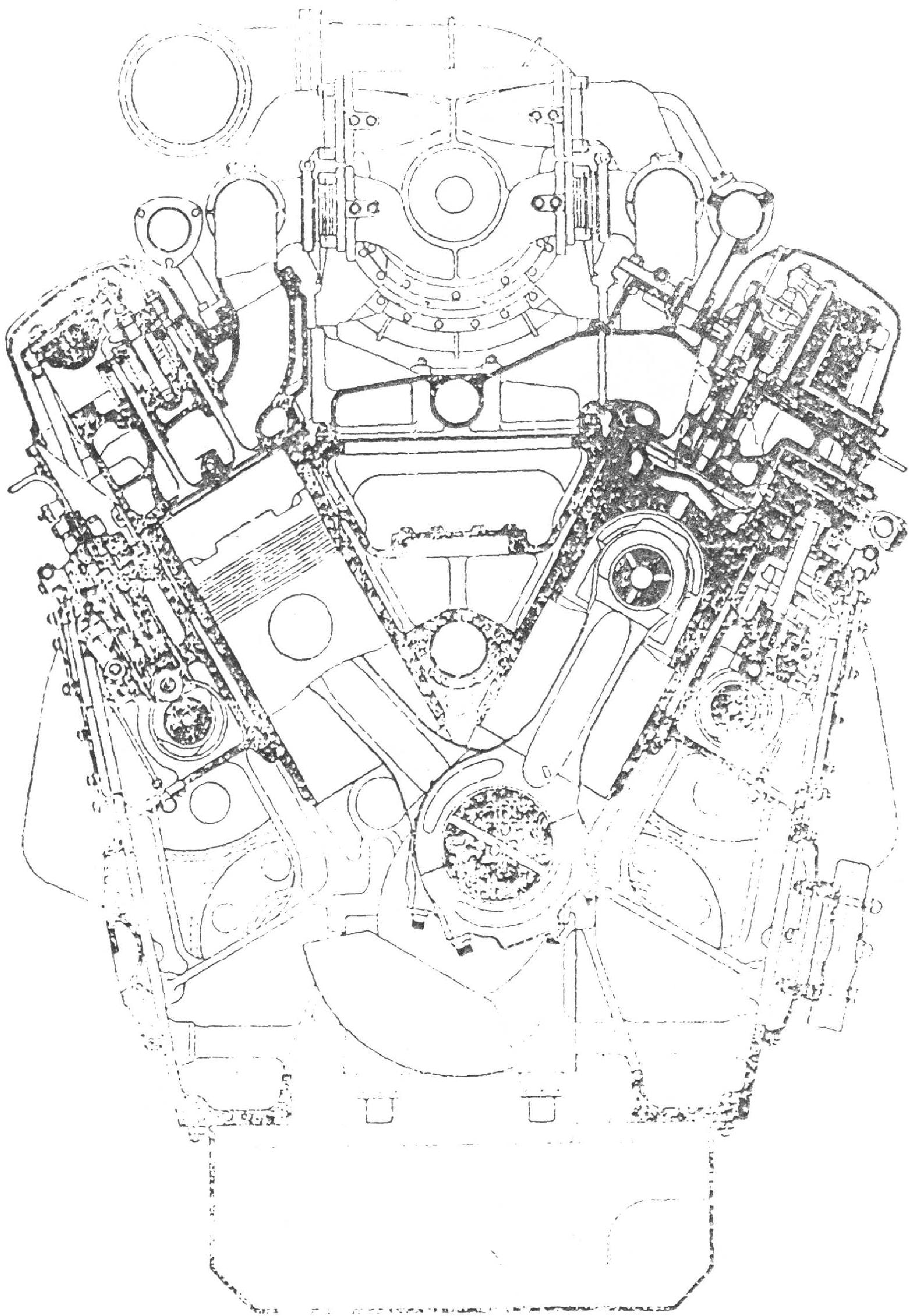


图 4.1.10-79　PA 6 V-280 型机横剖面图

排气阀，还有喷油器、起动阀和安全阀各一个。冷却水来自气缸套与曲轴箱之间的空间，从气缸盖上部排出。

气阀阀杆经氮化处理，阀与气缸盖的配合面堆焊硬质合金，特种铸铁的导套冷缩装入气缸盖中。

组合式活塞由钢顶和硅铝合金的裙组成，用滑油进行振荡冷却，冷却的滑油直接回入油底壳。在活塞销孔的上部设置 3 道气环，2 道刮油环，顶环镀铬。

I字形截面的连杆由锻钢制成，连杆大端以斜齿啮合。V型机的两根连杆并列布置在同一曲柄销上。连杆大端轴承为薄壁式，由两半软钢壳组成，内衬有铜铅合金，在其上再镀一层薄铅锡合金。

曲轴用合金钢整体铸造，轴颈采用高频淬火，装有平衡块。

多孔式喷油器固定在喷油器座上，该座用夹紧板牢固地装在气缸盖内。带有旋转平衡的螺旋线柱塞式的单体喷油泵安装在曲轴箱内。

直列式机使用一台涡轮增压器，V型机使用两台涡轮增压器。

3.3.3 主要运转参数(表 4.1.10-117)

表 4.1.10-117　　PA 6-280 型机的运转参数

项　目	单　位	数　值
高温冷却系统		
正常温度	℃	85
最高允许温度	℃	90
低温冷却系统		
空冷器进口温度	℃	环境温度+20
正常滑油温度	℃	85
最高允许滑油温度	℃	90
滑油总管压力	MPa	0.65
怠速时最低油压	MPa	0.15
涡轮增压器进口最大压力降	mmH_2O	250
增压压力	MPa	0.15
气缸盖出口排气温度	℃	485
涡轮进口温度	℃	580
涡轮出口温度	℃	480
涡轮出口最大允许背压	mmH_2O	200
怠速时气缸盖出口排气温度	℃	140
超负荷 10%时涡轮进口燃气温度	℃	650

参 考 文 献

〔1〕Motor Ship 1955～1988.2

〔2〕Motor Ship, A special survey 1978.11

〔3〕Motor Ship, Reference Book 21 edition

〔4〕船用柴油机设计手册附录（九）国防工业出版社 1982

〔5〕盛昕、周轶尘、程冲合编：船用柴油机实用手册，人民交通出版社，1982

〔6〕国外造船工业编辑部：国外大功率船用柴油机手册，1979

〔7〕中国造船工程学会：国外舰船技术“柴油机”杂志，1978～1988

〔8〕Pounder's Marine Diesel Engines (sixth edlition), 1984

〔9〕国内外各柴油机制造厂产品样本、技术资料、说明书

第11章 测试与监控

常用符号

A/D——模-数转换
a——曲轴垂直方向位移量
b_1、b_2、b_4——由 p-φ 示功图计算 p_i 的计算系数
CPU——中央处理器
CLD——化学发光分析仪
c_p——气体定压比热
D——管道直径
DAC——数据分析计算机
e——电动势
f——频率
f_i——示功图面积
F——面积
G_c——气缸油消耗量
G_f——燃油消耗量
G_H——冷却剂流量
g_e——燃油消耗率
g_m——滑油消耗率
g——重力加速度
HFID——加热型氢火焰离子化分析仪
h_i——示功图平均高度
h——普朗克数
I——电流
J——热功当量、焦耳
k——气体比热比
K_i——分配系数
L——示功图长度
L_w——噪声
M——流体质量、转矩
M_e——有效转矩
m——弹簧比例尺
NDIR——不分光红外线分析仪
NO_x——废气中 NO 与 NO_2 的总数
n——转速
N_e——有效功率
P——制动力
PAC——程序数据探测计算机
p——制动力、压力
p_i——平均指示压力
p_a——进气压力
p_0——大气压（绝对）
p_z、p_c——气缸内最高爆发压力、压缩压力
p_r——排气压力
$\Delta p/\Delta\varphi$——缸内平均压力增长率
Q——热量
Q_e、q_e——有效功相当热量、所占百分比。
Q_r、q_r——废气排出带走热量、所占百分比
Q_c、q_c——冷却剂带走热量、所占百分比
Q_s、q_s——其它损失热量、所占百分比
$\frac{dQ_t}{d\varphi}$——放热速度
R——曲柄半径、烟度
R_B——波许烟度单位
SOAP——光谱油样分析程序
T——稳定时间、热力学温度
T_0——环境温度
T_r——排气总管温度
t_r——排气支管温度
T_v——曲轴扭转振动
t——运转时间
USPHS——美国公共卫生事业局
V——电压、容积
V_B——活塞漏气量
V_{rms}——机械振动
V_i——排放浓度
Z——齿数、孔数

ε——各缸不均匀率

δ_1^+——突减负荷的瞬时调速率

δ_1^-——突加负荷的瞬时调速率

δ_2——稳定调速率

θ——扭转角相位差

ϕ——转速波动率、扭转角

ϕ_0——相对湿度

ρ——空气密度

γ——空气重度

λ——曲柄连杆比

1 基本测量方法及仪器

1.1 扭矩测量

扭矩测量的目的在于求出柴油机的有效功率。柴油机的有效功率Ne:

$$Ne=\frac{Me\cdot n}{9550} \quad \text{kW} \qquad (4.1.11\text{-}1)$$

式中: Me——柴油机输出轴扭矩, N·m;

n——柴油机输出轴转速, r/min。

测定扭矩的设备称测功器。根据它对扭矩的处理方法不同可分为吸收型和传递型两大类。

吸收型测功器是利用水、电、空气等制动柴油机的扭矩输出轴，吸收它的扭矩和功率，如水力测功器、电力测功器等，均用于柴油机的台架试验，其精确度应不低于±1%。

传递型测功器是在轴弹性范围内，根据传动轴的扭转变形来测量扭矩。此类测功器习惯上称扭力（矩）计，如钢弦式扭力计、电感式扭力计等，多用于实船试验。

表4.1.11-1给出了测功器分类及其工作性能比较。

表4.1.11-1 测功器分类及其工作性能比较

型式	名称	工作原理	工作特点	精度	应用范围
吸收型	水力测功器	利用旋转水环的摩擦与撞击产生制动扭矩，消耗转轴的扭矩并带动外壳偏转。其偏转角与吸收的扭矩成正比	结构简单、工作稳定性好制动扭矩大、价格低廉，工作可靠，可正、反转使用。能量不能回收，不能做拖动试验，低速制动性与稳定性差	尚可	低、中、高速大功率（80 MW）台架试验
吸收型	电力测功器	利用定子磁场产生的电磁阻力矩吸收轴扭矩并使定子偏转	工作平稳、调节迅速、操作方便、低速性能好，能量可回收，可做拖动用。易于自控、设备复杂、成本高	高	中、高速，中、小功率台架试验
传递型	扭矩计	测量扭矩输出轴的扭转变形φ，并利用$\varphi=K\cdot M$计算扭矩M	设备简单、成本低、不消耗输出扭矩，不可做拖动使用，对轴系安装要求高	高	低、中、高速台架试验，实船测量

1.1.1 水力测功器

水力测功器用水做工作介质通过产生的制动力矩来测量扭矩。水力测功器主要由制动器和测力机构等组成。制动器的转子由柴油机带动并封闭在外壳内，其间充以水，用以产生制动扭矩。测力机构通常为简单摆锤式，用于指示制动力P的大小。其制动功率即柴油机的有效功率Ne:

$$Ne=C\cdot P\cdot n \quad \text{kW} \qquad (4.1.11\text{-}2)$$

式中: C——常数，取决于测功器结构的参数;

P——测力机构刻度盘指示的制动力，N;

n——柴油机输出轴转速，r/min。

1.1.1.1 基本结构型式

根据转子结构特点，通常可分为三种基本结构型式。其性能比较见表 4.1.11-2。

表 4.1.11-2 三种水力测功器性能比较

名 称	优 缺 点	功率调节方法	精 度	应用范围
圆盘式	结构简单、可正、反转，低负荷工作不稳定	供水量	尚可	中、高速，中、小功率
搅棒式	同上	供水量	稍差	中、高速，中、小功率
涡流室式	制动扭矩大、工作稳定，低转速适应性强、结构复杂，不宜反转使用	闸套浸入深度	尚可	低、中、高速，大功率

1）圆盘式 圆盘式水力测功器在转子轴上和外壳上分别固定若干个圆盘。如图 4.1.11-1 所示。

2）搅棒式（柱销式） 搅棒式水力测功器在转子轴上和外壳上分别固定若干个方形断面的搅棒，如图 4.1.11-2 所示。

3）涡流室式 涡流室式水力测功器在转子和外壳的侧面有许多半椭圆形的倾斜小室——涡流室，如图 4.1.11-3 所示。

1.1.1.2 特性曲线

测功器所吸收的最大及最小功率随转速变化的曲线称特性曲线。特性曲线所包围的面积表示测功器的工作范围，如图 4.1.11-4 所示，它由五段曲线组成：

OA——测功器满水或调节闸套全开时吸收的功率。它是一条立方抛物线。A点为转子允许的最大制动扭矩时相应的吸收功率。

AB——测功器转子强度允许范围内所能吸收的最大功率。B点为排水温度达到最高允许值时所能吸收的极限功率。

BC——测功器排水温度达到最高允许值（通常为 75℃）的限制功率线。C点为转子强度所允许的最大极限转速。

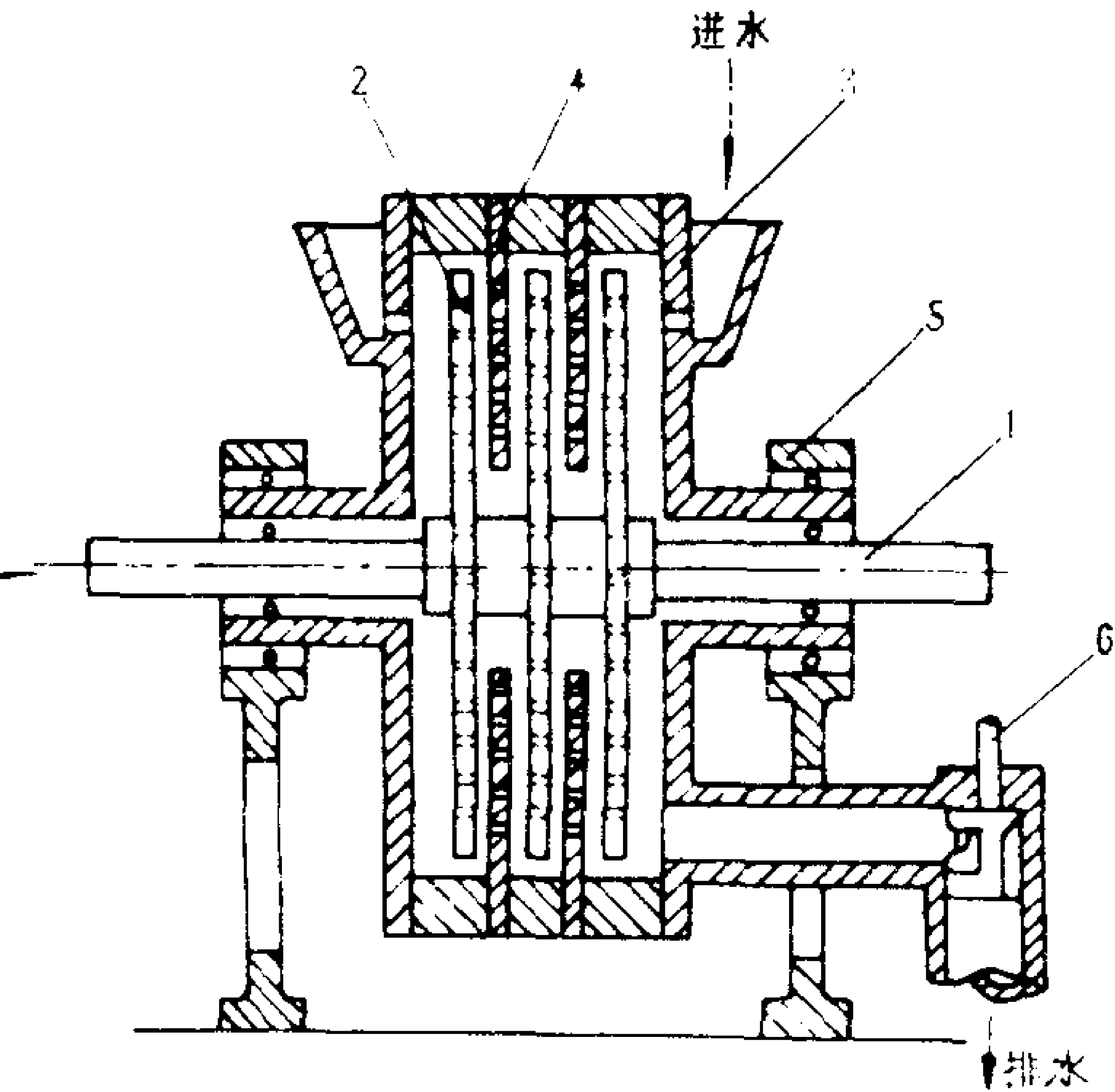


图 4.1.11-1 圆盘式水力测功器结构简图
1-转轴；2-圆盘；3-外壳；4-固定圆盘；5-轴承架；6-出水调节阀

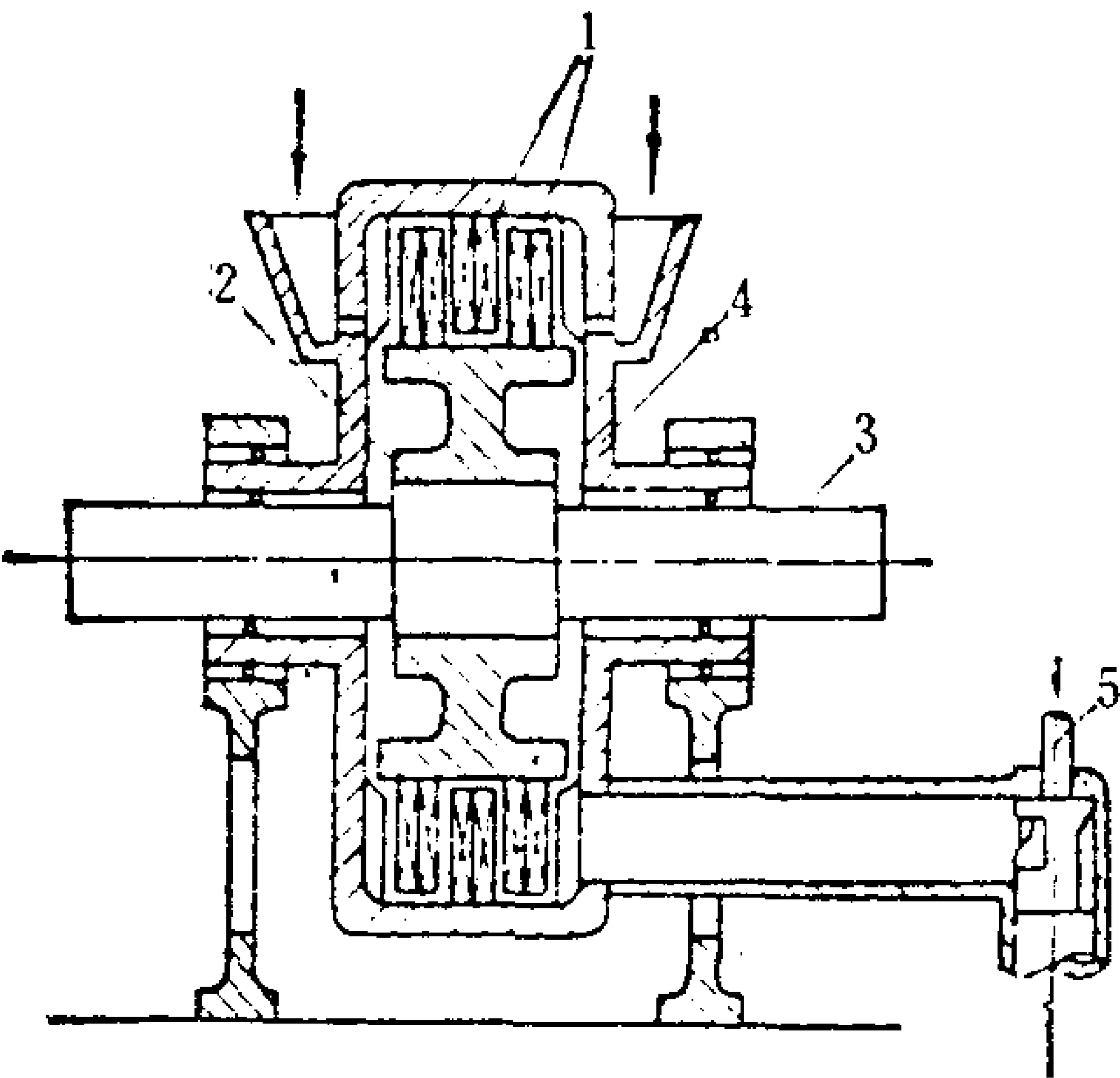


图 4.1.11-2 搅棒式水力测功器简图
1-搅棒；2-转鼓；3-转子轴；4-外壳；5-出水阀

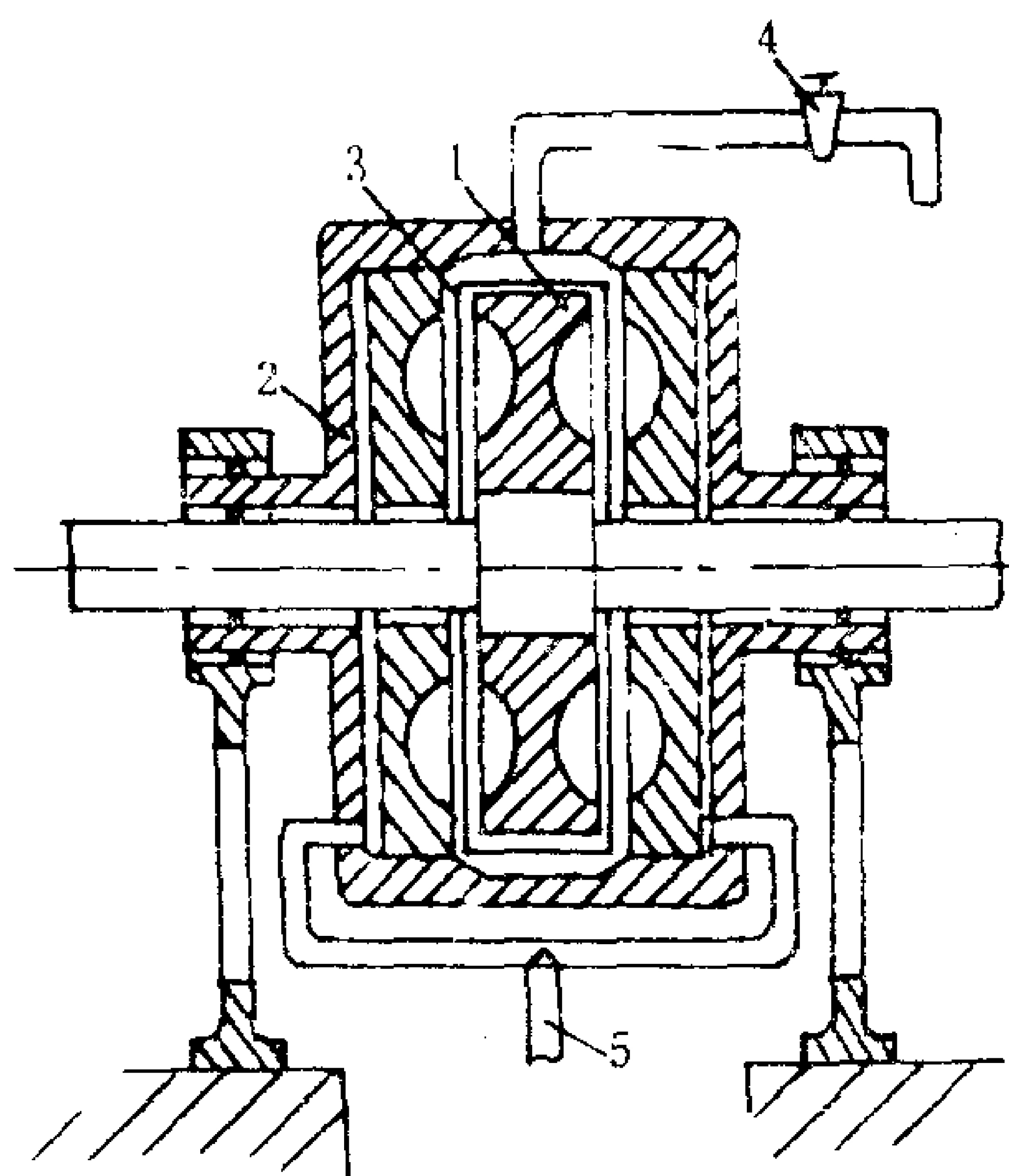


图 4.1.11-3　涡流室式水力测功器简图

1-转子；2-外壳；3-闸套；4-出水阀；5-进水阀

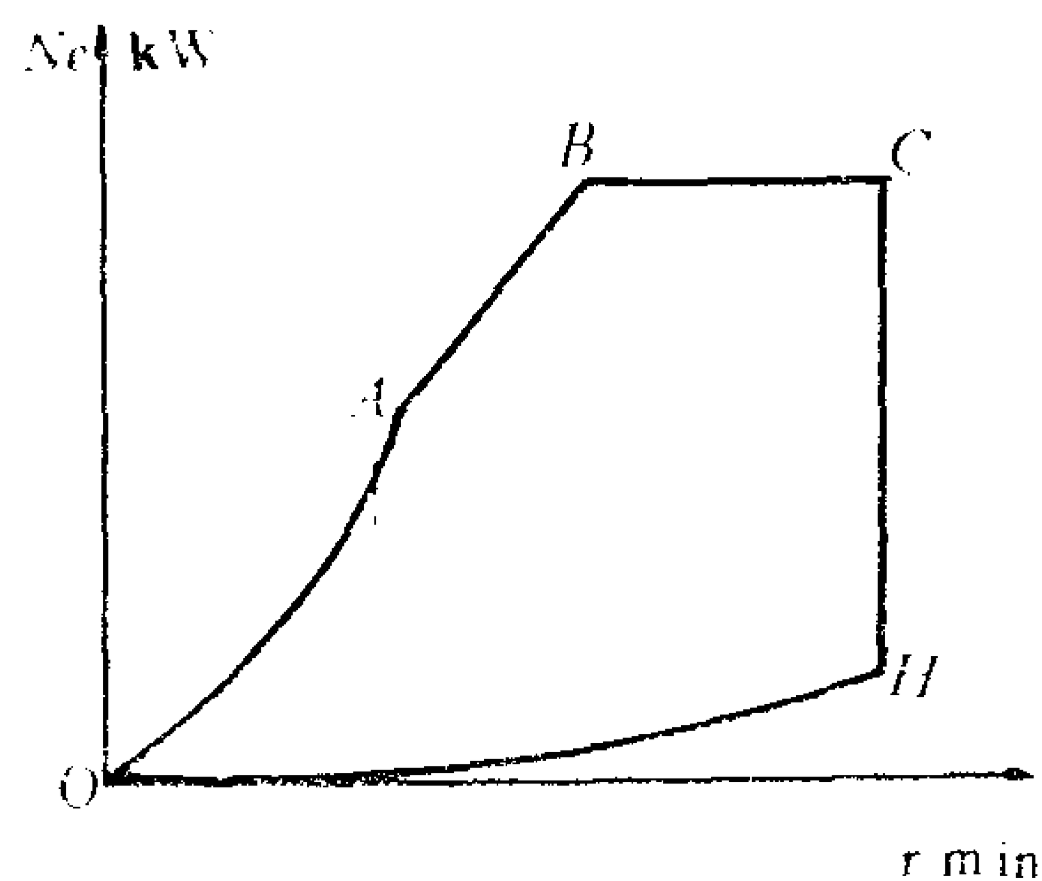


图 4.1.11-4　水力测功器特性曲线

CH——测功器转子受离心力限制的最大转速极限线。

OH——测功器无水或闸套完全合拢时，所能吸收的最小功率线。

曲线图形*OABCHO*所包围的面积即为测功器的工作范围。在选用测功器时，必须使柴油机的特性曲线位于测功器工作范围内，最好应靠近*OAB*线。

1.1.1.3　校准

水力测功器应定期（6个月或1年）进行校准。分静态校准和动态校准两种。动态校准的目的仅在于检查摆动外壳对轴承的摩擦力矩大小，此摩擦力矩仅占测定扭矩的0.01%～0.02%，故通常不必进行动态校准。只需进行静态校准。

静态校准是在水力测功器静止状态下的校准，其步骤如下。

1）底座水平检查　外壳两侧测力点倾斜不大于2 mm/m。

2）摆锤测力机构摩擦力检查　外壳与摆锤脱开，放掉阻尼油缸内的阻尼油，检查摆锤称量机构的指针是否指零。举起摆锤于测功器最大读数处并放开，摆锤自由摆动2～3 min后回到零位。

3）刻度盘分度检查　在外壳上装专用校准臂，如图4.1.11-5所示。连接摆锤机构与外壳，阻尼油缸内充入阻尼油。秤量机构指针应为零。在校准臂的秤盘上依次加标准砝码（其重量误差不大于±0.1%），刻度盘指针示值应与所加砝码相符。应在刻度盘全量程内选择不少于10个点进行上述检查。每校准点应进行3～5次测量取其平均值做为校准值。

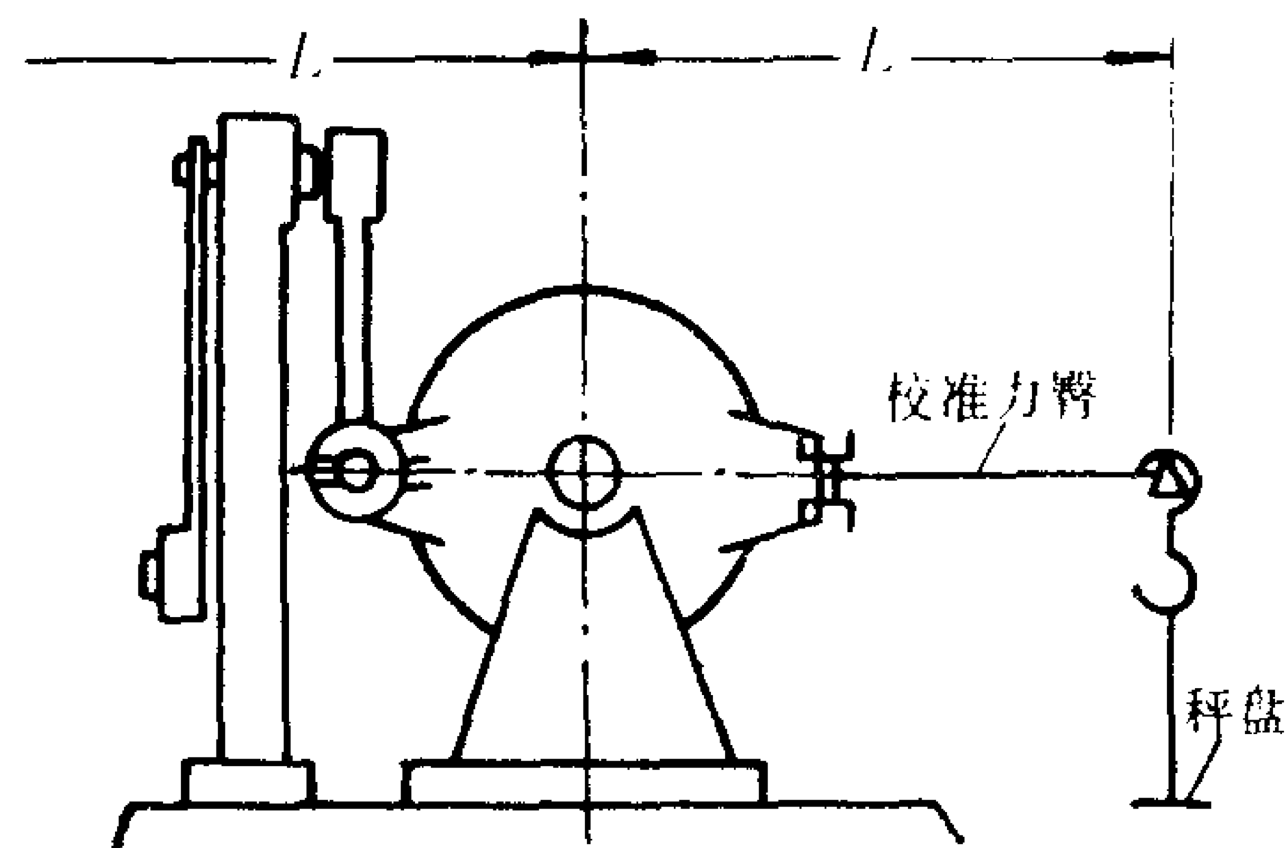


图 4.1.11-5　水力测功器校准示意图

1.1.2　电力测功器

电力测功器以磁通作媒介产生电磁阻力矩来测量柴油机的扭矩。它有直流电力测功器、交流电力测功器和电涡流测功器等三种型式。其性能比较见表4.1.11-3。

1.1.2.1　平衡式直流电力测功器

1）结构型式

平衡式直流电力测功器主要由直流电机和测力机构组成。如图 4.1.11-6 所示。其定子可在定子轴承中摆动。传力机构可显示使定子偏转的制动力。

表 4.1.11-3　　三种电力测功器性能比较

型式	工作原理	优缺点	精度	应用范围
直流	以直流电机做柴油机负载，转子旋转产生的电磁转矩使定子发生偏转并通过测力机构测定其制动扭矩	工作平稳、调节迅速、能量可回收，可作拖动使用，设备复杂、价格昂贵	高	中、高速台架用
交流	以交流电机做柴油机负载，工作原理同直流电力测功器	工作平稳、调节迅速、能量可回收，可作拖动使用，设备复杂、工作转速范围不宽	高	中、高速台架用
电涡流	利用涡电流起制动作用	结构简单、运转平衡、控制方便、转速范围广、能量不可回收，不可作拖动使用、价格昂贵	高	高速台架用

2）特性曲线

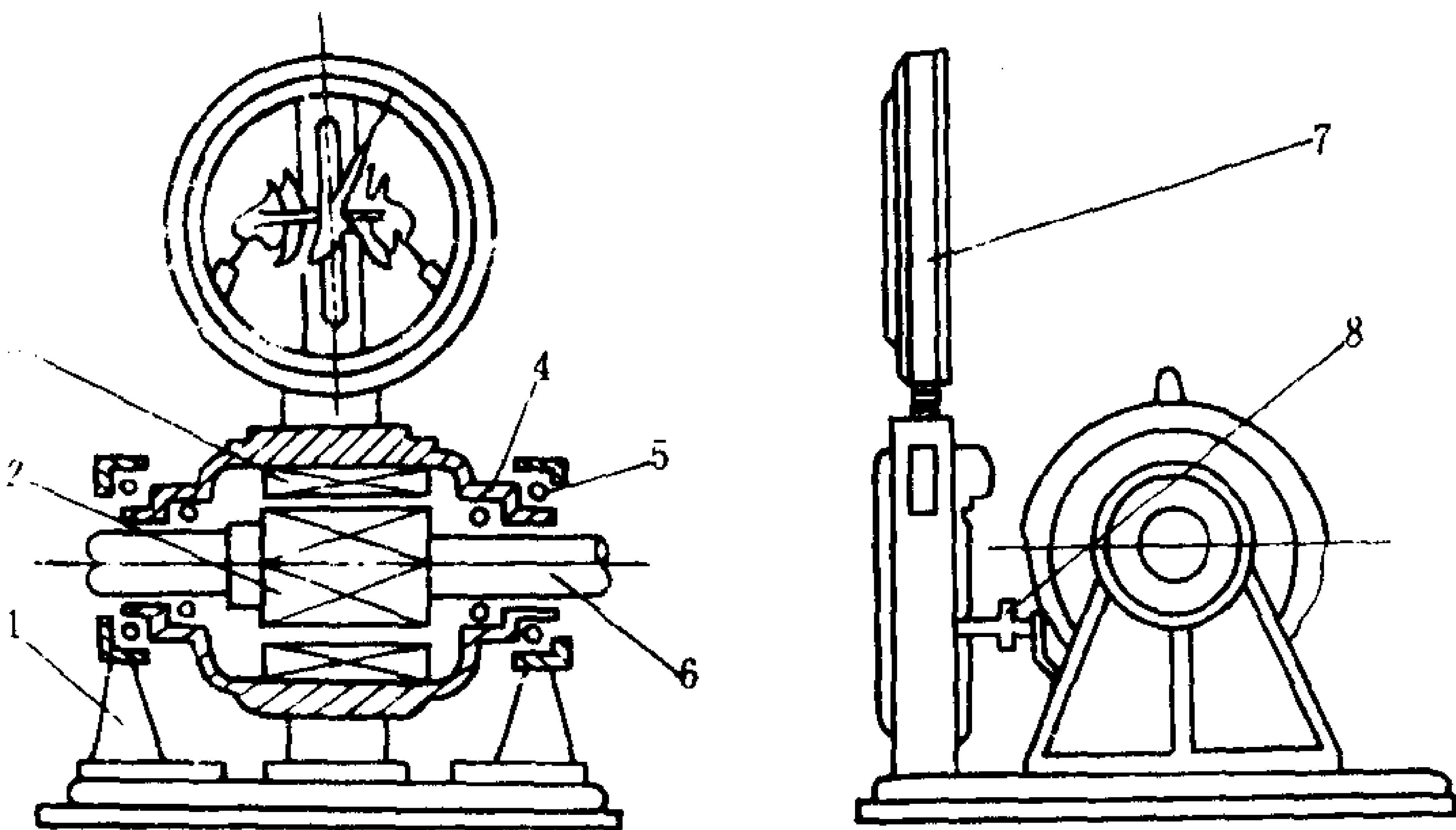


图 4.1.11-6　平衡式直流电力测功器简图
1-支座；2-转子；3-定子；4-转子轴承；5-定子轴承；6-测功器转轴；7-测力机构；8-传力杠杆

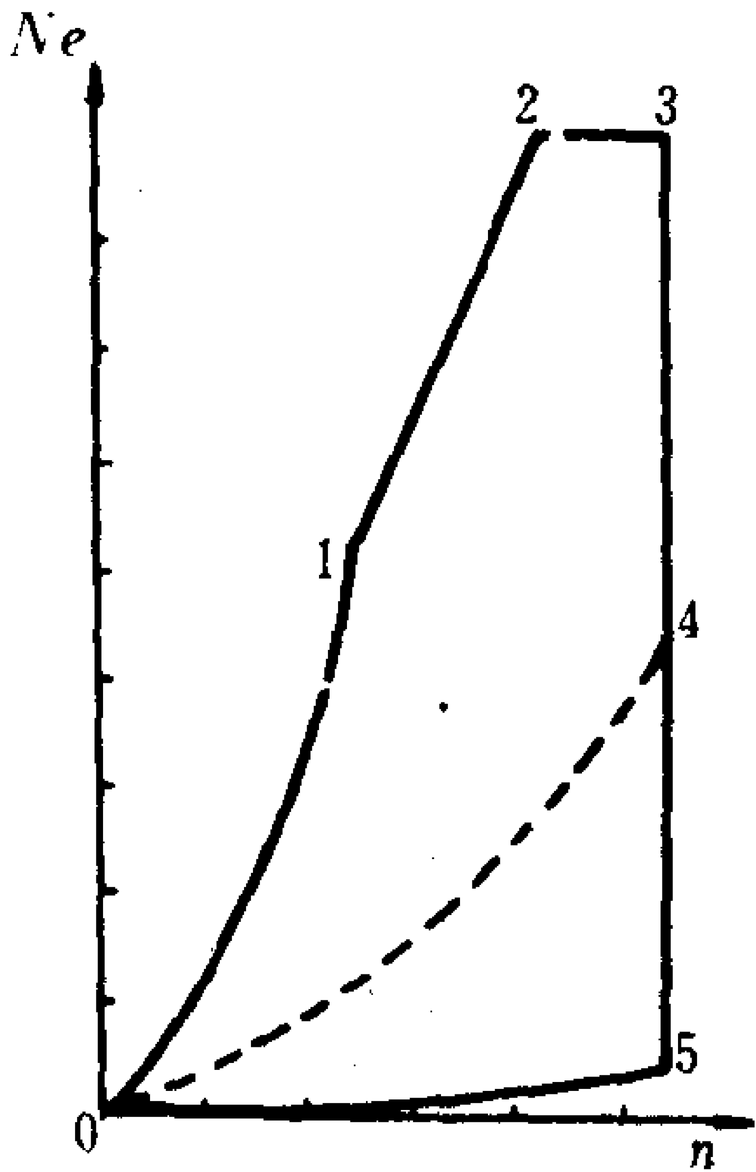


图 4.1.11-7　直流电力测功器特性曲线

图 4.1.11-7 所示为典型电力测功器的特性曲线，图中：

0-1　最大励磁电流和最小负荷电阻时，功率随转速变化曲线；

1-2　转子最大电流限制（扭矩限制）线；

2-3　受限于电机散热条件的最大功率；

3-5　受限于转子的离心力负荷（转速极限）；

0-5　励磁电流和负荷均为零时的最小吸收功率；

0-4　励磁电流最大、转子负荷电阻充分大时，功率随转速变化曲线。

各曲线包围的面积 012340 即为励磁电流最大，负荷电阻由最小到最大时测功器的工作范围。匹配柴油机的特性曲线必须位于此面积之内。

1.1.2.2　电涡流测功器

1）结构型式

电涡流测功器主要由制动器和测力机构等组成，如图 4.1.11-8 所示。电涡流测功器必须进行强制水冷，把由涡电流转换成的热量带走。

2）特性曲线

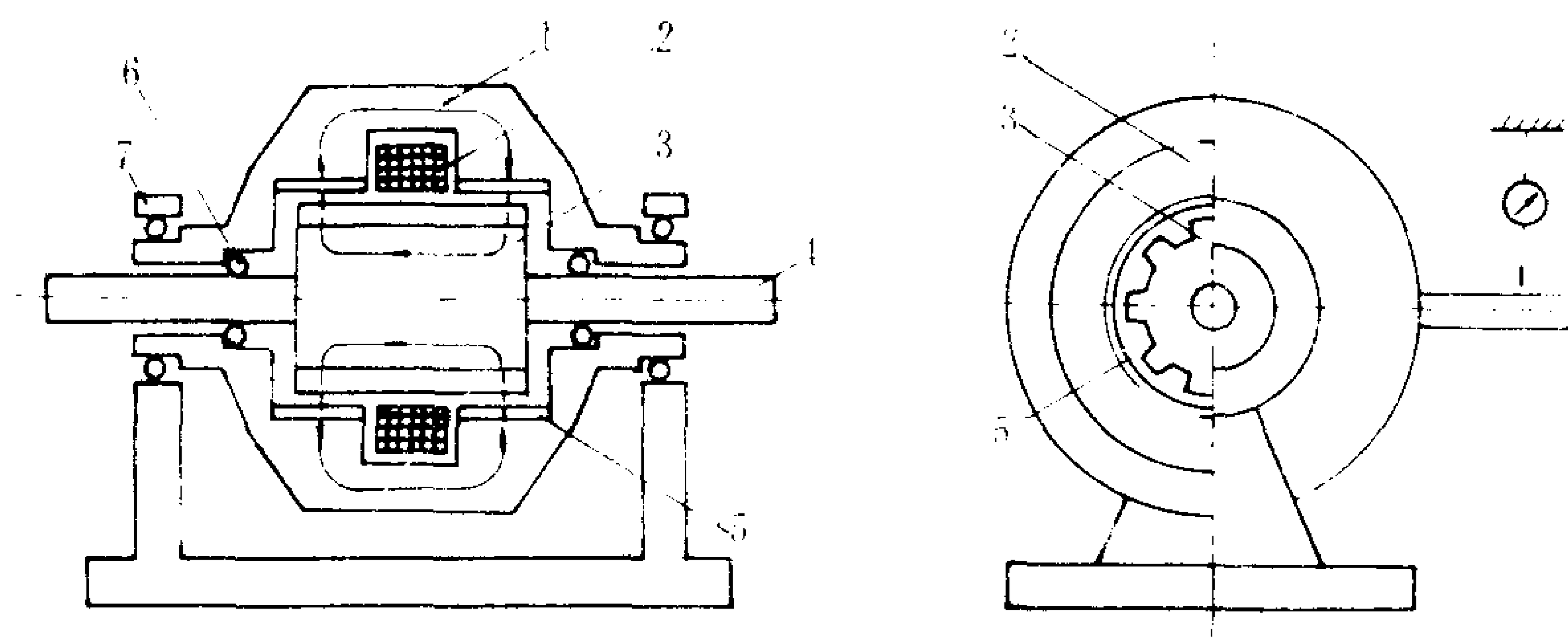


图 4.1.11-8　电涡流测功器结构简图

1-定子；2-励磁线圈；3-感应子；4-转轴；5-涡流环；6-轴承；7-摆动轴承

电涡流测功器特性曲线如图 4.1.11-9 所示。

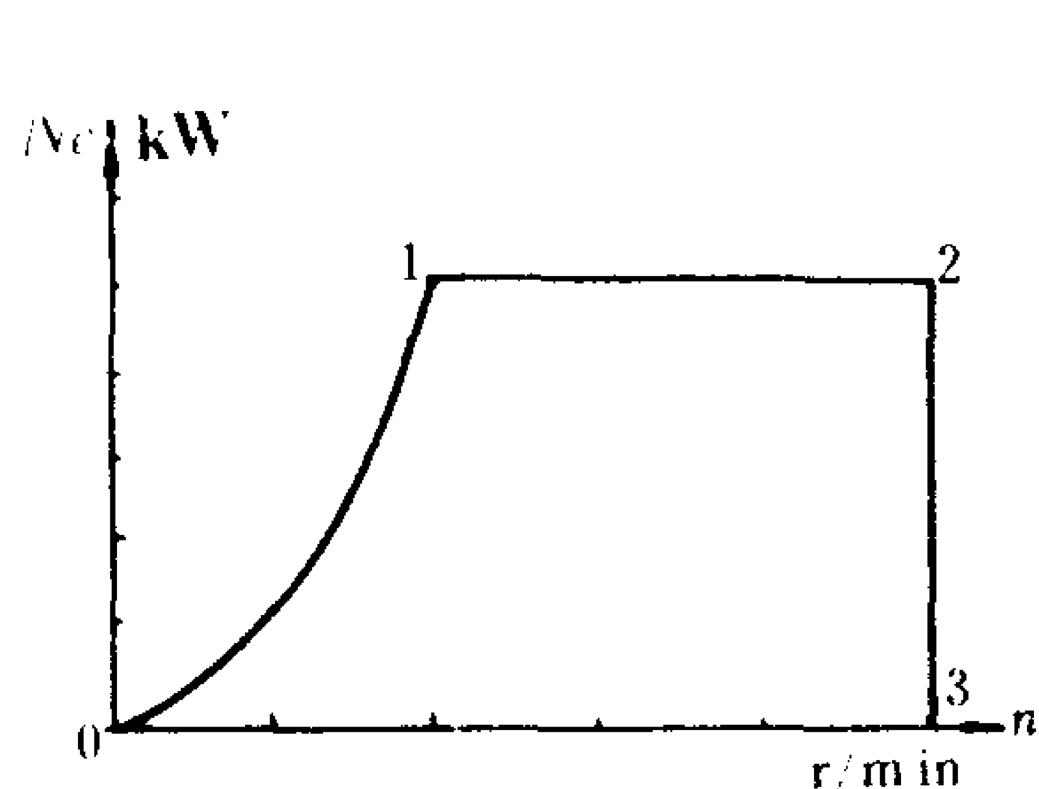


图 4.1.11-9　电涡流测功器特性曲线

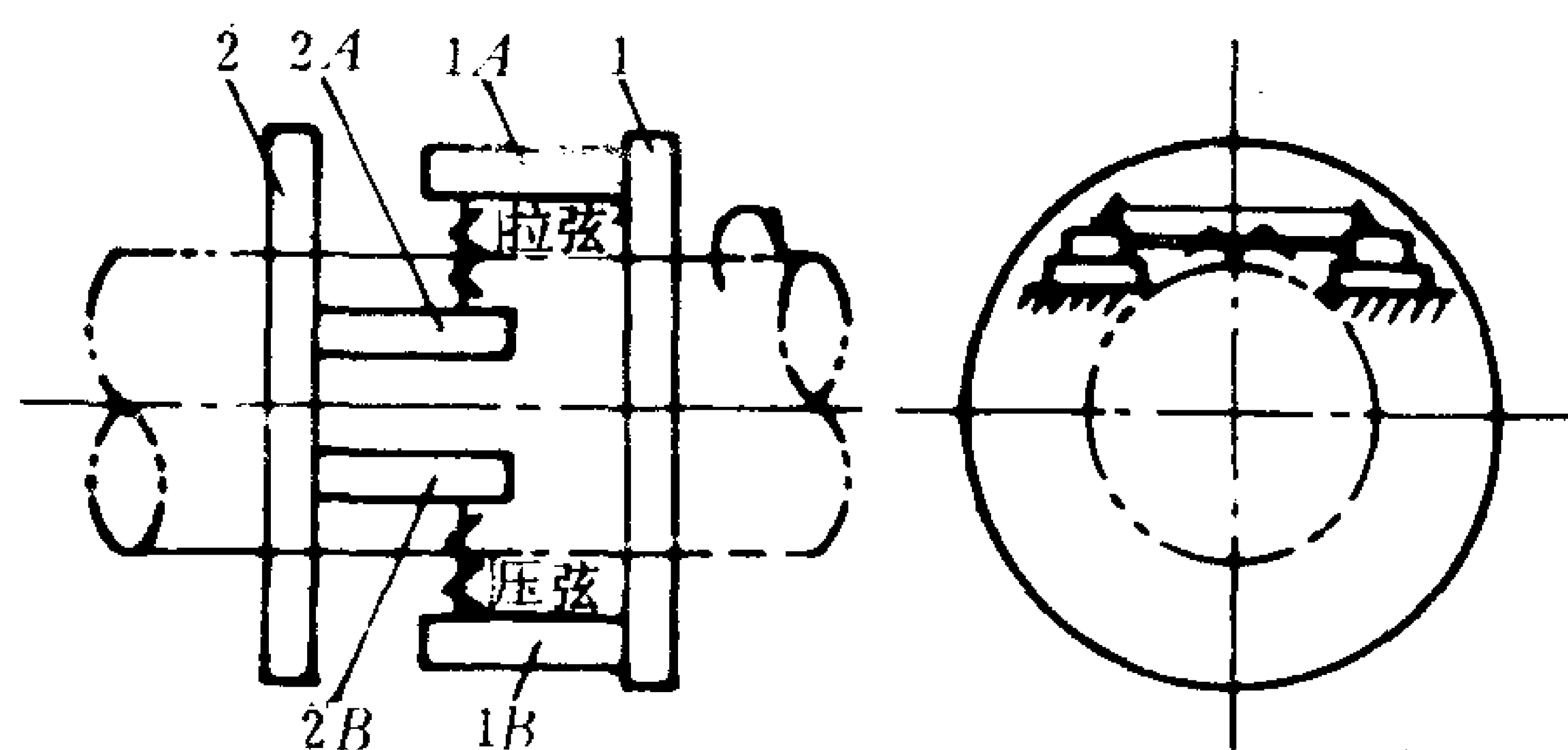


图 4.1.11-10　钢弦式扭矩计工作原理图

1、2-扭力耦合器测量环；1A、1B、2A、2B-扭力耦合器测量环凸台

0-1　励磁电流增加到最大值时，吸收功率随转速的变化规律；

1-2　受限于涡流环的发热；

2-3　受限于转子的离心力。

曲线包围面积 01230 即为测功器工作范围。

1.1.3　扭矩计

根据测量轴段扭转角φ的方法不同，扭矩计可分为光电式、电阻式、磁电式、钢弦式、磁致伸缩式、电感式等。其性能比较见表 4.1.11-4。以下介绍钢弦式和电感式两种扭矩计。

1.1.3.1　钢弦式扭矩计

钢弦式扭矩计是利用钢弦振动频率的平方与钢弦两端受力成正比的特性，通过测量钢弦的振动频率变化显示扭矩。其工作原理如图 4.1.11-10 所示。可拆卸的扭力耦合器测量环 1、2 分别夹紧在被测轴定长轴段上，两根传感器钢弦分别固紧在测量环凸台 1A、2A和 1B、2B上，当被测轴承受扭矩时，钢弦其一受拉应力作用（拉弦），频率增高；其二必受压应力作用（压弦），频率减小。在被测轴的弹性变形范围内，轴的扭转角与外加扭矩成正比，钢弦受

表 4.1.11-4　　　　　　　　　　　　　　各种扭矩计性能特点

型　式	工作原理	主要特点	精　度	使用范围
光电式	利用光电效应测量定长轴段的扭转变形	对振动敏感，传感器需安装在轴系中间	<±1%	台架
电阻式	利用应变效应把应变片粘贴在测点主应电力方向，测出应变值，确定扭矩	结构简单，抗冲击、振动，对转速、温度、电压变化不敏感，贴片工艺要求严格，防潮，绝缘值应在 100 MΩ以上	可达±0.25%	广泛
钢弦式	利用钢弦两端受力与钢弦振动频率的平方成正比测定轴的扭转变形	结构简单，利用原轴系进行测量，不中断、不改变原轴系，零点稳定性高，对传感器要求高	<±1%	广泛实船用
磁致伸缩式	利用磁致伸缩效应，测定轴的超转变形	结构简单，无触点，寿命长对温度和环境干扰不敏感	<±1%	广泛
电感式	利用定卡轴两截面上的扭转角的相位差与扭矩成正比的原理测量扭矩	结构简单，需使用专设的联轴器安装在轴系中	<±1%	台架

力也与外加扭矩成正比，而钢弦振动频率的平方变化与其两端受力成正比，只要测得钢弦振动频率的变化，即可得出被测轴所承受的扭矩。钢弦的频率变化信号使用滑环式或非接触式信号传送装置输送到接受器。图 4.1.11-11 系滑环式信号传递系统方框图。这种传递系统通过接受器内部的振荡器激励测量环中的两根钢弦振动，与扭矩成正比的钢弦频率通过滑环、炭刷输送到接受器。被测轴的转速信号由光电式测速传感器产生并输至接受器。此种传送系统适于需经常拆卸的试验场合。图 4.1.11-12 系非接触式信号传送系统方框图。安装在数据和能量传送环上的两只振荡器使两根钢弦振动，钢弦振动频率的变化由旋转的发射天线发射，并用接受天线接收，经相应处理后输送至接受器。转速信号仍由光电式测速传感器产生并输至接受器。此种传送系统适用于固定性试验场合。

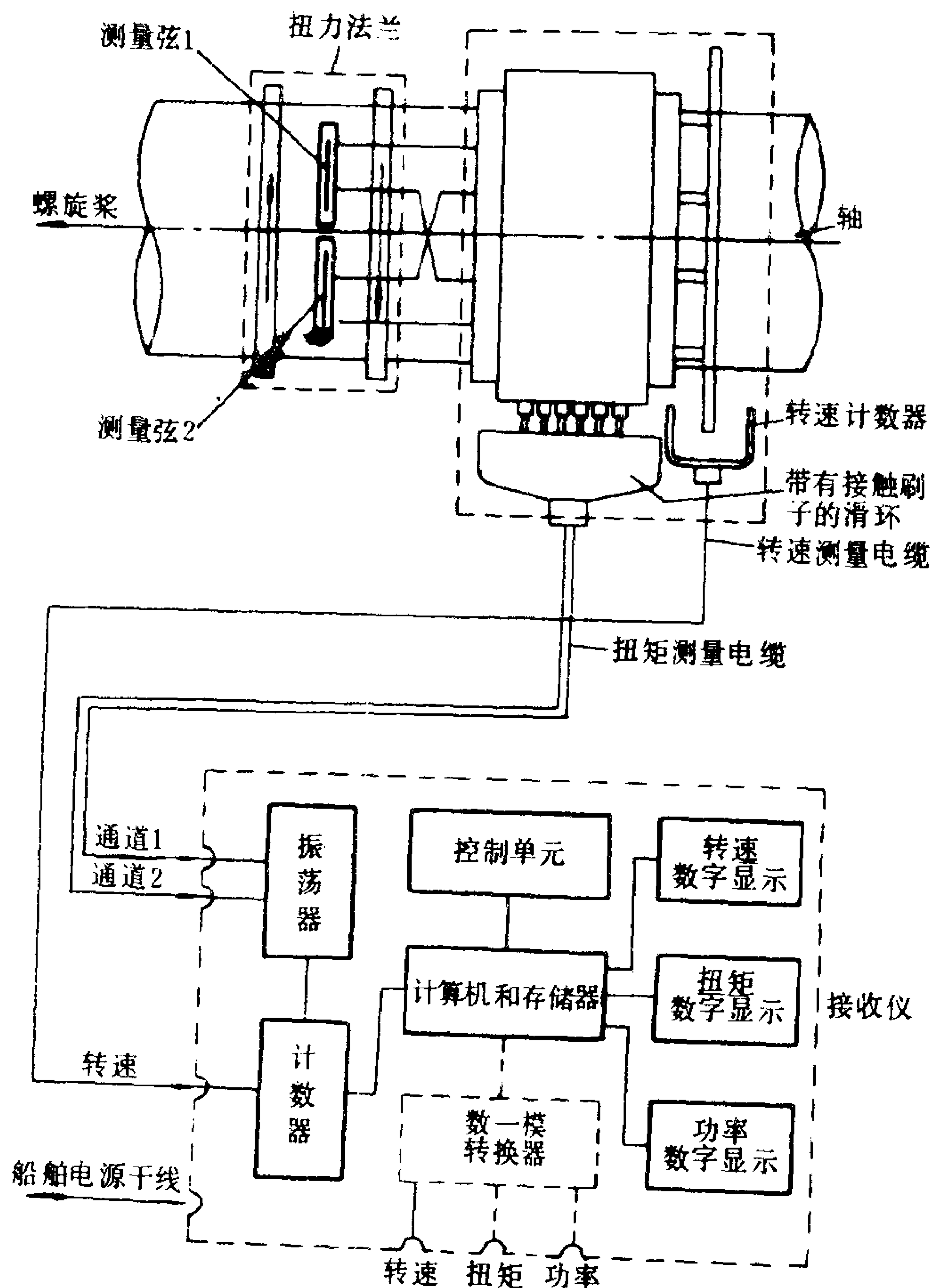


图 4.1.11-11　滑环式信号传送系统方框图

上述测量信号在接受器经数据处理后，数字显示轴转速、扭矩和轴功率等。此外，接受器尚可根据需要输出测量信号的模拟量，供打印机进行打印记录。

1.1.3.2　电感相位差式扭矩计

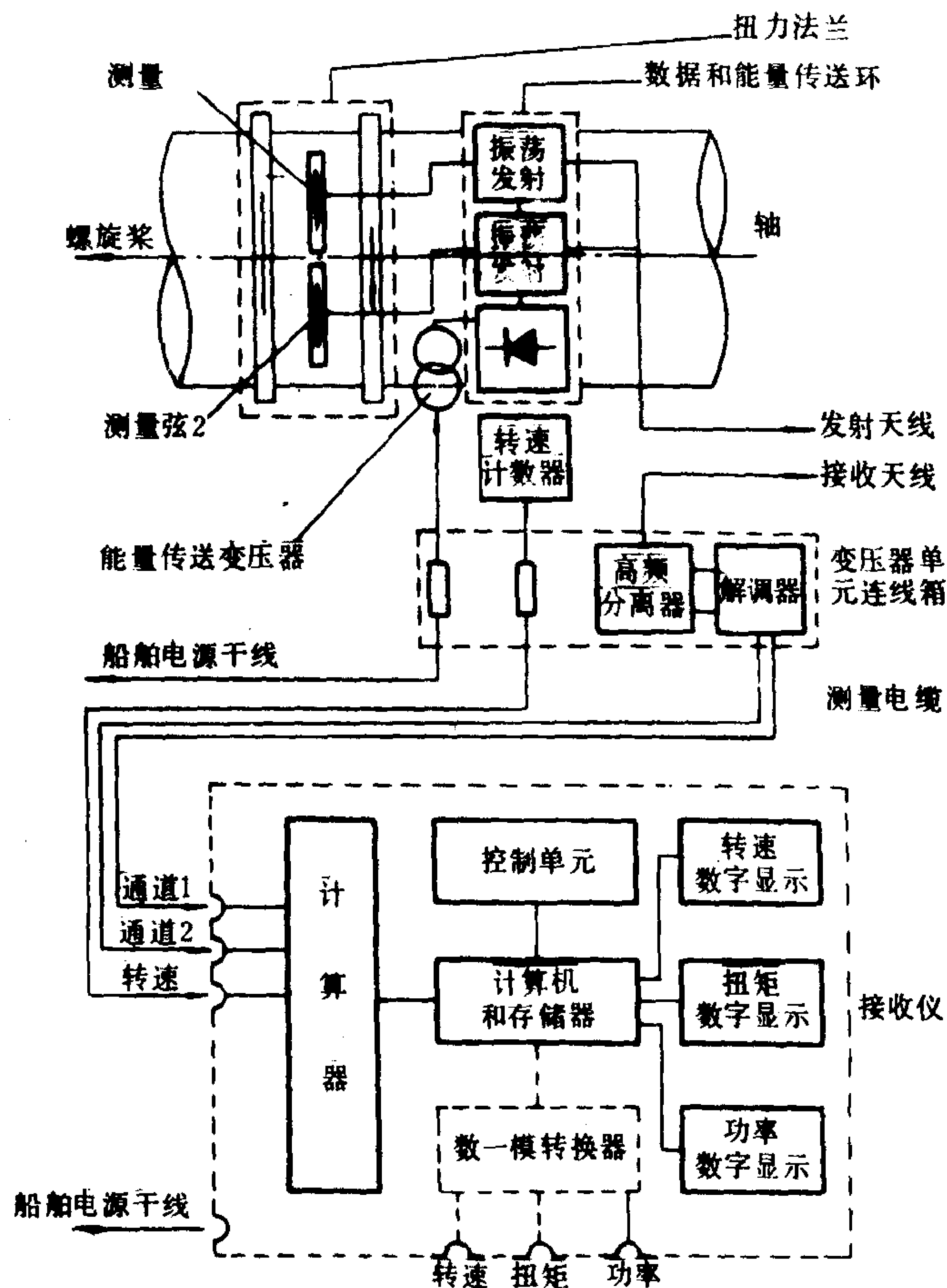


图 4.1.11-12　非接触式信号传送系统方框图

电感相位差式扭矩计的工作原理如图 4.1.11-13 所示。专设的扭矩-速度传感器（联轴器）固定安装在柴油机输出轴中间。扭力轴有载转动时，两感应线圈产生两列电动势脉冲信号，此两列脉冲信号的相位差θ与扭矩成正比，把此相位差值输送到相位差计进行数据处理和运算，可得到扭矩数值。

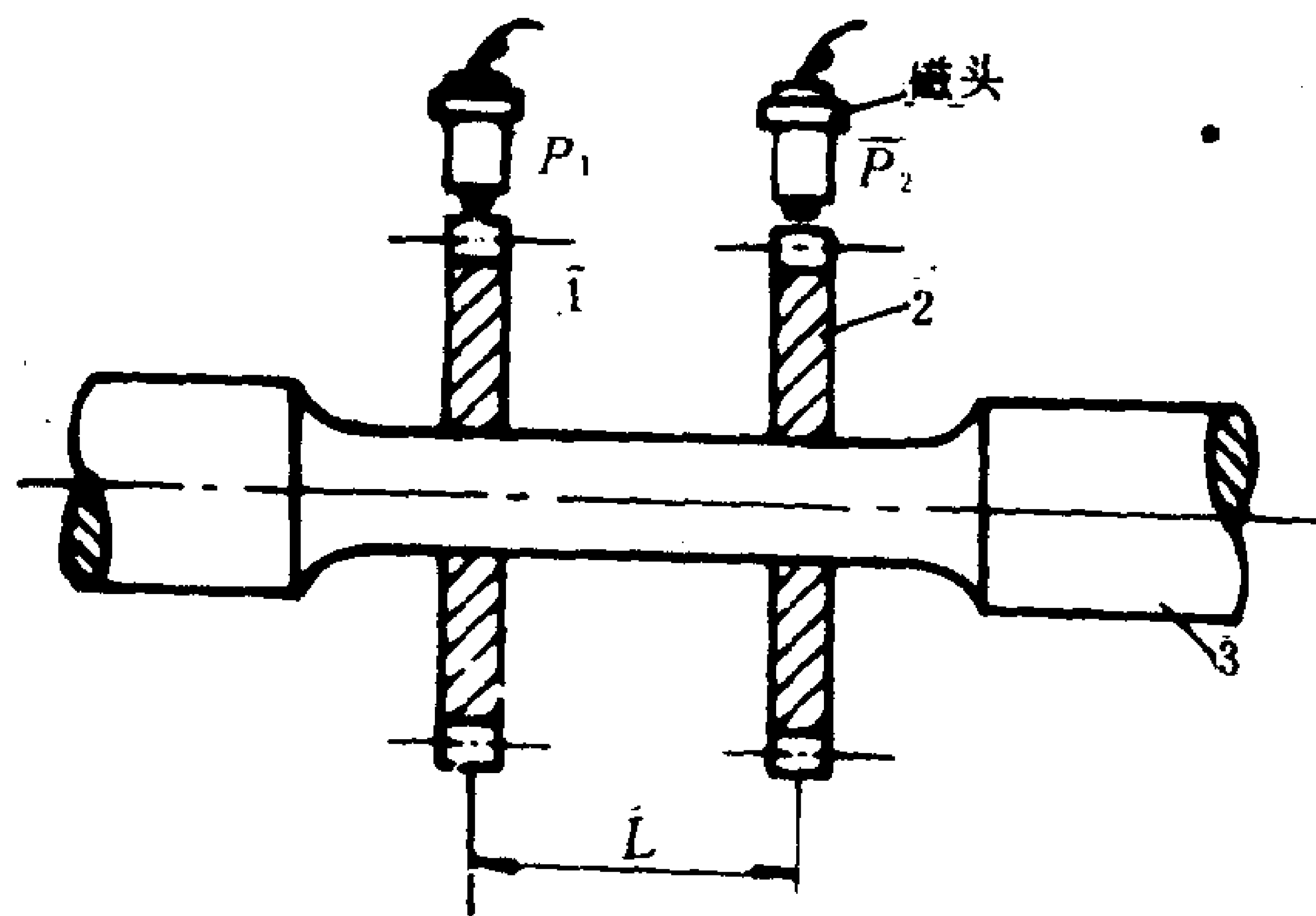


图 4.1.11-13　电感相位差式扭矩计工作原理图

1、2-外齿轮；p_1、p_2-感应线圈；3-扭力轴

1.2　油耗测量

1.2.1　燃油消耗量测量

燃油消耗量G_f指在规定功率和标准环境状况下，柴油机在单位时间

内消耗的燃油量，用kg/h表示。燃油消耗率g_e指单位功率的燃油消耗量，用g/（kW·h）表示。根据GB 6301—86《船用柴油机燃油消耗率测定方法》规定，燃油消耗量可用质量法或容积法测量。测定用仪表均应经计量部门检验和校准。测定用衡器本身误差应不大于±0.1%，计时器（秒表）精度不得低于二级，秒刻度值为0.1 s或0.01 s，测定燃油质量应使用五等或高于五等精度的砝码度衡。测量持续时间，应尽可能长一些，以消除运转中和读数时偶然性影响。同一工况下的燃油消耗量至少测量三次。若每一次测量结果与所测数值的算术平均值相差均小于±2%，则该算术平均值即为该工况下的燃油消耗量。自动油耗测量仪的测量精度按其当量误差应不大于±1%。

在测量精度要求不高的场所，如实船试验时，也可使用工业产品流量计（如涡轮流量计）测量燃油消耗量。

1.2.1.1　质量法

质量法通过测量柴油机消耗规定质量燃油的时间，来测量燃油消耗量，它有手动和自动测量两类。

1）手动测量装置

手动测量装置如图4.1.11-14所示。测量步骤如下：

（1）准备测量　三通阀置于“充油”位置，待天平油杯稍重失去平衡时，三通阀回至“供油”位置。

（2）测量　三通阀置“测量”位置，待天平恢复平衡时，开始计时并取下一个砝码G。

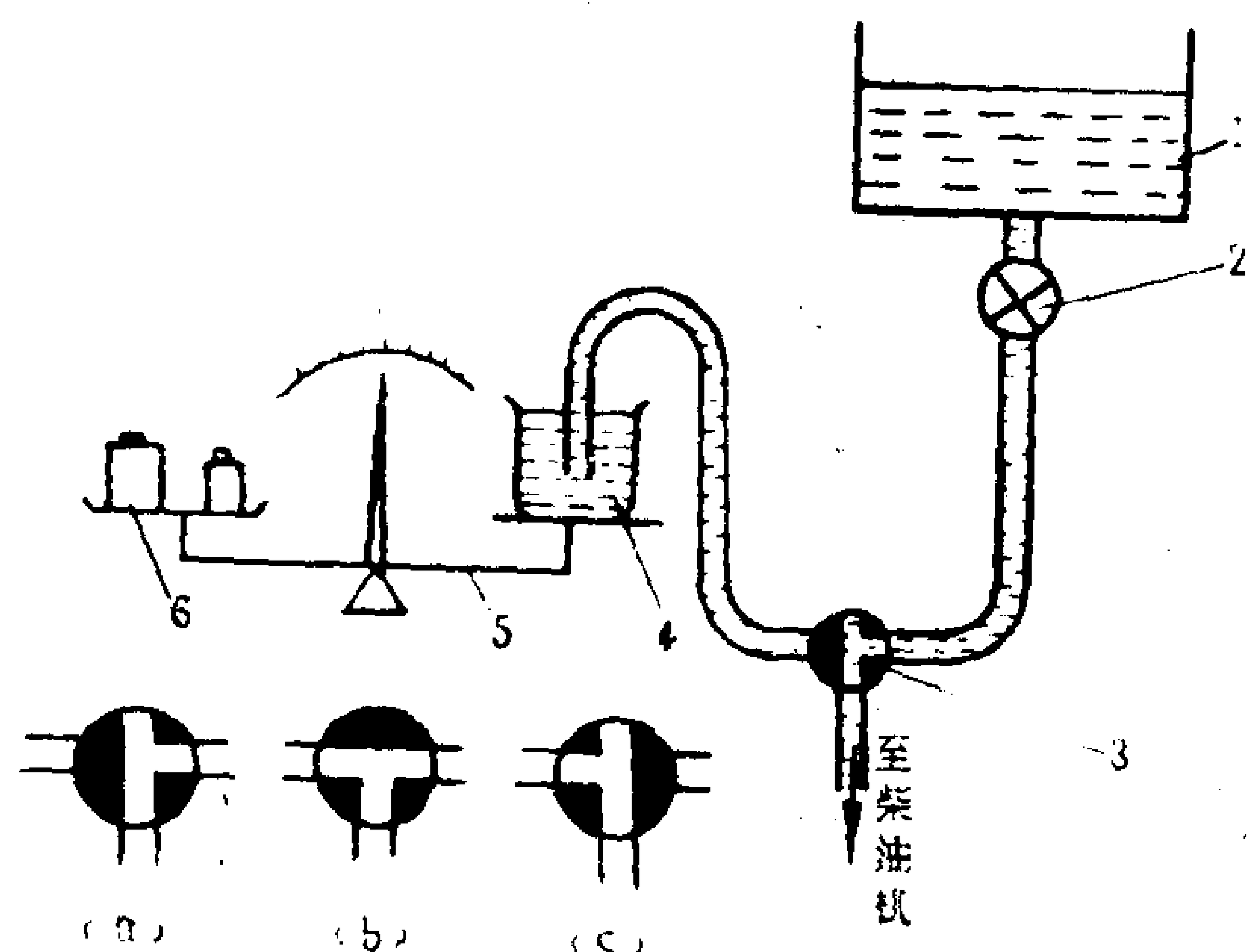


图4.1.11-14　手动测量装置示意图

a）供油；b）充油；c）测量

1-油箱；2-截止阀；3-三通阀；4-油杯；5-天平；6-砝码

（3）测量结束　天平第二次恢复平衡时，停止计时，三通阀置于“供油”位置。

根据计时秒表测得时间t（s）、砝码质量m（kg）以及有效功率Ne（kW），利用下列公式算出：

$$燃油消耗量 G_f=\frac{3600\cdot m}{t}\quad kg/h \tag{4.1.11-3}$$

$$燃油消耗率 g_e=\frac{1000\cdot G_f}{Ne}\quad g/(kW\cdot h) \tag{4.1.11-4}$$

2）自动测量装置

自动测量装置的工作原理与手动测量装置相同。它通过自动燃油天平，采用砝码自动转移的方法，测定柴油机消耗一定质量的燃油所经历的时间，并用数字式电子计时器累计及显示。还能通过光电管自动控制加油装置，进行全自动连续测量。自动燃油天平结构简图如图4.1.11-15所示。其测量过程与手动测量装置相同，也可分为三个阶段。

（1）准备测量　燃油泵自动向测量油罐供油，待油罐中达到最高液面时，天平偏向左端，停止供油。仪表各显示元件自动复零。

（2）测量　天平逐渐向右偏摆，当测量油罐中液面达到某一中间位置时，天平达到平衡

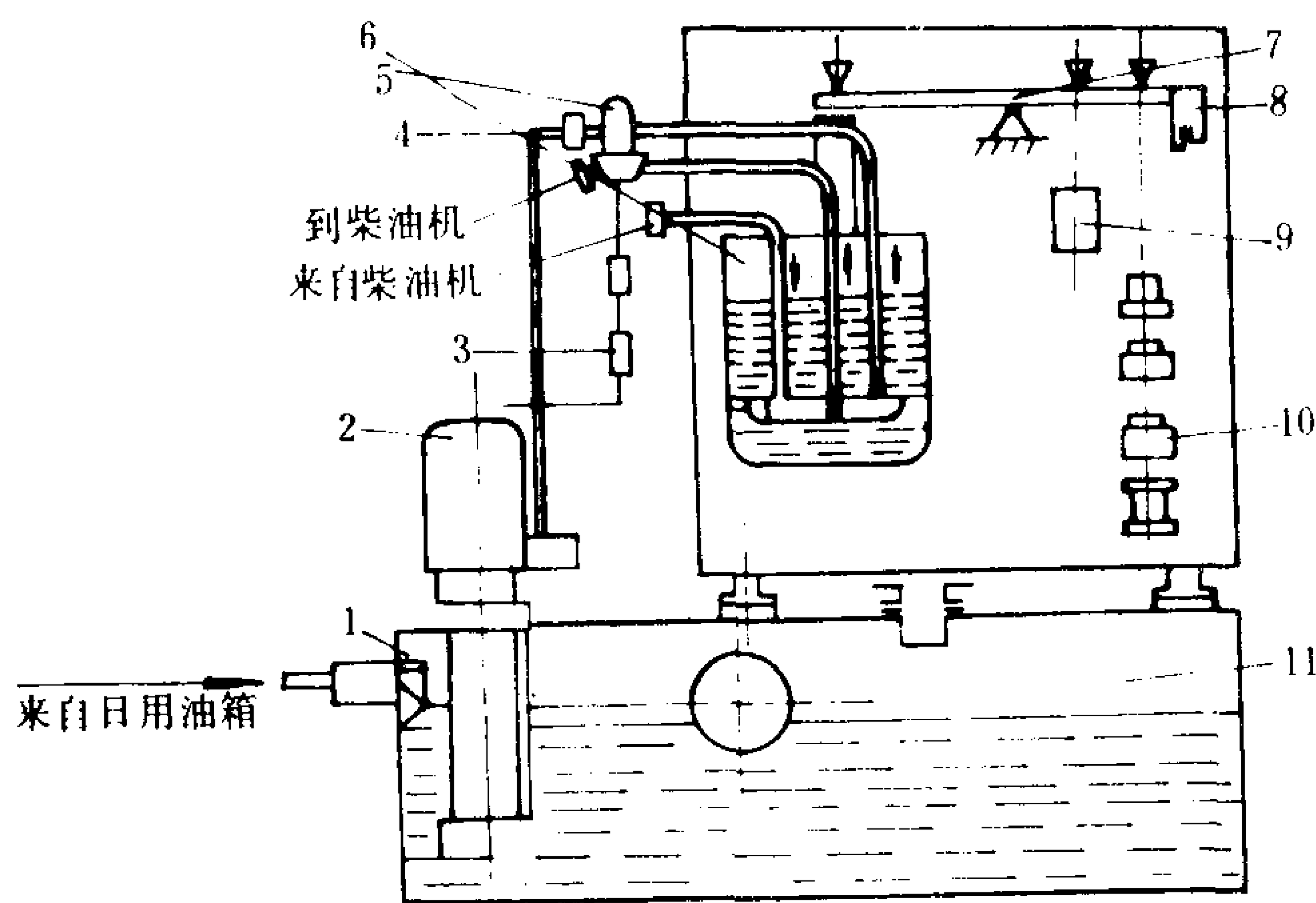


图 4.1.11-15 自动燃油天平结构简图

1-调节浮子阀；2-燃油泵；3-进气管旋塞；4-节流阀；5-泄放装置；6-测量筒；7-天平臂；8-光门；9-平衡砝码；10-测量砝码；11-中间油箱

状态，天平右臂离开上挡块向下运动，光门控制爪遮住第一个光导管，相应的光电管发出“测量开始”信号，电子计数器开始计时。同时测量砝码座落到一个单独的固定支架上，随着燃油的消耗，测量砝码的质量逐渐向固定支架转移。

（3）测量结束　当油罐中液面下降到最低液位时，测量砝码全部转移到固定支架上，光门控制爪遮住第二个光导管，相应的另一个光电管发出“测量结束”信号，电子计数器停止计时并显示测定时间，同时燃油泵自动开始供油。

自动测量装置可排除或减少测量误差，提高测量精度(可达 0.2%)，并可与打印机和数字处理系统联合使用，实现自动记录和数据处理。

（4）测量误差及校正

测量误差有以下几项：

（1）天平误差　天平误差以天平感量表示。应进行校验。

（2）刀口摩擦误差　刀口摩擦误差是由于天平两次达到平衡状态时，其负载不同使刀口摩擦力不同而造成。采用一次平衡原理（如自动油耗测定）予以消除。

（3）因油管浸入长度不同使浮力不同所产生的误差，利用专门公式进行修正。

（4）供油压力不同造成的误差　由测量油罐供油压力与由日用油柜供油压力不同所形成的误差。均采用由测量油罐供油方法消除。

（5）时间误差　计时器精度和测量者使用误差。

（6）漏泄误差　由三通阀密封不良所形成。通过实测加以修正。

1.2.1.2　容积法

容积法通过测定消耗一定容积的燃油所需时间经计算以求得燃油消耗量。容积法也有手动测量装置和自动测量装置两类。手动容积式油耗仪如图 4.1.11-16 所示。其测量腔由 A、B、C 三个容器组成。控制三通旋塞的不同位置可测定消耗给定容积 V（mL）燃油所需时间 t（s），然后按式（4.1.11-5）和式（4.1.11-4）计算 G_f 和 g_e：

$$\text{燃油消耗量}\quad G_f=\frac{3.6\cdot V\cdot\rho}{t}\quad \text{kg/h} \tag{4.1.11-5}$$

式中：ρ——测定条件下燃油密度，g/cm³。

GB 6301—86 所规定的标准环境状况为：

大气压力：$p_0=100$ kPa（750 mmHg）；

环境温度：$T_0=298$ K（25℃）；

相对湿度：$\phi_0=30\%$；

空冷器进水温度：$T_{c0}=298\ K(25℃)$。

试验时的大气状况与上述标准环境状况不符时，应按GB 1105.1—87《内燃机台架性能试验方法——标准环境状况及功率、燃油消耗和机油消耗的标定》中的规定进行修正。

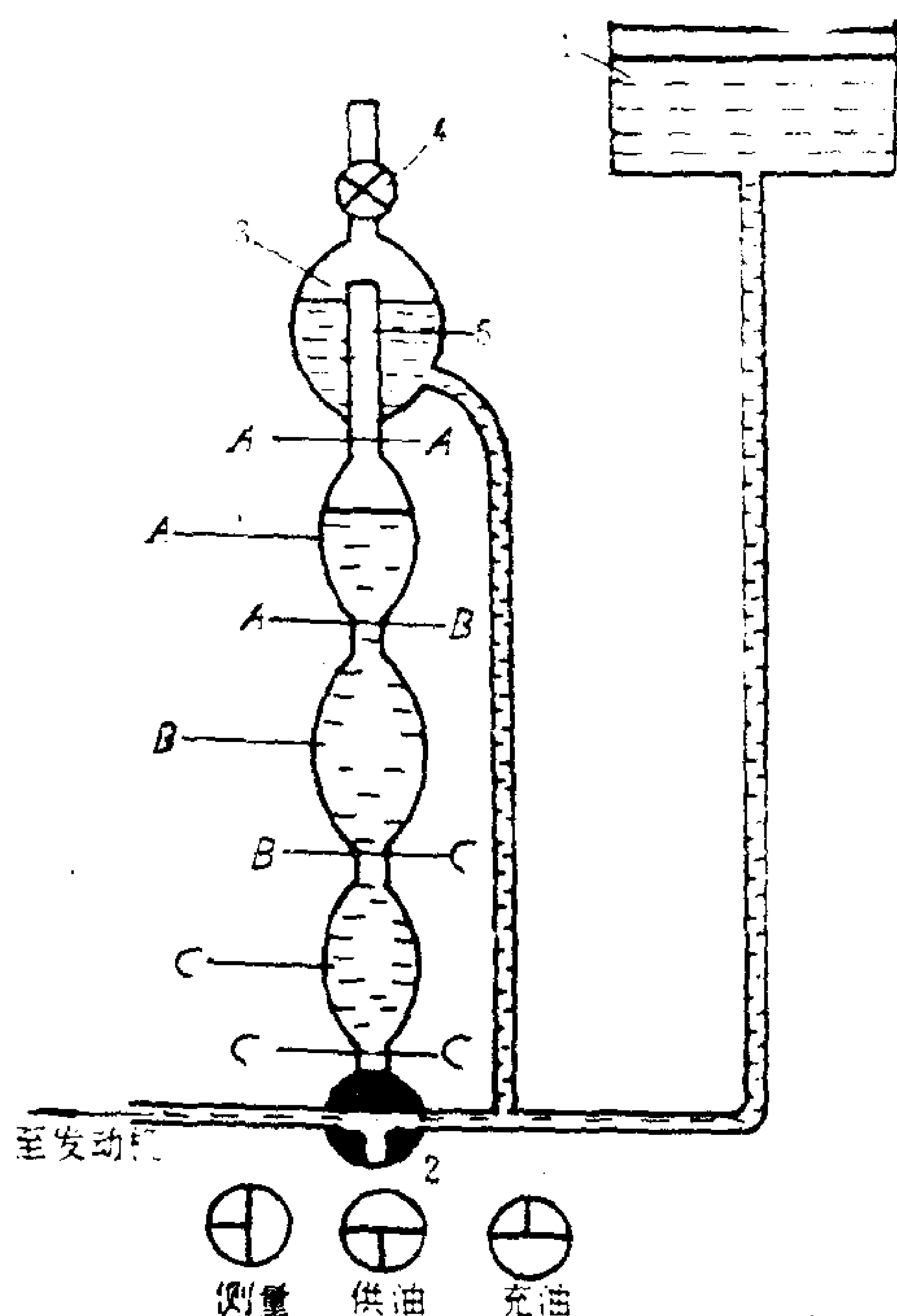


图 4.1.11-16 手动容积式油耗仪

1-日用油箱；2-三通旋塞；3-稳压室；4-放气阀；5-连通管

1.2.2 滑油消耗量测量

滑油消耗量指实际消耗量G_m(kg/h)，不包括油底壳内盛油量及更换的油量。按照GB 6302—86《船用柴油机热工参数的测量》规定，滑油消耗量可用质量法或油标尺测量法。有时，滑油消耗量亦可用滑油消耗率g_m [g/(kW·h)] 表示。

1.2.2.1 质量法

质量法是用称质法确定在规定的柴油机负荷和运转时间内，曲轴箱滑油的消耗量来求出滑油耗量G_m的。通常，规定柴油机在标定工况下运转，待滑油和冷却水温度达到规定值时停车。盘车三转并使第一缸活塞位于上止点位置，泄放滑油15min，称质为G_1 kg。把滑油重新注入油底壳内，油面应在油尺中间位置。起动柴油机，在标定工况下运转12h，并保证滑油和冷却水温度与上述规定值相同(偏差不应大于±1%)，停车后同样盘车三转并使第一缸活塞位于上止点位置，放油 15 min(允许偏差不大于±1%)，再称其质量为G_2 kg。然后按下式计算：

$$滑油消耗量\ G_m=\frac{G_1-G_2}{t}=\frac{\Delta G}{t}\quad kg/h \tag{4.1.11-6}$$

$$滑油消耗率\ g_m=\frac{1000G_m}{Ne}\quad g/(kW\cdot h) \tag{4.1.11-7}$$

式中：Ne——柴油机有效功率，kW。在试验时间t内其变化应不大于±1%，若大于±1%，应按实际功率及相应时间计算；

t——试验时间，h。

此试验法虽然时间较长，但较准确且试验装置简单。多在测定 12 h功率稳定性台架试验时使用。

1.2.2.2 油标尺法

油标尺法测量装置如图 4.1.11-17 所示。在油底壳适当位置装设一倾斜的玻璃管式油标尺。测量时，使柴油机运转到规定热状态，停车 15 min，观察油标尺中液位。使柴油机在规定负荷下运转一定时间t。停车 15 min后，注入同型号滑油至原液位。测量注入滑油量ΔG(kg)，计算公式如下：

$$滑油消耗量\ G_m=\frac{\Delta G}{t}\quad kg/h \tag{4.1.11-8}$$

$$滑油消耗率g_m = \frac{1000G_m}{Ne} \quad g/(kW \cdot h)$$

(4.1.11-9)

这种测量方法误差较大，应用较少。

除上述测量方法外，还可用电子设备实现自动测量，也可采用“放射性同位素法”，在滑油中加入放射性同位素，通过测定排气中的放射能确定滑油耗量。这种方法测量精度高、时间短、易于实现自动化，但设备复杂，成本高，尚未普遍使用。

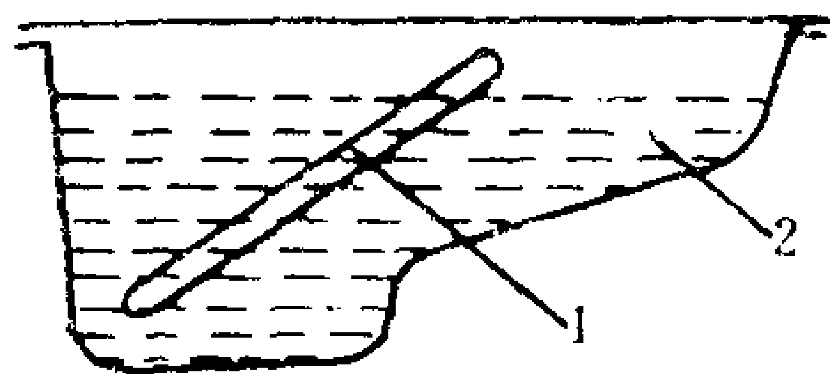


图 4.1.11-17　油标尺法

1-油标尺；2-油底壳

1.3　最高爆发压力测量

按照GB 6302—86 有关规定，最高爆发压力p_z可用爆发压力表和示功器测量。示功器参阅本章 2.1。爆发压力表有机械式和电子式两种。测量仪表精确度应为 1.5 级。

1.3.1　机械式爆发压力表

1.3.1.1　弹簧管-止回阀式压力表

它由普通的弹簧管式压力表和一套止回阀组成。前者系指示仪表，后者系测量元件。如图 4.1.11-18 所示。当气缸内压力高于止回阀上腔压力时，止回阀跳起，燃气进入阀门上腔，压力降低，止回阀落座。在柴油机几次循环后阀门上腔压力可达到最高压力值。测量后可用手轮放出表内残气。

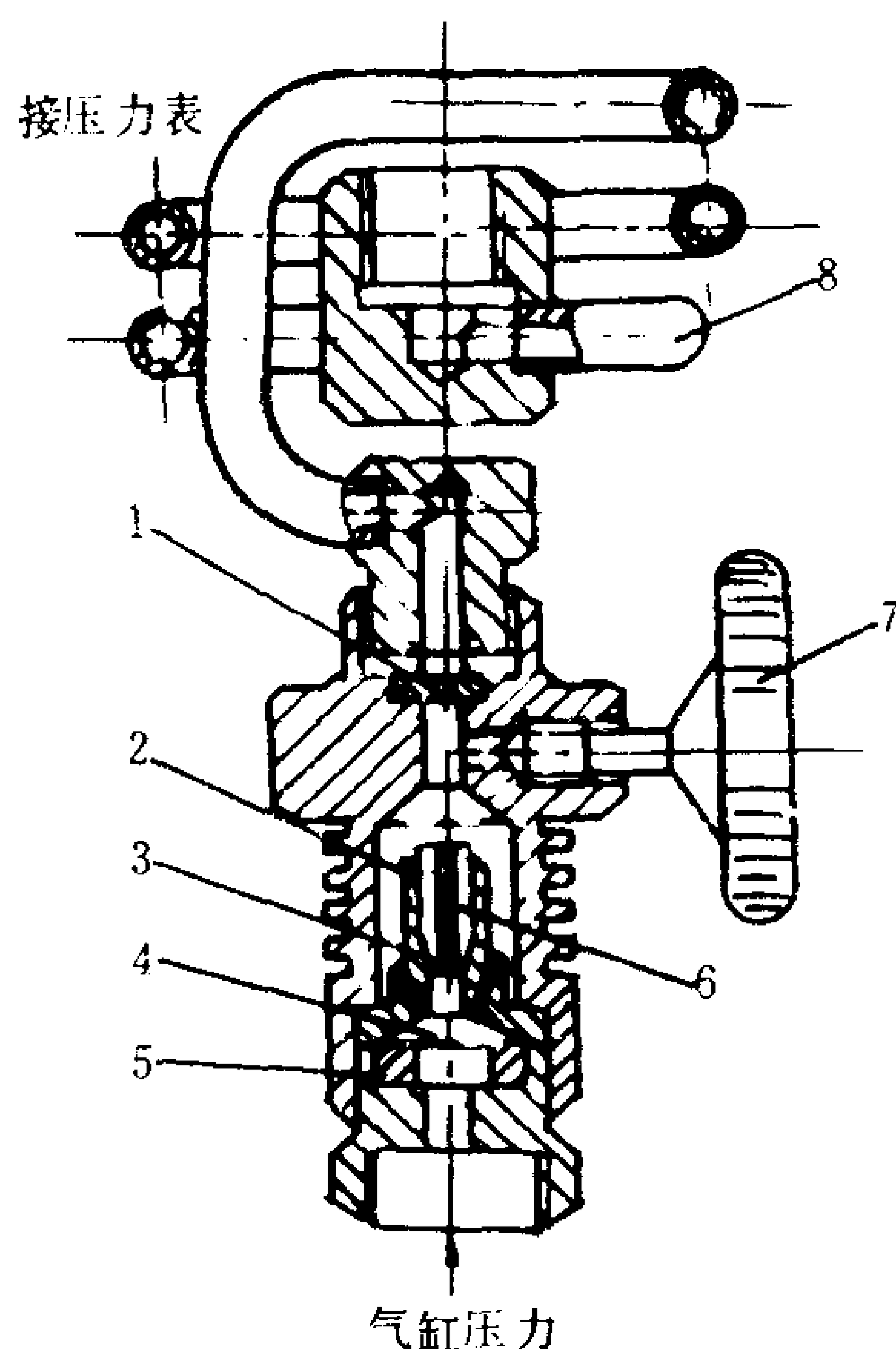


图 4.1.11-18　弹簧管-止回阀式压力表

1-节流圈；2-螺母；3-导向管；4-止回阀；5-阀座；6-螺钉；7-手轮；8-蛇形管

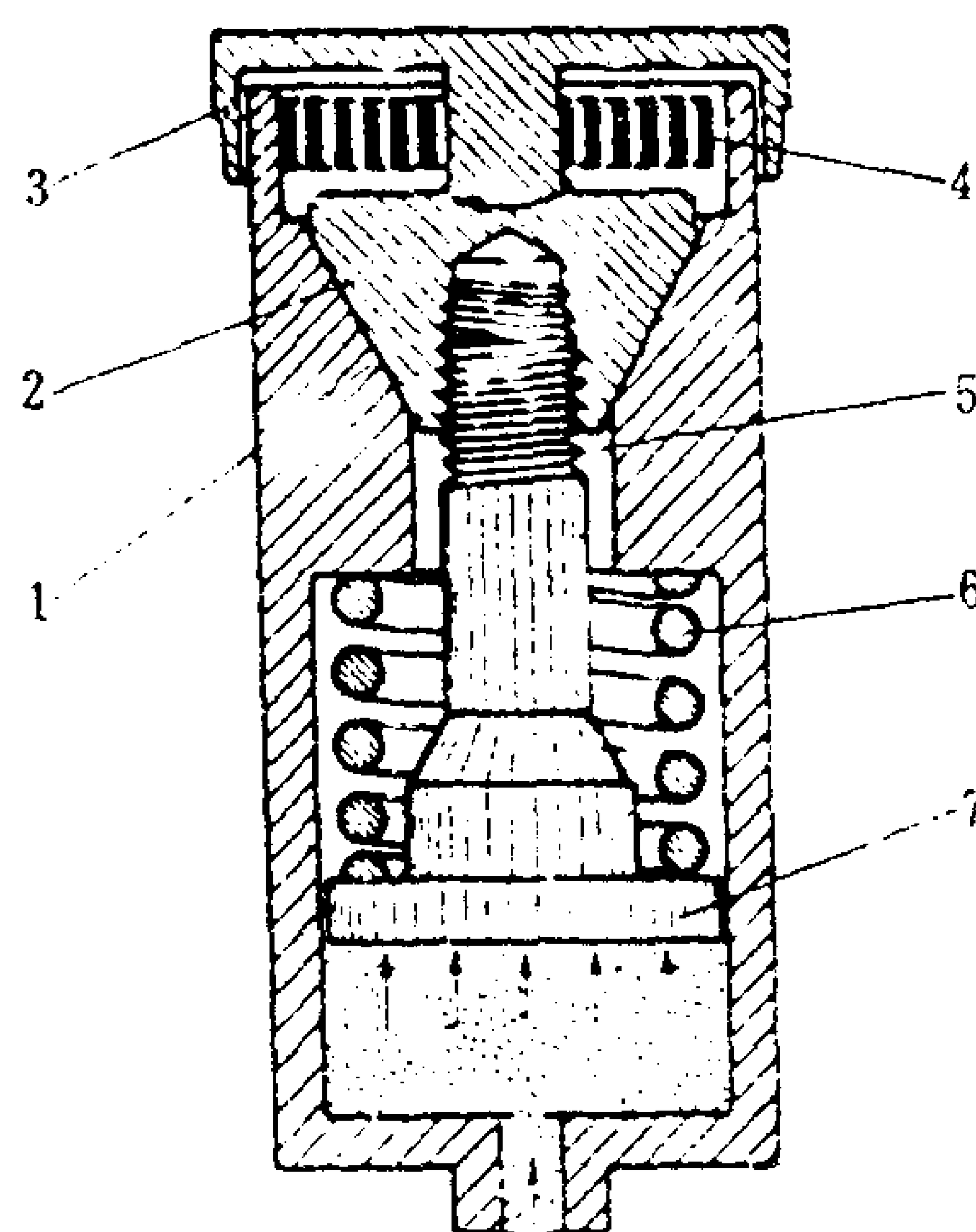


图 4.1.11-19　HAENNIS爆发压力表结构简图

1-锥面；2-锥形螺母；3-指示针；4-盘簧；5-顶杆；6-测量弹簧；7-活塞

这种压力表结构简单、工作可靠，由于止回阀的惯性和节流，阀两面气体作用面不等和漏泄等原因，使测量误差较大，绝对误差约为（5～8）10^2kPa，只适于监控，检查使用

1.3.1.2 HAENNIN爆发压力表（弹簧式）

HAENNIS爆发压力表的结构原理图如图 4.1.11-19 所示。气缸压力作用于活塞上(实际为波纹管)，抬起顶杆和锥形螺母并由测量弹簧所平衡。锥形螺母在盘簧作用下沿大导程角螺纹旋转向下，重新座落在锥面上，其旋转角由指示针的转角显示。此转角与活塞的上行即燃气压力成正比。经几次或十几次爆发压力作用后，指示针可显示缸内最高压力值。

这种压力表可部分消除止回阀式压力表的测量误差，而且指示仪表寿命也较长。但压力感受元件仍采用机械式，不可能显著提高测量精度。只适于监督使用。

1.3.2 电子式爆发压力表

电子式爆发压力表由电子式压力传感器、峰值保持器和显示器等组成。其原理方框图如图 4.1.11-20 所示。它的核心是峰值保持

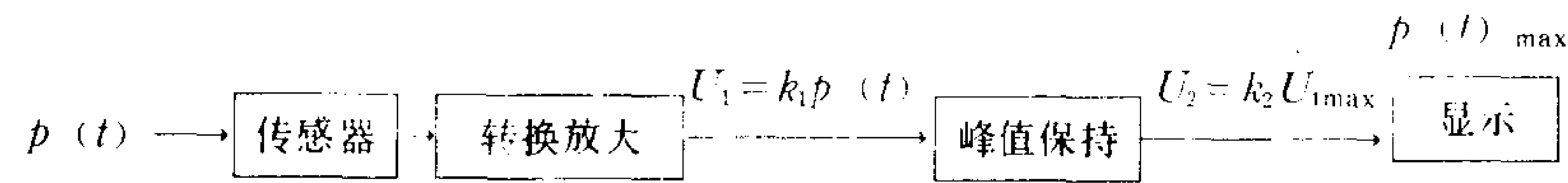


图 4.1.11-20 电子式爆发压力表方框图

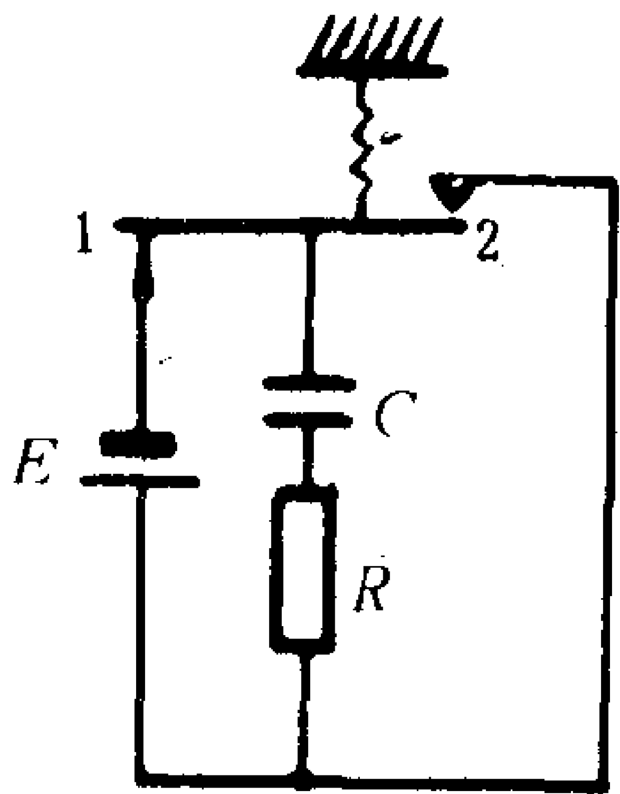


图 4.1.11-21 峰值保持器原理简图

器。峰值保持器的作用是把输入电压U_1的最大值保持下来。图 4.1.11-21 是峰值保持器的一种形式。接通触点 1(触点 2 断开)，电源E向电容C充电，经时间t后电容C上的电压$U_c=E\ (1-e^{-\frac{t}{RC}})$；接通触点 2 断开触点 1，电容$C$经电阻$R$放电，如电容$C$原电压为$E$，经时间$t$后电容$C$上的电压为$U_c=E$、$e^{-\frac{t}{RC}}$。如减小充电时的时间常数$RC$，同时增大放电的时间常数，则经一段时间后，在电容$C$上可得到一个接近于脉冲电压峰值的稳定电压。

1.3.3 压力表的校验

压力表应定期校验。通常，校验工作在单活塞式压力校验装置上进行。该校验装置性能见表 4.1.11-5。其工作原理如图 4.1.11-22 所示。用手轮对系统加压，使活塞上移至规定平衡位置。此时产生的压力$p=\dfrac{G_0+G}{S_0}$（G_0——活塞及托盘质量，G——砝码质量，S_0——活塞有效面积），即可作为标准值对待校压力表进行校验。

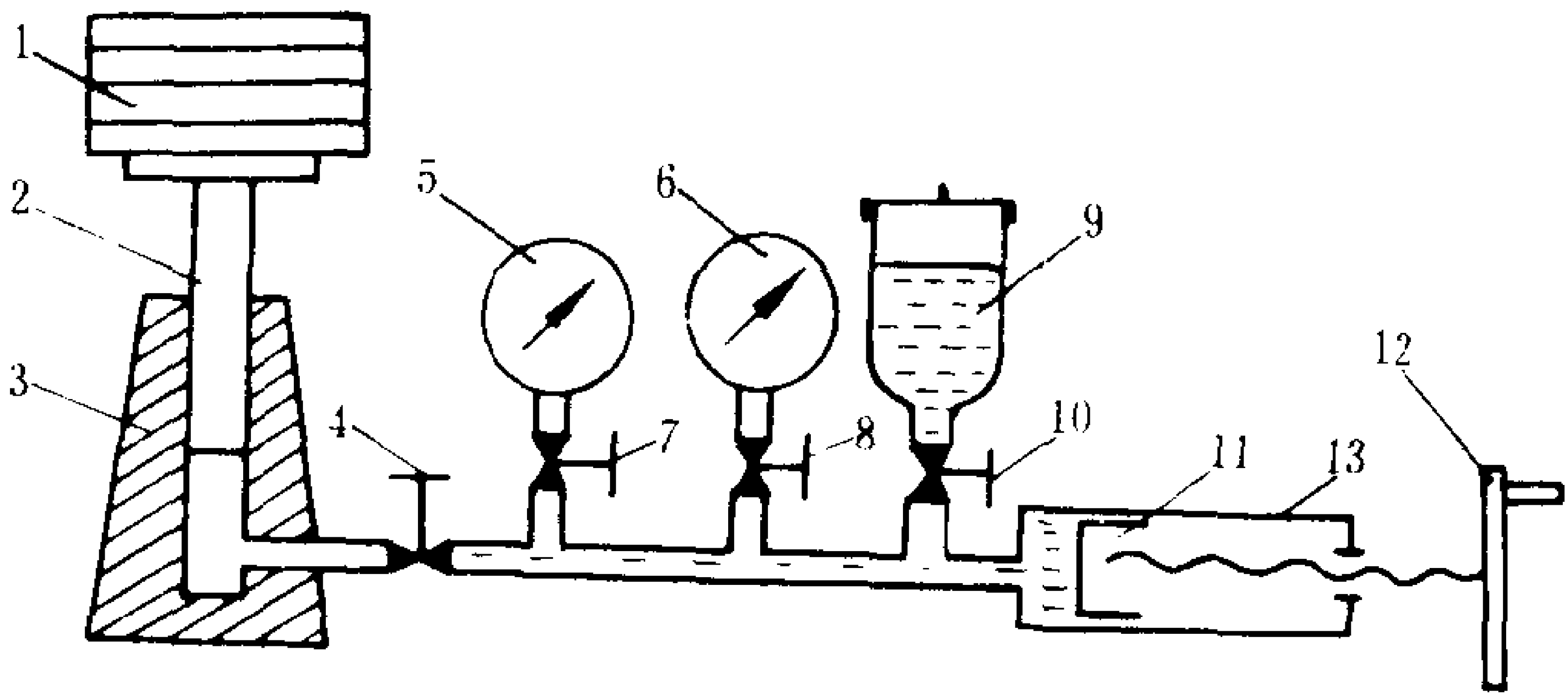


图 4.1.11-22 单活塞式压力校验装置原理图

1-砝码；2-活塞；3-活塞筒；4、7、8-阀；5、6-压力表；9-油杯；10-油杯阀；11-加压活塞；12-手轮；13-泵筒

如被校压力表精度不高，可不必使用砝码计算，用另一高精度的标准压力表进行对比即可。

该校验装置安装使用时应注意：①工作环境温度为20±5℃；②使用前需校准水平；③在非标准状态下使用时，应对压力值进行修正；④使用时应用手轻拨活塞使其均匀旋转。

表 4.1.11-5　活塞式压力校验装置性能

使用范围 10^2kPa	活塞公称面积 cm^2	传压介质	结构型式	精度等级 一级	二级	三级
1～60	1	变压器油	单活塞式	0.02	0.05	0.2
10～600	0.1	蓖麻油	单活塞式	0.02	0.05	0.2
50～2500	0.05	蓖麻油	单活塞式	0.02	0.05	0.2

1.4 排气烟度测量和排气排放物测定

1.4.1 排气烟度测定

烟度测量是指测定柴油机排气中所含颗粒物的浓度。此种颗粒物是由柴油机不完全燃烧所产生的悬浮在排气中的可见白色、蓝色、黑色颗粒，它们能吸收、反射和折射光线。排气烟度用烟度计测量。按照烟度计测量烟度所使用的方法可分为滤过式、消光式和质量式三种。其分类及其性能特点如表 4.1.11-6 所示。

表 4.1.11-6　烟度计分类及其性能特点

型式	名称	工作原理	性能特点	应用范围
滤过式	烟迹式烟度计	采用专用滤纸吸附定容积排气中的黑色颗粒。测定滤纸被炭粒染黑的程度	结构简单、操作容易、价格便宜，适于现场测量。不能连续测量，不适于变工况测量，只能测出炭粒，不能测定蓝烟、白烟。滤纸性能影响测量精度	稳定工况
消光式	取样型烟度计	利用比尔-兰勃特烟柱消光定律，测定部分连续流过的烟柱对光线的衰减率	可同时测出黑烟、蓝烟、白烟等浓度，可用于稳定和变工况下使用。精度高、结构复杂，使用不便，要求烟样流量恒定，光电元件易污染	稳定工况 变工况
消光式	全流型烟度计	利用比尔-兰勃特烟柱消光定律，测定全部连续流过的烟柱对光线的衰减率	测量全部排气烟度，易受振动温度变化影响。排气管直径影响测定值。其它同取样型	稳定工况 变工况
质量式	质量式烟度计	测定全部排气中的炭粒质量。计算单位体积排气中的炭粒质量	操作复杂、试验时间长、对测试人员要求高	实验室

目前，世界各国均根据本国情况颁布了排气烟度极限值、仪器和试验方法等方面的标准。如表 4.1.11-7 所示。

1.4.1.1 烟迹式（滤纸式、波许式）烟度计

烟迹式烟度计由采样抽气泵和光电测量装置组成。采样抽气泵如图 4.1.11-23 所示，它

是一个活塞式抽气泵，在一次吸气动作中吸气容积为 330 mL。光电测量装置由光电转换器和指示表组成，如图 4.1.11-24 所示。光电转换器的作用是根据滤纸试样污染程度的不同，所产生的光电流强度也不同，借助此光电流的强弱由指示表显示出以单位为R_B的波许烟度。规定白色滤纸的波许单位为“0”，全黑滤纸为“10”。

表 4.1.11-7　**各国烟度测定标准**

国　别	烟度计型式	试验方法	极　限　值
中　国	烟　迹　式	稳态、全负荷	波许烟度R_B 按名义排气量规定烟度限值
美　国	全流消光式	非稳态、排烟试验循环	烟度单位消光度
英　国	取样消光式	稳态、全负荷	哈特里奇烟度 33~57.5
原苏联	取样消光式	稳态、螺旋桨特性（船用）	自然消光指数k， 按排气流量规定极限值
德　国	烟迹式	稳态、全负荷	波许烟度单位功率在 37 kW 以下为 6.5，功率在 37 kW以上为 4.5
法　国	全流消光式	非稳态、自由加速	根据不同用途 40~60
意大利	全流消光式	非稳态、自由加速	60
挪　威	取样消光式、 烟迹式	非稳态、自由加速稳态、全负荷	哈特里奇烟度 70 波许烟度 2.5~3.5
瑞　典	取样消光式、 烟迹式	稳态、全负荷	哈特里奇烟度 30~45 波许烟度 2.5~3.5
芬　兰	取样消光式	稳态、全负荷	哈特里奇烟度 70
比利时	取样消光式	非稳态、自由加速	哈特里奇烟度 60
瑞　士	烟迹式	稳态、全负荷	波许烟度 4.5~6.0
日　本	烟迹式、消光式	稳态、全负荷	烟度单位：污染度 烟度单位：消光度

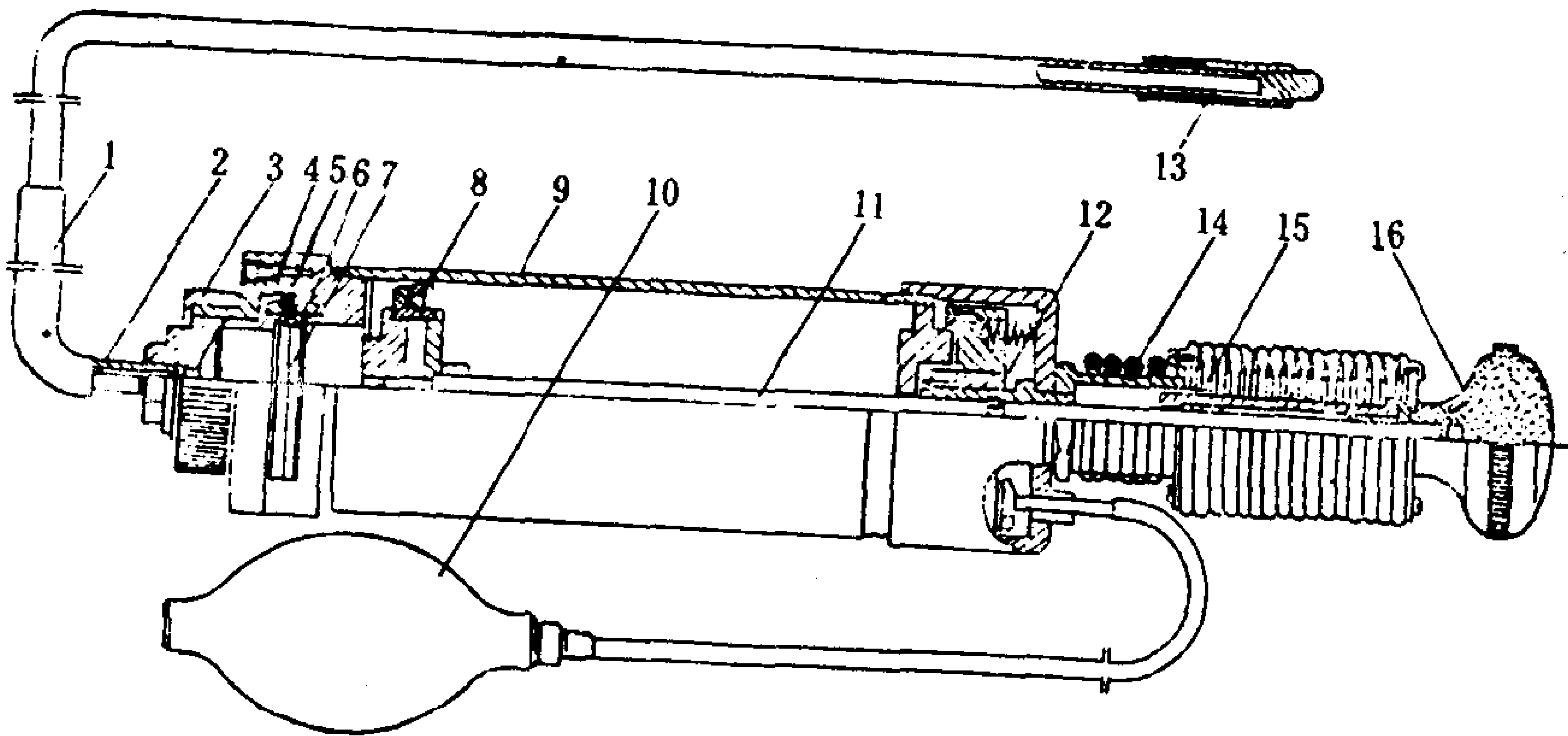


图 4.1.11-23　活塞式抽气泵

1-采样连接管；2-进气接头；3-调节螺母；4、6-O形橡胶圈；5-滤纸夹；7-滤纸；8-橡胶活塞；9-泵体；10-快门皮球；11-活塞杆；12-擒纵机构；13-采样探头；14、15-弹簧；16-球头把手

1.4.1.2　消光式烟度计

消光式烟度计根据取样数量不同（部分或全部），可分为取样型和全流型两类。

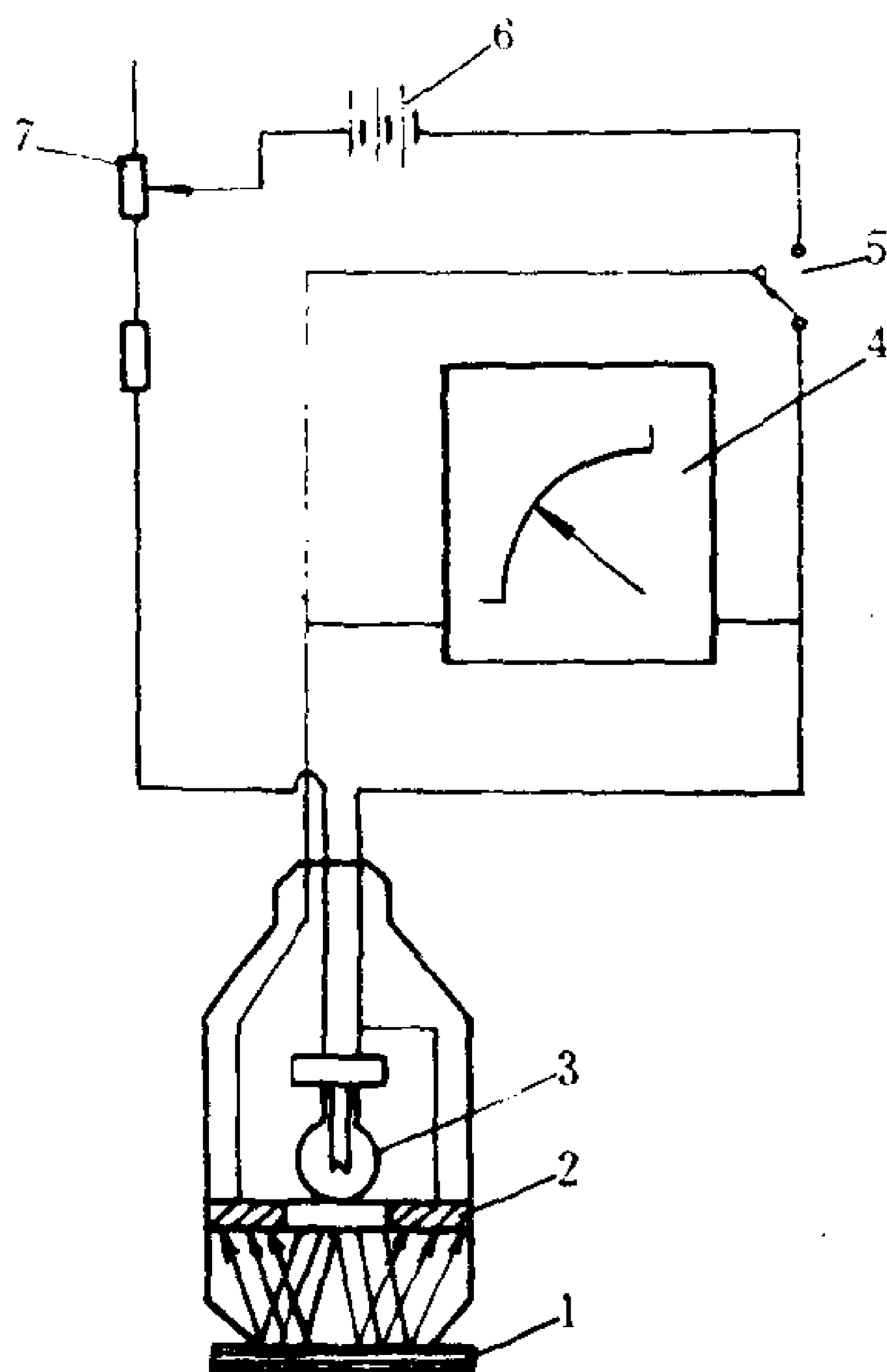


图 4.1.11-24　光电测量装置

1-滤纸试样；2-环形光电池；3-电珠；4-指示表；5-开关；6-电源；7-调零电位器

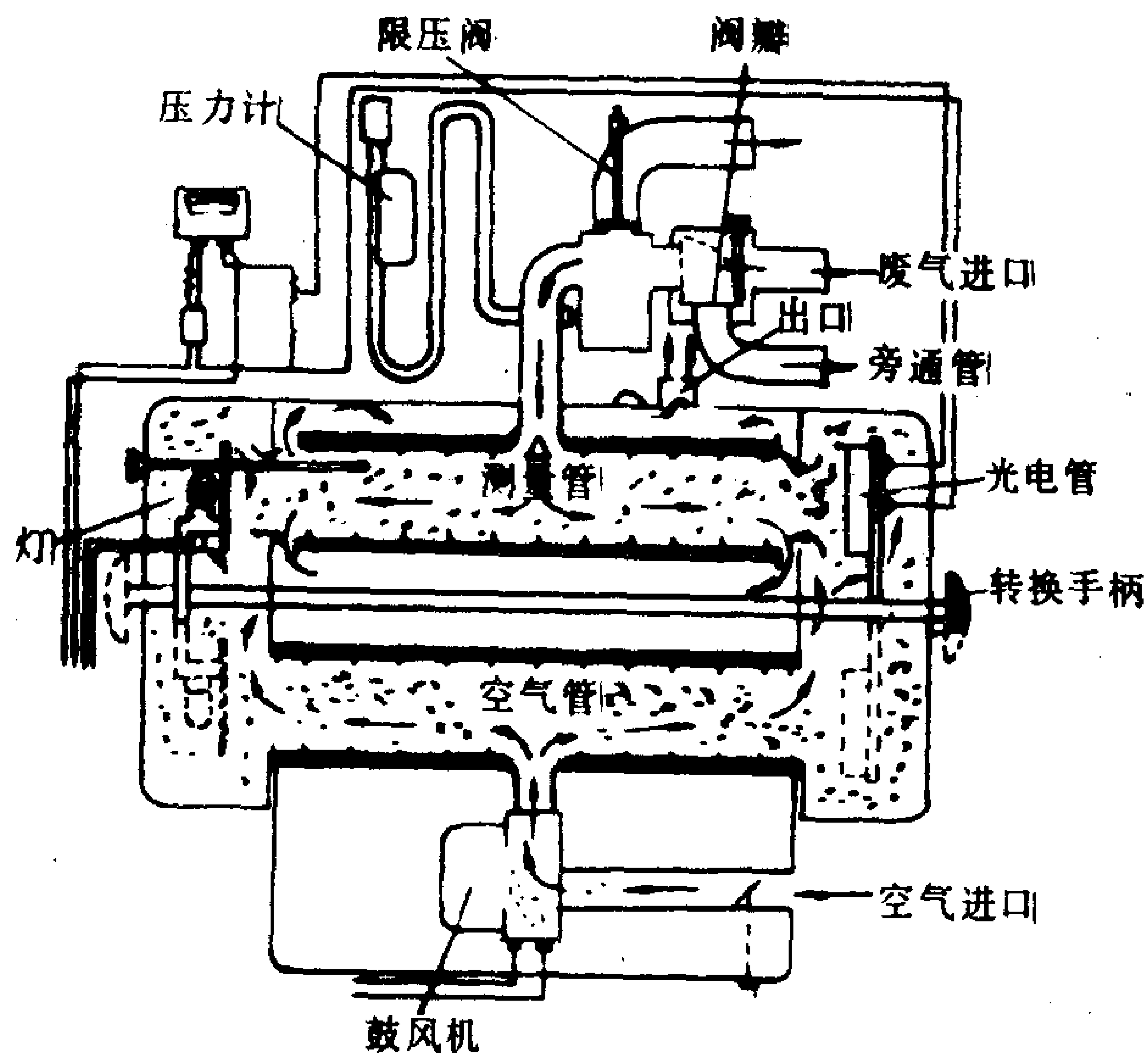


图 4.1.11-25　哈特里奇烟度计结构简图

1）哈特里奇式烟度计

这是一种典型的取样消光式烟度计。它测量的是连续流过气样管的部分排气的消光度。其结构简图如图 4.1.11-25 所示。测量时需首先利用空气管对光电转换系统进行校准，使指示表指零。然后旋转转换手柄，把光电转换系统移至测量烟管两端，并使部分柴油机排气连续、均匀地流过测量管。光电元件即可检测出排气烟柱对光线的消光度，并由指示表显示。指示表刻度分为 0～100 哈特里奇烟度单位。规定清洁空气的消光度为“0”，全黑烟气为“100”。

2）USPHS烟度计①

这种烟度计是一种全流消光式烟度计。其光源和光电池直接安装在离排气管出口一定距离的两侧，测定柴油机全部排气烟柱对光线的消光度，并由烟度表显示。烟度表刻度分为 0～100 USPHS烟度单位。规定清洁空气消光度为“0”全黑烟气为“100”。

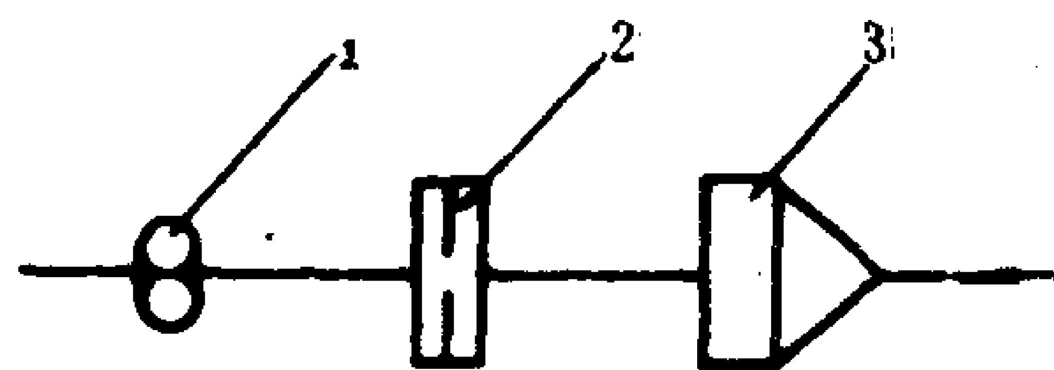


图 4.1.11-26　重量式烟度计

1-真空泵；2-流量计；3-收集器

1.4.1.3　质量式烟度计

质量式烟度计的工作原理如图 4.1.11-26 所示。全部柴油机排气流经由玻璃纤维、石棉或滤纸等材料制成的收集器。测定收集器的质量增量及排气的容积流量，可计算出单位体积排气中所含颗粒物的质量，即排气的质量烟度。

1.4.1.4　排气烟度测量规范

① 由美国公共卫生事业局（U.S. Public Health Service）研制

排气烟度测量所采用的烟度计和测量方法需严格遵照国家颁发的有关法规进行。

1）烟度计

按GB 5741—85《船用柴油机排气烟度测量方法》规定，柴油机排气烟度测量应使用烟迹式烟度计，并需经国家规定机构检验合格。其有关规定的基本技术要求如表 4.1.11-8 所示。

2）试验方法

通常，有稳态和非稳态烟度两种测量方法。

（1）稳态烟度测量

根据GB《船用柴油机排气烟度限值》规定，船用柴油机应在标定转速、标定功率下，待工况稳定后测定排气烟度。当测定船舶柴油机在部分转速或部分负荷工况的烟度时，也应待工况稳定后再进行测量。每测量点应至少测量三次烟度（两次相隔时间不超过 1 min），取 3 次测量的平均值作为测量结果（3 次测量差值不得超过 0.3 波许烟度单位）。

表 4.1.11-8　　**中国烟迹式烟度计基本技术要求**

采样装置	探头	采样点应位于排气均匀分布处；位于排气管直管段轴心线，逆气流安装；安装点前距排气总管法兰不小于 $6D$，后直管段不小于 $3D$（D为管径）；管内压力不大于 1.471 kPa，但不得出现负压
	抽气泵	吸气量恒定，一次吸气容积为 330 mL；一次动作时间为 0.5～1 s；一次采样漏泄量不大于 330×2% mL。滤纸烟痕有效直径 ϕ 32 mm
	连接软管	密封可靠；最小内径不小于 ϕ 4 mm，死容积小于 330×10%mL
光电测量装置	光电件	应为环形硒光电池；输入输出线性
	指示表	精度不低于 1.5 级；最小分度为 0.2 烟度单位
	电压	允许变化±10%
滤纸	规格	ϕ 45 mm，厚度不大于 0.18 mm
	纸质	白度为 85%±2.5%，当量孔径为 4.5 μm

（2）非稳态烟度测量

测定在突然加速、减速或其它非稳定工况下运转的柴油机排气烟度。应使用取样型或全流型烟度计。其试验方法和条件应按有关国家规定执行。目前，有自由加速和控制加速法（美国联邦排烟试验循环）两种规范。自由加速法是柴油机从低速怠速状态突然加速至高速空载转速过程中烟度测量的一种方法。具体方法各国规定不同。控制加速法是在试验台上模拟实际使用工况遇到的最大排烟状态进行烟度测量的一种方法，测量时需按规定程序和规定时间重复进行标定-爬坡-过渡-怠速-加速-过渡-加速-标定等运转工况的烟度测量。测量方法严格而复杂。需严格按有关国家规定进行测量。

3）烟度限值

目前，各国对柴油机排气烟度允许限值的规定标准各不相同。按GB 8840—88《船用柴油机排气烟度限值》规定，排气烟度的测定值，应不超过按名义排气流量来规定的烟度允许限值，如表 4.1.11-9 所示。

表 4.1.11-9　　　　　　　　　　中国船舶柴油机排气烟度允许限值

名义排气流量L/s		允许限值	名义排气流量L/s		允许限值	名义排气流量L/s		允许限值
大于	至	R_B	大于	至	R_B	大于	至	R_B
	4.5	4.5	140	160	3.4	600	700	2.2
45	55	4.4	160	185	3.3	700	900	2.1
55	65	4.2	185	210	3.2	900	1150	1.9
65	75	4.1	210	250	3.0	1150	1500	1.7
75	85	3.9	250	290	2.9	1500	2000	1.5
85	95	3.8	290	350	2.8	2000	3000	1.4
95	110	3.7	350	400	2.6	3000	5000	1.2
110	125	3.6	400	500	2.5	5000	7000	1.0
125	140	3.5	500	600	2.4	7000		0.8

注：名义排气流量G(L/s)按下式计算：

二冲程柴油机：$G=\frac{V \cdot n}{60}$；四冲程柴油机$G=\frac{V \cdot n}{120}$

V——气缸总排量　L；　　　n——测定烟度时柴油机转速　r/min。

1.4.2　排气排放物测定

排气排放物是指柴油机排气系统排向大气的物质。通常用排放浓度计量。排放浓度指柴油机排出的CO、HC和NO_X气体的体积占排气总体积的百万分率ppm。目前多使用仪表测定法。要求测定仪表有较高的灵敏度和良好的选择性，测量范围适中，能进行高、低浓度的精确分析，仪表线性好，不受干扰等。目前，许多国家规定了测定排气中各有害成分的标准测定仪表，如表 4.1.11-10 所示。

表 4.1.11-10　　　　　　　　　　常用排气成分分析标准仪表

仪表名称	性　能　特　点	测定气体（标准）	备　　注
加热型氢火焰离子化分析仪	灵敏度高，响应快、定量线性范围宽，对环境温度、压力不敏感，对烃类没有选择性	总碳氢化合物	
气相色谱仪	高灵敏度、高选择性、高分析效能，价格昂贵，需高纯度载气	碳氢化合物中各组分	
不分光红外线分析仪	精度高、反应迅速、量程宽，测量下限可至ppm和ppb级，可进行连续测量，操作简单	CO	还可测HC、CO_2和NO_x但干扰大、精度低
化学发光分析仪	灵敏度高、反应速度快、输出线性、干扰小，可连续测量	NO_x	
激光光声光谱仪	灵敏度高、分辨率高，使用方便，对试样勿需预处理；适于检测吸收系数微弱和浓度低的气体成分。	多种组分	近代出现的新型仪表

1.4.2.1　加热型氢火焰离子化分析仪（HFID）

HFID是一种测定排气中总碳氢化合物的标准仪表。它的工作原理是根据多数有机碳氢化合物在氢火焰中产生电离现象，且此电离度与引入火焰中的碳氢化合物中的碳原子数成正比。所以由离子电流大小可测定碳氢化合物的浓度。分析仪的结构示意图如图 4.1.11-27 所示。它主要由燃烧器喷嘴、离子收集器及测量电路组成。待测气样与氢气经喷嘴混合后，在燃烧室上部空间燃烧产生约 2000℃ 高温，使碳氢化合物发生电离，形成离子电流。此电流经调制，放大后由指示仪表显示气样中的总碳氢化合物含量。此法对不同类型的碳氢化合物没有选择性。

1.4.2.2　气相色谱仪

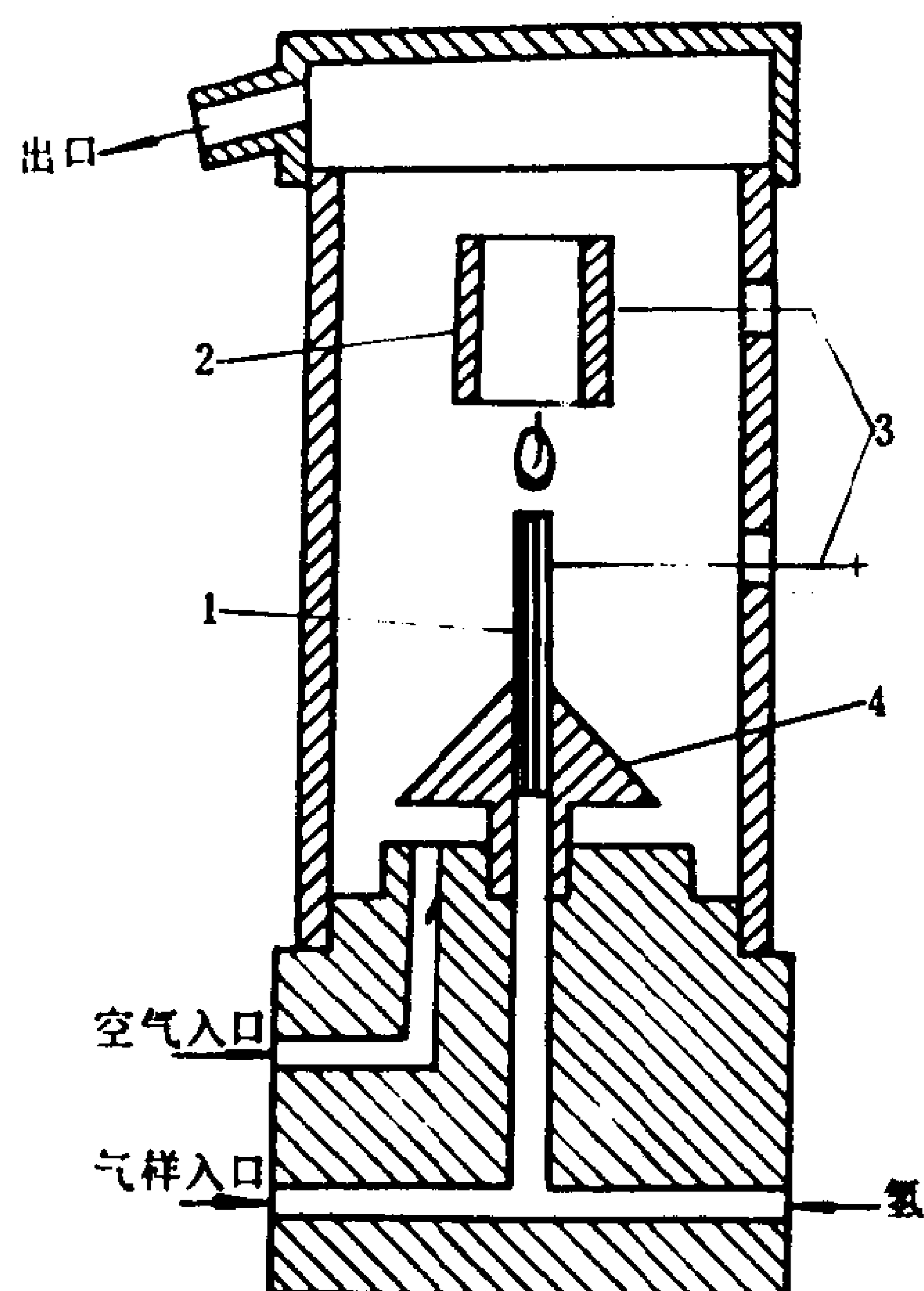


图 4.1.11-27 加热型氢火焰离子化分析仪

1-喷嘴；2-收集器；3-导线；4-绝缘体

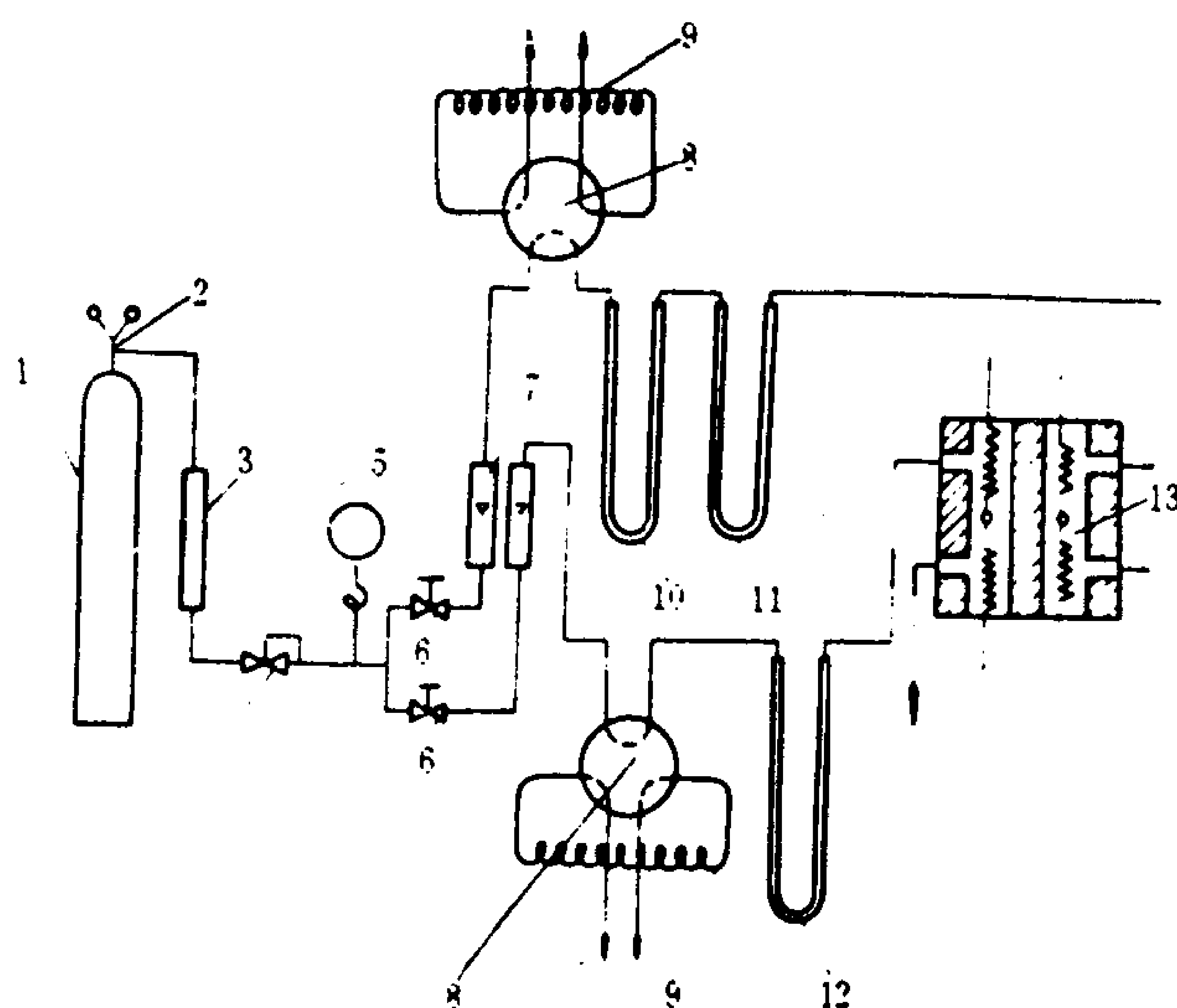


图 4.1.11-28 SP-2305 气相色谱流程图

1-载气瓶；2-减压阀；3-干燥净化器；4-稳压阀；5-压力表；6-稳压阀；7-浮子流量计；8-六通阀；9-定量管；10 钠石灰柱；11、12-色谱柱；13-鉴定器

气相色谱仪是测量排气中碳氢化合物各组分含量的标准仪器。其工作原理是把混合物中各组分在色谱柱中进行分离，并加以鉴别和测定。被分离组分分布在两个互不相混的相中，其一为固定相——色谱柱（填满某种吸附剂的管段）；另一为流动相（把待分离组分注入到载气流中并沿固定相移动的流体）。不同组分物理性质的差异，使其在两个相中的分配情况不同，通常用分配系数K_i标志i组分的这一特性，定义$K_i=Cs/Cm$，Cs为组分i在固定相中的浓度，Cm为组分i在流动相中的浓度。i大的组分不易被流动相带走，K_i小的组分则易被流动相带走，经一段时间后，不同组分逐渐分离。此分离组分依次送入鉴定器，得到不同的输出信号，由记录仪记录下来得到色谱图。对色谱图进行定性、定量分析，便可得到色谱峰所代表的组分和浓度。图 4.1.11-28 为用于烟气分析的SP-2305 型气相色谱流程图。

该流程使用高纯度的氦、氩等气体做为载气经净化、稳压和计量后，在六通阀后把定量的烟气分别送入色谱柱 11 和 12 中。色谱柱 11 内装分子筛，用来分析O_2、N_2、CO。为提高分子筛使用寿命，安装了钠石灰柱 10，用来预先吸收定量烟气中的CO_2成分，以防止CO_2进入分子筛色谱柱使分子筛很快失效。色谱柱 12 内装硅胶用来分析CO_2。根据烟气中不同组分在色谱柱中分配系数不同，它们从色谱柱另一端流出的时间也不同，被分离了的单组分随载气进入鉴定器 13。鉴定器是一个由四个高灵敏度钨丝电阻组成的电桥，当载气中某单组分通过鉴定器时，由于单组分的导热性能有差异，钨丝的温度也就不同，阻值也就不同。这样电桥就会失去原有的平衡状态，输出一个不平衡电压，此电压信号用电子电位差计自动记录下来，便可获得烟气中不同组分的色谱图。图 4.1.11-29 系烃类燃烧尾气的色谱图。对色谱图进行定性定量分析可确定色谱峰所代表的组分及其数量。

通常，为了获得较好的分离效果以及较高的灵敏度，应选择合理的色谱柱结构参数（柱长、柱内径、吸附剂材料和粒度大小）及合理的运行参数（载气流速、进样量、色谱柱温度

等）。

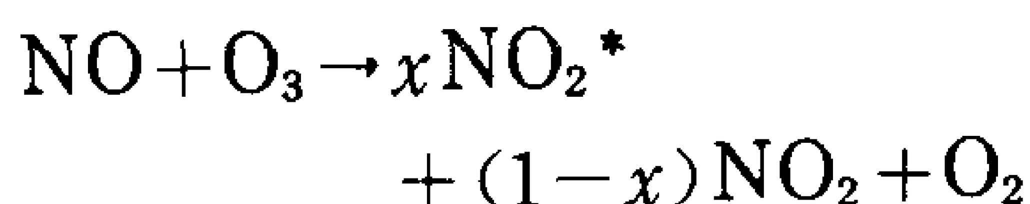
1.4.2.3 不分光红外线（NDIR）分析仪

NDIR分析仪是测定排气中CO的标准仪器。它的工作原理是根据多数非对称分子气体（如CO、CO_2…等），对红外光均有不同的吸收能力。不同气体在红外光波段内有其特定波长的吸收带，如CO为4.5～5 μm，CO_2为4～4.5 μm，NO在5.3 μm附近。气体浓度高，吸收红外线能力强。图4.1.11-30系其结构原理图。它主要由两个相同参数的红外光源、比较室、试样分析室及检测接受室组成。比较室中充入不吸收红外光能量的惰性双原子气体（如N_2），分析室中连续而均匀地流过待测气体，而检测接受室借助薄膜电容器的动极将其分成左、右两室，其中均充满纯待测气体。测量时调整红外光的波长使其能为待测气体所吸收，使检测接受室两侧产生压差，于是薄膜电容动极向右侧移动，输出电信号并由指示仪表进行显示。通常，使用旋转的遮光器可把辐射的红外光变成调制光，使电容器输出信号变为调制交流信号，以提高放大器的无漂移特性。

1.4.2.4 化学发光分析仪（CLD）

化学发光分析仪是测定NO_x（NO+NO_2）的标准仪器。

化学发光通常出现在放热化学反应中。在这种化学反应中所释放出的过量能量，将引起反应物集聚到激发的电子态和振动态。通常可用O_3激发NO化学发光，产生激发态的NO_2*：



$$NO+O_3 \rightarrow xNO_2^* + (1-x)NO_2+O_2$$

这种被激发的NO_2*能够辐射光子并衰减到低能态：



$$NO_2^* \rightarrow NO_2+h\nu$$

式中h为普朗克数，ν为辐射光频率。如O_3足够，则辐射光强度只与NO浓度成

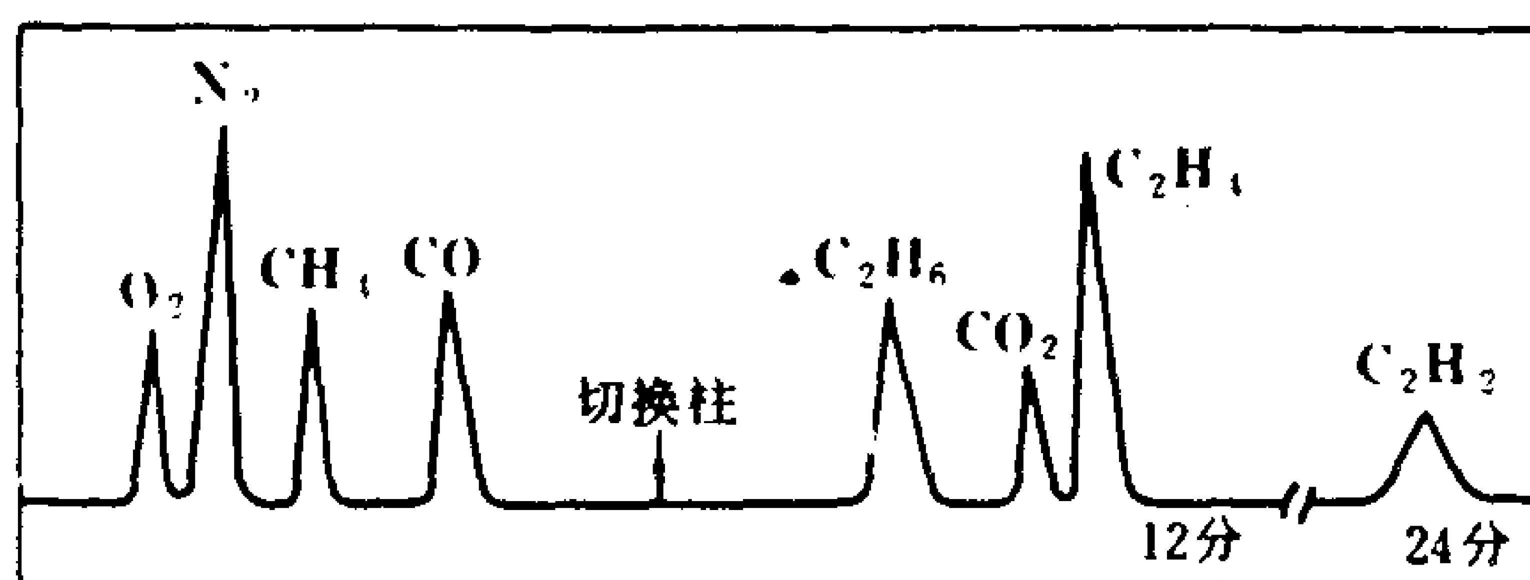


图4.1.11-29 烃类燃烧尾气色谱图
色谱柱条件：串联色谱柱，分子筛（前），硅胶（后）；柱温：54℃；载气为氦，鉴定器为热导池

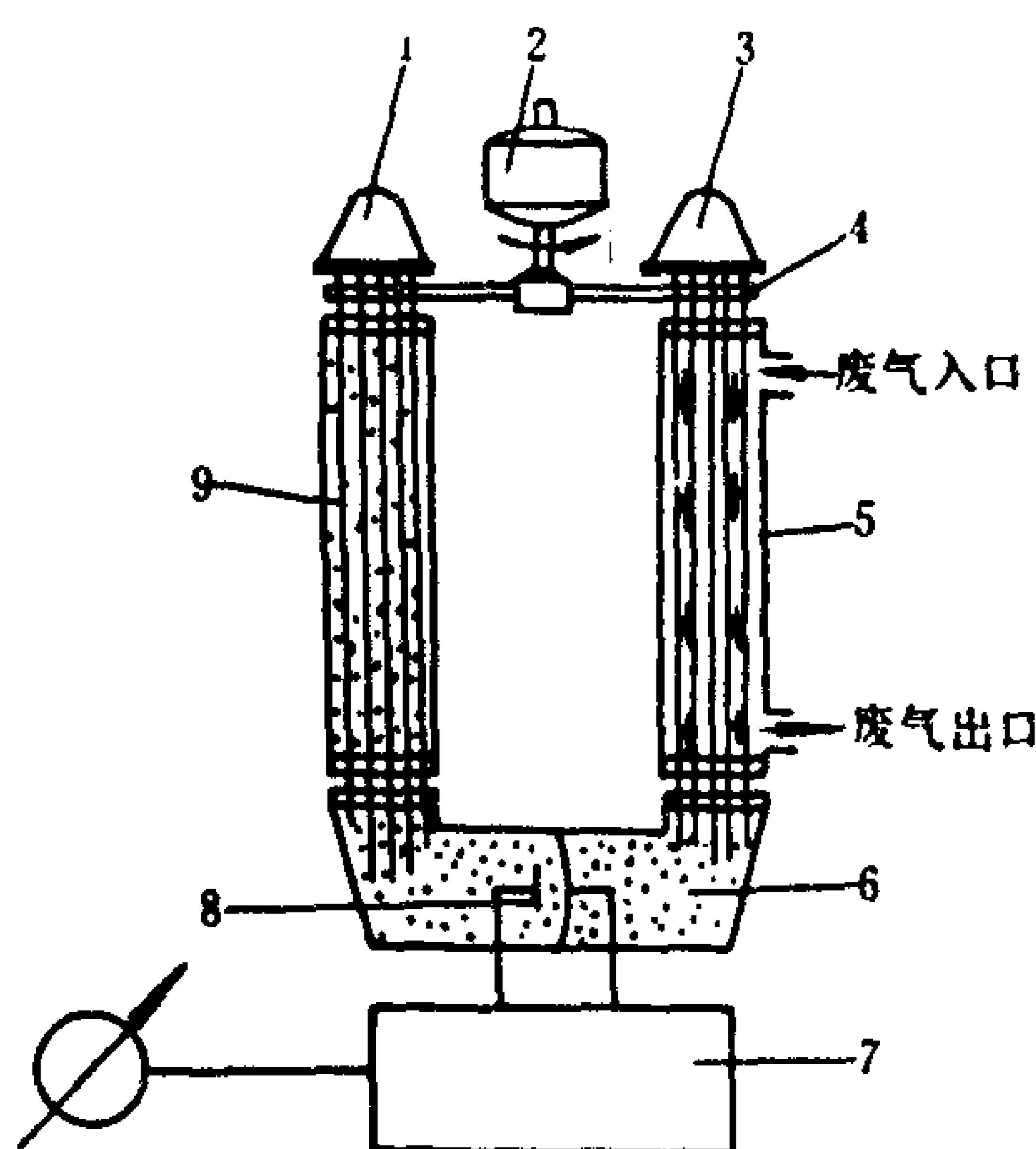


图4.1.11-30 NDIR分析仪结构原理图
1、3-红外线光源；2-电动机；4-遮光器；5-分析室；6-检测接受室；7-放大器；8-薄膜电容器 9-比较室

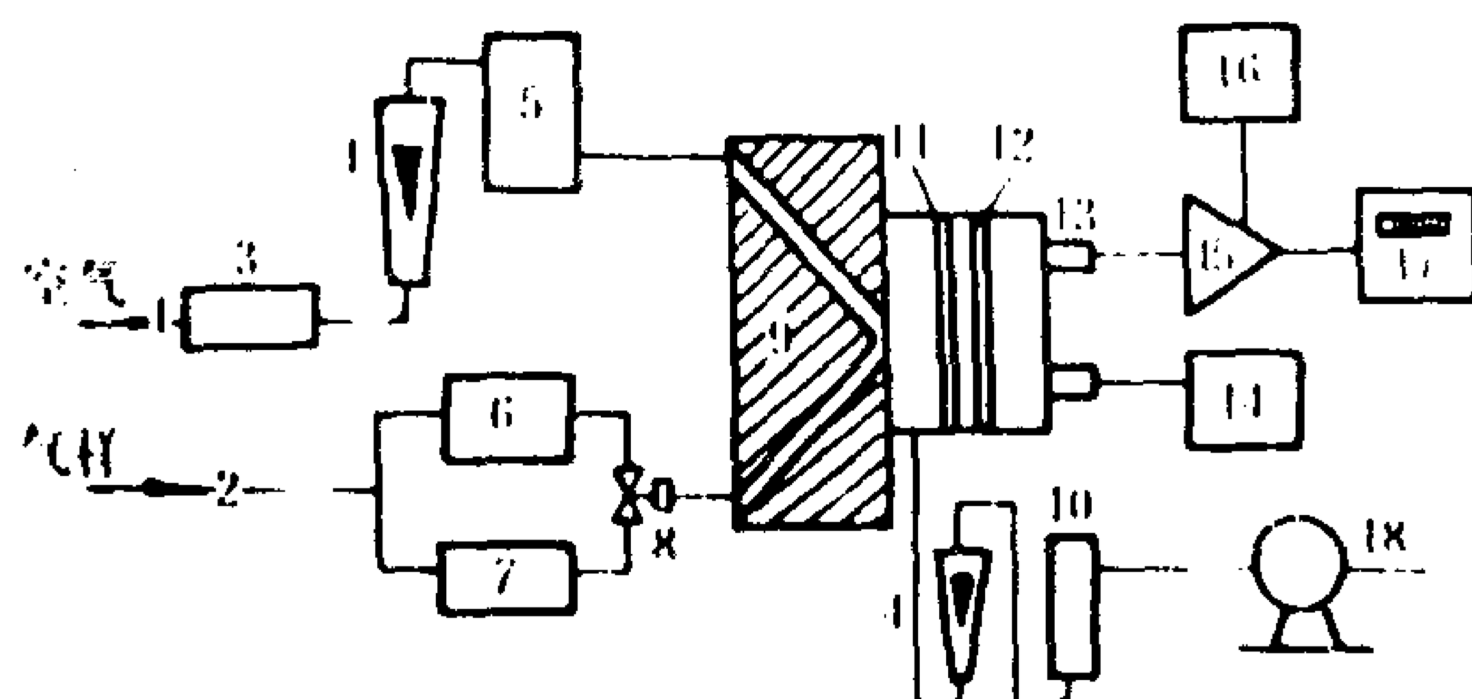


图4.1.11-31 化学发光分析仪系统图
1-空气入口；2-气样入口；3、6-干燥过滤器；4-流量计；5-臭氧发生器；7-转换器；8-三通电磁阀；9-反应室；10-除O_3器；11-石英窗；12-滤光片；13-光电倍增管；14-高压电源；15-放大器；16-电源；17-指示记录仪；18-空气泵

止比。测定发光强度即可知NO浓度。此法只能测定NO，欲测定排气中的$NO_x=NO+NO_2$，需首先把NO_2转化成NO，然后再用O_3检测。

化学发光分析仪的系统图如图4.1.11-31所示。空气在臭氧发生器中由紫外线照射生成O_3并进入反应室9。被测气体分两路：一路经干燥除尘后进入反应室9，其中的NO由O_3激发，其辐射光子能量由基本电子系统测量并显示NO浓度；另一路气样在转换器7中使NO_2全部转换成NO（$2NO_2 \xrightarrow{350℃} 2NO+O_2$），然后进入反应室9，用上述化学发光法测定气样中的NO（包括气样中原有NO），所测出的NO浓度即为NO_x浓度。反应后的气体由空气泵排出。使用中可通过电磁阀8自动定时切换，间断地分别测出NO和NO_x，并由NO_x-NO求出NO_2。

1.4.2.5　激光光声光谱仪

这是一种综合利用激光、光谱光声和电子技术检测气体成分的仪器。其组成原理如图4.1.11-32所示。激光束在遮光器作用下周期性断续地通过密闭的光电池，光电池中的样气吸收光能而周期性膨胀和收缩，产生压力声波，由微音器转变成电信号输出。当激光束红外线波段在测量范围内连续变化时，记录仪即可记录待测组分随波长而变的光声信号，即光声光谱图。微处理机可根据已给出的数学模型（光声压力信号转变成电信号的计算方程）进行计算，显示待测组分的吸收系数和浓度。

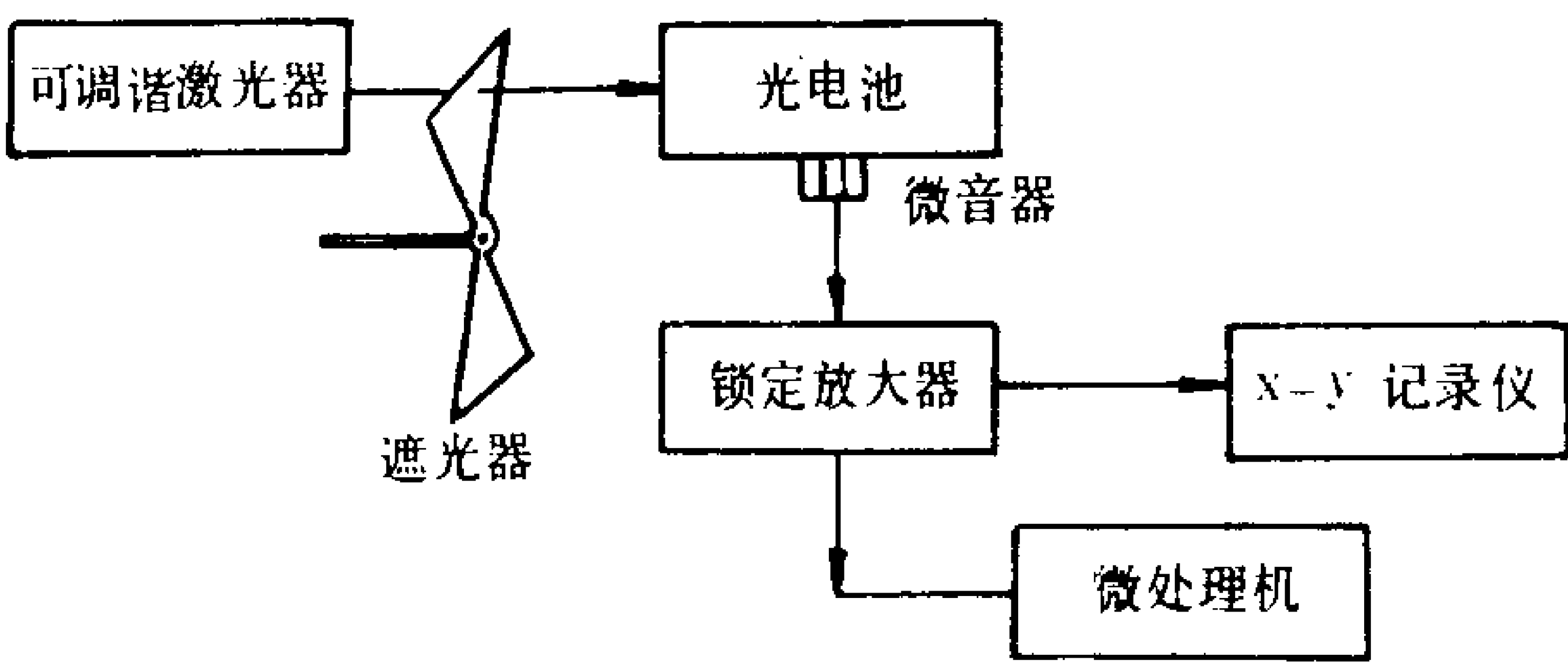


图4.1.11-32　激光光声光谱仪组成图

2　气缸示功图和喷射过程测量

2.1　示功图测录

示功图用示功器测录。示功器可分为机械式、气电式和电子式三种。它们的性能特点列于表4.1.11-11。

表4.1.11-11　示功器性能特点比较

型式	性能特点	可测参数	应用范围
机械式示功器	结构简单、使用方便、自振频率低、测量误差较大	p-V图、转角图、弱弹簧示功图、最高爆发压力、压缩压力	低速和部分中速柴油机，n<500 r/min，监控用
气电示功器	使用方便、精度高，测量平均p-φ图形尺寸大；结构复杂、安装麻烦，需高压气源	p-φ图、换气过程压力曲线、最高爆发压力、压缩压力	高、中、低速柴油机，分析研究用
电子示功器	自振频率高、动态特性好、精度高，可多参数、自动测量与记录；易与微机匹配使用，安装使用方便；可测单循环p-φ图	p-φ图、换气过程压力波、最高爆发压力、压缩压力	高、中、低速柴油机，分析研究用

2.1.1　机械式示功器

机械式示功器分螺旋弹簧式和杆形弹簧式两种，均由压力测量、活塞位移测量和记录等机构组成。通常，多使用螺旋弹簧示功器，其结构简图如图4.1.11-33所示。在记录转鼓上

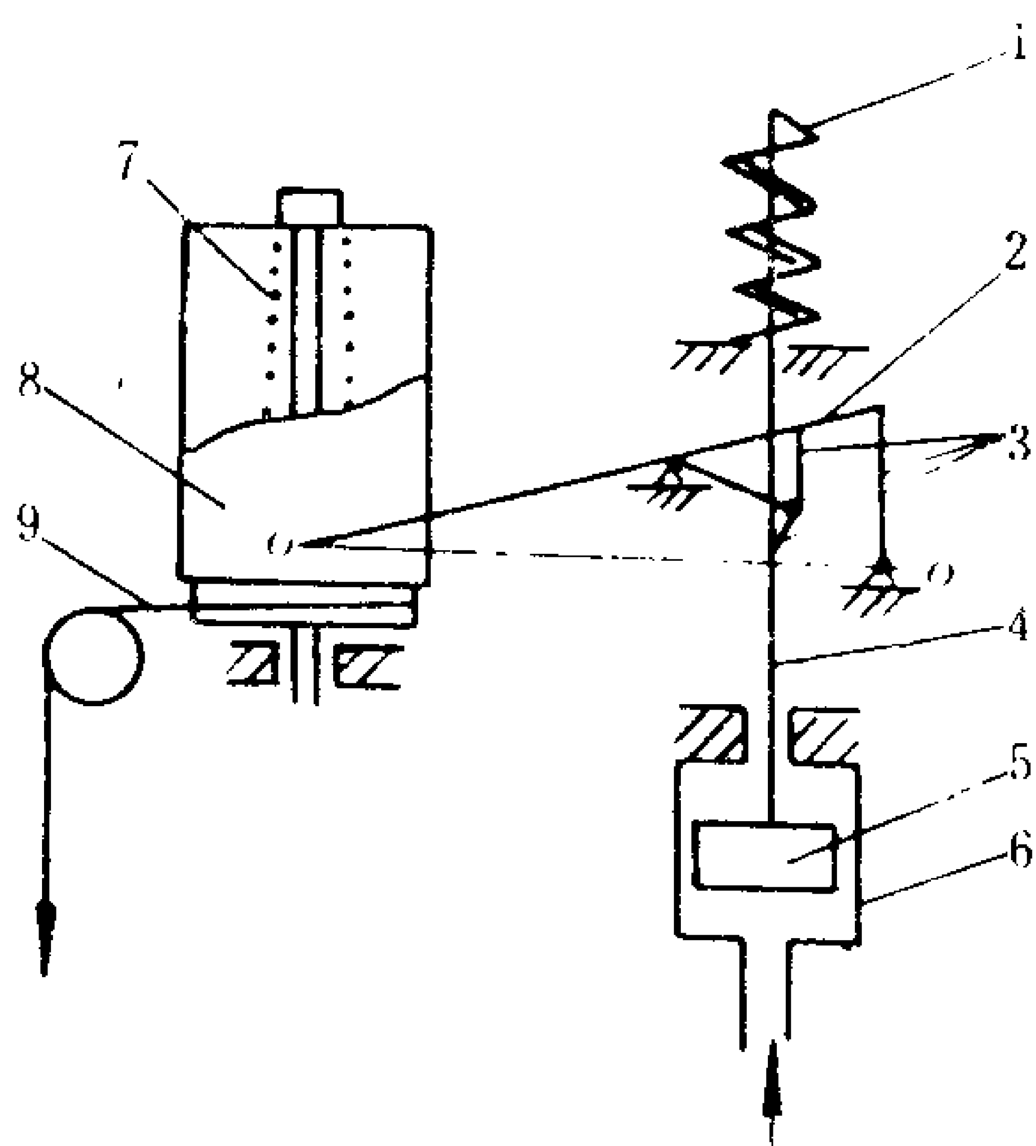


图 4.1.11-33　螺旋弹簧示功器结构简图

1-螺旋弹簧；2-笔针杆；3-传动杠杆；4-活塞杆；5-感受活塞；6-感受气缸；7-转鼓弹簧；8-转鼓；9-绳索

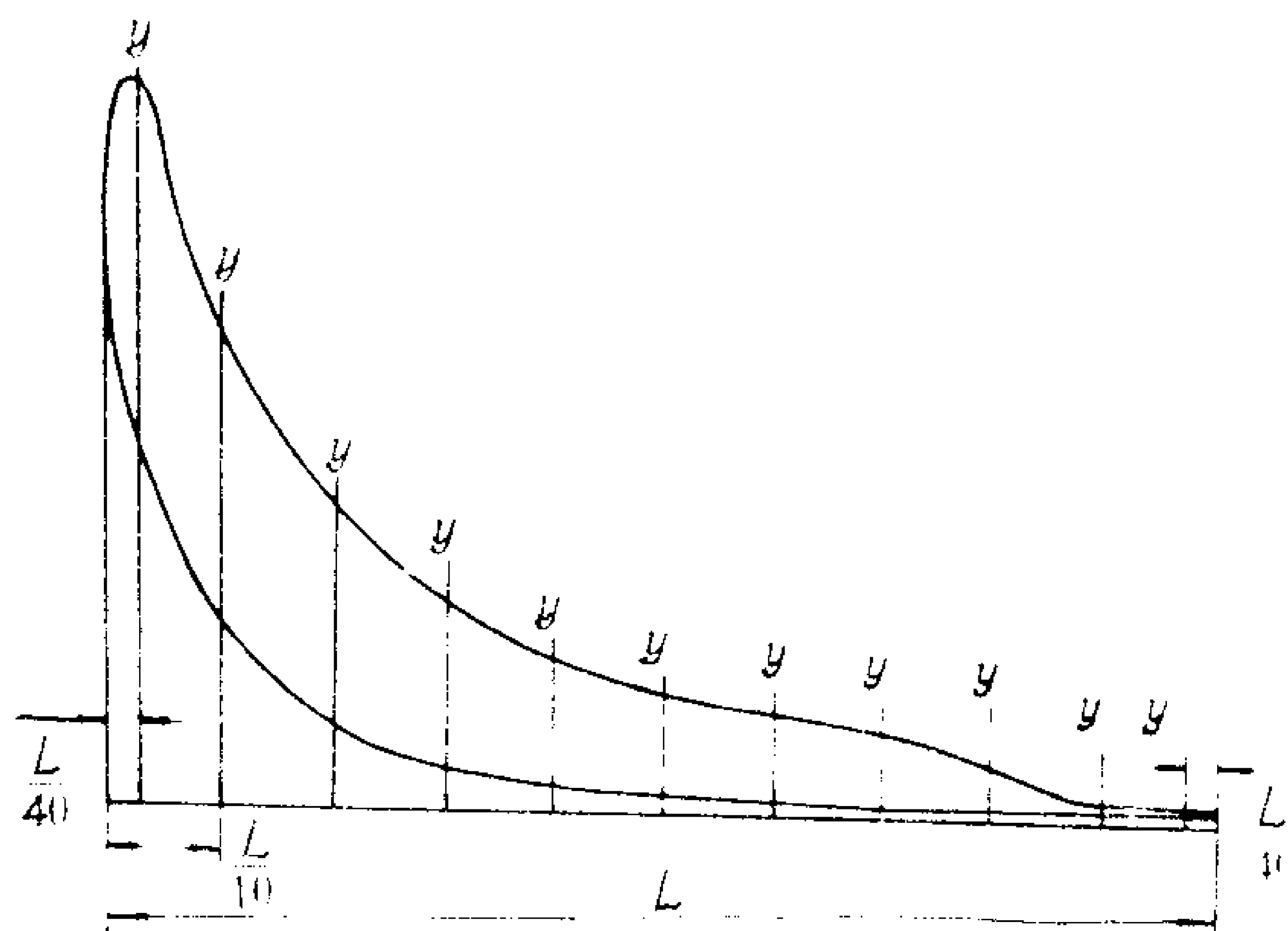


图 4.1.11-34　十等分作图法

夹有示功图纸，转鼓用绳索由行程缩小机构带动左右摆动，其摆动角度与柴油机活塞行程成正比，因而记录笔尖在记录纸上绘出了p-V封闭示功图。

这种示功器的运动质量大、弹簧刚度较小，使系统的自振频率较低，测量精度较差，适用于低速柴油机。

杆形弹簧示功器用等强度杆形弹簧代替螺旋弹簧，可适当提高系统的自振频率，适用于中速柴油机，但测录的示功图高度较小。

由p-V示功图可计算柴油机的平均指示压力p_i。方法有二：

1）面积法

示功图的平均高度 $h_i=\dfrac{f_i}{L}$　　(4.1.11-10)

平均指示压力　$p_i=\dfrac{h_i}{m}$　　(4.1.11-11)

2）十等分法

按图 4.1.11-34 作图，则

$$h_i=\frac{1}{10}\left(\frac{Y_0+Y_{10}}{2}+Y_1+Y_2+\cdots+Y_9\right)\qquad(4.1.11\text{-}12)$$

$$p_i=\frac{h_i}{m}$$

式中：f_i——示功图面积，mm^2；

m——弹簧比例尺，$mm/10^5Pa$

2.1.2　气电示功器

气电示功器利用平衡式压力传感器通过相应的电气和记录系统，把循环中迅速变化的被测压力和已知压力相平衡时的各点累积记录下来。通常由压力传感器、电气系统、记录系统和气路系统组成，如图 4.1.11-35 所示。记录鼓由柴油机转动，反映曲轴转角位置，气缸内气体压力作用于传感器膜片右侧空间，在一个循环中有两次与左侧标定气体（通常为氮）压力相等，膜片 1 产生位移或变形，通过电路系统使火花针与记录转鼓间产生火花放电，在转鼓上的示功纸上留下孔洞记号，此孔洞的位置表示了在该曲轴转角位置缸内气体压力的数值。如缓慢改

变标定气体压力值，则在若干循环后可得到平均p-φ示功图。

如用p-φ示功图计算平均指示压力p_i值，可使用解析法进行相应计算。

根据$p_i=\frac{1}{V_S}\int p dV$及活塞位移$S\approx R\left(1-\cos\varphi+\frac{\lambda}{2}\sin^2\varphi\right)$关系经整理后得：

$$p_i=\frac{1}{2}\left[\int_{-1}^{1}p\sin\varphi d\varphi+\frac{\lambda}{2}\int_{-1}^{1}p\sin 2\varphi d\varphi\right]$$

式中：$p=f(\varphi)$；

$\lambda=R/L$曲柄连杆比；

R——曲柄半径；

L——连杆长。

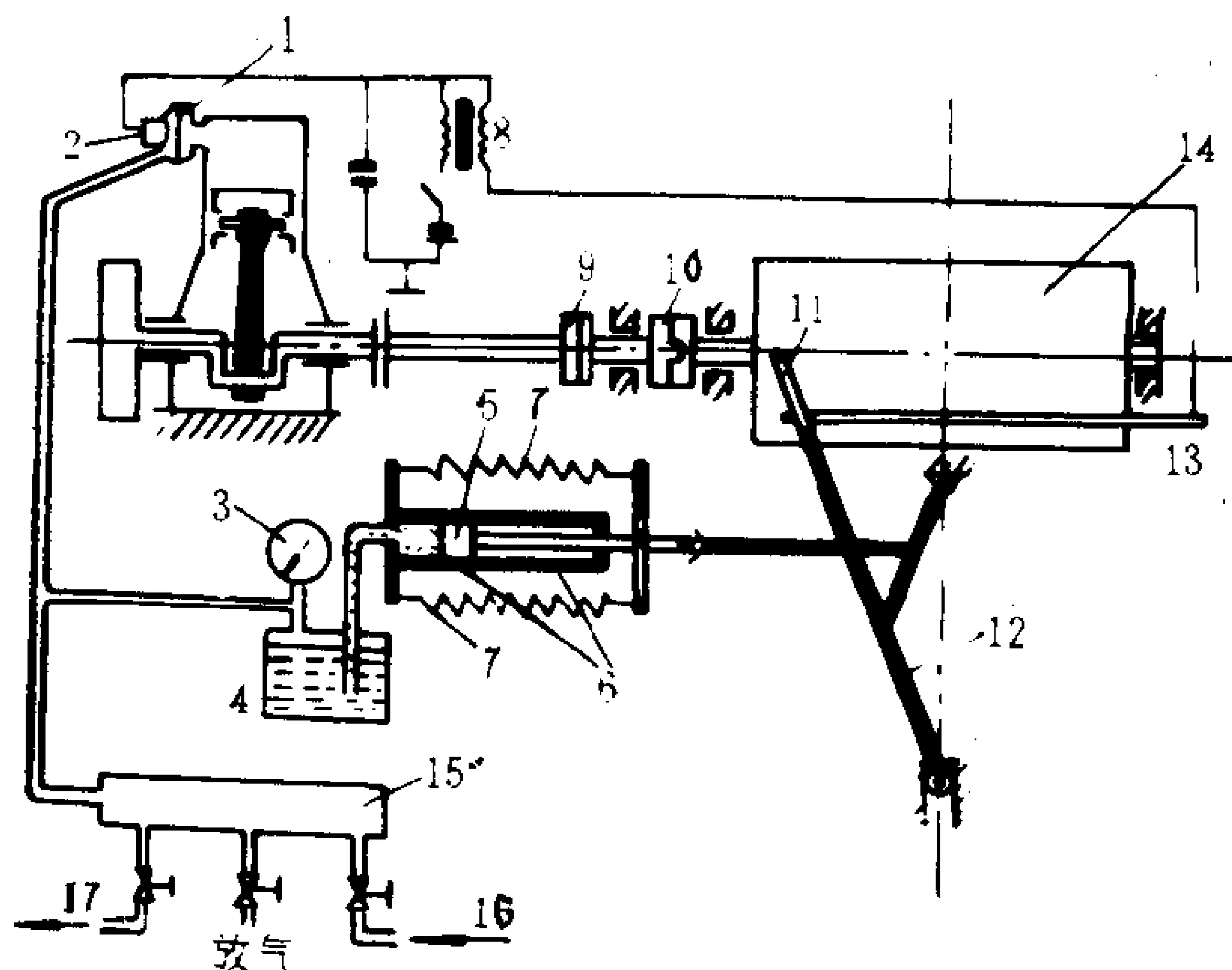


图 4.1.11-35 气电示功器原理图

1-压力传感器膜片；2-电极；3-压力表；4-油缸；5-油压活塞；6-软弹簧；7-测量弹簧；8-线圈；9-联轴器；10-单爪离合器；11-火花针；12-杠杆；13-导电杆；14-记录鼓；15-气体压力控制器；16-来自高压气源；17-去真空泵

压力函数$p=f(\varphi)$是以$2l$为周期的周期函数。经简谐分析后可得：

二冲程柴油机 $l=\pi$ $p_i=\frac{\pi}{2}\left(b_1+\frac{\lambda}{2}b_2\right)$ (4.1.11-13)

$$b_1\approx\frac{1}{\pi}\sum_{-\pi}^{\pi}f(\varphi)\sin\varphi\Delta\varphi \quad (4.1.11\text{-}14)$$

$$b_2\approx\frac{1}{\pi}\sum_{-\pi}^{\pi}f(\varphi)\sin 2\varphi\Delta\varphi \quad (4.1.11\text{-}15)$$

四冲程柴油机 $l=2\pi$ $p_i=\pi\left(b_2+\frac{\lambda}{2}b_4\right)$ (4.1.11-16)

$$b_2\approx\frac{1}{2\pi}\sum_{-2\pi}^{2\pi}f(\varphi)\sin\varphi\Delta\varphi \quad (4.1.11\text{-}17)$$

$$b_4\approx\frac{1}{2\pi}\sum_{-2\pi}^{2\pi}f(\varphi)\sin 2\varphi\Delta\varphi \quad (4.1.11\text{-}18)$$

式中系数b_1、b_2、b_4可近似用求和方法计算。根据$\Delta\varphi$取值特点可分为等分法和不等分法两种。前者，令$\Delta\varphi$为一定值（如在 24 等分中$\Delta\varphi=\frac{2\pi}{24}=\frac{\pi}{12}$）；后者，令$\Delta\varphi$为一变量（在上止点附近$\Delta\varphi$较小，远离上止点时$\Delta\varphi$较大）。如图 4.1.11-36 所示为 18 不等分作图法。利用表 4.1.11-12 所列程序进行计算，可得b_1、b_2、b_4数值。在相同条件下不等分法

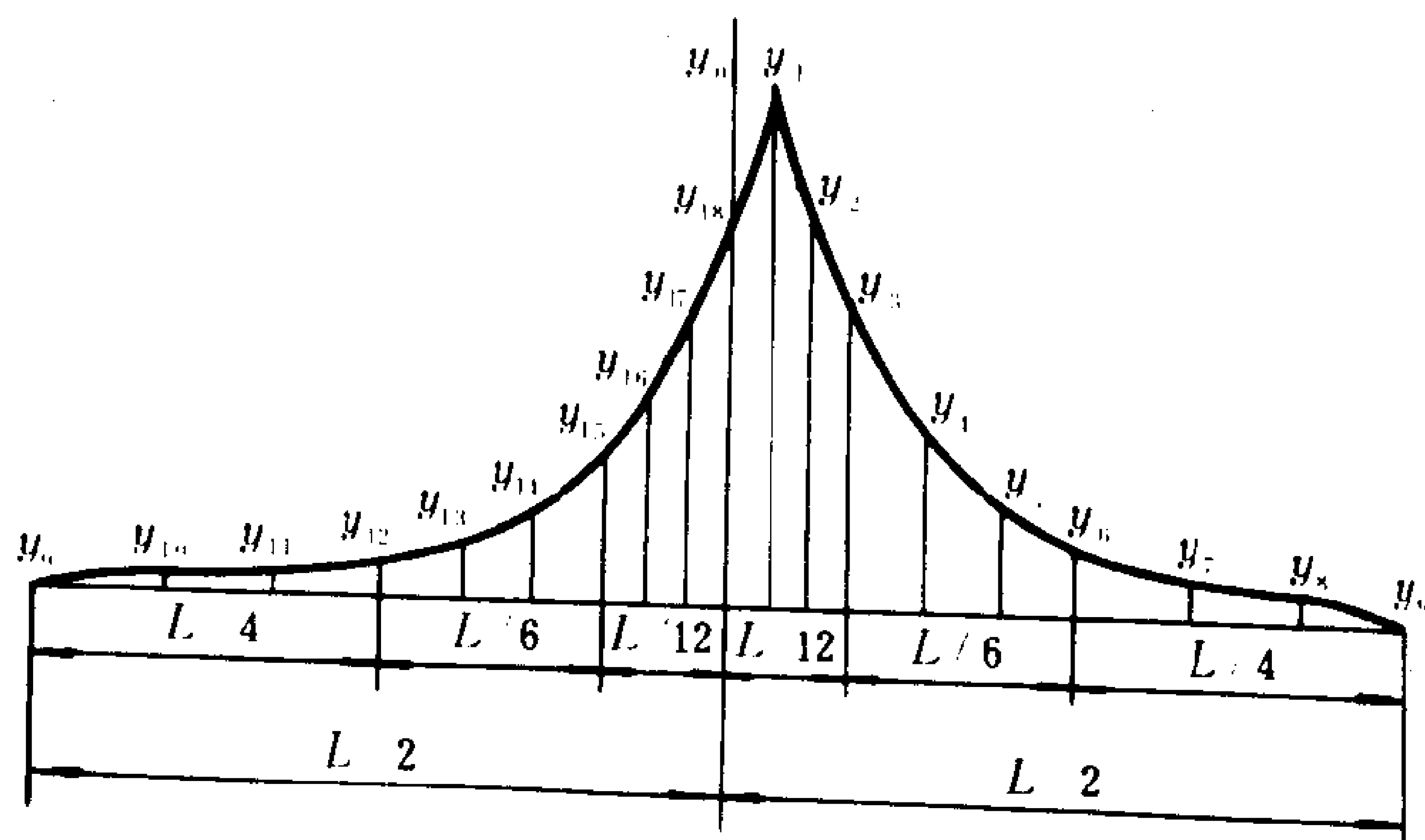


图 4.1.11-36 p-φ示功图的 18 不等分法

有较高的计算精确度，如表 4.1.11-13 所示。

表 4.1.11-12　　b_1、b_2、b_4计算用表

p-φ图上各分度点的纵坐标值	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	Y_6	Y_7	Y_8
	Y_{17}	Y_{16}	Y_{15}	Y_{14}	Y_{13}	Y_{12}	Y_{11}	Y_{10}
对称于上止点的纵坐标差值	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8

坐标差值和系数的乘积	$0.174d_1$ $0.342d_2$ $0.750d_3$ $1.532d_4$ $1.879d_5$ $2.500d_6$ $2.598d_7$ $1.500d_8$	$0.342d_1$ $0.643d_2$ $1.299d_3$ $1.970d_4$ $1.286d_5$	2.598 (d_7+d_8)	$0.643d_1$ $0.985d_2$ $1.299d_3$ 2.598 (d_7-d_8)	$0.684d_4$ $1.970d_5$
乘积之和	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5
系数	$b_1=\frac{1}{18}S_1$	$b_2=\frac{1}{18}(S_2-S_3)$		$b_4=\frac{1}{18}(S_4-S_5)$	

表 4.1.11-13　　等分法与不等分法计算精度比较

p-φ图分度法	分度数	p_i	计算误差%
等分法	72	6.34	0.00
	18	6.56	3.44
不等分法	18	6.35	0.15

2.1.3　电子示功装置

电子示功装置通常由传感器(一次仪表)、测量电路和指示仪表(二次仪表)等三部分组成。

传感器是测量系统的核心，它把非电量变化转换成与之有一定对应关系的电量输出。根据其工作原理不同可分能量型和参量型两类。前者包括压电式、磁电式、热电式、光电式等；后者包括电容式、电阻式、电感式等。在电子示功装置中多使用压电式、电阻式、电容式传感器测量缸内压力值，使用转角信号检测器（如磁电式、光电式、…）测定曲柄转角信号和上止点信号。表 4.1.11-14 给出了缸内压力传感器的性能比较。

测量电路用来对传感器输出信号进行再转换、放大或衰减、调制或解调、阻抗变换与运算等，使之成为便于显示、记录和控制的信号。

指示仪表用来显示、记录测取的示功图形或数值。

表 4.1.11-14　　压力传感器性能比较

型式	工作原理	性能特点	自振频率（kHz）
压电式	压电效应	频响特性好、灵敏度高、绝缘性高($10^{12}\Omega$)、体积小、不需外加电源、低频性能差、温度效应差、不适于静态压力测量	50～300
电容式	改变平板电容器的电容量	动态响应快、结构简单、易受外界干扰以及电场和环境温度变化的影响、绝缘要求高	
电阻式	应变效应	频响特性好、测量精度高、测量范围大、价格低廉、工作稳定性差、对温度变化敏感、需采取补偿措施、输出小	30～200

2.1.3.1 压电式示功装置

压电式示功装置利用压电式传感器测量气缸内气体压力，同时利用磁电式或光电式传感器测量曲柄转角信号。

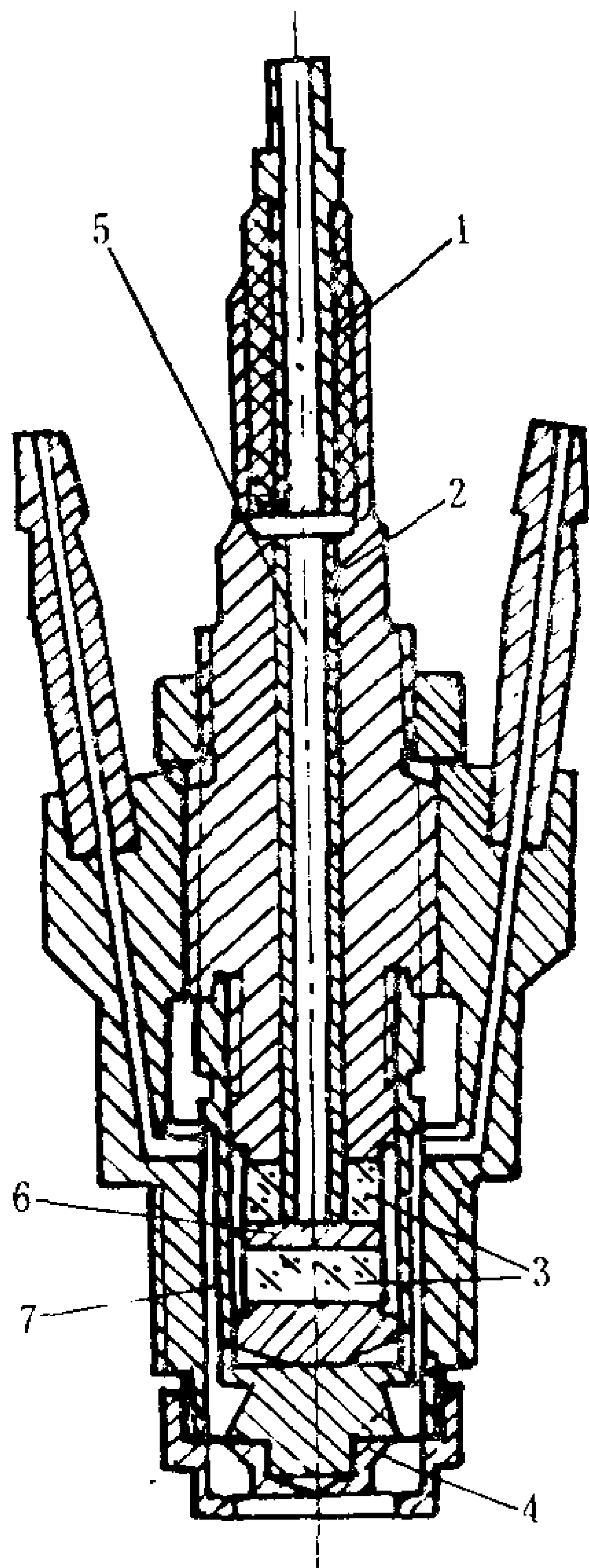


图 4.1.11-37

压电石英传感器结构简图

1、2-绝缘体；3-晶体；4-膜片；5-导线；6-引出片；7-套筒

压电式传感器是根据某些材料的压电效应制成的。在压电示功装置中，多利用石英晶体的纵向压电效应（机械强度高、灵敏度较低）。图 4.1.11-37 为压电石英传感器结构简图。用电荷引出片汇集产生的负电荷并由导线 5 引出（正电荷接地），为减小温度对传感器的各种漂移（灵敏度变化、材料预紧力变化）及保证晶体在高温下的足够强度，通常均采用水冷式。如对测量灵敏度要求较高时，可用同极性面并联的多片晶体组合元件。

压电式传感器的工作原理决定其外电路负载阻抗必须有很大数值（一般应大于 $10^{12}\Omega$）。故在它的测量电路中必须增设一个高阻抗前置放大器，然后再采用一般的放大器。其测量系统如图 4.1.11-38 所示。前置放大器多使用电荷放大器。

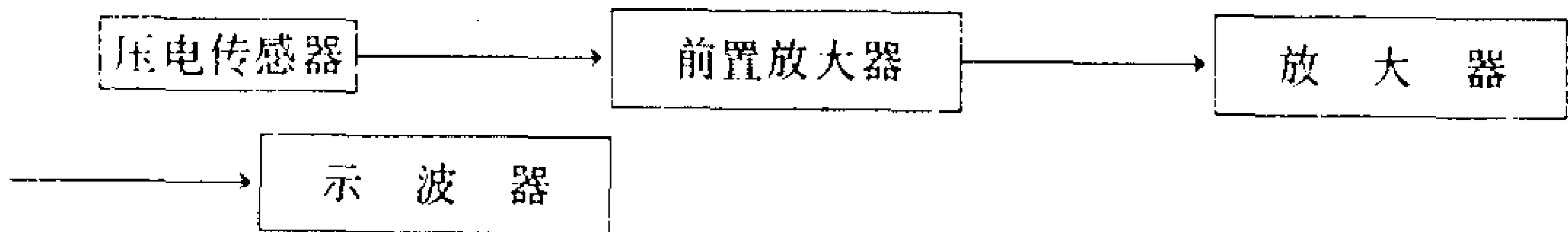


图 4.1.11-38 压电式传感器测量系统图

2.1.3.2 电阻应变式示功装置

利用电阻应变式压力传感器，把气缸内的动态压力转换为应变片的电阻变化，通过应变仪放大为相应电压或电流信号，用显示记录装置指示或记录。其测量系统如图 4.1.11-39 所示。电阻应变式压力传感器按结构型式分为粘贴式（应变片粘贴在圆平膜或应变筒上）和非粘贴式（应变胀丝装在弹性支架上）两种。图 4.1.11-40

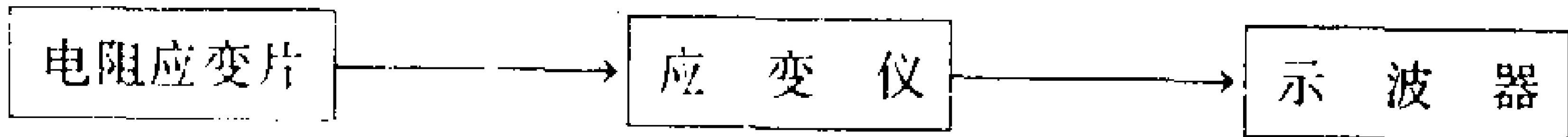


图 4.1.11-39 电阻应变式示功装置系统图

示出一种悬链膜-应变筒式压力传感器（粘贴式）结构图。弹性系统由薄壁应变筒及传力悬链膜组成。应变片粘贴在应变筒外表面。气体压力经悬链膜集中传到应变筒上，使应变筒外表面上的应变片感受应变筒的轴向、横向变形，其电阻值的变化使电桥输出端产生不平衡电压输出。该电压正比于作用在传感器上的被测压力。

2.1.3.3 电容式示功装置

电容式示功装置利用电容式传感器和相应的电容-电压转换电路把被测压力转换成电信号，再经放大和适当处理后进行记录或显示。其测量系统如图 4.1.11-41 所示。在电容式压力传感器中，通常采用改变极板间距离的方法进行压力-电容间的转换；测量电路采用抗干扰能力较强的调频式放大电路。图 4.1.11-42 所示为一种应用广泛的电容式压力传感器。石英片的中间圆孔和凹下的平面镀有薄金属膜，分别作为电极的引线和电容的固定极板，动板膜片 4 与组件外壳用耐热不锈钢制成一体，膜片 4 在被测压力作用下的变形构成了电容的变化。

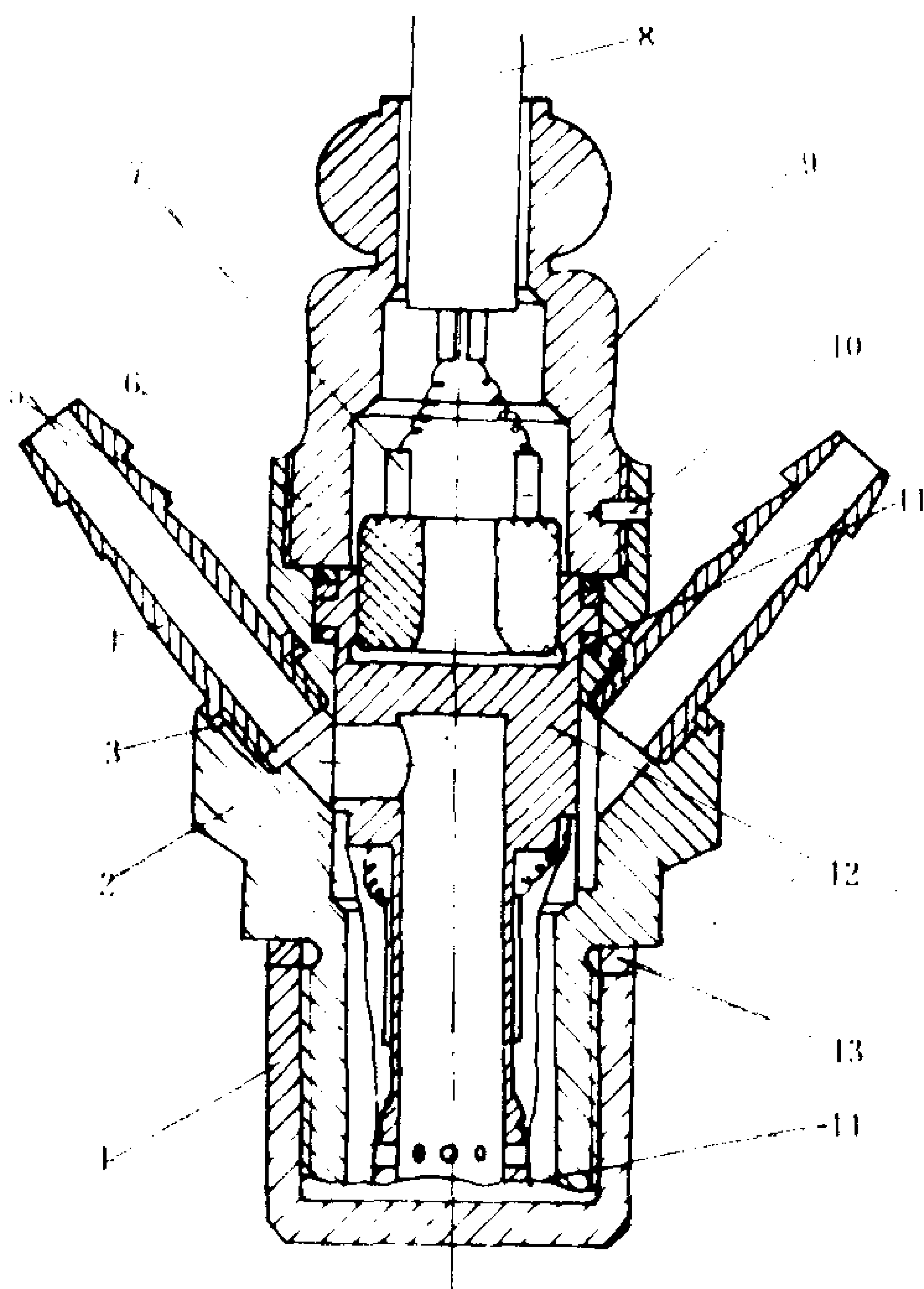


图 4.1.11-40　悬链膜-应变筒式压力传感器

1-保护螺帽；2-受压器；3-水管垫圈；4-水管；5、6、15-垫圈；7-接线柱；8-电缆；9-上壳体；10-压线板；11-固定螺钉；12-定位销；13-调整垫片；14-应变筒

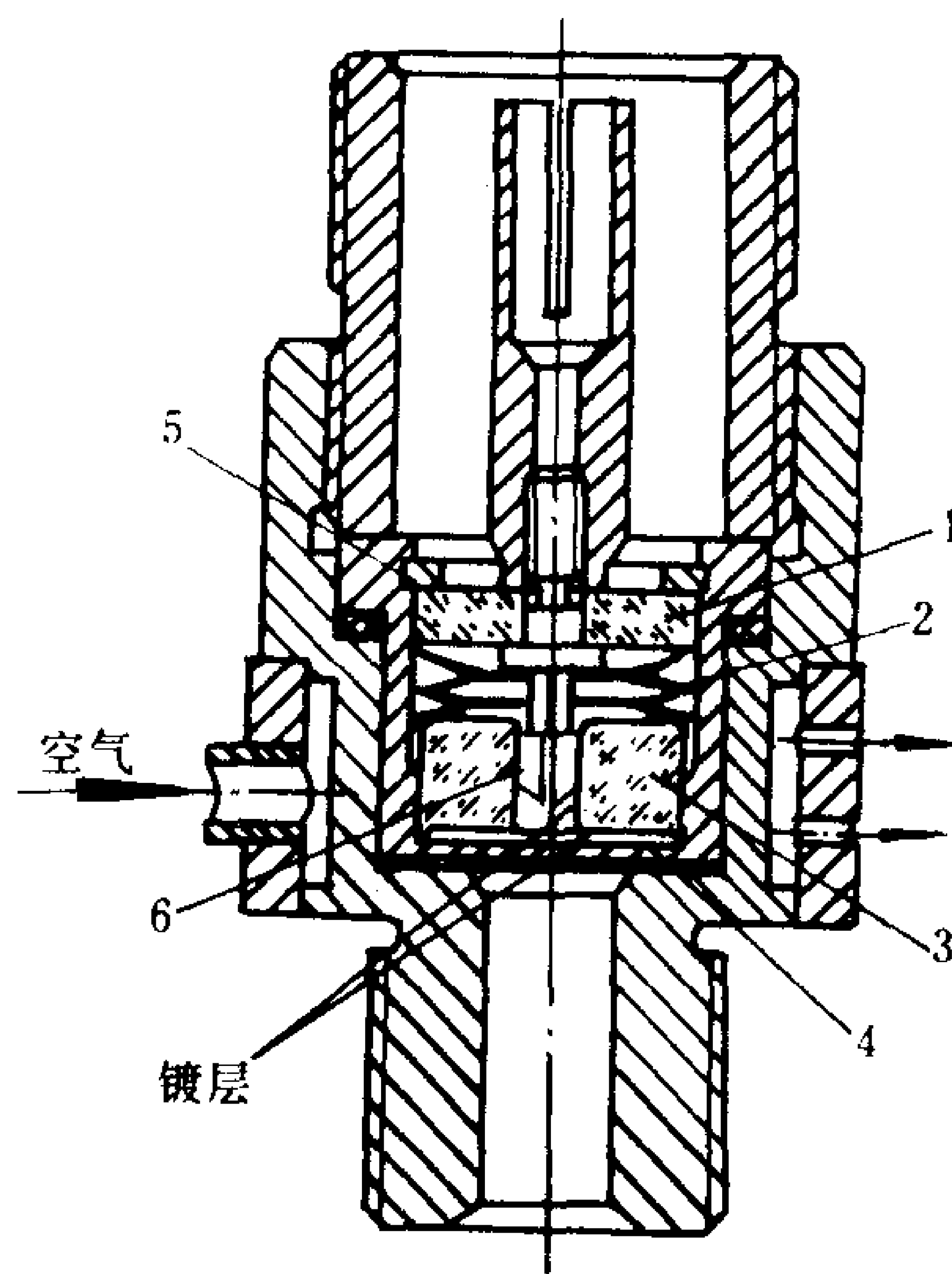


图 4.1.11-42　电容式压力传感器

1-陶瓷片；2-碟形弹簧；3-石英片；4-膜片；5-卡环；6-电极

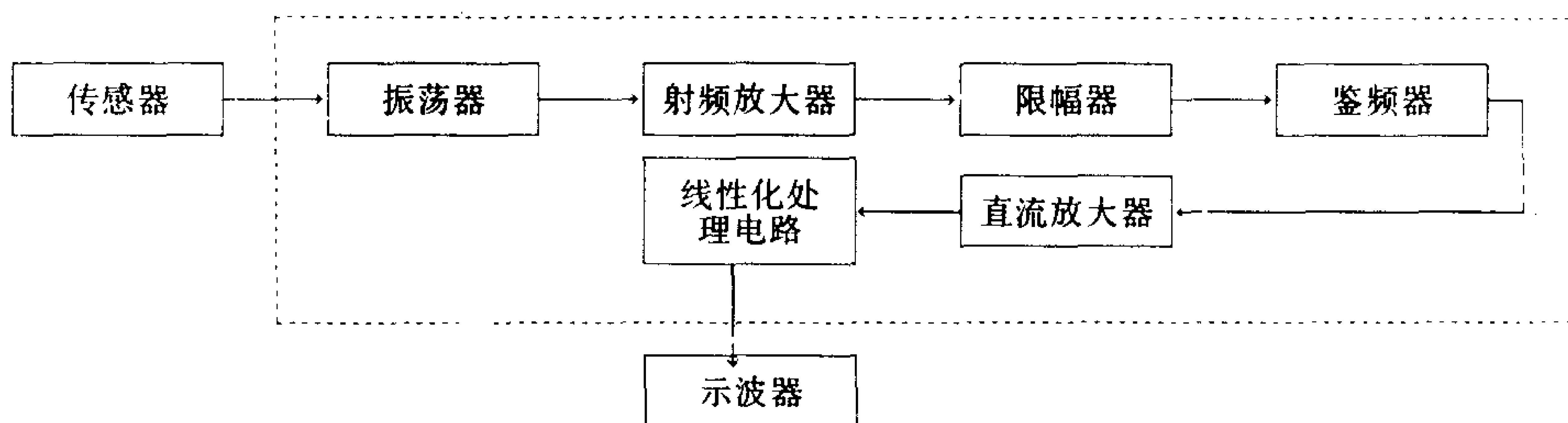


图 4.1.11-41　电容式示功装置测量系统图

2.1.3.4　电子示功装置的标定

电子示功装置的标定包括压力量度标定和时间标定。前者又有静态标定、动态标定和随机标定三种；后者指给出具有一定精度的止点记号和已知频率的时标（曲柄转角）标记。压力量度标定的分类与特点见表 4.1.11-15。

1）静态标定　静态标定是对应变式和电容式示功装置进行压力标定的基本方法。通常，需在测量前、后各标定一次。对压电式示功装置来说，只有其输入阻抗在 $10^{12}\Omega$以上时才允许做静态标定，而且要求标定操作迅速，每个标定点都从零开始。

表 4.1.11-15　　　　　　　　　压力标定的分类与特点比较

标定类别	标定目的	使用仪表	标定方法	应用范围
静态标定	输出的压力幅值	活塞式压力计	按压力表标定方法。在由0到最大值及最大值到0过程中进行	一般工程使用
动态标定	确定系统的频响特性	1.激波管或 2.周期函数发生器	1.产生已知幅值的阶跃波并与待标系统的输出波形进行比较 2.对待标系统输入已知频率及幅值的压力信号，对比其输出	精密试验
随机标定	消除标定时环境状态和柴油机运转状态不同对测试系统的影响	高压强制切换器或平衡式传感器	在测量过程中对测量系统进行标定；使用切换器进行转换	精密试验

2）动态标定　目前，比较理想的动态标定方法是激波管法。激波管装置如图4.1.11-43所示。高、低压室的压力比高于临界压力比，利用专设的机构使薄膜1突然爆破。在低压室的适当部位将产生一个已知幅值的近似理想的阶跃压力波，利用传感器4触发记录器工作，即可记录被校传感器测量系统的输出波形。对此波形进行分析处理并与已知的阶跃波比较，即可求出测量系统的频响特性。

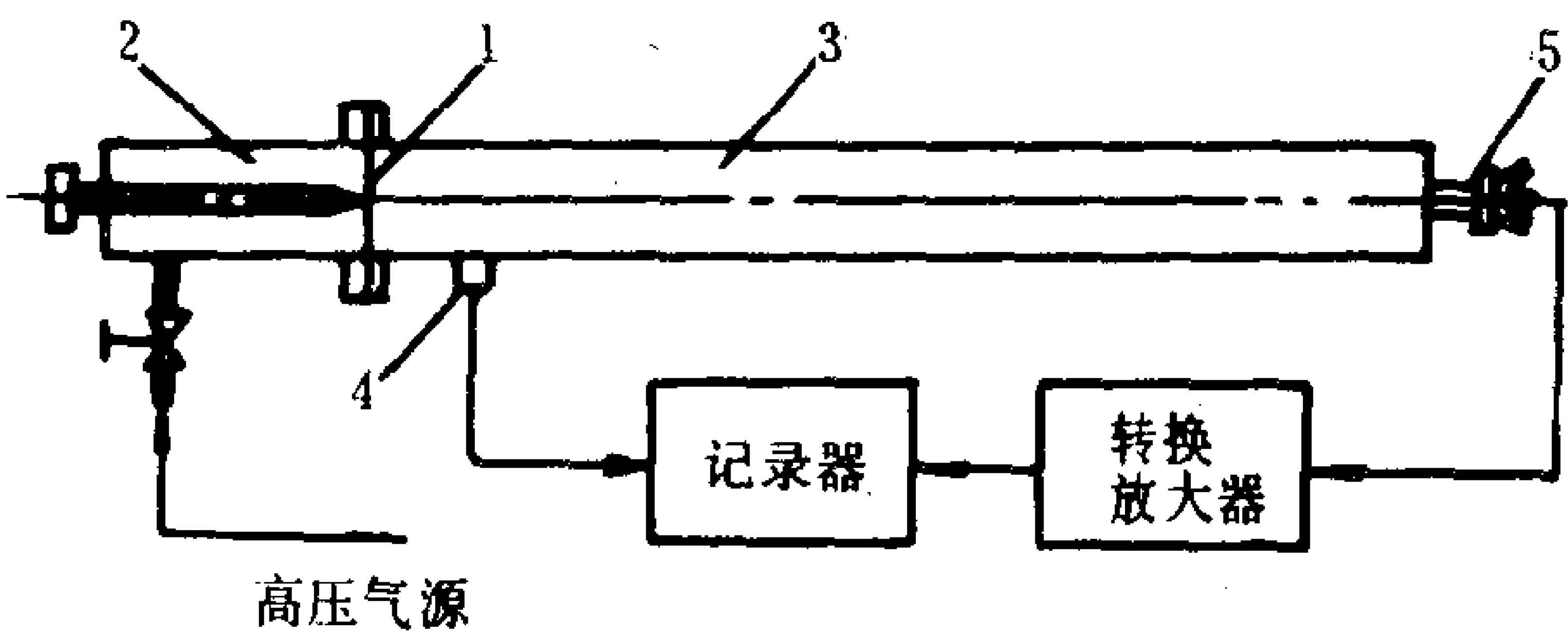


图 4.1.11-43　激波管标定装置示意图

1-薄膜；2-高压室；3-低压室；4-传感器；5-被校传感器

3）随机标定　随机标定是在测量过程中对示功装置进行标定。这种标定直接在柴油机上进行。在气缸盖上同时装两只压力传感器，其一为被校传感器，另一为压力平衡式传感器（作为标准）。利用在外加已知压力时，平衡式传感器的输出脉冲信号做为标定值。通常，应对数点进行标定。

2.2　喷射系统测量

喷射系统的测量包括高压油管中燃油压力波的测量和喷油器针阀升程的测量。

2.2.1　高压油管燃油压力波测量

燃油压力波的测量使用与本章2.1.3电子示功装置相同的测试系统。除测试系统的频响特性应满足测试要求外，所使用的压力传感器还应足够小，以免影响喷射系统的动力特性。使用压电石英传感器能较好满足

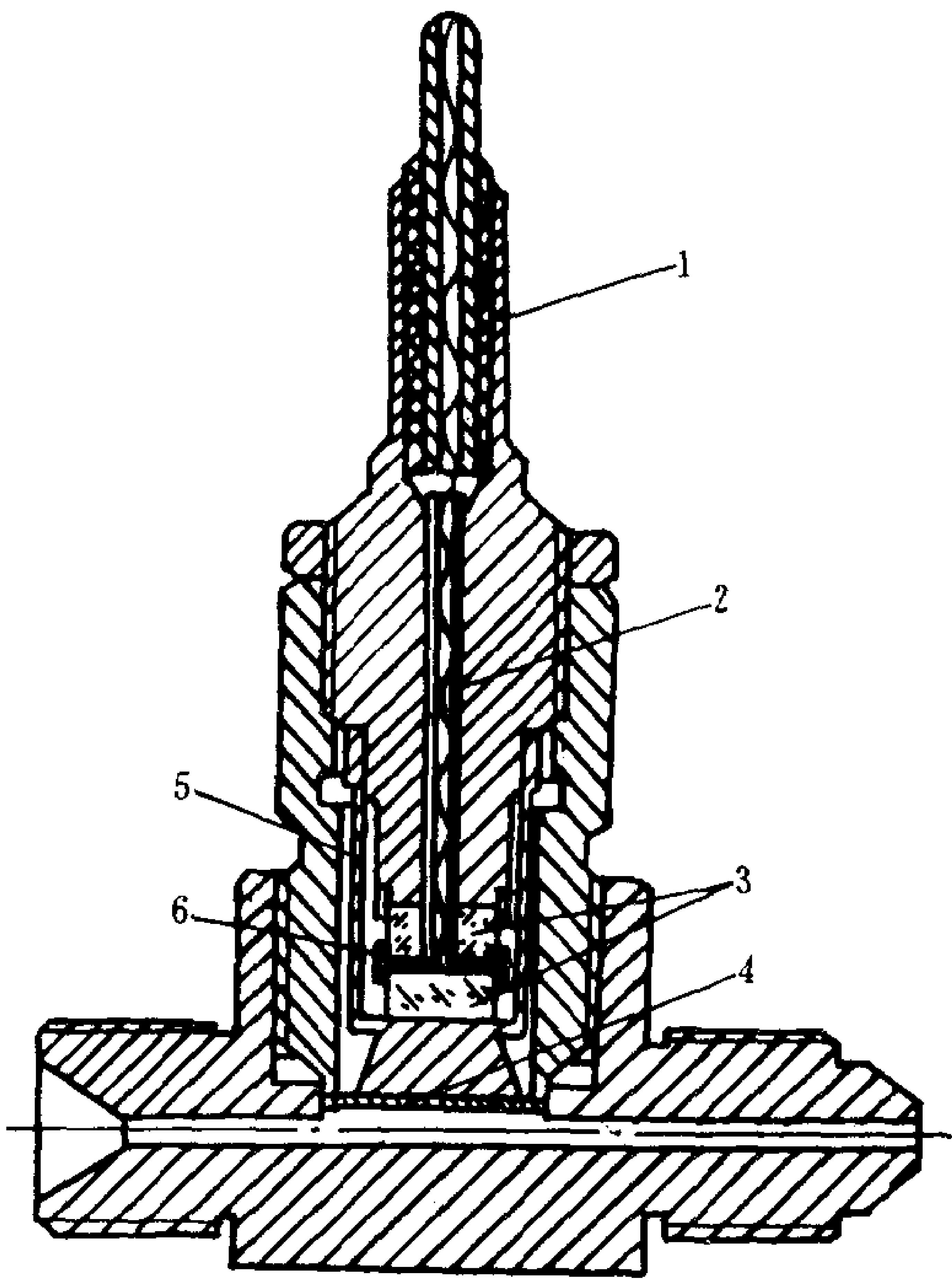


图 4.1.11-44　压电石英油压传感器

1、2-绝缘套；3-石英晶体；4-膜片；5-套筒；6-电荷引出片

这些要求，但它在低压下工作性能不佳，影响高压油管中残余压力的测量。图 4.1.11-44 为一种压电石英油压传感器。图 4.1.11-45 是一种应变式油压传感器。这种传感器采用堵塞结构以控制间隙δ，选取适当孔径ϕ以减小油管的附加容积。

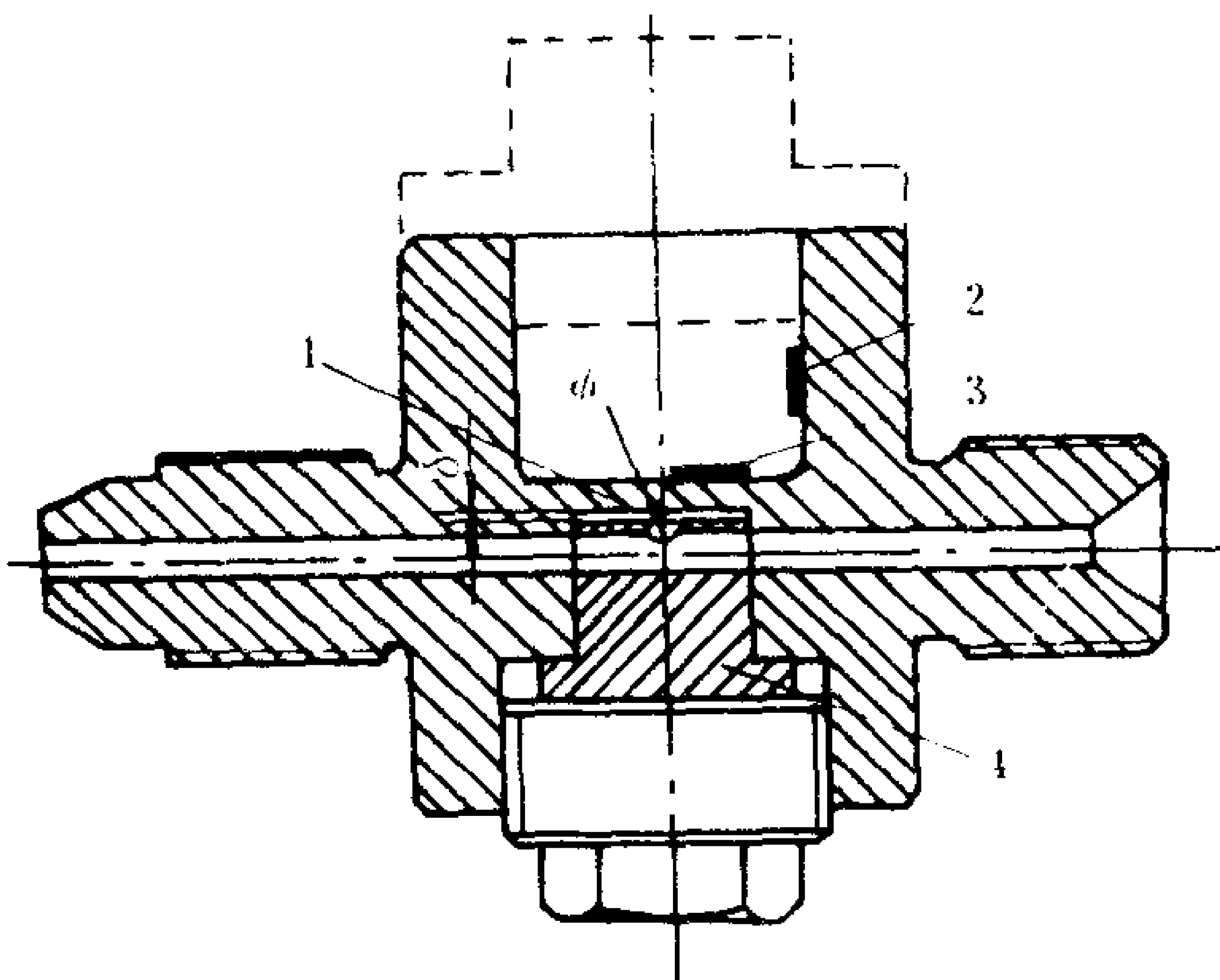


图 4.1.11-45 应变式油压传感器

1-工作膜片；2-补偿片；3-工作片；4-堵塞

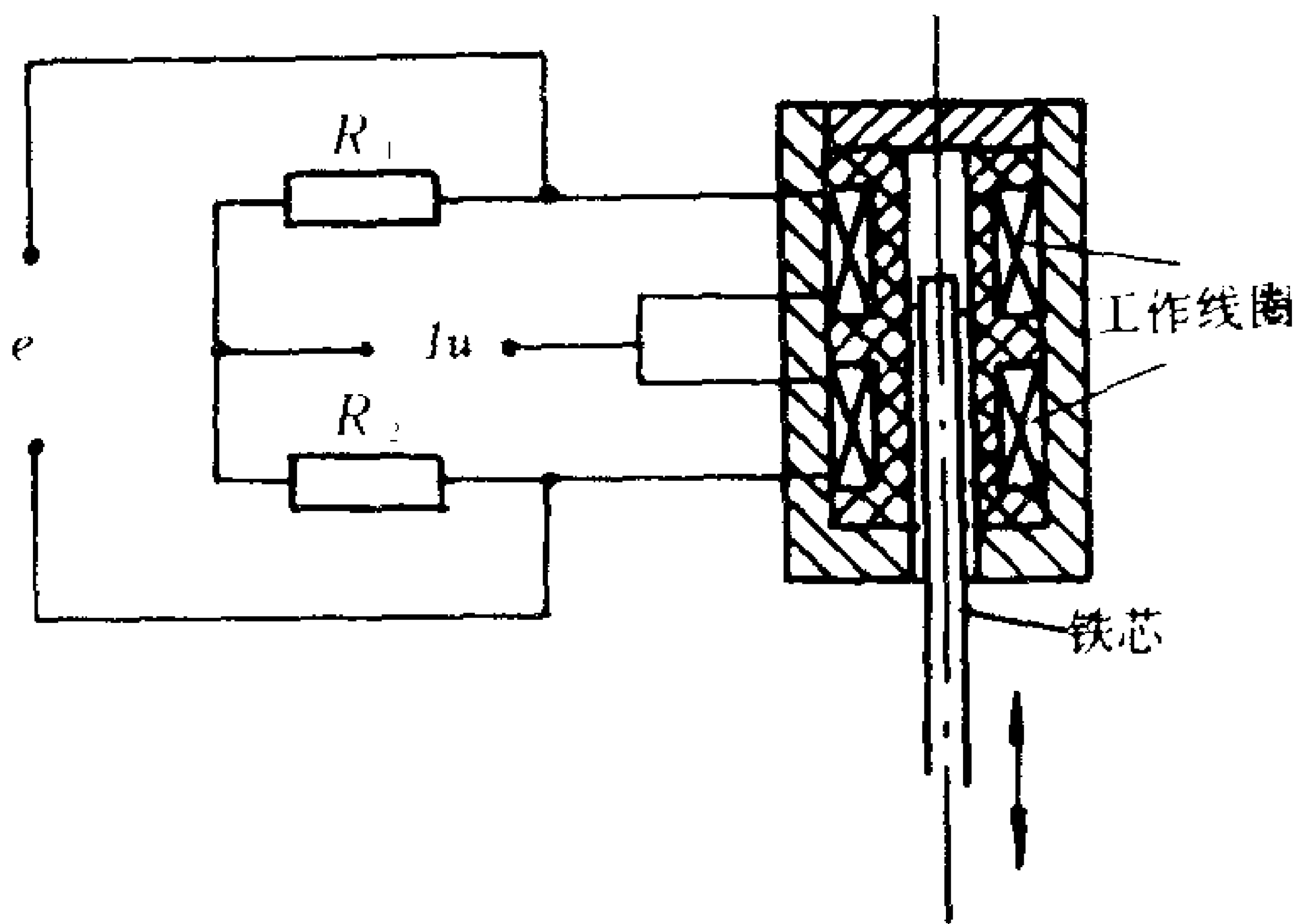


图 4.1.11-46 差动电感式传感器

2.2.2 喷油器针阀升程测量

针阀升程测量可使用电容式、电感式、差动变压器式传感器。目前多使用后两种。差动电感式传感器如图 4.1.11-46 所示。它利用变化磁路磁阻的原理来测量针阀升程。传感器中有两个工作线圈组成的电桥两臂，当针阀使铁芯位于初始平衡位置时，两线圈感抗相等，电桥平衡。若铁芯上、下移动，则两线圈的感抗发生差动变化，电桥失去平衡而输出电信号，经过适当电路处理便可得到针阀的运动波形。图 4.1.11-47 系差动变压器式针阀升程传感器原理图。当初级线圈通入高频等幅电流时，两个匝数相等而反极性串接的次级线圈将产生感应电压e_{21}和e_{22}。针阀落座时，调整铁芯使它恰好处在线圈正中位置，差动电压$e_2=e_{21}-e_{22}=0$；针阀移动时，初级线圈的互感改变，次级线圈产生差动输出电压$e_2=e_{21}-e_{22}$。此输出电压与铁芯（由针阀顶动）位移成正比，经相应电路检波、解调、放大后即可得到针阀升程波形。

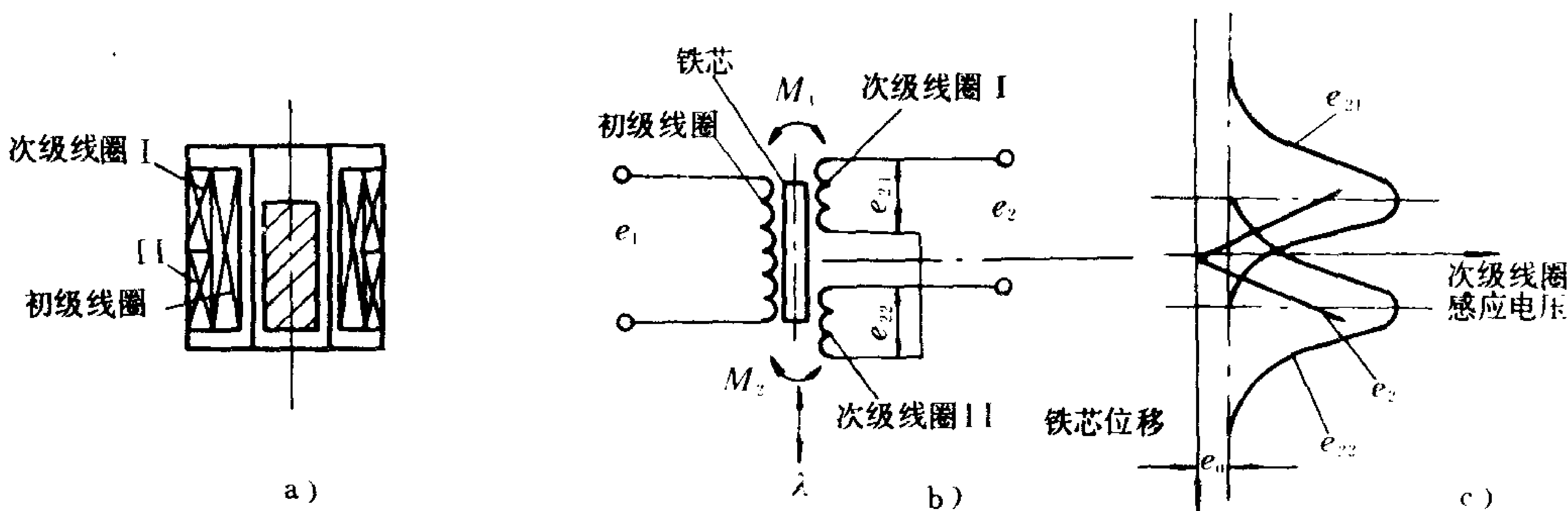


图 4.1.11-47 差动变压器式针阀升程传感器

2.3 上止点测量

柴油机的上止点位置并非固定不变。静态时的几何上止点为一固定位置，运转中的柴油机上止点位置由于有关部件的变形和间隙等影响将产生某种变化，致使上止点准确位置的测量十分困难。有关资料指出，上止点偏差 1°曲柄转角，将造成平均指示压力p_i5.5%的误差。欲保证p_i误差小于 1%，要求上止点的测量误差不超过 0.2°曲柄转角。

目前，上止点测定所使用的方法和特点如表 4.1.11-16 所示。

表 4.1.11-16　　三种上止点确定方法比较

类　别	特　点	方　法	影响精度因素
静态定位法	测定静态几何上止点	在飞轮上精确确定静态上止点；用磁电法、光电法、闪光停像法等确定运转状态下的几何上止点	静态几何上止点的精度 测试传感器的安装质量
气缸压缩线法	测定拖动工况下的上止点	单缸停油，测取缸内压缩与膨胀压力曲线，求其中点	缸内气体热交换的不对称性，漏泄量不同
动态测定法	在有载工况下测定实际上止点	在缸盖上安装电容式传感器确定活塞运动时的实际上止点	传感器的工作特性

2.3.1 静态上止点定位法

飞轮上几何上止点通常使用等行程中点法确定，其精度可达到±0.1～±0.25°曲柄转角。一般多采用磁电法确定运转时的静态上止点，其工作原理如图 4.1.11-48 所示。在飞轮上装有导磁材料制成的尖劈，在机体某适当位置装有感应式传感器（由永久磁铁和线圈组成）。飞轮转动时，尖劈与磁铁间隙Δ_1处的磁通ϕ和磁通变化率$\frac{d\phi}{dt}$的变化如图中所示。当尖劈正好对正磁铁时磁阻最小，磁通ϕ最大而$\frac{d\phi}{dt}=0$，于是线圈a、b端输出电压$e=-w\frac{d\phi}{dt}=0$（w——线圈匝数）。若在柴油机处于静态上止点时尖劈恰好对正磁铁中心线C-C，则电压e曲线中点C即为静态上止点。研究表明，间隙Δ_1、Δ_2和安装误差显著地影响测定精度。通常，要求$\Delta_1=0.15\sim0.20$ mm；$\Delta_2=0.30\sim0.40$ mm，电压e曲线长$l\not>3$°曲柄转角。

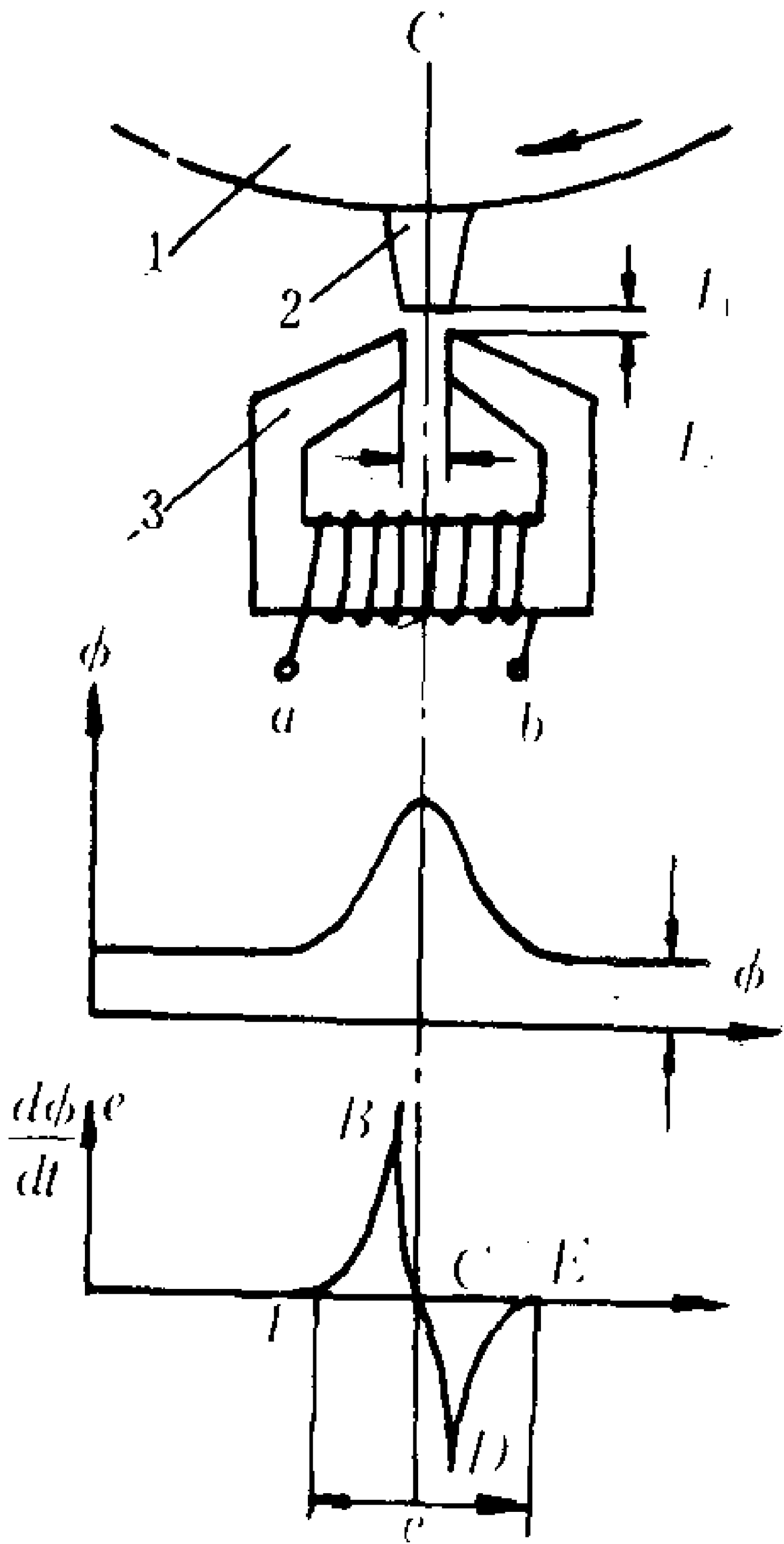


图 4.1.11-48　磁电法原理图

1-飞轮；2-尖劈；3-永久磁铁

2.3.2 气缸压缩线法

这是一种测定动态上止点较实用的方法。但误差较大，甚至高达 1°曲柄转角。

2.3.3 动态测定法

动态测定法可测定柴油机实际的上止点。图 4.1.11-49 所示是这种测定法所使用的一种电容式止点传感器。

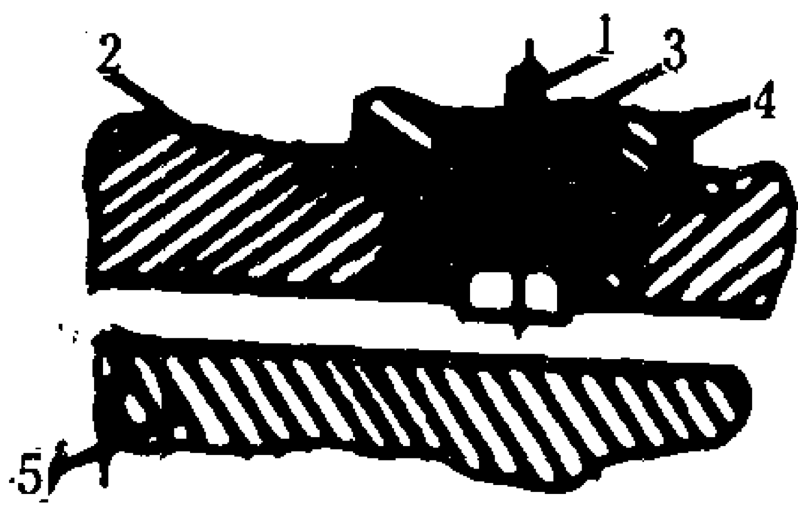


图 4.1.11-49　电容式止点传感器

1-电极；2-气缸盖；3-绝缘体；4-壳体；5-活塞顶

四冲程柴油机动态上止点有两个：换气过程上止点和燃烧行程上止点。若以静态上止点为准，则燃烧行程上止

点与它有较大差别。

3 柴油机的试验方法

3.1 柴油机试验标准

3.1.1 试验目的和分类

3.1.1.1 试验目的

1)揭示柴油机工作规律，寻求提高各项性能指标的途径。

2)为设计计算提供必要的原始数据，验证计算的正确性。

3)检验整机性能和制造质量，提供指导生产的依据。

4)评定修理工作的完善程度及其动力性、经济性恢复的情况。

5)在装船情况下检验柴油机与其它机械设备的匹配工作情况，以决定整个动力装置的工作性能。

3.1.1.2 试验分类

柴油机试验分类如表 4.1.11-17 所示

表 4.1.11-17 **柴油机试验分类**

试验类别		试验目的	内容和方法	条件	应用范围
台架试验	定型试验	检验新产品质量决定批量生产	GB1105.2—87	台架 已磨合 燃滑油 符合规定	一般用途的内燃机
	验收试验	检验产品是否达到有关技术文件要求	GB1105.2—87		
	抽查试验	考核产品制造质量的稳定性	GB1105.2—87		
	单项专题试验	某专门研究目的	按目的拟定试验方法、内容和仪器	台架	
系泊试验		动力装置制造、安装质量，柴油机装置匹配，能否进行航行试验	按GB34 71—83 规定	码头系泊	船舶柴油机
航行试验		在接近实际使用条件下，全面检查船舶建造质量，是否符合设计要求，最后验收	按GB3471—83规定	海上航行	船舶柴油机

3.1.1.3 试验测量参数和仪表

测量参数应根据试验目的和要求确定。主要参数可分以下几种类型：

1)与性能直接有关的参数　属于这类参数的有功率、扭矩、转速、燃油消耗率等。

2)与试验条件有关的参数　属于这类参数的有大气压力、环境温度（进气温度）、相对湿度、增压空气压力和温度、排气压力和温度、滑油和冷却剂的压力和温度等。

3)其它参数　此类参数是指根据特殊需要所应测量的某些参数，如示功图、气缸最高爆发压力和压缩压力、排气烟度、排气中有害成分的排放浓度、机械振动和扭转振动、噪声、空气耗量、冷却剂流量和活塞漏气量等。

上述各基本参数的测量，要求使用相应的测量仪表和方法，并在工况稳定后进行。按有关规定各参数至少进行 2 次测量取其平均值。测量结果应满足一定的精确度要求。如表 4.1.11-18 所示。

3.1.2 柴油机试验标准

柴油机台架试验按GB1105.2—87《内燃机台架性能试验方法——试验方法》规定内容及要求进行。

表 4.1.11-18　　柴油机试验测量参数、使用仪器及精确度

测量参数	单位	台架试验①		运转测量②		
		测量仪器	测量精度③	测量精度	测量仪器	传感器精度
1. 基本性能参数						
扭　矩　M_e	N.m	测功器	±1.5%④			
转　速　n	r/min	转速表	±1%④			
有效功率　N_e	kW	测功器	±2%⑤			
燃油消耗率　g_e	g/(kW·h)	质量法、容积法	±3%			
2. 压力						
大气压力p_0(绝对)	kPa	水银大气压力计	±0.5%	±0.5%	水银气压表、绝对压力传感器	刻度≤100 Pa ±0.3%
压缩压力p_c	MPa	最高爆发压力表、电子、气电示功器	±5%	±5%	电子示功器、最高爆发压力表	±1.5% ±1.5%
最高爆发压力p_z	MPa	同上	±5%	±5%	最高爆发压力表 电子、机械示功器	±1.5% ±1.5%、±2.5%
进气压力p_a	kPa	“U”形管	±1%	±1%	绝对压力传感器 “U”形管	±0.5% 刻度≤200 Pa
排气压力p_r	kPa	“U”形管	±5%	±5%	绝对压力传感器，“U”形管、远传压力表	±1.5%刻度≤200 Pa ±1.5%
冷却介质压力p_H	kPa	压力表	±5%	±5%	远传压力表、弹簧管压力表	±1.5% ±1.5%
滑油压力p_m	kPa	压力表	±5%	±5%	同上	同上
燃油压力p_f	kPa	同上	±10%	±10%	同上	同上
3. 温度						
环境（进气）温度T_a	K	水银温度计、热电阻	±2 K	±1.2℃	水银温度计、热电阻	±1℃、±1.2℃
冷却介质温度T_H	K	水银式、压力表式	±2 K	±2℃	热电阻、水银式、压力表式	±1.2℃、±1℃ ±2℃
滑油温度T_m	K	水银式、压力表式	±2 K	±2℃	同上	同上
燃油温度T_f	K	水银式、压力表式	±2 K	±2℃	热电阻、水银式、压力表式	±1.2℃、±2℃ ±4℃
增压器出口温度T_k	K	水银式、热电阻	±4 K	±4℃	同上	同上
中冷器后空气温度T_d	K	同上	±4 K	±4℃	同上	同上
排气支管温度t_r	K	热电偶、热电阻	±25 K	±25℃	热电偶、热电阻	±7.5℃、±5℃
排气总管温度T_r	K	同上	±15 K	±15℃	同上	同上
增压器进口燃气温度T_{Gr}	K	同上	±25 K	±25℃	同上	同上
4. 消耗量						
燃油消耗量G_f	kg/h	质量法、容积法	±2%	±3%	按GB6301—86	
滑油消耗量G_m	kg/h	质量法	±10%	±10%	质量法、油标尺法	±8%、±8%
滑油消耗率g_m	g/(kW·h)	同上	±10.5%			
气缸油消耗量G_c	kg/h		±10%			
气缸油消耗率g_c	g/(kW·h)		±10.5%			
空气消耗量G_a	kg/h	标准节流	±5%			
冷却介质流量Q_H	kg/h	流量表	±10%			±2.5%
滑油流量Q_M	kg/h	同上	±10%	±10%	旋涡、涡轮流量表 同上	±2.5%、±5% 同上

续上表

测量参数	单位	台架试验①		运转测量②		
		测量仪器	测量精度③	测量精度	测量仪器	传感器精度
5.排气的排放						
烟度	R_B	烟迹式烟度计	±0.3			
排放浓度 V_i	ppm	商定		商定	商定	
6.噪声 L_w	dB_A	声级计	商定	商定		
7.机械振动 V_{rms}	mm/s	商定			商定	
8.曲轴扭振 T_v	rad	商定			商定	
9.活塞漏气量 V_B	L/min	商定			商定	

① 根据GB1105.3—87《内燃机台架性能试验——测量技术》。

② 根据GB6302—86《船用柴油机热工参数的测量》。

③ 测量精度指综合了仪表、测量位置、使用条件及试验结果整理等误差后参数的准确程度。

④ 对中、低速大功率为±2%。

⑤ 对中、低速大功率为±3%。

船舶柴油机的系泊试验和航行试验按GB3471—83《柴油机动力海洋船舶系泊及航行试验通则》规定进行。

3.1.3 柴油机功率、燃油消耗和滑油消耗的标定及修正

3.1.3.1 功率标定

1)功率类别

柴油机功率可分为指示功率和有效功率两类。

根据GB1105.1—87规定,有效功率又可分总功率(带有维持本身正常运转所需附件的有效功率)和净功率(按不同用途带有实际工作所需全部附件的有效功率)。CB3255—85① 把船舶柴油机有效功率分为持续功率、超负荷功率、经济功率(燃油消耗和维修方面都比较经济的持续功率)、燃油限止功率(柴油机喷油量受油量限位器限制时发出的功率)和倒车功率等五种。

2)标定功率

标定功率指在标准环境状况下,制造厂根据内燃机的用途和特点在标定转速(额定转速)下所规定的有效功率kW。根据GB1105.1—87规定标定功率分为以下几种:

15 min功率　柴油机允许连续运转 15 min的标定功率;

1h功率　柴油机允许连续运转1h的标定功率;

12h功率　柴油机允许连续运转12h的标定功率;

持续功率　柴油机允许长期连续运转的标定功率。

按柴油机使用特点,在其铭牌上应注明上述 4 种功率中的 1 ~ 2 种功率及相应转速,即为该柴油机的标定功率(如铭牌上标明两种功率时,系指常用的一种)。

我国《钢质海船入级和建造规范》(1989 年)以及CB3255—85规定持续功率为船舶柴油机的标定功率。对于特殊用途的柴油机,允许以超负荷功率来标定,但应指出转速和持续运行时间,同时补充说明持续功率。

3)超负荷功率

在标定工况工作之后,立即可以继续发出的最大功率,其大小以标定功率的百分数表示。具体数值与使用情况由专业标准规定。CB3255—85规定船舶柴油机的超负荷功率为持续功率

① CB全国船舶标准化技术委员会专业标准。

的 110%，允许的超负荷时间是每 12 h中运转 1 h。

4）功率允差

标定功率或超负荷功率的允差由专业标准规定，但最大允差不得超过标定或超负荷功率的±5%。

3.1.3.2 燃油消耗

1）燃油消耗率的标定 标定燃油消耗率时应以基准的燃油低热值 42700 kJ/kg（10200 kcal/kg）为依据，并在标定工况下进行。

2）燃油消耗率的允差 按GB1105.1—87规定燃油消耗率的允差最大值应不超过标定值的+5%，也可由专业标准规定，如CB3255—85规定标定功率下的燃油消耗率允许有不超过+3%的偏差。

3.1.3.3 滑油耗量

滑油耗量以滑油消耗量（kg/h）、滑油消耗率［g/（kW·h）］或滑油燃油消耗百分比（滑油消耗与燃油消耗量的百分比）表示。

根据GB1105.1—87规定，滑油耗量的标定按以下方法进行：

标定功率为 15 min者，在标定转速下 85%标定功率的工况；

标定功率为1h者，在标定转速下 90%标定功率的工况；

标定功率为 12 h和持续功率者，在标定工况。CB3255-85规定，船舶柴油机滑油消耗率应标定在标定工况下。

3.1.3.4 非标准环境状况下的修正

1）标准环境状况

在确定柴油机的功率和燃油消耗率时，采用的标准环境状况如表 4.1.11-19 所示。

表 4.1.11-19 **标准环境状况**

标准名称		标准环境状况				备注
		环境温度	大气压	相对湿度	空冷器进水温度	
GB1105.1—87		298 K	100 kPa	30%	298 K	1987 年
CB 3255—85	船用	25℃	100 kPa	30%	25℃	1985 年
	无限航区船用	45℃	100 kPa	60%	32℃	
钢质海船入级和建造规范		27℃	100 kPa	60%		1983 年

2）非标准环境状况的修正

如试验时的环境状况与上述标准环境状况不符，需按GB1105.1—87规定进行修正。根据CB3255—85规定，任一参数偏离超过表 4.1.11-20 中的数值时，应进行有效功率和油耗率修正。制造厂可根据具体情况选用下述修正法：

表 4.1.11-20 **环境状况允许偏离幅度**

机型		环境温度 ℃	大气压 kPa	空冷器进水温度 ℃
非增压或机械增压		0	0	0
涡轮增压	高速机	0	0	0
	中速机	±3	±10	±3
	低速机	±3	±10	±3

（1）可调油量的公式修正法 功率受过量空气系数或热力因素限制，燃油量随现场环境

状况调整。适用于标定工况及超负荷功率工况校正；

（2）等油量条件下的换算公式 燃油量固定不变，不随现场环境状况改变而调整。适用于标定工况（不具有超负荷功率者）或超负荷功率工况的有效功率及油耗量换算。

功率的修正幅度根据机型的潜力、用途和运行特点通过试验或程序计算确定（详见第9章）。

3.2 磨合试验

在柴油机进行出厂试验前，首先要进行磨合试验。

3.2.1 磨合试验目的

磨合试验使柴油机各运动副之间，特别是活塞裙与缸套、活塞环与缸套、轴颈与轴承之间达到良好的均匀接触，得到正常的配合间隙，避免由加工痕迹和装配质量而造成的早期过度磨损、刮伤或损坏。

3.2.2 磨合方法

磨合方法分冷车磨合和热车磨合。冷车磨合指由外界动力（如电力测功器、电动机等）带动运转，热车磨合指起动柴油机在热状态下自行运转。

磨合试验应根据磨合规范进行。根据柴油机功率、转速和制造工艺水平磨合规则由厂方自行确定。表 4.1.11-21 所示为一种参考磨合规则。

在磨合过程中应观察柴油机的运转情况，必要时需进行有关参数调整，应加强对气缸润滑的管理，如适当加大气缸注油量以及改用纯矿物油等。

表 4.1.11-21 **一种参考磨合规则**

序号	功率 %	转速 %	时间 h	累计时间 h
1	冷磨	30	2	2
2	冷磨	50	2	4
3	冷磨	75	2	6
4	0	50	0.5	6.5
5	0	75	0.5	7
6	0	100	1	8
7	25	100	2	10
8	50	100	4	14
9	70	100	12	26
10	90	100	15	41
11	100	100	8	49
12	110	100	1	50

3.3 定型试验

3.3.1 试验目的

内燃机投入批量生产前，检验内燃机的性能指标是否达到设计要求，并对其可靠性、耐久性作出评价。

3.3.2 试验和检查项目

试验和检查项目由各专业标准规定，无规定时可参照表 4.1.11-22 所列试验项目进行。

3.4 验收试验

验收试验是为了检验产品是否符合合同和有关技术文件所规定的技术要求。

试验和检查项目由各专业标准规定，无规定时可参照表 4.1.11-22 所列试验项目进行。

本试验可与抽查试验结合进行。

3.5 抽查试验

3.5.1 试验目的

成批或大量生产的内燃机应根据批量大小，抽取一定数量的产品进行性能试验和功能检查，必要时同时进行可靠性、耐久性试验以考核产品制造质量的稳定性。

3.5.2 试验和检查项目

试验和检查项目由各专业标准规定，无规定时可参照表 4.1.11-22 所列试验项目进行。

表 4.1.11-22　　**试验和检查项目**

序号	试验检查项目	试验类别		
		定型试验	验收试验	抽查试验
1	起动性能试验	✓	▽	▽
2	调速性能试验	✓	▽	▽
3	负荷特性试验	✓	▽	▽
4	速度特性试验	✓	▽	▽
5	使用特性试验	▽	▽	▽
6	万有特性试验	✓	▽	▽
7	标定功率工作稳定性试验	✓	✓	✓
8	空载特性试验	✓	×	▽
9	最低空载稳定转速（怠速）测定	✓	✓	✓
10	最低工作稳定转速测定	✓	▽	▽
11	各缸工作均匀性试验	✓	▽	▽
12	机械效率的测定	✓	▽	▽
13	热平衡试验	▽	▽	▽
14	噪声测定	✓	▽	▽
15	排气烟度测定	✓	✓	✓
16	排气排放测定	✓	▽	▽
17	机械振动和曲轴扭转振动试验	▽	▽	▽
18	活塞漏气量测定	▽	▽	▽
19	滑油消耗的测定	✓	▽	✓
20	清洁度测定	✓	▽	▽
21	特殊性能试验	▽	▽	▽
22	功能检查	✓	✓	✓
23	可靠性、耐久性试验	✓	×	▽

注：✓-推荐进行项目；×-可不进行项目；
▽-按需要选定进行项目。

3.6 性能试验

3.6.1 试验目的

检查和评估内燃机产品质量，以确定新产品能否投入批量生产，产品的质量指标是否达到设计要求，批量产品的质量稳定性等。

3.6.2 试验项目

根据GB1105.2—87规定有以下试验项目。

3.6.2.1 一般性能试验

1)起动性能试验　考查起动性能是否符合有关标准规定。具体按专业标准或制造厂规定进行。

2)调速性能试验　在标定工况或超负荷工况下进行调速特性(测稳定调速率δ_2)、瞬时调速率δ_1^+（突减负荷）和δ_1^-（突加负荷)、稳定时间T以及转速波动率ϕ的测定。

3)负荷特性试验　测定标定转速或专业标准规定的其它转速的负荷特性。

4)速度特性试验　进行标定工况或超负荷的速度特性试验。

5)使用特性试验　进行台架上模拟动力装置配套使用特性（如推进特性、牵引特性等）试验。

6)万有特性试验　进行各种转速下的负荷特性试验，绘制万有特性曲线。

7)标定功率工作稳定性试验　在标定功率下稳定持续运转（按专业标准规定)，测量转速、扭矩、油耗量、排气温度和烟度等，检查各主要性能参数的稳定性。

8)空载特性试验　试验时不带负荷，测定转速从最高到最低空转稳定转速范围内的油耗量，确定空载时油耗量随转速变化关系。

9)最低空载稳定转速（怠速）测定　不带负载，降低转速到最低空载稳定转速，并稳定运转不少于5 min。

10)最低工作稳定转速测定①　燃油控制机构处在最大功率位置，逐步改变负荷降低转速到最低稳定转速并稳定运转。

11)各缸工作均匀性试验　确定各缸工作参数的不均匀率ε。测定参数和试验方法按要求可由下述（1)、(2）或专业标准进行。

(1)工作参数直接测定法　在标定工况下测量各缸压缩压力、最高爆发压力、平均指示压力、排气温度等参数。

(2)单缸熄火法　测定指示功率，计算功率不均匀率。

按式（4.1.11-19）计算各参数的不均匀率ε。根据GB1147—87《内燃机通用技术条件》要求各缸不均匀率在标定工况下不大于表4.1.11-23的规定。

$$\varepsilon=\frac{\text{最大值（最小值）}-\text{各缸平均值}}{\text{各缸平均值}}\times 100\% \qquad (4.1.11\text{-}19)$$

12)机械效率的测定　确定标定工况下或其它规定工况下的机械效率。试验中可采用单缸熄火法、电力测功器拖动法、油耗量线延长法及其它方法（如示功图法、惯性法等)。

13)热平衡试验　按专业标准进行。

14)噪声测量　按GB1859—80《内燃机噪声测定方法》进行。

15)排气烟度测定　按有关标准进行。

---

① 对船舶柴油机可按推进特性测定。在此转速下柴油机应能稳定运转30 min。

16）排气排放测定　按有关标准进行。

17）机械振动和曲轴扭转振动试验　按有关标准进行。

18）活塞漏气量测量　按有关标准进行。

19）滑油消耗量的测定　按专业标准规定进行。对气缸注油润滑者，应单独进行气缸油消耗量测定。

20）清洁度测定　按GB3821—83《中小功率内燃机清洁度测定法》进行。

表 4.1.11-23　各缸不均匀率规定值

工作参数	ε　%
压缩压力　p_c	≤±3
最高爆发压力　p_z	≤±5
平均指示压力　p_i	≤±5
排气温度　T_r	≤±5 （中、高速≤±8）

3.6.2.2　特殊性能试验

为满足特定用途而进行的试验项目。可根据结构和用途在下列四项中选定：

1）模拟故障试验　模拟发生故障时的运转能力。如单缸停油试验、停增压器试验等。

2）背压试验　对排气背压有特殊要求者，在规定的背压情况下进行各项性能试验。

3）双燃料内燃机的变换燃料试验。

4）模拟特殊环境状况下的性能试验。

3.7　功能检查

功能检查包括以下检查项目，其检查要求和方法由有关标准规定。

1）安全装置功能检查　各种安全装置（超速保护、自动报警、防爆等）进行随机试验检查，确定其准确可靠性和灵敏性。

2）滑油压力、滑油温度、冷却介质温度等自动调节系统控制能力检查。

3）与内燃机制成一体的换向、倒车机构和离合器的功能检查。

上述功能检查项目如不能与性能试验结合进行，则应单独进行试验检查。

3.8　可靠性、耐久性试验

3.8.1　试验目的

按GB1105.2—87规定，内燃机产品的定型试验和抽查试验应同时进行可靠性、耐久性试验，以考核零部件的可靠性、耐磨性及动力、经济性的稳定性。

3.8.2　试验要求

1）本试验内容由专业标准规定。

2）本试验前、后应分别测量各主要零件尺寸、配合间隙、曲轴臂距差等，以得出主要零件的变形及磨损量。

3）本试验后还应根据使用情况进行必要的性能复查。复查内容可按具体情况确定。

4）本试验期间应测量柴油机滑油耗量。

5）试验期间每 2 小时应全面测量一次柴油机各性能参数。

6）试验期间允许按规定停机保养。允许停机次数和时间应与有关方面协商确定。

3.8.3　试验时间和工况

1）试验时间　船舶柴油机可靠性、耐久性试验时间，通常如表 4.1.11-24 所示。

2）试验工况　试验工况因用途而异，如对一般船用主机应按持续功率连续运转，其中在110%的负荷下运转时间不少于 1 h。对特殊用途船用主机，其中应按 1 h功率运转时间约为总试验时间的 10%。其它时间的运转工况由主管部门确定。

表 4.1.11-24　　耐久性、可靠性试验时间

转速 r/min	单缸功率 kW	试验最少时间 h	
		四冲程	二冲程
>1000	≤37	1500	750
	>37～110	1000	500
	>110	500	250
>300～1000	≤37	1500	750
	>37～110	1000	500
	>110～300	500	250
	>300～600	350	175
	>600	150	75
≤300	≤220	500	250
	>220～740	300	150
	>740	250	125

3.8.4 耐久性试验的评定原则

1）耐久性试验期间及试验后，经复查证明性能稳定。

2）因故障停机的次数和时间均未超过规定。

3）柴油机主要零部件未产生由设计不当造成的损坏事故，所发生的损坏事故应对安全使用没有直接影响。

3.9 柴油机的热平衡试验

3.9.1 试验目的

了解燃料热量的利用程度和损失的大小；找出改善柴油机热力过程的途径，提高热效率，节约能源；为研究高温零件的热负荷，确定冷却强度及为改进设计提供依据。

3.9.2 试验方法

按专业标准规定。通常，按热平衡方程的各项热量进行测定，测出柴油机在某段时间内消耗的燃油量，并计算出吸入的全部热量。此项吸入的热量应与该段时间内柴油机冷却剂带走的热量、有效功消耗的热量、以及排气和热辐射散失的热量之总和相等。用热平衡方程表示为：

$$Q=Q_e+Q_r+Q_c+Q_s \tag{4.1.11-20}$$

$$或 q_e+q_r+q_c+q_s=100\%$$

式中：Q——每小时燃油燃烧放出的总热量，kJ/h；

Q_e——转换为有效功的热量，kJ/h；

Q_r——废气排出带走的热量，kJ/h；

Q_c——冷却剂带走的热量，kJ/h；

Q_s——其它损失热量，如热辐射等，kJ/h；

q_e、q_r、q_c、q_s——分别表示转换为有效功、废气排出、冷却剂带走、其它损失的热量占燃料放出总热量的百分数。

试验时使柴油机在规定工况下稳定运转，分别测取燃油消耗率、新鲜空气、废气及各种冷却剂的进、出口温度、流量。通过热力计算即可求出各热量的分配数值。其中废气带走热量测试较难，可用使废气在特殊量热器中冷却而直接测定带走的热量。

4 柴油机的监控技术

4.1 概述

本世纪60年代中期，以电子计算机为核心的监控系统开始应用到轮机管理技术中。70年代初微型电子计算机的出现和发展，促进了这种监控技术的迅速发展和广泛使用。微型计算机的使用是近代柴油机监控技术中的重要特点。

4.1.1 监控系统

近代监控系统一般由传感器、数据采集与处理、显示与记录等环节组成。图4.1.11-50为这种系统的最简方框图。

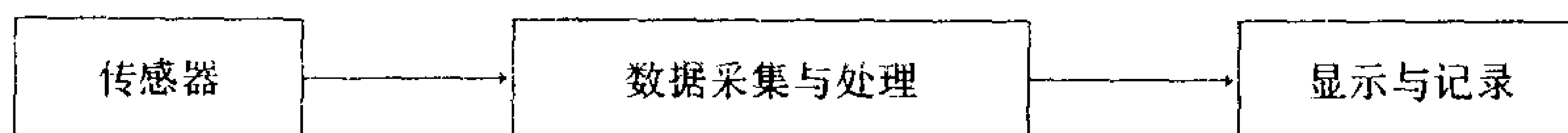


图4.1.11-50 柴油机监控系统最简方框图

传感器用于感受被监控参数，如空气、排气、水、油等介质的温度和压力；液面位置；零件变形；零件磨损；活塞环状态等参数的变化，并输出相应的信号。所获得的被监控参数的实际值是监控技术的基础。

数据采集与处理环节把传感器输出的信号进行预处理，如放大、通道传输、模-数转换等，转换成微型计算机的输入信号，并在微机中对输入信息进行解释、分析、运算和储存。最后把计算、分析结果输出到显示、打印、报警、记录等外部设备。所使用的微型计算机可以是一台多用途的集中控制计算机，也可以是专用微型计算机的分散监控系统，近年来倾向于后者。

4.1.2 监控的优点

监控技术是柴油机实现视情维修管理(on-condition maintenance)的关键。监控技术可明显改善柴油机的经济性、动力性和安全可靠性。

1)选择和调整柴油机使之在最佳工况下运转。

2)对运行中的柴油机进行诊断与趋向分析，以减少维修时间、降低维修费用和备件数量。

3)保证柴油机安全运转，降低故障的发生率。

4)实现无人机舱、改善轮机人员的工作条件。

4.2 数据处理系统

当前，被监控参数的采集、储存与分析均由微计算机控制。其原理方框图如图4.1.11-51所示。通常，该系统由数据测量、数据采集和数据处理等三部分组成。

4.2.1 数据的测量

被测参数由传感器进行测量。根据被测参数的特点有两种输出信号：

1)数字量信号（脉冲信号）。如柴油机转速、增压器转速、时间等数据。此类数据不必进行模-数转换，可直接输送到中间存储器。

2)模拟电信号。根据被测参数的变化规律输出一定幅值的模拟电信号。如气缸内压力波、高压油管压力波等动态参数，以及柴油机制动扭矩、进排气压力和温度等恒定参数。

4.2.2 数据的收集（信号输入通道）

信号输入通道的作用是把各传感器的检测信号，依次转换成符合计算机数据处理需要的

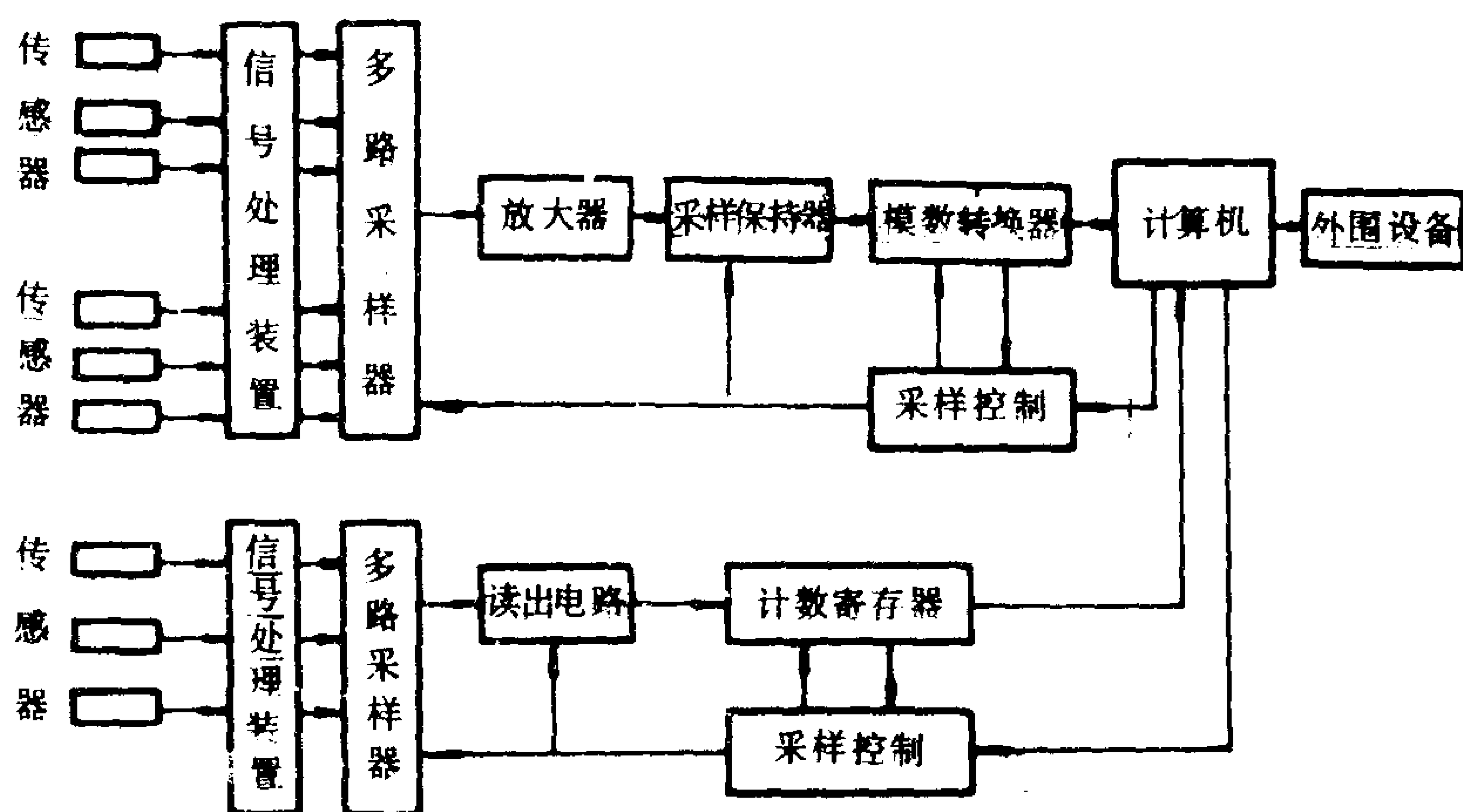


图 4.1.11-51　柴油机数据处理系统方框图

数字代码。根据输入信号的不同类型，通常有两种输入通道：模拟量输入通道；数字量输入通道。

4.2.2.1　模拟量输入通道

通常，它由信号处理、多路转换采样器、采样保持和放大器、模-数转换器、采样控制器等组成。

1）信号处理　把不同型式的电信号，经滤波、线性化、调频等处理成一定电平的统一信号。

2）多路转换采样器　使各传感器输出的信号依次逐个输送到计算机进行数据处理。

3）采样保持和放大器　保持在模-数转换期间内模拟信号的量值基本不变，减少模拟量转换误差。

4）模-数转换器　把模拟量转换成计算机能识别和进行数据处理的二进制数字代码。通常多使用高速多路模数转换器。

5）采样控制器　用于协调信号输入通道正常工作的控制部件。在柴油机监控系统中，采样控制器可采用安装在飞轮附近的曲柄转角发送器。它可发出两种脉冲信号：每隔一定曲柄转角的采样触发脉冲信号和每转一个脉冲的标记触发信号。前者用于发出采集与曲柄转角有关参数的指令，其脉冲信号间隔即为采样时间间隔；后者用于控制采样的始点、同步并确定止点位置。

4.2.2.2　数字量输入通道

这种通道不必具有对信号进行模-数转换功能。通常由信号处理、采样开关、读出回路、计时寄存器及控制器等组成。

4.2.3　数据的处理

数据处理由计算机内的中央处理器（CPU）完成。它利用自身所存储的各种程序和数字模式，对采集的数据进行算术、逻辑运算和分析，并把运算、分析结果按要求进行显示、打印、绘图或存储。

4.2.4　操作控制台

操作控制台可实现人-机联系。能够进行参数显示、数据输入、数据删改、测量开始、单

向的过程命令以及在发生故障时干予计算机的工作。

4.3 性能监控

性能监控通过对柴油机运转参数的连续或周期性测量，综合评定柴油机的运转性能。近年来在性能监控中普遍使用程序处理计算机执行运算和控制等多项功能。如在柴油机性能监控中使用"程序数据探测计算机"(PAC)系统和"数据分析计算机"(DAC)系统。

4.3.1 PAC系统

PAC系统执行柴油机工况监控程序和初步运算任务。它具有以下功能:

1)柴油机运转工况监控　由控制盘控制有关参数的测量、判断、报警和显示等多项功能，并具有控制盘控制性能的自检程序。

2)程序控制　可实现船舶电站的监控，交流发电机的自动起、停、同步和负荷分配，大功率耗电设备使用前电功率的检查，水泵、空气压缩机等设备的检查与自动控制。

4.3.2 DAC系统

DAC系统完成对程序参数的进一步计算和对由专用仪表测得数据的评估。同时，DAC系统还作为PAC计算机系统的备用装备。但它不具有自动控制功能，当整个计算机系统发生故障时，其监控与控制必须用手动代替。

由PAC和DAC系统组成的柴油机性能监控系统如图 4.1.11-52 所示。

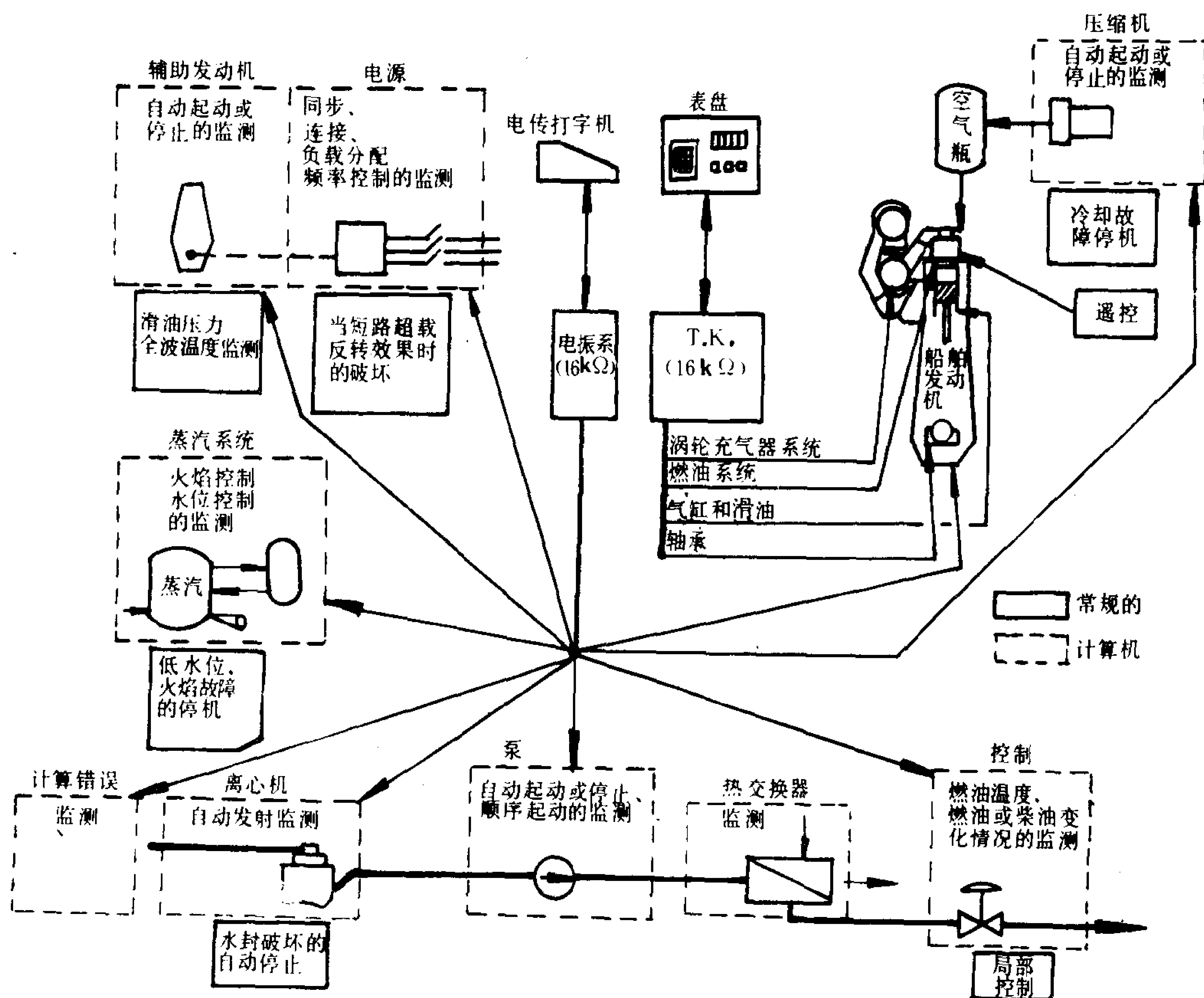


图 4.1.11-52　PAC和DAC联合系统的柴油机监控系统

4.3.3 监控参数

4.3.3.1 涡轮增压器运转性能评估

测量压气机空气流量、增压器转速、燃油齿条位置、进出空冷器的增压空气温度和压力、空冷器进水和出水温度等参数。综合计算和判断增压器效率、空冷器冷却水侧和空气侧污染程度、冷却效率等有关性能。

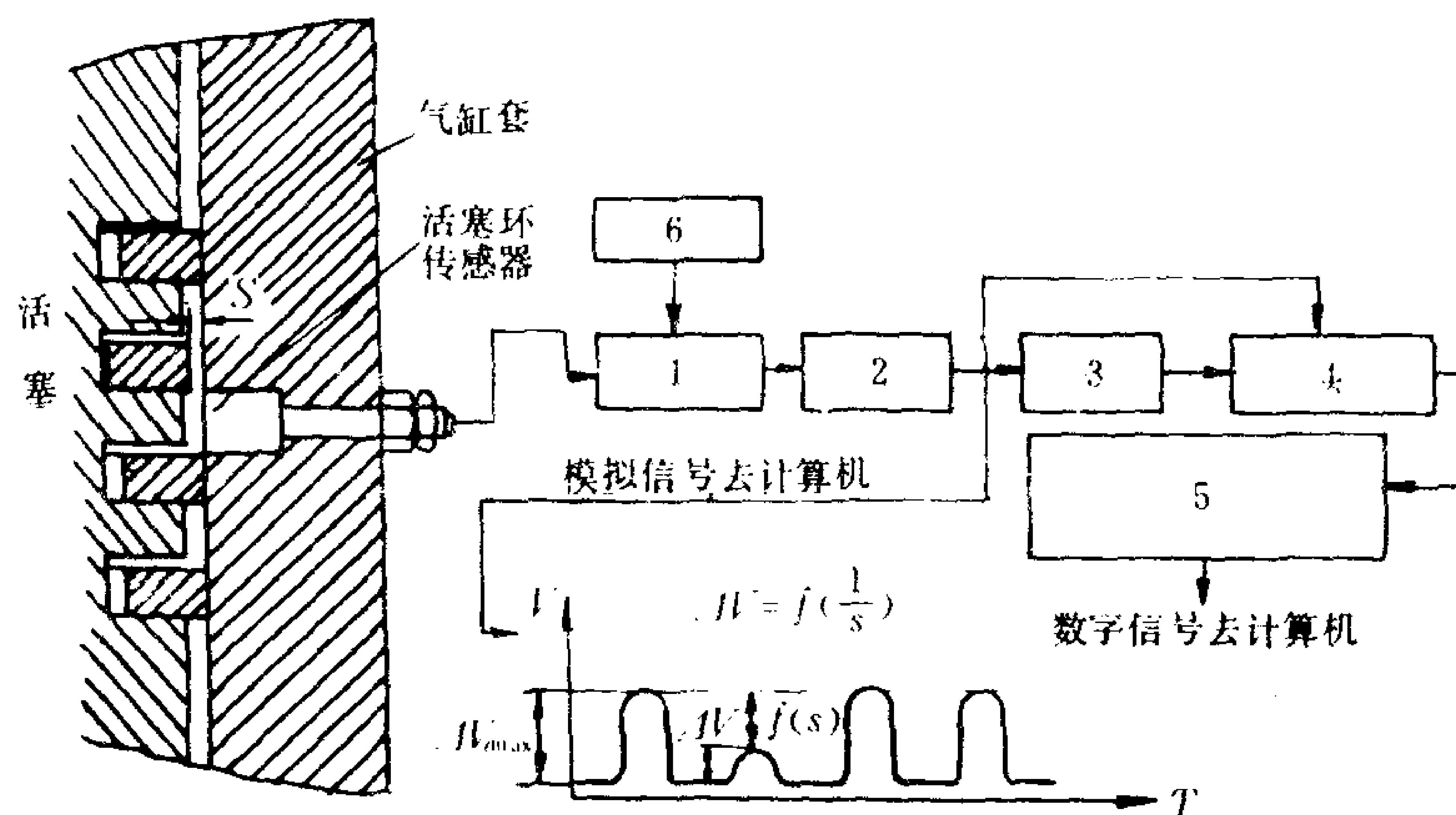


图 4.1.11-53 活塞环监控装置原理图

1-鉴频器；2-跟踪及保持；3-存储器；4-比较器；5-二进制计数器；6-振荡器

4.3.3.2 活塞环工作状态监控

活塞环工作状态使用一种磁电式（微动、距离式）传感器进行测量。传感器安装得与气缸工作面平齐。它可测量出活塞环与缸套表面的接触状态。测量原理如图 4.1.11-53 所示。当活塞环经过传感器时，输出一个脉冲波，经有关电路整形、处理后的振幅值为ΔV，即可表征活塞环的工作状态。振幅大者(ΔV_{max}) 表示工作正常；振幅小者表示活塞环粘结；振幅为负值者表示活塞环断裂。如由图 4.1.11-53 中的脉冲波振幅可知第 2 环粘结。为避免活塞环搭口间隙可能对正传感器而造成的错误判断，不应以瞬时监控图象来判断活塞环的工作状态，应以在一定时间内的故障频率进行判断。

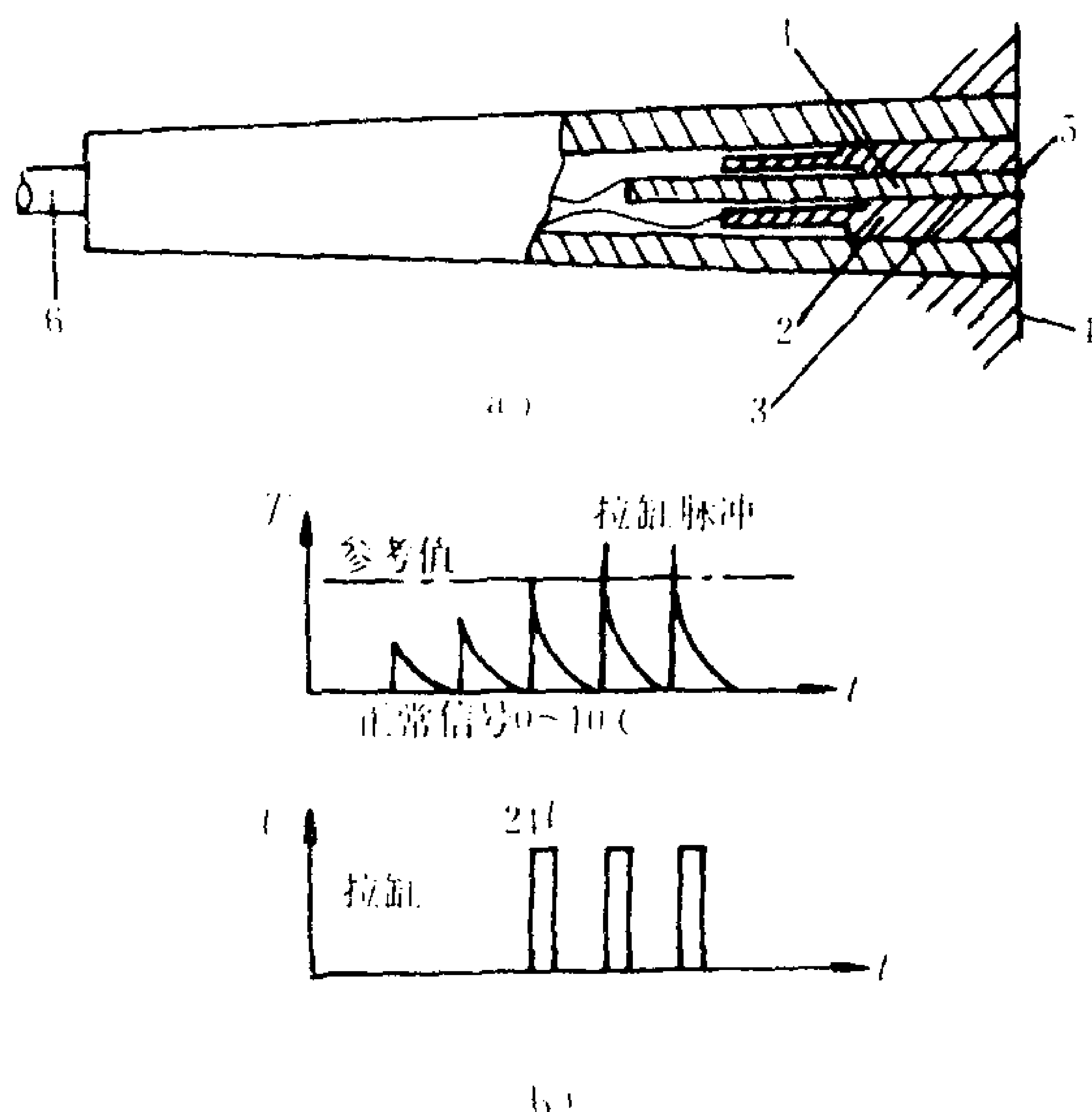


图 4.1.11-54 气缸套表面温度传感器及温度脉冲波形图

1-镍铬热电极；2-镍铝热电极；3-绝缘衬套（2μm厚）；4-缸套表面；5-热接点；6-超细管式热电偶

4.3.3.3 气缸润滑和磨损监控

这种监控使用特制的热电偶，测量活塞环穿过热电偶时的温度脉冲值，经微型计算机运算、分析后可输出缸套表面的润滑状态和磨损强度的信息，并可判断是否存在拉缸的危险。图 4.1.11-54 a）系一种使用广泛的镍铬-镍铝热电偶传感器结构示意图。图b）系传感器测出的温度脉冲波形图。这种传感器安装在气缸套上部工作表面上，其测量端与缸套表面平齐，但没有热接点，只

有当活塞环穿过热电偶时，由磨损的金属微粒才构成热电偶的热接点。若气缸润滑正常，热电偶输出的温度脉冲值较低（约为 2 ～10℃）；若气缸润滑失常，其输出的温度脉冲值增加，当脉冲值超过允许极限值（约为 10～150℃）时，则表示有发生拉缸的危险。

4.3.3.4 缸内燃烧品质和气缸热负荷的监控

缸内燃烧品质的监控通常使用压力传感器(如压电石英)，装设在示功通道或气缸盖内表面上，连续测量缸内压力信号，由装设在飞轮附近的曲柄转角发生器，发出采样触发脉冲信号和标记触发脉冲信号，控制、协调缸内压力信号的采集和处理，计算机可按规定程序进行运算、分析。显示p-φ示功图、平均指示压力p_i、指示功率N_i、平均压力增长率$\Delta p/\Delta\varphi$、放热速度$dQ_t/d\varphi$、最高燃烧温度T_z等性能参数和曲线。

气缸热负荷的监控通常使用热电偶传感器，测量穿过测量壁面处的热流量进行评估。这种传感器可装设在气缸盖内或气缸套中。某些中速机也可用测量排气阀座处的温度作为评估气缸热负荷的参数。

4.3.3.5 喷射系统的监控

测量喷射系统中的喷油压力波及喷油器针阀升程曲线，将它们送入计算机经分析、运算后可得到以下输出：针阀启阀前压力、针阀开启压力、最大泵油或喷油压力、泵油或喷油持续时间等。借以判断喷射系统的工作质量和燃烧故障。

自 70 年代中期以来，由上述各监控参数组成的性能监控系统，在SULZER、B&W、MAN等大型低速柴油机上陆续使用，取得了满意的效果。近年来，在中速柴油机上也开始推广。

4.4 振动监控

振动监控用于对柴油机轴承、齿轮、废气涡轮增压器、泵以及其它做单向运动部件的振动评估。通过振动示波曲线及频谱分析可鉴别柴油机的故障。

4.4.1 振动监控系统

振动监控系统通常由拾振环节，放大、分析、显示环节以及数据处理环节等组成。如图 4.1.11-55 所示。

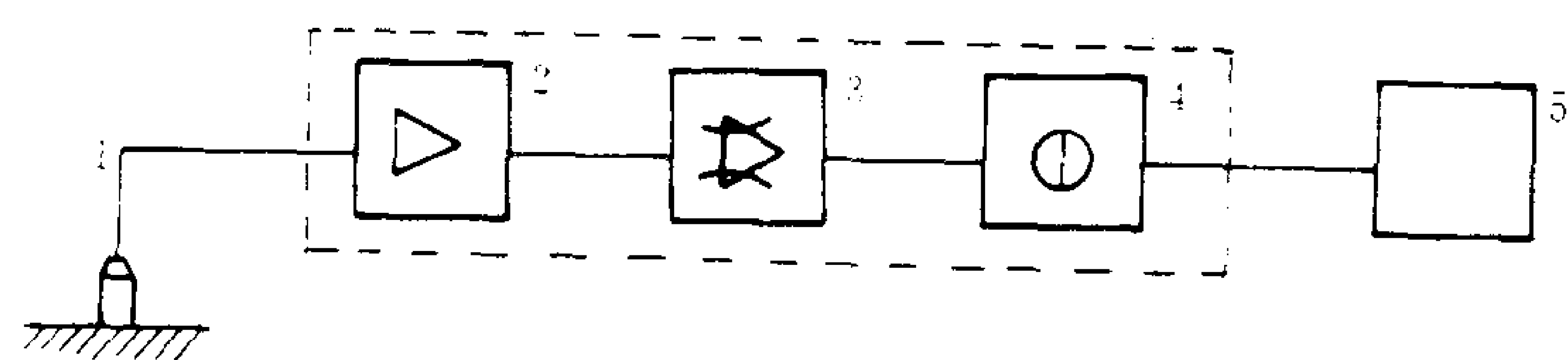


图 4.1.11-55 振动监控系统方框图

1-拾振环节；2-放大；3-分析；4-显示环节；5-数据处理环节

拾振环节即测振传感器，它把被测对象的振动参量（位移、速度、加速度等）转换成电信号输出。根据其感受的振动参数不同，有位移计、速度计、加速度计等三种测振传感器。

放大、分析和显示环节由前置放大器、微分、积分网络、频率分析仪和各显示设备组成。

它把输入的电信号进行放大、变换、频率分析、显示并记录。

数据处理环节通常由电子计算机完成。它对输入的复杂信号按原存入程序进行深入分析、处理和运算，以评估振动状态、判断故障原因和采取相应措施。图 4.1.11-56 是一种振动故障检查程序的框图。

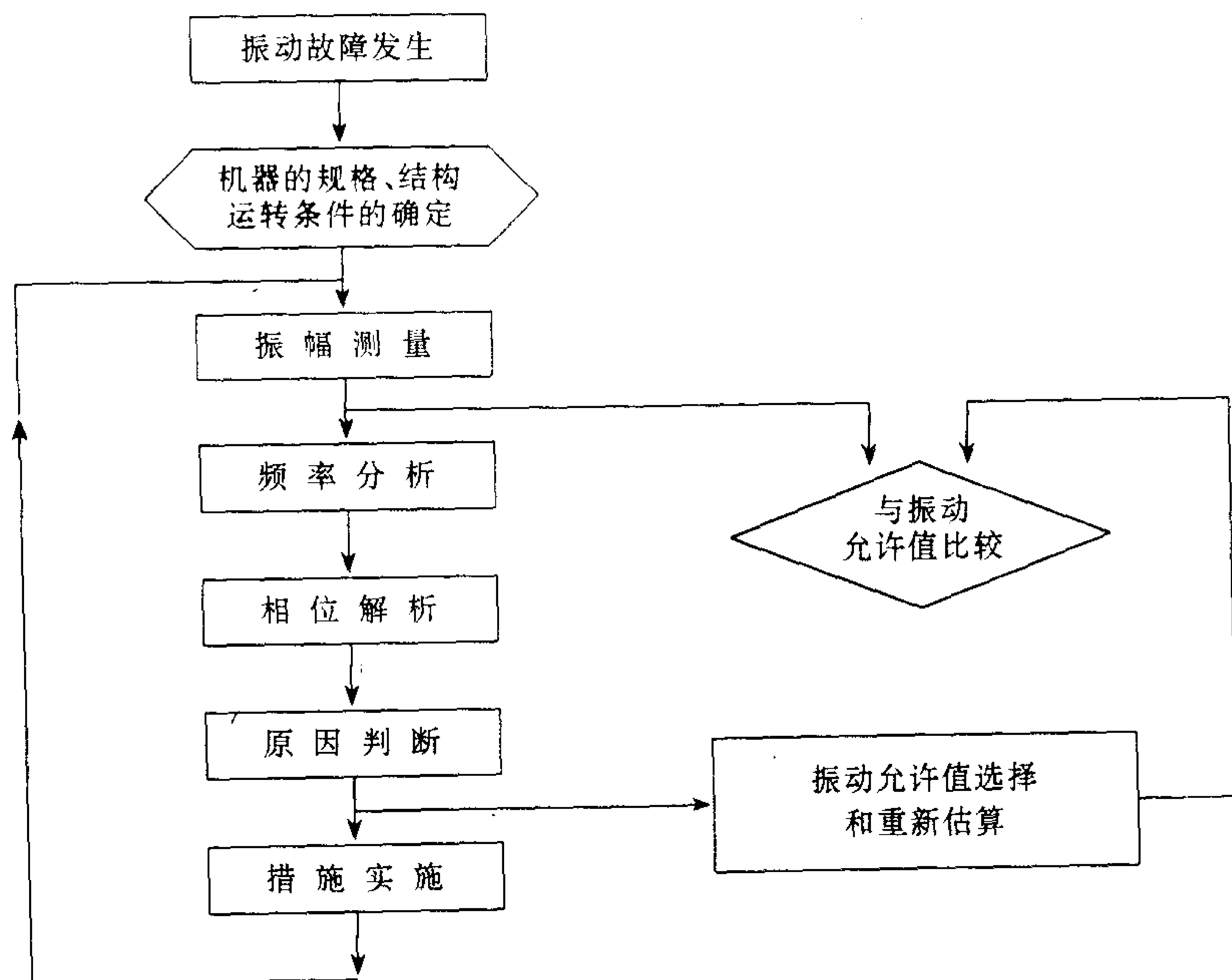


图 4.1.11-56 振动故障检查程序方框图

4.4.2 振动频谱图

在振动监控中经常使用频谱图与标准频谱图加以比较的方法来分析判断故障。图 4.1.11-57 系某柴油机活塞松动时的振动频谱图。由图可知，它在 1250 Hz以上范围振动加剧。图 4.1.11-58 系某柴油机连杆大端轴承过度磨损的振动频谱图。它在 800～5000 Hz范围内振动加剧。图 4.1.11-59 系某中速柴油机增压器压气机滑动轴承部分咬死的振动频谱图。它在 400～800 Hz范围内振动加剧。

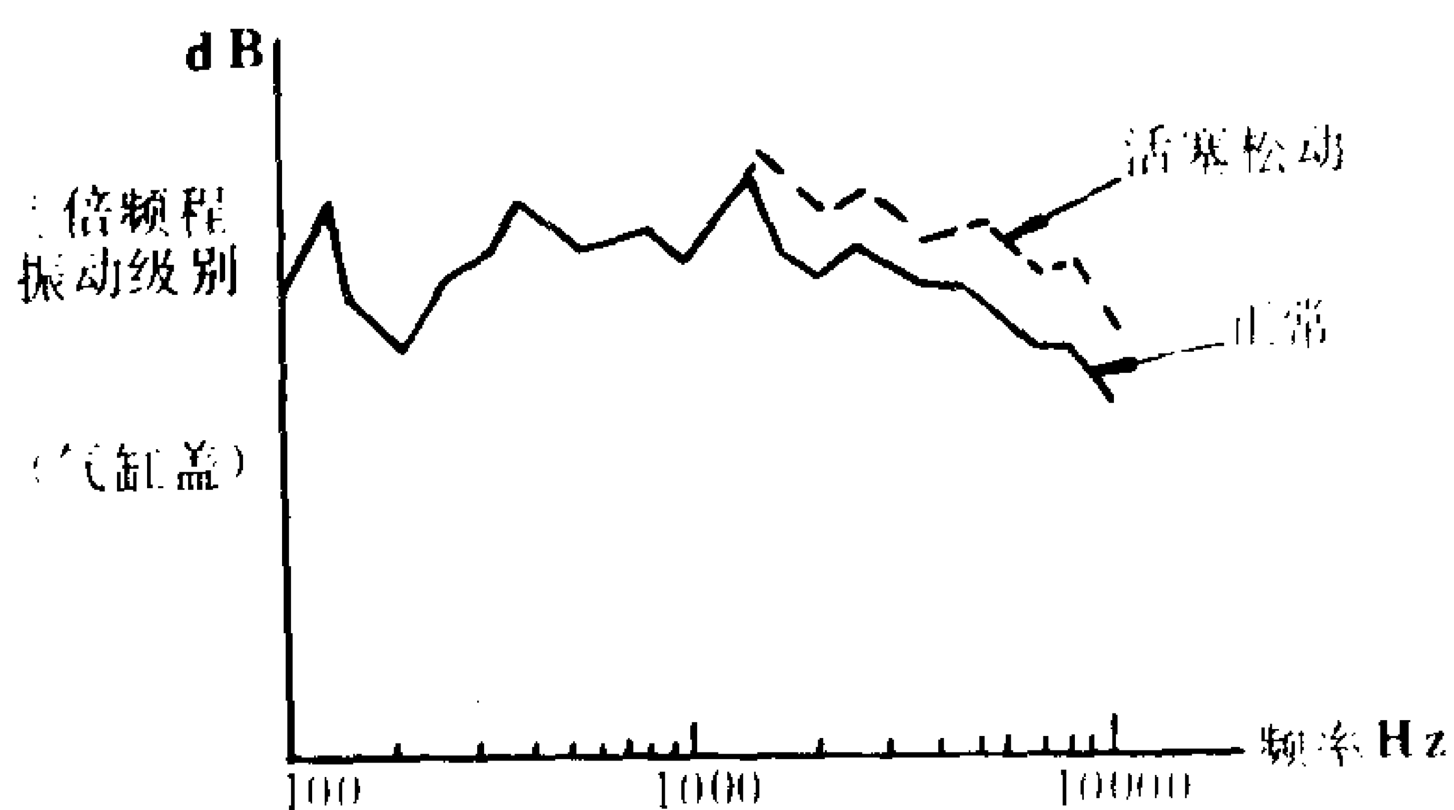


图 4.1.11-57 柴油机活塞松动振动频谱图

在轴承的振动监控技术中，球轴承的损坏型式不同于滑动轴承。球轴承的损坏大多由钢球表面的大量离散剥落变形引

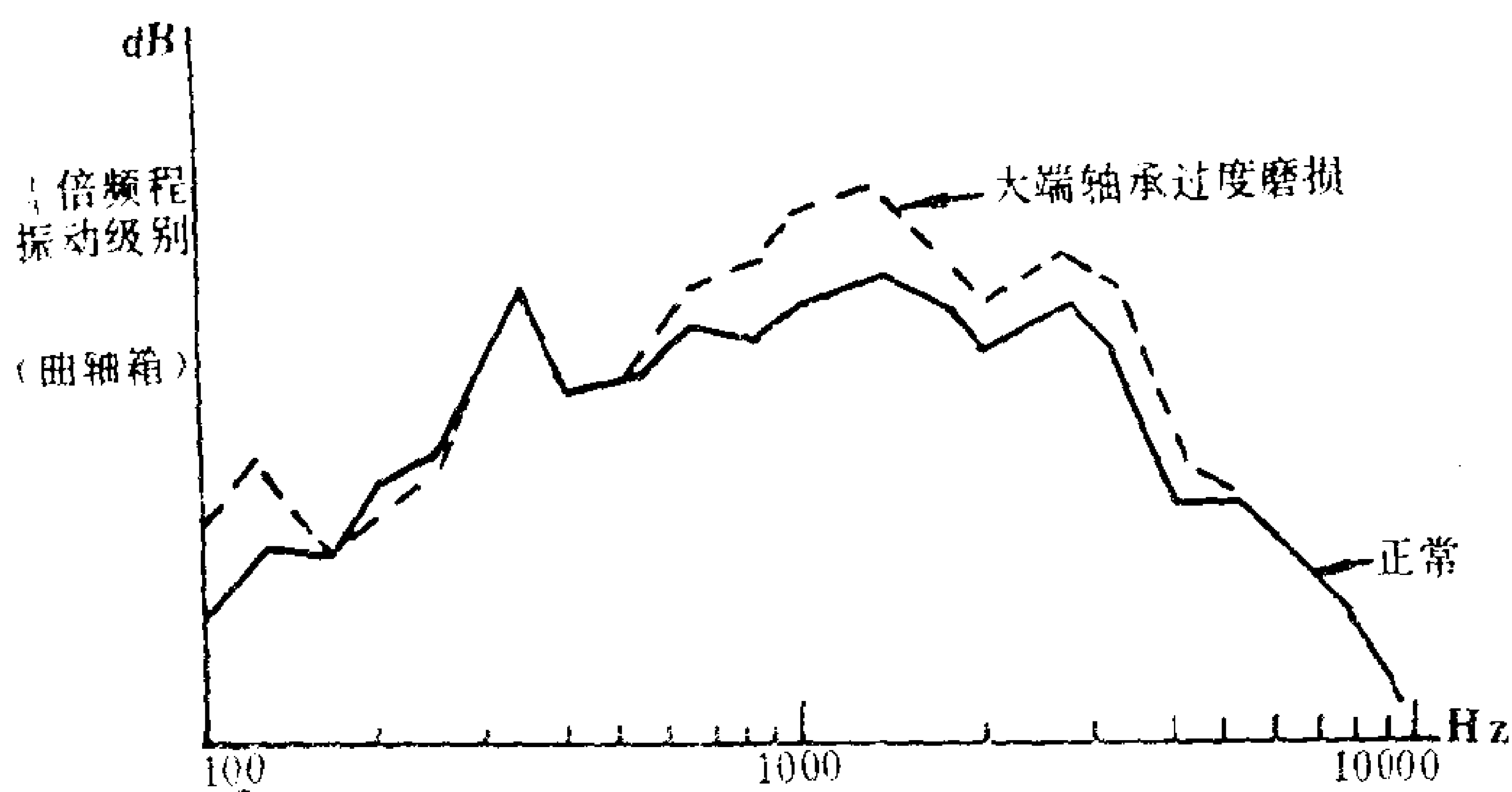


图 4.1.11-58　连杆大端轴承过度磨损振动频谱图

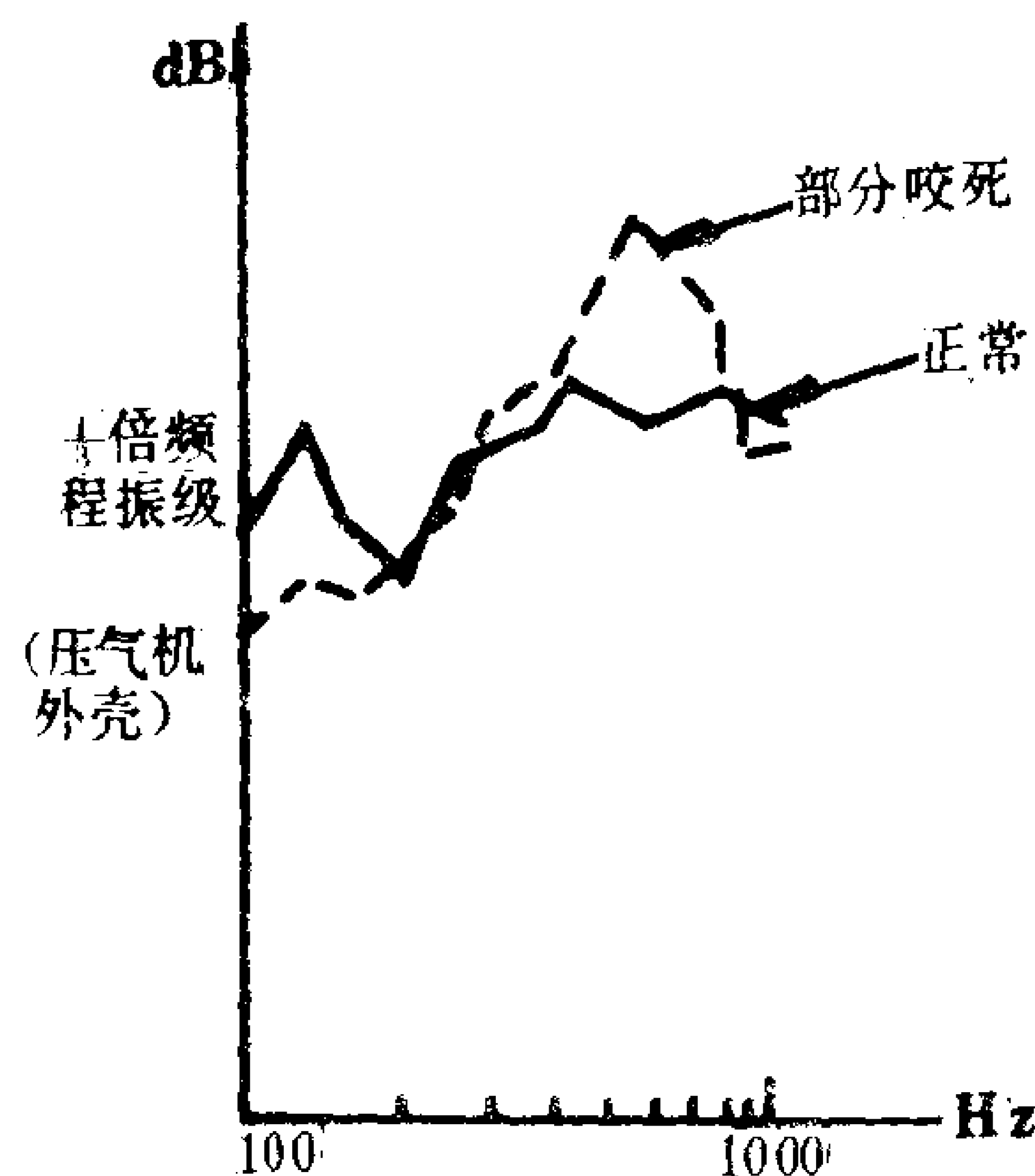


图 4.1.11-59　压气机轴承部分咬死时振动频谱图

起，此种损坏将产生高频冲击脉冲波。借助于测量这种高频冲击脉冲波来实现对球轴承的监控。其测量系统和波形图如图 4.1.11-60 所示。加速度计感受被测轴承的冲击信号，该信号经带通滤波器后，只允许高频（大于 10 kHz）的信号通过，再经最大电流信号脉冲转换器转换成方波信号输出。通过脉冲方波的节奏不同可判断损坏部位。如图 4.1.11-61 所示系不同损坏部位所引起的不同节奏。

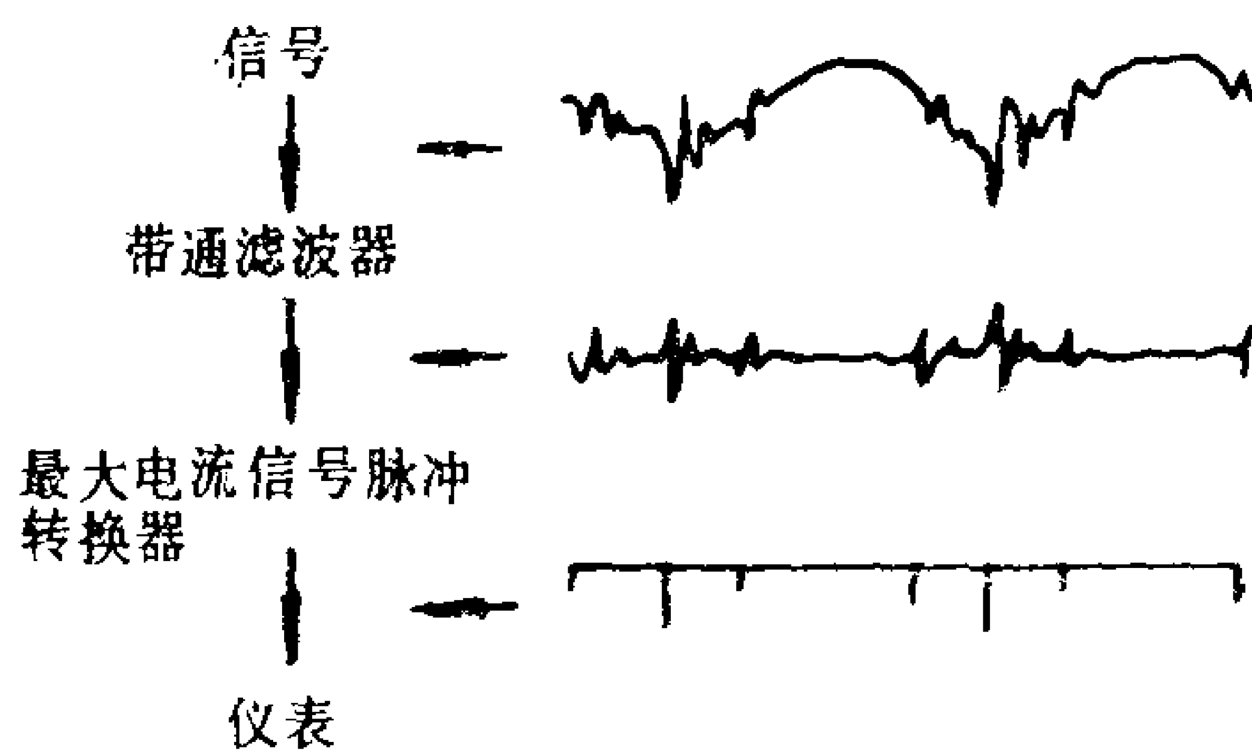


图 4.1.11-60　球轴承的冲击波转换系统

曲轴的工作状态也可以由它的振动形态加以监控。如图 4.1.11-62 是某中速柴油机一个循环中曲轴在主轴承中垂直方向的振动位移图。该监控系统使用位移式无触点传感器，安放在主轴承内工作表面。图a）系曲轴正常时相邻三主轴承曲轴垂直方向位移波形图，其特性值平均位置b_1和最大位移总幅度a_1均符合航行试验时的标准值。图b）系某轴承异常磨损的振动图形，各轴承的“a”、“b”值均有变化，但变化最大的是磨损轴承的“a”值。通过与航行试验时的标准值对比即可判断。图c）系曲轴中心线

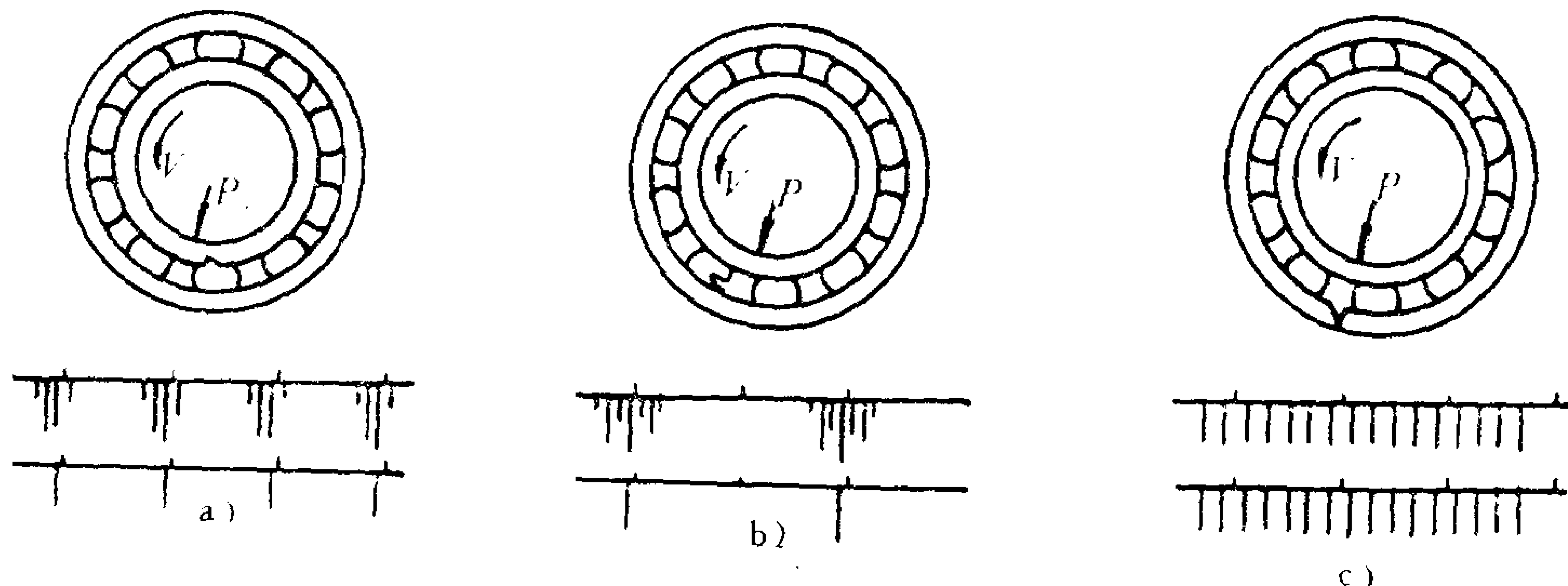


图 4.1.11-61　球轴承发生故障时脉冲方波节奏图

a）内圈损坏；b）钢球损坏；c）外圈损坏

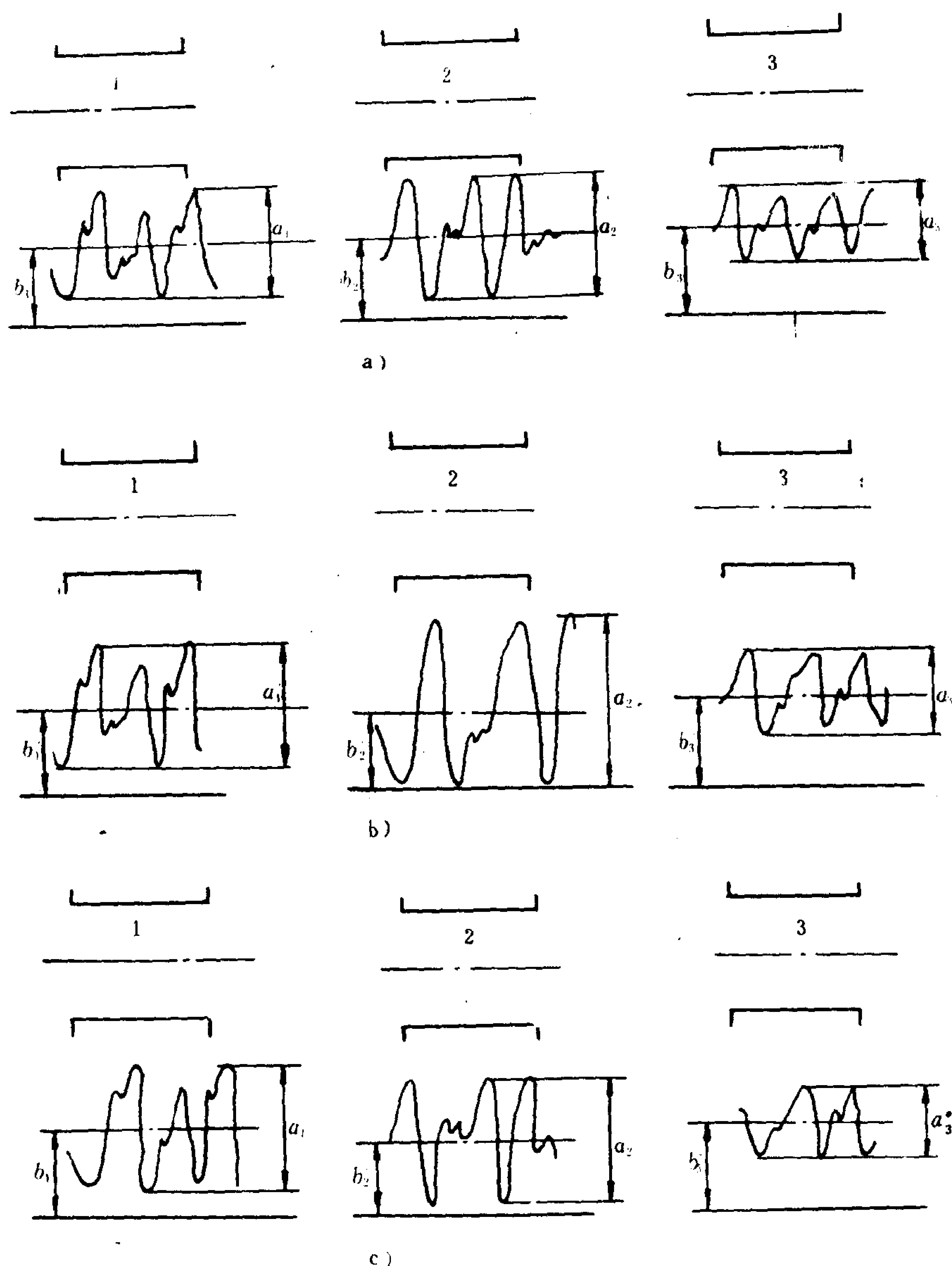


图 4.1.11-62　曲轴垂直方向振动图

a) 正常；b) 磨损；c) 中心线不重合

不重合时的振动图形，如主轴承 2 过低，则各轴承的 “a”、“b” 均变化．但影响最大的是b_2''，且$b_2''-b_1''>b_2-b_1$。

4.5　磨损监控

磨损监控用于对柴油机易磨损部件的连续或周期性监控，可以在不拆检部件条件下，掌握部件磨损状态。一般有两种监控方法：试样（滑油或其它流体）中金属含量分析法和磨损直接测量法。

4.5.1　试样分析法

试样分析法是通过分析定期采集的试样来判断部件的磨损率。通常，它由采样-分析-诊断-预测-处理等五个环节组成。根据分析方法的不同可分以下几种：

1）磁性塞头检验法

这种方法把专用的磁性塞头插入润滑系统适当部位，收集滑油中的金属碎片，定期用肉眼或低倍显微镜观察碎片的形状、大小与数量。由碎片形状和大小判断磨损部件。如表 4.1.11-25 所示。由碎片数量判断磨损率。这种方法适于金属碎片大于 50 μm者。

表 4.1.11-25　**几种典型碎片形状**

损坏零件	金属碎片特征
球轴承的钢球	圆形“玫瑰花瓣”式径向裂纹碎片
球轴承的导规	具有交叉划伤条纹的椭圆形碎片
滚子轴承的滚子	矩形卷曲碎片
齿轮（咬接）	不规则的、具有凹痕光亮表面的碎片

2）光谱分析法

光谱分析法利用原子吸收或发射光谱来分析滑油试样中的细小（10 μm以下）金属颗粒成分和数量。美国铁路部门提出的光谱油样分析程序（SOAP）① 是这种分析法的典型代表。该程序使用的光谱仪能把分析结果的模拟量转变成数字量，并自动以ppm单位馈送到计算机文件膳写系统中存储和打印。这种程序可在 1 ～500 ppm范围内指示油样中的铝、铁、铬、铜、锡、镁、铅、镍和硅等成分，较适于对有色金属成分的分析，但不能给出金属颗粒的形貌细节。图 4.1.11-63 系某柴油机使用SOAP得到的大端轴承磨损分析图。

3）颗粒计数技术法

这种方法使用显微镜对油样进行扫描检查，运用统计学原理确定油样中各金属颗粒的大小分布密度，记录这种分布密度的变化可判断零件磨损变化。

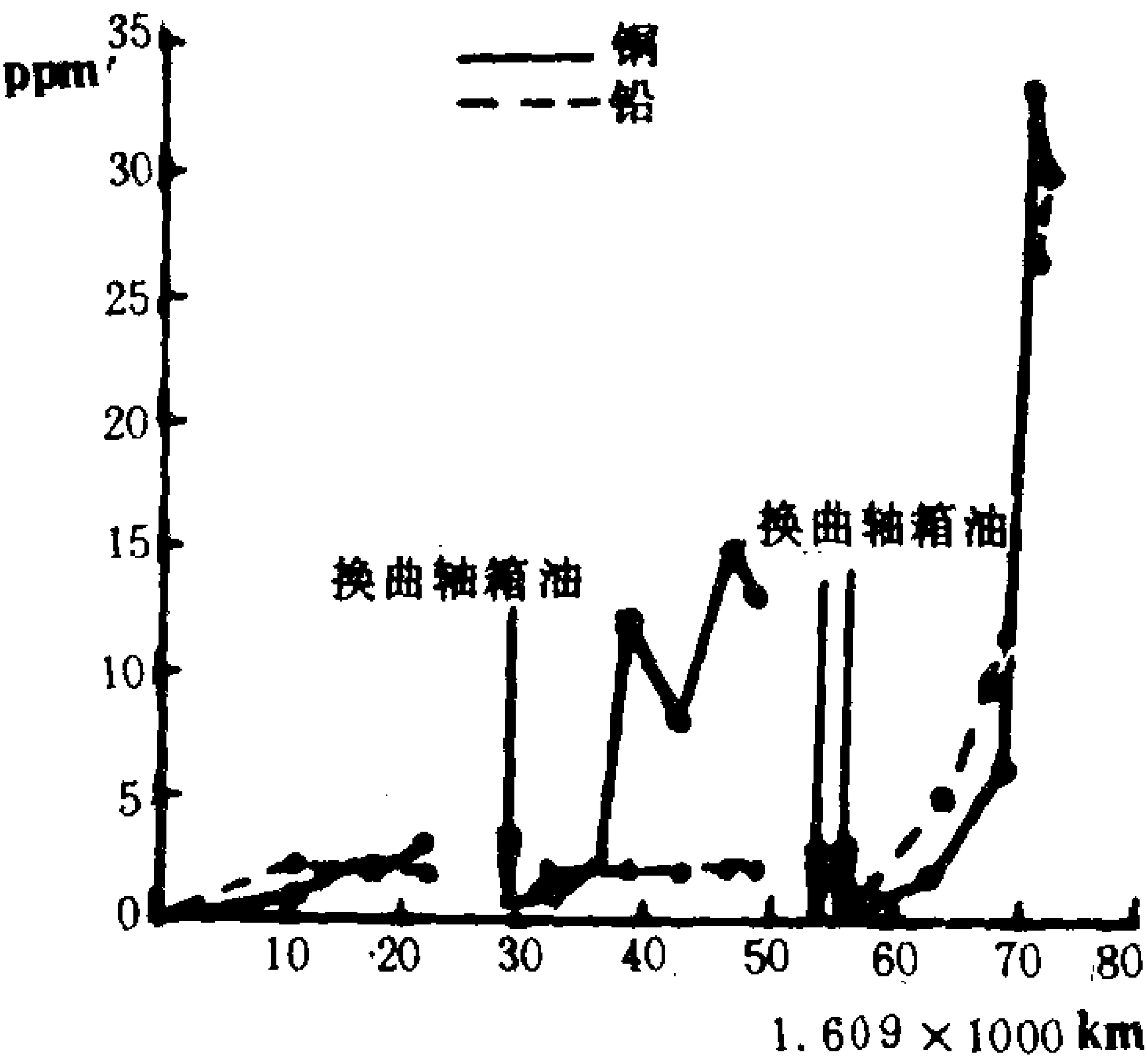


图 4.1.11-63　大端轴承磨损分析图

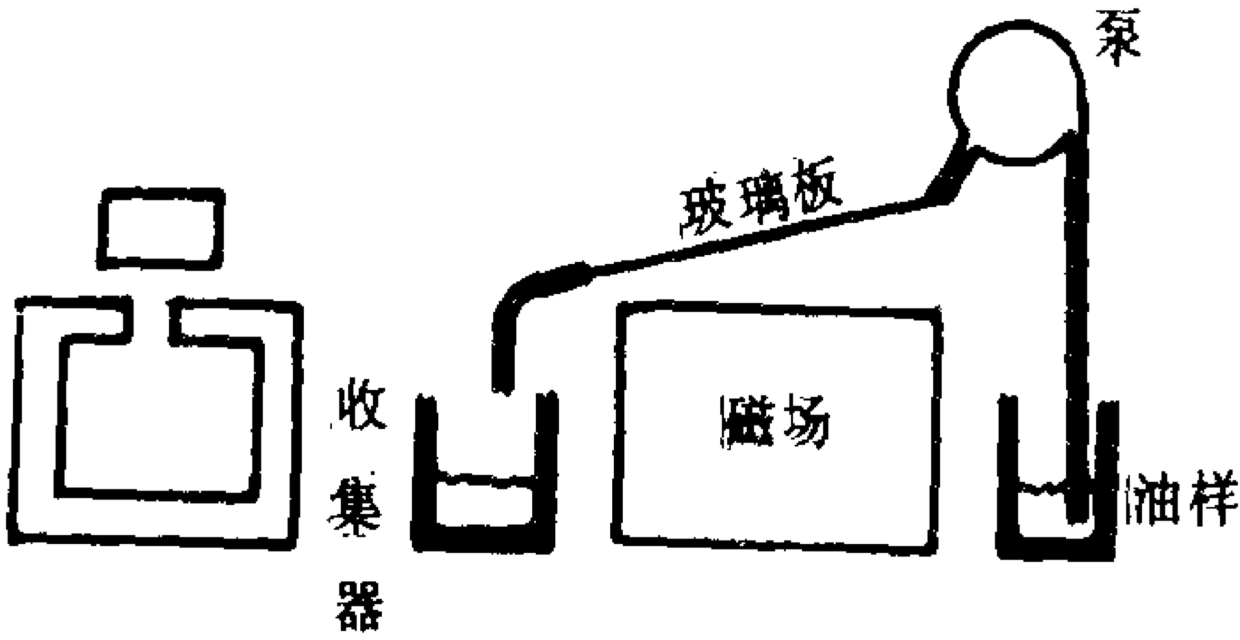


图 4.1.11-64　铁谱分析装置简图

4）铁谱分析法

铁谱分析法是把经一定的严格操作步骤处理的油样稀释在玻璃试管或玻璃片上，使之通过一个强磁场，在强磁场作用下，不同大小的金属颗粒所能通过的距离不同。根据油样中颗

Z

粒沉淀的情况，即可判断机器部件的磨损程度。图 4.1.11-64 系铁谱分析装置简图。低稳定排量 0.25 cm³/min 的油泵使油样流过玻璃板，在磁场作用下金属颗粒就会按大小沉淀，大颗粒首先沉淀；小颗粒流动距离最长。用光学或电子显微镜观察沉淀颗粒的形貌，从颗粒光泽判断其成分。这种方法可提供磨损颗粒的数量、粒度大小、形态和成分等四种信息，但对非磁性材料不敏感，适于 10～50 μm的颗粒检测。

5）其它方法

如油渍试验法、比色试验法、放射性同位素法等。

4.5.2 直接测量法

直接测量法是近年来发展的一种磨损监控新技术。它可通过装设在磨损部件上直接承受的磨损的专门传感器，实现对该零件磨损的直接监控（如气缸套磨损的监控），或通过无接触点的磁电式传感器测量某些部件（如活塞环）的磨损量。

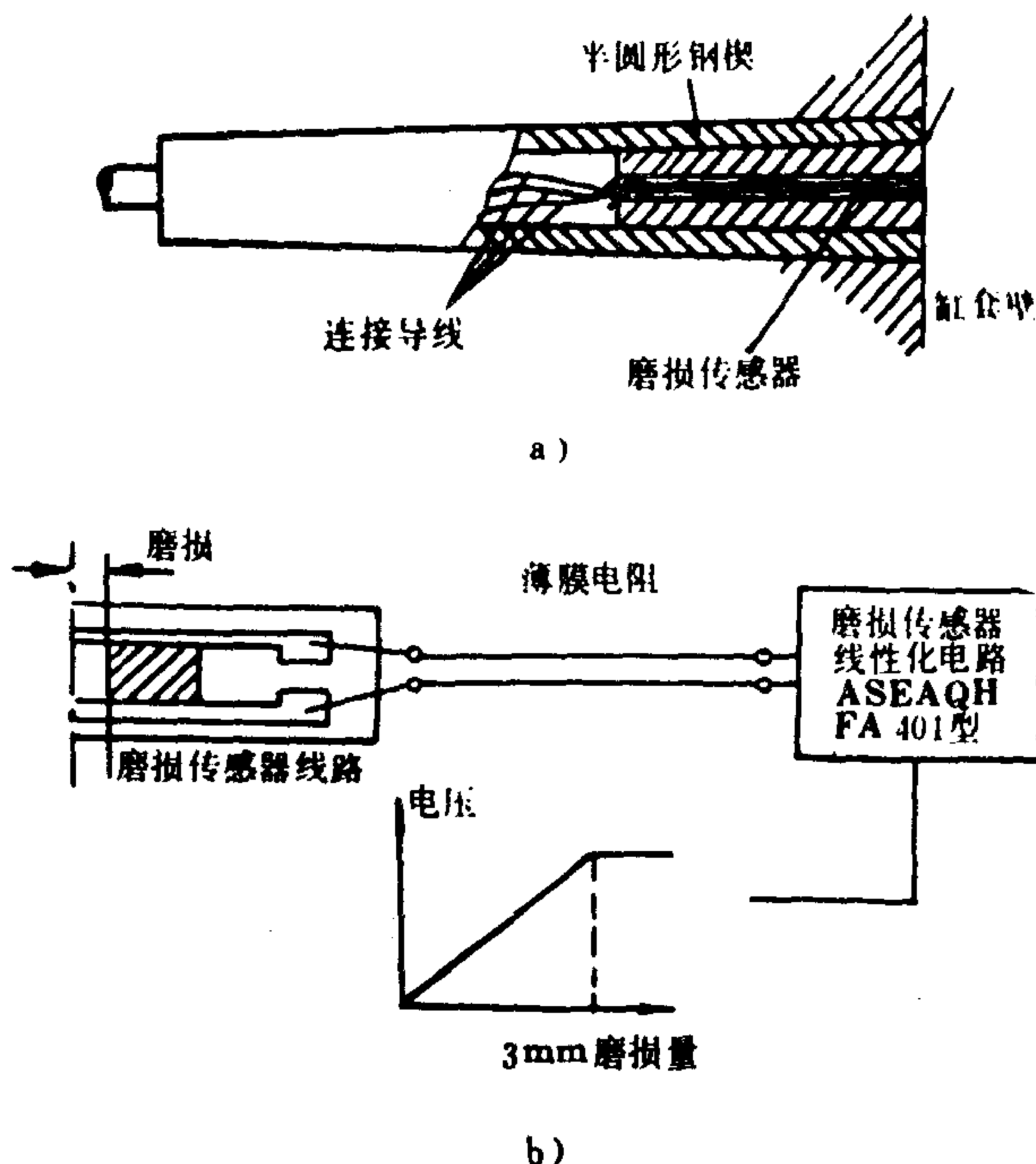


图 4.1.11-65 气缸套磨损传感器

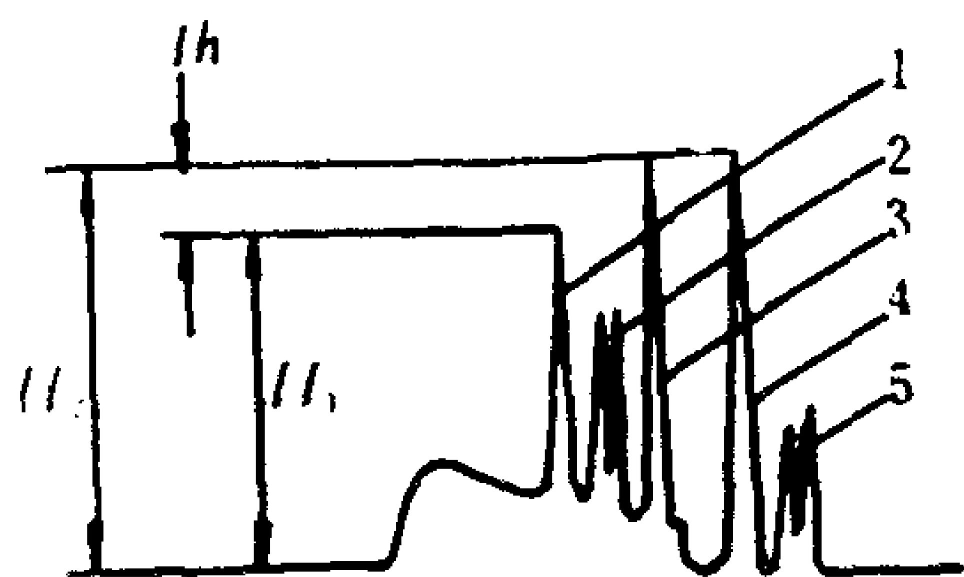


图 4.1.11-66 活塞环磨损波形图
1-镀铬第 1 道环； 2-第 1 道压缩环； 3-第 2 道压缩环； 4-第 3 道压缩环； 5-刮油环

图 4.1.11-65 a）是一种使用普遍的测量气缸磨损量的传感器。图b）是其输出波形图。这种传感器是一种薄膜电阻，安装在缸套特定部位表面并与气缸套表面平齐，直接承受磨损。它的电阻变化与自身磨损量成比例，由它的输出电阻变化即可确定缸套的磨损量。此法灵敏度高，测量范围大（从μm到mm）。

图 4.1.11-66 是活塞环磨损波形图。它使用磁电式传感器。传感器穿过气缸冷却水空间安装在缸套工作表面，但与活塞环不直接接触。活塞环经过时，传感器发出脉冲信号，其幅值随测量距离和材料磁性强弱而变。此输出脉冲信号经专门电路进行处理以排除活塞环粘住和搭口间隙对正传感器的影响。波形高度差Δh的变化反映第 1 道镀铬环的磨损量。试验证实Δh变化量与镀铬厚度变化成正比，由此可连续监控活塞环的磨损量。

参 考 文 献

〔1〕杨光昇、魏荣年主编：柴油机测试技术（修订本），国防工业出版社，1984
〔2〕马元骥、施润昌主编：内燃机测试技术，浙江大学出版社，1986
〔3〕叶大均主编：热力机械测试技术，机械工业出版社，1981

〔4〕闵光泽、张传铎编：柴油机试验，中国农业机械出版社，1984
〔5〕LCR Lilly：Diesel Engine Reference Book，London，1984
〔6〕Pounder's Marine Diesel Engine，London，1984
〔7〕内燃机台架性能试验方法、标准环境状况及功率燃油消耗和机油消耗的标定(GB1105.1--87)，中国标准出版社，1987
〔8〕内燃机台架性能试验方法GB1105.2—87，中国标准出版社，1987
〔9〕机械工程手册、电机工程手册编辑委员会编：机械工程手册（9），机械工业出版社，1982
〔10〕船用柴油机设计手册编辑委员会编：船用柴油机设计手册（七）试验与测量，国防工业出版社，1982
〔11〕中华人民共和国船舶检验局：钢质海船入级与建造规范(1983)，人民交通出版社，1982

第12章　常见故障和维修

1　故障的类型和统计分析

1.1　故障的形成及类型

1.1.1　故障的形成

柴油机工作中存在着诸如磨损、腐蚀和变形等一系列形成故障的动因，这些动因达到一定程度就会引起部件损伤并改变柴油机工作参数，当参数超过允许范围时便造成故障。如图4.1.12-1所示。

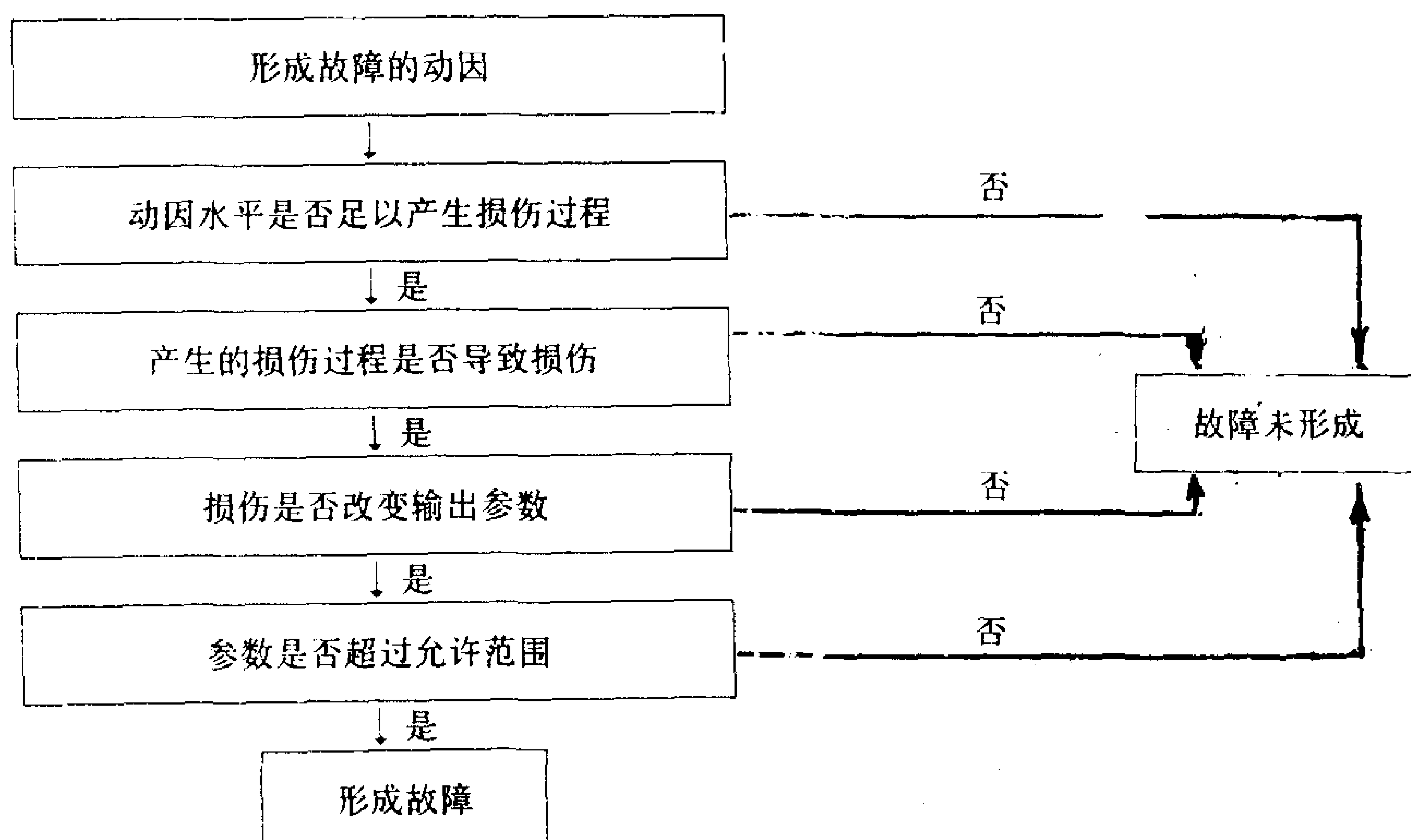


图4.1.12-1　故障的形成

1.1.2　故障的类型

研究故障的目的不同，分类方法也不相同。表4.1.12-1示出了六种分类方法。

表4.1.12-1　**故障的分类**

分类方法	种类	说明
根据故障引起的后果	未引起停航的局部故障	如柴油主机技术状态恶化，船舶需减速航行
	引起短时间停航的重大故障	迫使船舶在海上停航的时间，货船不应超过6 h，客船不应超过2 h，主要用更换备件方法加以消除。如由于裂纹，必须更换气缸盖
	引起长时间停航的重大故障	迫使船舶停航修理，如曲轴裂纹

分类方法	种类	说明
根据故障历程的性质	渐进性故障	因磨损、腐蚀、脏污、材料老化等过程延续所致。如轴承间隙磨损到极限而损坏
	突发性故障	因外界不良因素偶然作用、船员的操作失误等原因所致。其特征为一个或几个参数发生突变。如滑油中断引起轴瓦金属的烧熔
	复杂性故障	因磨损过程和外界环境不良的双重因素作用所致。如已经磨损的轴承当遇到外界负荷增加，调速器随之加大油量而产生龟裂
根据故障产生的原因	人为故障	因管理人员技术水平低，保养维修不良，违章操作，玩忽职守等原因所致
	机械故障	由材质、结构、工艺方面的缺陷和磨损等因素造成
根据故障产生的部位	按发生故障部件名称给故障冠以对应的名称	如活塞故障，十字头轴承故障等
根据故障发生的时期	初期故障	在使用初期发生的故障，主要由设计制造上的缺陷或使用环境的不合适所引起
	偶然故障	在初期故障期后至磨损故障期以前的时间内发生的故障
	磨损故障	此时，由于磨损、疲劳、老化等原因，使故障率明显增高
根据引起故障原因数量	单原因故障 双原因故障 多原因故障	

1.2 故障的统计分析

1.2.1 故障统计

表 4.1.12-2 ~ 9 所示为各类故障的统计。

表 4.1.12-2　**中远船舶主机故障情况①**

损伤部位	主要损伤形式	故障次数	百分比%	故障性质②	
				责任事故	机械事故
活塞	裂纹、破碎、冷却机构损坏	10	19.2	4	6
气缸套	裂纹、破碎、漏水	7	13.4	3	4
十字头轴承	烧熔	4	7.69		4
曲轴轴承	烧熔	3	5.76	2	1
燃油系统	高压油管爆裂、喷油泵体裂纹	4	7.69		4
传动装置	断齿、链轮裂	4	7.69	2	2
曲轴	疲劳断裂、过度磨损	3	5.76	1	2
增压器	喷嘴环、压气机叶轮和扩压器损坏	3	5.76	1	2
贯穿螺栓	折断	2	3.84		2
排气阀	烧坏	2	3.84		2
气缸盖	裂纹	1	1.92		1
凸轮轴	折断	1	1.92	1	

续上表

损伤部位	主要损伤形式	故障次数	百分比%	故障性质②	
				责任事故	机械事故
操纵系统	起动阀漏气	1	1.92	1	
曲轴箱爆炸		3	5.76	1	2
拉缸		2	3.84		2
曲轴箱进水、滑油乳化变质		2	3.84	1	1
总计		52	100	17	35

① 资料来源于中远总公司所属各远洋公司部分船舶年度机损事故总结。统计数量912船年。统计时间1981～1986年。表中所列均属经济损失较大的故障。若一次故障损伤多个部件，表中只统计一次，记在损伤最严重的部件上。

② 责任事故系指人为造成的直接事故。

表 4.1.12-3　**日本船舶主机故障情况**

损伤部位＼年份	1980	1981	1982	1983	合计	%
气缸活塞系	66	85	60	33	244	47.8
曲轴系	61	57	61	38	217	42.5
凸轮轴系	2	11	1	2	16	3.1
增压器	8	4	6	6	24	4.7
机座	1	1	2	1	5	1.0
调速器	2	1	0	0	3	0.6
喷油泵	0	1	0	0	1	0.2
合计	140	160	130	80	510	100

注：以日本海难审判厅的判决录为原始资料。

表 4.1.12-4　**英国劳埃德船级社对柴油主机故障统计**

主机总功率 kW(PS)	5882.4 以下 (8000)		5882.4～13234.6 (8000～18 000)		13235 以上 (18 000)		小计		%	
装置类型＼损伤部位	低速	中速	低速	中速	低速	中速	低速	中速	低速	中速
气缸套	14	13	130	10	33	5	177	28	14.6	4.9
气缸盖	9	16	37	6	28	5	74	27	6.1	4.8
活塞	9	14	103	28	31	17	143	59	11.8	10.4
气缸体	4	4	39	5	9	2	52	11	4.3	1.9
气阀	9	25	14	17	9	6	32	48	2.6	8.5
十字头轴承	32	0	148	1	46	0	226	1	18.7	0.2
连杆大端轴承	12	24	61	24	24	15	97	63	8.1	11.1
曲轴、主轴承	5	29	27	25	14	22	46	76	3.8	13.4
喷油泵	3	4	19	8	2	1	24	13	1.1	2.3
泵传动装置	0	4	0	0	0	0	0	4	0	0.7
传动齿轮	3	20	17	4	8	8	28	32	2.3	5.7
增压器	16	25	99	25	38	16	153	66	12.6	11.7

续上表

主机总功率 kW(PS)	5882.4 以下 (8000)		5882.4～13234.6 (8000～18 000)		13235 以上 (18 000)		小计		%	
装置类型 ＼ 损伤部位	低速	中速	低速	中速	低速	中速	低速	中速	低速	中速
凸轮轴	3	16	7	8	12	1	22	25	1.8	4.4
机座	1	22	1	18	0	2	2	42	0.2	7.4
曲轴箱	0	1	1	2	0	2	1	5	0.1	0.9
机架	0	1	19	4	6	0	25	5	2.1	0.9
调速器	3	6	1	6	0	0	4	12	0.2	2.1
基座	2	4	7	5	5	1	14	10	1.2	1.8
扫气通道	0	0	6	1	5	0	11	1	1.0	0.2
其它	9	18	56	12	15	8	80	38	6.6	6.7
合计	134	246	792	209	285	111	1211	566	100	100

注：资料取自 1972～1977 年间建造的 2000 载重吨以上的柴油机船，从开始营运起到 1978 年 12 月末的营运记录。

表 4.1.12-5　**四种主要机型的故障统计**

主机类型	艘数	航行时间 h	故障次数	故障率	停车时间 h	停车次数	平均停车时间 h	减速时间 h	减速次数	平均减速时间 h	船内修理率	人×小时率（人·h）
A	15	424,044	2880	6.79	526.1	330	1.59	829	158	5.25	78.4	17.1
B	18	464,823	3203	6.89	582	407	1.43	195.2	98	1.99	83.1	15.6
C	10	205,520	1388	6.75	236	156	1.51	287.8	58	4.96	82.7	11.8
D	3	19,731	50	2.53	5.5	8	0.69	5.4	5	1.08	84.0	16.8
合计或平均	46	1114,118	7521	6.75	1349.6	901	1.50	1317.4	319	4.13	82.1	15.3

注：根据 1965～1975 年间 46 艘安装世界四种主要机型（低速）船舶的故障资料。
故障率—每艘船航行 1000 h发生故障的次数。
船内修理率—全部故障中由船员亲自修理的故障所占的比例。
人×小时率—船员每修理一次故障所需的工时数。

表 4.1.12-6　**中远船舶柴油辅机故障情况①**

损伤部位	主要损伤形式	故障次数	故障百分比 %	故障性质②	
				责任事故	机械事故
主轴承	烧熔	14	18.42	9	5
曲轴	折断、烧损、拉毛、腐蚀	12	15.78	2	10
气缸套	拉毛、破碎	10	13.15	6	4
连杆大端轴承	烧熔	9	11.84	4	5
活塞	裂纹、拉毛	5	6.57	2	3
连杆螺栓	断裂	5	6.57	2	3
传动齿轮	断齿	5	6.57		5
燃油系统	滚轮导套损坏	3	3.94	2	1
调速器	轴断	3	3.94		3
增压器	叶轮打坏、喘振	3	3.94	1	2
排气阀	阀头掉入缸内	2	2.63	1	1

续上表

损伤部位	主要损伤形式	故障次数	故障百分比 %	故障性质②	
				责任事故	机械事故
气缸盖	裂纹	1	1.31	1	
机架	裂纹	1	1.31	1	
飞车		3	3.94	1	2
总计		76	100	32	44

① 同表 4.1.12-2①
② 同表 4.1.12-2②

表 4.1.12-7 某中速主机故障概况①

故障部位		排气阀	温度传感器	气缸注油器	操纵装置	喷油泵	进排气管	喷油器	各种轴承	喷油系统	增压器	气缸盖	空冷器	进气阀	弹性联轴器	合计
次数		38	28	17	14	12	8	8	8	6	5	2	3	2	1	152
平均维修工时数 h②		18.1	1.4	1.4	3.8	9.5	9.8	11.5		4.3		1.0	3.0	10.0		
停车故障	次数	29		2	3	5	2	2		3						
	总时间 h	66.1		1.3	1.0	3.3	3.8	2.0		3.3						
减速故障	次数	4			2	2										
	总时间 h	25			1:8	7.0										

注：①该主机为四冲程，V型，16缸，11764.7 kW(16 000 PS)，430 r/min。实船调查时间自 1978 年至 1982 年，共航行 28 744 h。

②平均维修工时数是指一次故障所需的工时数（人·h/次）。

表 4.1.12-8 自动化船舶机械设备故障情况

项目	故障发生率		故障型式	
	二冲程机船	四冲程机船	初期故障型	偶然故障型
燃油净化器	H	H		○
辅锅炉排气节能器	H	H	○	
管路及其附件	H	H	○	
辅机控制设备	H	H	○	
一般控制设备	H	H	○	
主机本身	M	H		○
主机控制设备	M	H		○
电气设备	M	M	○	
舱柜、泵和辅锅炉的液位传感器控制设备	M	M		○
发电装置	L	L		○

注：H——故障率高，多于 6 次/10 000 运转小时；
M——故障率中等，2～6 次/10 000 运转小时；
L——故障率低，少于 2 次/10 000 运转小时。

1.2.2 统计分析

由于以上统计资料的来源、统计方法、统计范围的不同，以及某些事故报告有可能存在失真现象，故统计结果间存在某些出入，但故障发生的规律性可由此窥见一斑。

1)在低速柴油机中，发生故障最多的部件是活塞、气缸套和十字头轴承。(见表4.1.12-

表 4.1.12-9

损伤原因的统计①

年份＼原因	设计或制造的原因								操作管理原理											合计
	结构不良	材质有缺陷	加工工艺缺陷	报警装置缺陷	劣化和磨损	外部负荷或摇摆和振动	其它	小计	作业信息的提供和传输不完备	工作不仔细	判断错误	操作错误	管理不善	违章	指挥命令不当	检查不及时	保养和维修不良	其它	小计	
1980	16	36	4	17	3	17	11	104	11	37	23	16	17	14	3	34	70	3	228	.332
1981	19	31	4	13	6	10	17	100	7	43	28	18	33	16	4	68	73	4	294	394
1982	12	29	5	20	4	13	13	96	5	38	21	12	25	7	11	42	66	3	230	326
1983	3	26	1	10	3	7	6	56	6	25	16	13	11	6	10	31	33	3	154	210
合计	50	122	14	60	16	47	47	356	29	143	88	59	86	43	28	175	242	13	906	1262
%	4.0	9.7	1.1	4.8	1.3	3.7	3.7	28.2	2.3	11.3	7.0	4.7	6.8	3.4	2.2	13.9	19.2	1.0	71.8	100
原因数量 1(113次)	10	19	6	1	1	3	2	42 (37.2%)	1	1	6	2	6	2	0	12	38	3	71 (62.8%)	113 (100%)
原因数量 2以上(316次)	28	54	4	12	8	27	22	155 (24.5%)	20	67	41	23	48	25	15	102	129	6	477 (75.5%)	632 (100%)
原因数量 3以上(171次)	12	49	4	47	17	17	23	159 (30.8%)	8	75	41	34	31	16	13	61	75	4	358 (69.2%)	517 (100%)

① 以日本海难审判厅的判决录为原始资料。

2～4）。

2）在主机的故障中，造成停车的故障次数相当可观。（见表4.1.12-5），停车故障次数要占总故障次数的1/8左右，而每次停车时间平均达1.5h。另外，象曲轴箱爆炸以及严重拉缸等故障也时有发生，所造成的后果就更为严重。

3）在中速机（包括大功率中速主机和发电辅机）中，曲轴及其轴承的故障比较突出（见表4.1.12-4，4.1.12-6）。这是因为中速机对滑油压力、滑油质量比较敏感，而且燃烧产物容易进入滑油中。另外，四冲程柴油机连杆大端固紧螺栓所承受的应力周期变化，远比二冲程柴油机复杂和严重，容易疲劳断裂。

4）中速机的气阀（特别是排气阀）故障发生率相当高（见表4.1.12-4，4.1.12-7），对正常航行造成一定威胁。

5）表4.1.12-8为日本海事协会对1983年底以前入级的758艘自动化船舶的故障统计。该协会指出，影响航行的机器故障主要有主机本身、主机的控制设备、燃油和滑油滤器等，主机本身故障中以燃烧室零部件为大多数。主机的控制设备故障中，电控制器占第一位。在监视装置中，温度传感器的故障最多。当主机发生影响航行的故障时，绝大多数情况下采用手动操作方式。

6）由表4.1.12-9可见，由于人为原因造成的故障占71%以上，且故障的出现往往由多种原因引起，仅由一种原因造成的损伤则比较少。

7）从上述各点不难看出，提高柴油机的可靠性应从两方面着手：一方面，对于柴油机的重要部件，特别是燃烧室部件和曲轴轴承等，必须进一步优化设计、选材和工艺过程，减少因设计、制造的原因所造成的故障；另一方面，人为原因的造成故障的比例越来越突出，60年代中期仅占41%，70年代后五年平均占58%，而1980～1983年平均超过71%，甚至达到80%以上。这表明这些年来，管理人员的技术水平的提高落后于机器方面的进步。必须提高船员素质和工作责任心，加强现代科技知识、管理能力和实际技能的学习和训练。还应十分重视对低职务船员的培训(据统计，人为错误所占的比重低职务船员高于高职务船员)。此外，为了减少人为过失，根据船上工作环境、船员心理特征和船员职业特点，研制可以减少人为过失的符合人机工程学原理的发动机系统也非常有意义。

2 常见故障及其排除

2.1 概述

运转中的增压柴油机由于压气机、废气涡轮和发动机各部分间的相互影响，使很多故障具有复杂性和综合性。有关柴油机主要部件的故障已在前述各章节中作了阐述，这里仅介绍一些常见的综合性故障。

图4.1.12-2示出了常见故障原因，表4.1.12-10示出了当周围环境变化或出现某些故障时对增压柴油机一些参数所产生的影响，它们反映了柴油机中常见故障的概貌。

柴油机在船舶上主要用作主机和发电辅机，虽然它们的不少故障具有共性，但由于它们的结构和所带负荷的性质不同，有些故障各具其特点，为了说明问题方便，下面将其分开叙述。

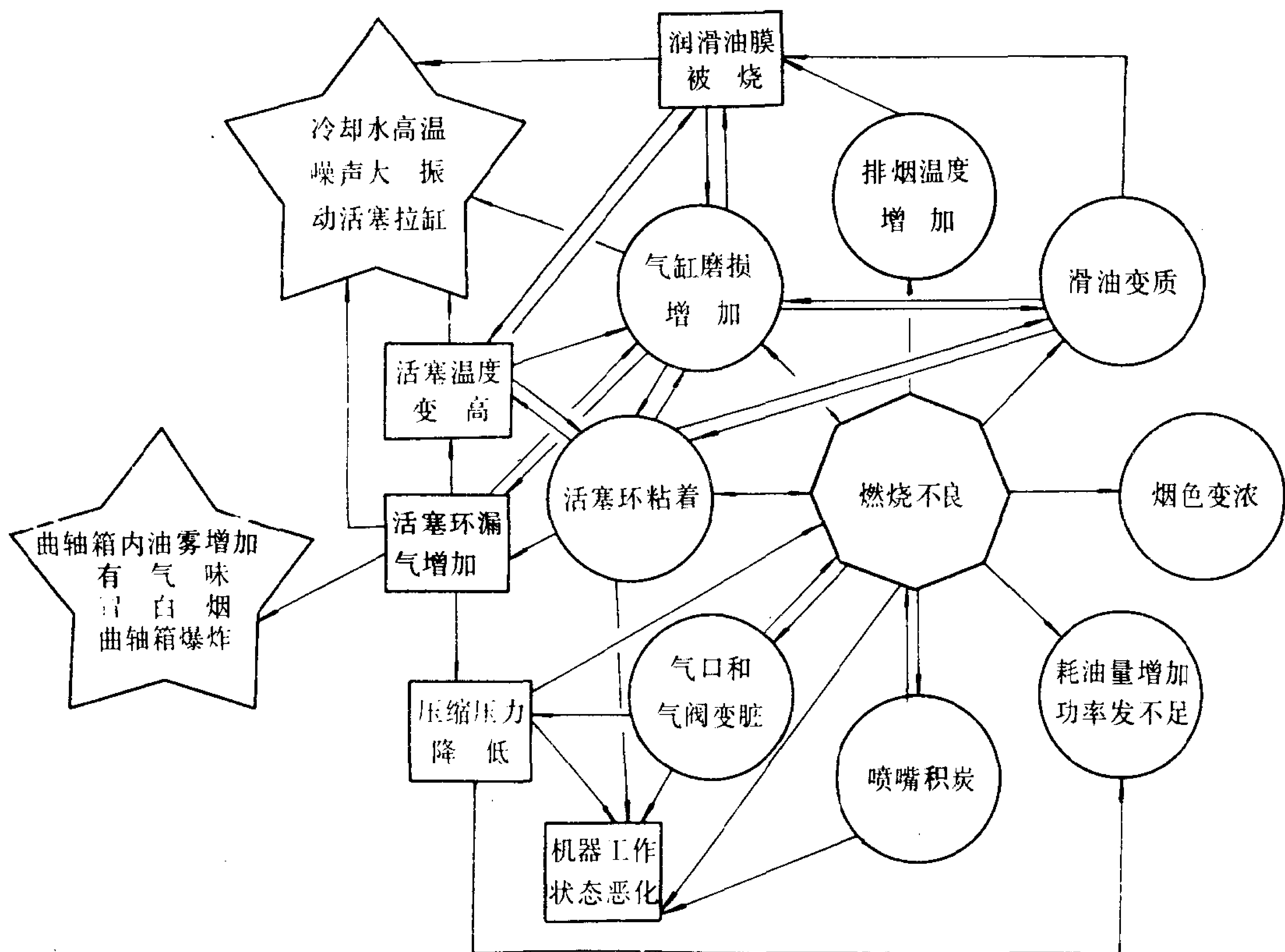


图 4.1.12-2 柴油机产生故障的原因简图

表 4.1.12-10 **环境变化或某些故障对参数的影响**

被影响参数 \ 变化或故障	大气压力增加	环境温度增加	海水温度增加	涡轮后的背压增加	空气滤清器压降增加	空冷器压降增加	涡轮喷嘴局部被堵	涡轮效率降低	压气机效率降低	空冷器效率降低	柴油机进气受阻
增压压力	×	−	×	−	−	−	+	−	−	×	−
空冷器前温度	−	+	+	−	×	−	+	−	×	×	−
空冷器后温度	×	+	+	×	×	×	×	−	×	+	×
涡轮前温度	−	+	+	+	+	+	−	+	+	+	+
涡轮后温度	−	+	+	+	+	+	−	+	+	+	+
排气总管平均压力	×	−	×	+	−	−	+	−	−	×	−
涡轮转速	−	+	×	−	×	−	+	−	−	×	−
空燃比	+	−	−	−	−	−	+	−	−	−	−
压缩压力	×	−	×	−	−	−	+	−	−	−	−
最高爆发压力	+	−	−	−	−	−	+	−	−	−	−

注：×：变化很小；+：增加；−：减少

2.2 主机常见故障及其排除

2.2.1 柴油机拉缸

2.2.1.1 概念

柴油机运转中，在活塞（包括活塞环）运动表面和气缸套工作表面上出现划痕、拉伤和咬缸等损伤称为拉缸。

2.2.1.2 现象

轻微的拉缸在柴油机运转中有时难以发现，若发展到某种程度其现象就比较明显。一般表现为柴油机和增压器转速下降，气缸和活塞冷却液排出温度升高，活塞下部空间发热，甚至发出油焦气味和冒烟，有时还可听到气缸中有异常声响。拉缸严重时转速表会波动，柴油机运转不均匀度增加甚至自行停车。在吊缸检查时，若拉缸轻微，可在活塞环、活塞及气缸套工作表面的某些部位发现宽度和颜色都不规则的擦伤区，在活塞环上出现划痕，上、下边缘呈现锋利毛刺。稍严重一些，擦伤区被拉毛，活塞环有时要粘着或断裂。更有甚者会发生活塞裙和气缸套裂纹、破碎，直至活塞咬死在缸套内。

2.2.1.3 原因

柴油机在正常工作时，活塞环、活塞裙和气缸套的工作表面上都有一层很薄的油膜，若油膜建立不起来或被损坏，两个滑动面上的高峰便会出现接触、干摩擦、发热、粘着和撕裂等现象。在这个过程中，粘着的点被加热到焊接温度，随后又快速冷却形成薄的硬化层。硬化层不断被破坏和脱落，出现粘着磨损。这种粘着磨损有可能因油膜的恢复而停止，也可能因继续缺油而发展形成大面积烧伤即拉缸。拉缸的主要原因示于图 4.1.12-3 。

2.2.1.4 应急措施

在发现有拉缸征兆时，应立即采取下列措施：①降速运转(减少供油量)；②对发生故障的气缸实行单缸停油；③加强该缸润滑；④加强该缸活塞冷却，但不要加强气缸套的冷却，以免气缸套收缩将活塞咬住；⑤打开该缸示动阀，以便放出气缸中的热量和污物。在查明原因并排除故障后可重新恢复该缸供油，加强观察，若无异常可逐渐加速，直至正常运转，但到港后要做吊缸检查，以消除隐患。

若引起拉缸的原因一时难以查清，在海况允许的情况下，要进行停机检查。在海况不允许停车时，只好继续维持单缸停油运行。这时还要增做以下工作：适当减少该缸气缸油供应量，定期开启示功阀，其它各缸的负荷要调节适当；若增压器喘振、发动机振动严重或排烟温度超出正常值，应再进一步减少燃油供应。

若拉缸故障发现较晚，活塞和气缸套已严重损伤不允许继续运转，在无法修复和无备件更换的情况下，可把活塞拆出实行封缸运行。封缸应做的工作要严格按说明书规定进行。

2.2.2 扫气箱着火

2.2.2.1 现象

扫气箱着火时以下现象均有可能出现：①排气温度升高，排气颜色变黑；②扫气箱过热，扫气箱外表面油漆变色起泡并发出烧焦气味；③打开扫气箱泄放旋塞时，有烟甚至有火冒出；④转速有所降低；⑤在扫气箱中积聚污物较多的情况下，还有可能使扫气箱安全阀跳开，发生扫气箱爆炸；⑥拆开检查时，容易发现活塞杆填料、扫气箱进气止回阀烧坏，缸套密封圈失效漏水，甚至有可能产生缸套裂纹和拉缸。

2.2.2.2 原因

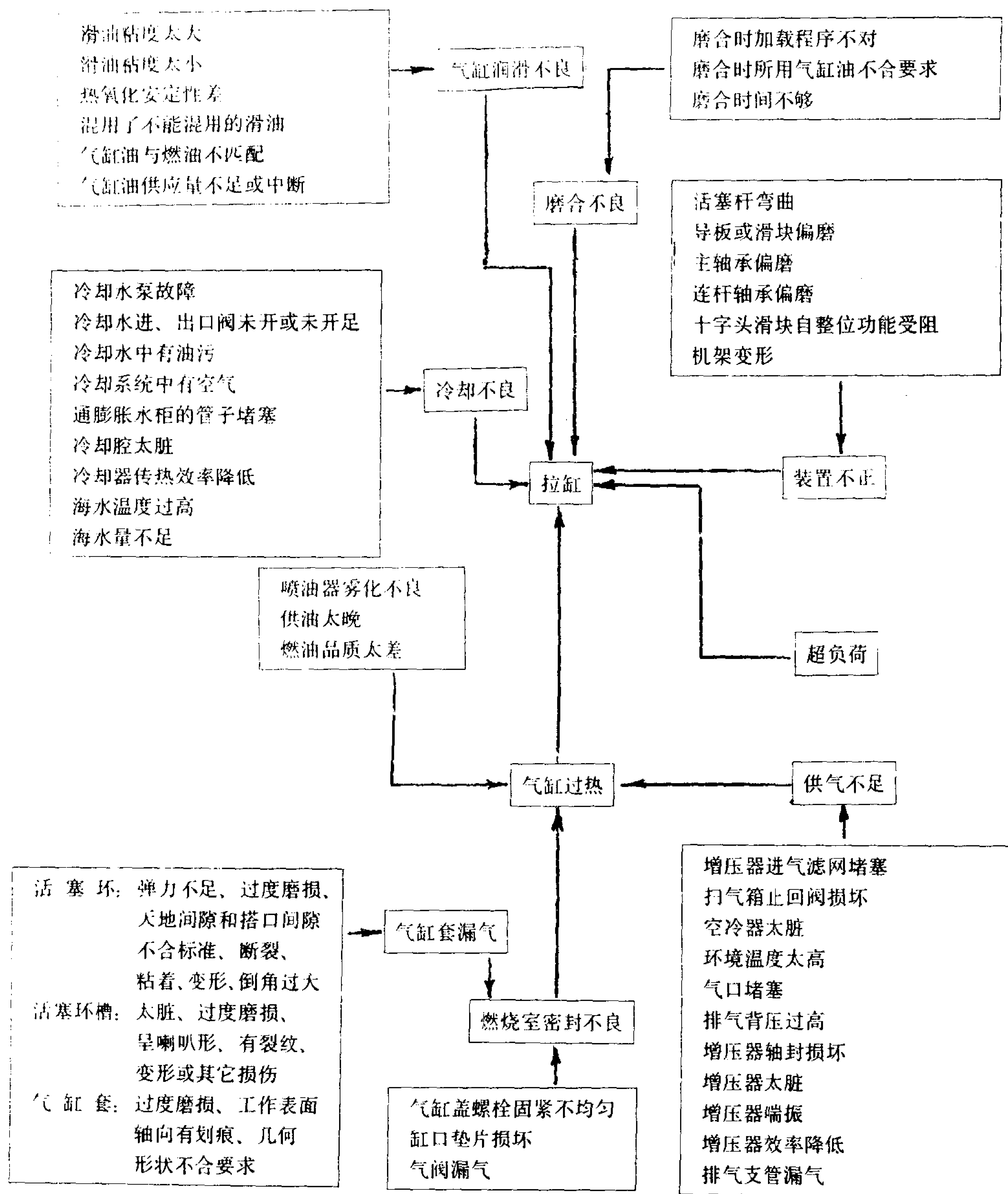


图 4.1.12-3　拉缸的原因

扫气箱着火的可能原因有：①气缸套漏气（图 4.1.12-3）。气缸漏气时，燃气会漏到活塞底部或从扫气口吹入扫气箱引起扫气箱着火；②排气背压升高。排气口堵塞，排气管中增压器前所设的防金属碎片滤网堵塞，增压器喷嘴环及叶轮太脏，余热锅炉排烟转换板故障。这些情况都容易引起扫气口打开时燃气倒冲入扫气箱而引起着火；③后燃严重。排气正时太晚，喷油器雾化不良，喷油正时太晚，换用了燃烧性能差的燃油，供气量不足，扫气口堵塞，这些因素会使燃烧不良、燃烧时间拖长；④柴油机处于超负荷低转速的运行状态。船舶加速时轮机员加油太快，船舶进入浅水水域或窄航道，船舶污底顶风，在这些情况下若没有相应

地减少给油量使容易处在超负荷状态；⑤喷油器漏油严重或针阀卡死在开启位置。在这种情况下，开车前进行燃油系统充油驱气时，会使燃油流入燃烧室，进而流入扫气箱，当起动柴油机时不仅容易发生扫气箱着火，而且还容易造成扫气箱爆炸；⑥气缸油太多，扫气箱中污物未及时清除；⑦气缸套或活塞杆填料函因某种原因发生过度摩擦，出现热点

2.2.2.3 着火后应采取的措施

在允许停车的情况下应立即停车，（这样可避免产生增压器的鼓风作用），停车后马上搭上盘车机进行盘车，利用手摇注油器向气缸内注入适量气缸油，以降低缸套和活塞温度，有利于灭火。

在不允许停车时，应立即降低转速并对发生故障的气缸实行单缸停油。此时若火势不大，确信扫气箱中油污也不太多，就可让其自行燃烧直至熄灭。若可燃物多且火势较大，要立即采取灭火措施，用泡沫灭火或将蒸汽喷入扫气箱中，也可用CO_2灭火。但应注意CO_2灭火时容易使高温下的部件突然受冷而碎裂，因此应在迫不得已的情况下方可使用。在火势较猛的严重情况下，在曲轴箱中也应采取一定灭火措施，例如喷入CO_2，以免发生曲轴箱爆炸。在采取措施过程中，人员要尽量避免停在曲轴箱防爆门及扫气箱安全阀周围。在火熄灭后柴油机尚未充分冷却以前不要打开扫气箱和曲轴箱道门。除认真查找故障原因并予以消除外，待柴油机充分冷却后，还应尽早找机会做好以下工作：①彻底清洁扫气箱内壁；②盘车并检查气缸套、活塞、活塞杆，注意查看是否有裂纹和其它损伤；③检查扫气箱内壁、底板、活塞杆填料函、扫气止回阀等是否有裂纹、变形，各固紧螺栓是否有松动现象。待以上工作做完找出原因加以消除，并确认一切正常后方可使柴油机投入正常运转。

2.2.3 曲轴箱爆炸

2.2.3.1 征兆

曲轴箱爆炸前的征兆一般表现为：滑油温度较高，曲轴箱壁发热，在曲轴箱透气管出口外有较多的白蓝色油雾出现和发出异常油味；有时在曲轴箱中有金属敲击声和转速下降现象。在设置曲轴箱油雾检测器的情况下，可发现油雾浓度增加并发出声光警报。

2.2.3.2 爆炸条件

如空气和油雾的化学计量比例大约在 100：1（爆炸下限）以下和 7：1（爆炸上限）以上时，即使有热源点燃也不会爆炸。柴油机在正常运行中，曲轴箱中虽然存在着空气以及曲柄连杆机构甩出的微细油滴，但因油雾浓度太薄，故不会发生爆炸现象。当曲轴箱内部出现局部过热的部件时，飞溅在过热部件表面上的油滴就会汽化成油气，这些油气离开热源表面又被冷凝成很细的油雾。若这些油雾和空气之比达到爆炸范围，当遇到热源点燃时就可能发生曲轴箱爆炸。因此，曲轴箱爆炸的必备条件是：曲轴箱中出现了高温热源和油雾浓度处在爆炸范围内。燃油漏入曲轴箱中会降低滑油的着火温度，从而能使油雾在较低的温度下产生爆炸。

2.2.3.3 爆炸原因

1）曲轴箱中轴承过热。如主轴承、曲柄销轴承、十字头轴承和滑块、凸轮轴传动机构的轴承以及推力轴承等。这些轴承在间隙不合适、滑油品质不良、油量不足、轴颈粗糙等情况下能成为高温热源。

2）活塞杆和填料函过热。若活塞杆填料函中密封环组失效，活塞杆偏磨或有深的拉痕（槽），均会使扫气箱中空气吹入曲轴箱，加速油滴雾化。当活塞杆弯曲或与填料函对中不良时，摩擦发热也会起到引燃作用。

3）扫气箱着火时（见本章 2.2.2）不但热气或烟火易吹入曲轴箱，而且气缸底部隔板也会发热。

4）运动部件松脱。部件松脱后使部件间发生撞击，促使其温度升高。

5）轴系扭转振动严重，曲轴上有节点时，节点处温度很高，也可起到高温热源作用。

2.2.3.4　爆炸后应采取的措施

在发现曲轴箱面临爆炸危险时，应立即停车，用盘车机盘车，在机舱内停止明火作业和吸烟，加强轴承润滑，关掉燃油输送泵，做好灭火准备，向曲轴箱内施放CO_2，向曲轴箱外壁喷水降温，人员尽量不在防爆门侧停留。应注意停车后至少在 15～20 min之内不要打开曲轴箱道门，待机器冷却后关掉滑油泵，这时打开曲轴箱道门仔细检查（不准持裸露的灯进入曲轴箱），找出高温热源并弄清原因予以消除。当曲轴箱防爆门冲开引起机舱着火时，切不可打开曲轴箱道门灭火，以免引起二次爆炸。如果发生第二次爆炸，则将比第一次爆炸严重得多。

2.2.4　各缸负荷不均

各缸负荷不均容易使负荷大的缸超负荷，使发动机振动加剧，燃烧室部件产生裂纹，轴承损坏以及有可能引起拉缸等事故，而且还直接影响到发动机的经济性。

2.2.4.1　判断依据

各缸负荷是否均匀可通过比较各缸平均指示（有效）压力值的高低来判断。若有的缸平均指示（有效）压力值与各缸平均值之差超过 0.05 MPa，就属于各缸负荷不均，应查找原因给予排除。

2.2.4.2　调节方法

由于柴油机负荷是众多参数的综合反映，在进行负荷调整前应测取同负荷关系比较密切的各参数值，这些参数主要是最高爆发压力p_z，压缩压力p_c，排烟温度T_r，冷却水温度T_w，指示功率N_i等，然后计算出它们各自的平均值。为了分析方便起见，可将以上数值汇集成表格，在分析时首先分析和平均值相差最大的气缸。表 4.1.12-11 给出常见的一些负荷不均情况和分析结论。

表 4.1.12-11　　负荷不均实例

参数＼实例	1	2	3	4	5	6	说　明
p_z	+	+	+	−	−	−	“+”：比平均值高；
p_c	=	+	=	=	−	=	“−”：比平均值低；
T_r	+	=	−	+	+	−	“=”：与平均值很接近；
T_w	+	=	$\underset{\cdot}{\approx}$	+	+	−	“$\dot{\approx}$”：略高于平均值；
N_i	+	$\dot{\approx}$	$\dot{\approx}$	$\underset{\cdot}{\approx}$	−	−	“$\underset{\cdot}{\approx}$”：略低于平均值
原因	供油量太多	压缩比太大	供油提前角太大	喷油太晚或喷油器雾化不良	气缸漏气或供气量不足或海水温度偏高	供油量太少	

续上表

参数＼实例	1	2	3	4	5	6	说　明
措施	根据喷油泵结构特点适当调小供油量	清除燃烧室壁面积炭，适当减薄压缩比调节垫片	适当把供油提前角减小	适当增加喷油泵供油提前角或更换喷油器	根据图4.1.12-3所列原因进行吊缸检查，消除不正常因素，清洗空冷器	适当减少供油量多的各缸供油量	

2.2.4.3　注意事项

在分析原因和确定调节方案时应注意以下几点：①将所测数据和新机时或以前经过正确调整后所测得的数据进行比较，这样可使得出的结论更可靠。如用新机时的$\frac{p_{co}}{p_{so}}$（p_{co}和p_{so}分别为新机时的压缩压力和扫气压力）和所测的$\frac{p_c}{p_s}$（p_c，p_s分别为所测的压缩压力和扫气压力）进行比较，若$\frac{p_{co}}{p_{so}}$明显大于$\frac{p_c}{p_s}$，说明目前该缸不是存在燃烧室漏气就是活塞顶已烧蚀，在检查活塞顶及轴承后认为它们的情况正常时，即可肯定是燃烧室漏气；②把所测数据和以前不同时期的航行记录作比较，可判断出状态发展的趋势，从而决定合适的调整时间；③在比较各缸的排烟温度时，还要注意各缸和增压器相对位置的不同以及温度计本身的误差；④在判断喷油泵供油提前角是否合适时，应在排除燃油系统的工作状态对燃烧状况的影响后再下结论，一般情况下供油正时调整是用来补偿喷油泵磨损、凸轮轴相对于曲轴位置的改变以及换用了不同品质燃油所产生的影响；⑤在进行油量调节时要把供油量多的缸往下调使其与喷油量少的缸相接近，以免破坏喷油泵的“零位”而发生不能停车的事故。

2.2.5　排气烟色不正常

从烟囱排出的烟，正常的烟色是隐约可见的淡灰色，若呈黑色、蓝色或白色，说明柴油机工作不正常。

2.2.5.1　排烟呈黑色

当气缸中燃油与空气混合不良时，处于油多气少富油区中的燃油，在高温下因受热分解形成炭粒，炭粒和炭粒或和其它燃烧产物接触将发生凝聚，并随其它燃烧产物一起排出，此时排烟便呈黑色。产生黑烟的主要原因有：①喷油器雾化不良。大多由于启阀压力太低，密封平面漏油，针阀圆柱部分及其导程间的间隙太大。针阀和阀座密封不良，喷孔磨损、部分喷孔堵塞以及针阀卡死等原因造成；②后燃严重。除喷油器雾化不良能引起后燃外，尚有喷油过迟，燃油预热温度不够，换用了燃烧性能差的燃油等原因；③燃烧室密封不良（见图4.1.12-3）；④超负荷；⑤供气不足（见图4.1.12-3）；⑥扫气箱着火（见本章2.2.2）。

2.2.5.2　排烟呈蓝色

主要是大量滑油进入气缸引起。滑油燃烧性能较差，不完全燃烧的滑油随燃烧产物排出时，排烟便呈蓝色。滑油过量的原因可能是气缸注油器注油量太大，增压器轴封损伤，也可能是活塞杆密封环组失效，或油冷活塞的活塞顶部有贯穿裂纹以及活塞组合面密封圈损坏。对四冲程柴油机刮油环装反或刮油性能变差，活塞销承间隙过大，进排气阀阀杆导套间隙过大，也会造成滑油过量。柴油机在低负荷下运转时，若喷油器滴漏或雾化极差，燃油在气缸中不能完全燃烧，以微粒状态从烟囱排出，也会使排烟呈蓝色。

2.2.5.3 排气呈白色

排气中含有较多小水滴就会使排烟呈白色。排烟中的小水滴主要是进入烟气中的水受热蒸发的结果。因此，气缸套、气缸盖、活塞（水冷）等冷却部件上有贯穿性裂纹，气缸套冷却水密封圈密封不良，增压器壳体或排烟管上有腐蚀穿孔，余热锅炉烟管管簇泄漏，空冷器管簇有泄漏等都可使排气中水分增加。若分油机净化能力差使燃油中含水较多或扫气过于潮湿，扫气温度处于露点以下，大量凝水进入气缸，也容易使排气呈白色。

2.2.6 烟囱冒火花

对于甲板上未装可燃货物的干货船，遇到烟囱冒火花时，只要注意监视和保管甲板上的船用可燃物品，如尼龙缆绳、帆布罩等，以防它们着火。一般情况下经过一段时间火花会自行熄灭，不会引起严重后果。但对于运输各种易燃品的特种船舶，烟囱冒火花将是一种极大的潜在危险，要给予特别重视，应找出原因并加以消除。

烟囱冒火花可能的原因和处理方法见表 4.1.12-12。

表 4.1.12-12 **烟囱冒火花原因及其处理**

原因	处理
1）所用燃油的燃烧特性不良，尤其是燃烧时间长和燃烧产物中所含碳质微粒多	1）根据燃油燃烧特性适当将喷油泵供油正时调前（但要注意不要形成敲缸，见本章 2.2.7。）或换用燃烧性能合适的燃油
2）不能相混的两种燃油混用	2）将不相溶的燃油分开存贮
3）排烟通道积烟炱太多	3）加强吹灰，定期水洗，清除烟道中的可燃物
4）喷油器冷却不良，雾化不好	4）改善喷油器的冷却状况或更换合乎要求的喷油器
5）燃烧室密封性不良（见图 4.1.12-3）	5）吊缸检查，恢复燃烧室密封性能
6）喷油正时太晚	6）适当调整供油提前角
7）长期低速低负荷运转，造成烟道积炭过多	7）尽量控制低速低负荷运转时间

对于装载各种易燃危险品的船舶，为确保安全起见，在烟囱内安装灭火花装置也是十分有效的。

2.2.7 燃烧敲缸

2.2.7.1 现象

燃烧敲缸是燃油燃烧不良的一种反映，是由于燃烧过程的滞燃期过长，滞燃量过大，速燃阶段的压力升高速度过快引起的。它表现为：当活塞处在上止点附近时，在柴油机的气缸中出现与正常燃烧爆炸声音不同的声响，这种异常声响清脆、有力并且尖锐，具有一定的节奏和较强的颤音。严重时会使柴油机工作的平稳性变差，振动增加，输出的有效功率降低。

2.2.7.2 诊断

燃烧敲缸和气缸中出现的其它异常声响一般可根据它们的音色不同加以区分。机械敲缸是金属和金属相撞击的结果，其声音比较钝重。燃烧室密封不良也可因气缸内高压气体漏泄而发出“嚓嚓”的漏气声，但声音较微。若气缸中落入硬质异物，其声音有突发性，并随异物敲打变形，声音也会有不规则的变化。除了根据音色加以区分外，还可以通过测取示功图和应用单缸停油法加以验证。若展开示功图的燃烧线陡度大，单缸停油后不正常声响消失，就可确定为燃烧敲缸。

2.2.7.3 原因

燃烧敲缸的可能原因如下：①喷油太早；②换用了燃烧性能差的燃油；③喷油器雾化不良甚至滴油；④压缩比太小；⑤冷却水温度太低。

2.2.8 安全阀跳开

气缸盖上的安全阀正常开启压力都比柴油机全负荷工况下缸内最高压力高出大约1.4倍。因此，安全阀在启阀压力正常的情况下跳开时，对柴油机特别是曲柄连杆机构是十分有害的。安全阀起跳原因及其处理方法如表4.1.12-13所示。

表4.1.12-13 安全阀起跳原因及其处理

原因	处理
1）在安全阀方面，弹簧预紧力不足或断裂	1）重新调整安全阀弹簧预紧力至规定值，刚度不够或断裂的弹簧换新
2）在喷油器方面，启阀压力太低或针阀卡死在开启位置	2）检查喷油器启阀压力并调至规定值。找出针阀卡死的原因酌情修复或换新
3）在喷油泵方面，供油太早，油量太大或油量调节杆失控，调油机构存在故障	3）调节喷油泵正时及油量，检查油量调节杆的连接是否有松动或断裂，拆检喷油泵调油机构，更换损伤部件
4）在燃烧室方面，气缸温度太低	4）加强暖机，适当提高气缸冷却水温度
5）在操作方面，在备车前给燃油系统充油驱气时误使燃油进入气缸；起动油量太大；加速过快或换向伺服器未处在极端位置而强行起动；多次起动失败使气缸中存油；正车换倒车太急	5）以正确方法进行充油驱气，冲车时认真观察气缸中有无积存的燃油冲出；适当控制起动给油量；在加速时注意掌握燃油手柄推进速度；检查换向伺服机构动作的灵活性，消除缺陷；注意冲车；换向注意车速
6）其它方面、曲轴红套滑移或凸轮在凸轮轴上松动	6）作为应急措施可根据滑移角度调节喷油泵正时后，减负荷运行，并尽快进厂修理；找出松动原因，重新校准正时后上紧锁牢

安全阀跳开多发生在柴油机起动的时候，这时气缸内温度低，增压器转速还没升上来，扫气压力也低，喷入的燃油不能及时燃烧，导致严重后燃，甚至延至和下一循环喷入的油一起燃烧，使气缸内压力过高。起动时安全阀跳开俗称“冷爆”。

2.2.9 转速自行变化

当柴油机燃油调节手柄位置未变而运行转速自行变化时，根据转速变化的特征，可分为以下几种情况。

2.2.9.1 转速暂时下降

转速暂时下降的常见原因及其处理方法如表4.1.12-14所示。

表4.1.12-14 转速暂时下降的原因及其处理

原因	处理
1）船舶为改变航向正在施用满舵或大舵角	1）对于单桨单机船不用采取任何措施，待回舵后转速可自行恢复。对双桨或多桨船在船速较高情况下施大舵角时，应适当降低转速（特别是内机），待航向稳定后再加至原转速
2）船舶遇顶风、斜水流，或船舶驶入浅水域、窄航道	2）适当减油降速，当外界条件正常后再恢复到原运转状态

2.2.9.2 转速逐渐下降

随着航行时间的延长，转速逐渐下降的常见原因及其检查部位如表4.1.12-15所示。

表4.1.12-15 转速逐渐下降原因

原因	检查部位
1）船体粗糙度增加	1）检查船壳腐蚀及海生物附着生长情况，尽早安排时间刮船体换锌板
2）轴系有卡阻现象	2）检查轴系各轴承及曲轴轴承是否有发热现象，各轴段上是否有外来物缠绕
3）喷油系统有故障，气缸循环喷油量减少	3）检查喷油泵柱塞偶件、喷油器针阀偶件的磨损漏油情况，各密封面的密封情况，阀式喷油泵的进回油阀的密封情况，高压油管接头处是否有渗油现象等
4）气缸供气量不足	4）检查部位见图4.1.12-3
5）燃烧室密封不良	5）检查部位见图4.1.12-3
6）燃油温度偏高	6）检查雾化加热器及燃油粘度计工作情况

2.2.9.3 转速突然下降甚至突然停车

可能原因及其处理方法如表 4.1.12-16 所示。

表 4.1.12-16 转速突然下降原因及其处理方法

原　　因	处　　理
1）日用燃油柜用空	1）转换油柜并及时向日用油柜补油
2）燃油系统中有空气	2）对燃油系统进行充油驱气
3）燃油滤器堵塞	3）换用另一并联滤器，清洗堵塞的滤器
4）气缸和活塞过热，有拉缸现象	4）通过气口或气缸上的观察孔对活塞环状况及活塞裙、气缸套工作表面进行观察，必要时吊缸仔细检查，找出拉缸原因，加以消除
5）燃油中有水	5）在沉淀燃油柜、日用燃油柜及燃油滤器处放水。检查分油机分油性能和油柜加热管系，消除发现的缺陷
6）燃油加热温度太高或太低	6）调节加温控制阀，将加热温度控制在规定范围内
7）调速器动力活塞卡死在较低油量位置或损坏	7）清洗调速器，恢复其功能。可暂时将调速器与油量调节机构脱开，柴油机油量实行人工控制，待调速器清洗或换用备件后再把油量转至调速器控制
8）超速保险装置动作	8）消除动作原因后人工复位
9）螺旋桨被鱼网或其它绳索缠绕，桨叶被硬物碰变形	9）除掉缠绕物，测校螺旋桨螺距
10）喷油泵、喷油器或高压油管存在故障	10）检查喷油泵柱塞，进、回油阀（阀式油泵）有无卡死，壳体有无裂纹，喷油器放气旋塞有无松动，喷孔是否堵塞，高压油管有无破漏和接头松脱，对找出的缺陷及时消除
11）油、水压力过低	11）暂时将油、水低压保护装置关掉，尽快查找引起过低原因，排除故障后再恢复低压保护装置工作
12）低压燃油输送泵排出压力太低	12）将泵的排出压力调至规定值

2.2.9.4 转速突然升高

转速突然升高的原因及其处理方法如表 4.1.12-17 所示。

表 4.1.12-17 转速突然升高的原因及其处理方法

原　　因	处　　理
1）螺旋桨损坏或脱落	1）根据损坏情况酌情慢车航行，但要防止有过大振动出现。四叶桨断掉一个桨叶时，可将与其对称的桨叶除掉
2）调速器与喷油泵调油机构之间的连接有松脱或断开之处，油泵自动加油	2）检查各连接环节，对故障处重新装好锁牢
3）喷油泵齿条在大油量位置卡死	3）恢复齿条的灵活性，适当多注些滑油
4）船舶在风浪中航行，螺旋桨出水	4）风浪天航行应适当多压载并将调速器设定转速调低

2.2.10 柴油机不能起动

当起动手柄（或手轮）已经置于起动位置，但柴油机起动不了，其主要原因如下述。

2.2.10.1 备车时没有完成规定程序

备车时没有完成规定程序有：①空气瓶出口阀未开。(应立即打开)；②盘车机未脱开，控制空气不能进入起动控制阀(立即脱开盘车机)；③主起动阀仍处在“手动关”位置(指自动主起动阀)，起动空气不能进入气缸起动阀（应将主起动阀置于“自动”位置)。

以上三种情况，当起动手柄动作后，将听不到气流声，由于起动控制阀上无压缩空气作用，操纵起动手柄时所用的力量会比正常时小。这些问题在开航前试车时均可发现，一般不会造成严重后果。

2.2.10.2 起动系统有故障

起动系统主要由起控制作用的各种阀件和活塞组成，若这些阀件和活塞导程缺油、污损或密封不良，就会出现卡滞和失控，完不成起动程序。常见的有：①主起动阀不开。主起动阀一般设计成放气开启式，在正常起动时应能听到较强的放气声响。若听不到此声响，对于设有自动主起动阀的系统，应检查卸载阀。若听到放气声但主起动阀仍不动作，说明主起动

阀卡死，应将此阀转至"手动开"。对于其它起动系统可用专用工具人工把主起动阀打开进行强制起动，有机会时再进行检修；②起动空气分配器故障。这可能由于阀芯严重磨损造成大量漏气，阀芯卡住，正时不对等原因造成。应拆检空气分配器及其传动装置，修复或更换不合要求的部件；③气缸起动阀故障。气缸起动阀在起动柴油机时的开关动作可在气缸盖附近直接观察到，并能听到该阀落座声。若观察不到这些现象，则说明该阀不动作，这往往是由于控制活塞漏气或缺油卡死引起。应往油杯中加滑油，并用工具人工将阀活络几次，然后重新起动。起动后要注意观察起动阀是否发热，若发热说明起动阀密封不良，应研磨或换新。

2.2.10.3　运动部件卡住

这种现象表现为起动系统各控制阀件动作声音正常，但发动机仍不转动。这可能是由于螺旋桨或轴系被绳索缠绕，轴承间隙太小或有抱轴现象，缸套和活塞间有拉缸现象，直流扫气柴油机的排气阀卡死在开启位置。这时应对螺旋桨、轴系、曲轴箱和气缸内部及排气阀进行检查和修复。

2.2.10.4　其它方面

滑油温度太低、压缩空气压力不足及活塞环漏气严重等。这时柴油机可能转不动，也可能转动了但达不到起动转速。因此，对曲轴箱滑油要按要求预热和进行循环，空气瓶中气压要保持在 2 MPa 以上，最好是 2.5～3 MPa，对漏气严重的活塞环要及时更换。若柴油机已达到起动转速但不能连续运转时，这说明起动系统正常，要从燃油和进排气系统、增压器、调速器、保护装置以及联锁装置等方面找原因。

如果因个别缸空气分配器或气缸起动阀卡死，使柴油机不能起动，(这种情况往往仅当曲轴停在某一范围内时才会发生)，这时可进行反向起动，待曲轴转出这一范围后再按车钟要求方向重新起动，这样操作往往会获得成功。

2.3　发电辅机常见故障及其排除

2.3.1　飞车

2.3.1.1　征兆

发动机转速急增超过允许范围即为"飞车"。此时声音变大，振动剧烈，各种电动泵声音异常，电压及电频率增加，电灯突然变亮，严重时会跳电甚至毁坏发动机。

2.3.1.2　原因及处理

飞车的原因及其处理方法如表 4.1.12-18 所示。

表 4.1.12-18　**飞车的原因及其处理方法**

原　　因	处　　理
1）调速器有故障。常见的有调速器滑油变质或太脏，部件锈蚀、过度磨损，动力活塞被咬住，飞重支撑轴卡紧或损坏	1）拆检与清洗调速器，换用合乎要求的滑油。若调速器内部零件损坏，不论换用备用零件或更换整台调速器，安装完毕后均应经调试合乎要求后方可投入正常工作
2）调速器与喷油泵之间的连接件有故障。如连接松脱或连接销子断裂	2）将松脱处连接后锁紧，断裂的销子换新后注意加强润滑和情况观察，以免影响调速器的调节性能
3）超速保险装置有故障	3）重新检查和调节超速保险装置的转速
4）喷油泵有故障	4）拆洗与检查喷油泵
a）齿条卡死	a）若加滑油后仍不解决问题，可拆下清洗污物，对滑动面进行打磨，使之活络
b）齿圈损坏	b）换备件
c）柱塞不能转动	c）若拆下清洗后仍不解决问题，说明有变形或有其它损伤，换柱塞偶件
d）安装错误	d）按装配记号重新安装
e）零位调整错乱	e）重新进行零位调节

2.3.1.3 应急措施

当发生飞车时，必须立即停车。在设有应急停车按钮的情况下可按下停车按钮，也可用油量调节杆（或操纵手轮）切断燃油供应。采取以上方法仍不能把车停下来时，可关闭进油管上的截止阀，也可堵塞空气吸入口(特别是对小型高速机更为方便、有效)将柴油机闷死。停车后除要找出并消除引起飞车的原因外，还要对柴油机进行全面检查，因为飞车往往引起柴油机一系列部件损伤乃至损坏，特别是曲轴和轴承、连杆螺栓、气阀机构、活塞和缸套等。切不可草率处理后就重新起动运转，以防事故进一步扩大。

2.3.2 跳电

2.3.2.1 跳电的原因

引起跳电的原因有电气方面的，也有机械和操作方面的，其中机械和操作方面的原因有：①柴油机超负荷。若柴油机负荷过大(外界用电量过大)，油量已调至极限位置仍不够，则柴油机转速要降低，当转速低到一定值就会自动跳电；②并车时尚未满足同步条件就合闸。这往往引起正在工作的机组跳电；③并联运行发电机组之间有严重功率振荡；④喷油泵有故障。常见的有齿条咬死、柱塞卡紧等，此时跳电后还容易引起飞车；⑤调速器调节不当或有故障。如并联运行的各机组调速器静态速差率调节不一致，飞重传动装置卡住或损坏，动力活塞卡紧等；⑥调速器至喷油泵间连接杆件的轴销严重磨损或断裂，杆件导承缺滑油使摩擦力太大动作不灵活；⑦各缸负荷严重不均；⑧能导致柴油机停车的其它诸因素，如滑油压力太低，超速保险装置弹簧变松或断裂，燃油中有水和气，燃油滤器堵塞，有拉缸、抱轴现象等。

2.3.2.2 跳电后的处置

若由于原因①引起的跳电，应立即重新合闸供电，但在起动用电设备时应酌情停用一部分不影响航行的次要设备，如空调及通风设备等，或起动备用机组并入电网；若由于原因②使工作中的发电机组跳电(发生了“顶电”)，应按同步条件要求重新进行并电操作；若由于③～⑧诸原因引起跳电，则要求换用备用机组，而对已跳电的机组进行检修。

2.3.3 功率分配不均

并联运行各机组功率分配不均的原因及其处理方法如表 4.1.12-19 所示。

表 4.1.12-19　**并联运行各机组功率分配不均的原因及其处理方法**

原因	处理
1）调速器的静态速差率不等或太小	1）重新调整调速器的静态速差率，使之达到要求
2）调速器的不灵敏度太大	2）检查调速器、油量调节杆件及喷油泵调油机构的各运动部件的摩擦、润滑和间隙情况，消除过大的阻力和间隙，必要时更换备件
3）各缸负荷不均。此时不但可使负荷分配不均，还会出现功率振荡	3）重新调整各缸负荷
4）柴油机技术状态变差，各机工作特性不一致	4）检查柴油机，尽量恢复其工作性能

2.3.4 冷却水高温

所有气缸冷却水温度都高，其可能的原因及其处理方法如表 4.1.12-20 所示。

表 4.1.12-20　　气缸冷却水高温的原因及其处理方法

原　　因	处　　理
1）系统中冷却水量不足	1）向膨胀水柜补水
2）系统中有空气：可能系统中原来就有空气，也可能是以后进入的，特别是和空压机用同一淡水冷却系统时，空压机缸头垫床或冷却盘管漏泄，系统中将会有大量空气	2）在冷却器及水泵放气阀处放气。若空气较多并无法放尽，说明系统中有漏气处，应找出原因予以消除
3）海水或淡水泵故障	3）检修有故障的水泵
4）冷却水泵传动机构损坏，泵轮不工作	4）检修传动机构
5）通膨胀水柜的回水放气管堵塞	5）疏通回水放气管
6）水温自动调节阀失灵	6）重新校验自动调节阀
7）淡水冷却器太脏或隔板损坏（腐蚀）	7）清洗淡水冷却器，修复隔板
8）海底阀箱积空气，特别是主机倒转时易出现	8）在海底阀箱及海水泵处放空气
9）海水滤器堵塞，在遇到小鱼群或其它海生物以及塑料纸等物品时易发生	9）清洗海水滤器
10）海水系统中进泥沙或其它污物，在进入浅水水域时易产生	10）用压载水或清洁的舷外水冲洗海水系统

个别缸冷却水高温的原因有：①各缸负荷不均，有的缸超负荷；②有的缸有拉缸现象；③气缸套、气缸盖或增压器壳体等有贯穿裂纹、腐蚀穿孔或穴蚀穿孔；④个别缸冷却水进出阀没有开足或阀头脱落。

2.3.5 排气温度过高

2.3.5.1 整台柴油机排烟温度过高

1）发电机组超负荷　应把部分次要负荷卸掉或增加并联机组。

2）气缸进气量太少　增压器空气滤网、压气机叶轮、扩压器通道太脏，喷嘴环、轴气封、工作叶轮污染，工作叶片变形损伤，这些因素均可使增压器效率变低，增压压力下降。此外，空冷器堵塞、气缸盖上的进、排气通道堵塞也会影响气缸进气量。以上情况在环境空气中含油太多，气阀机构所用滑油量太多或油质不合要求，活塞环窜油时极易发生。

3）进气温度太高　主要是由环境温度太高及空冷器换热效率太低引起。

4）进、排气及喷油正时错乱　凸轮轴传动装置安装错误，定位记号没有对好。

5）燃油品质差　特别是主机在轻、重油转换时不小心，重油有可能进入轻油柜中。

2.3.5.2 个别缸排烟温度过高

1）各缸负荷不均，个别缸超负荷。

2）气阀漏气。

3）气缸盖上进、排气通道太脏。

4）喷油器雾化不良。

5）燃烧室密封不良。

6）喷油泵故障，常见的是齿条卡死在大油量位置。

7）刮油环失效或装反。

2.3.6 滑油压力降低

滑油压力降低的原因及其处理方法如表 4.1.12-21 所示。

表 4.1.12-21　　滑油压力降低的原因及其处理方法

原　　因	处　　理
1）滑油量不足	1）向油底壳中补油
2）滑油系统中有气体	2）在放气阀处放气并检查吸入滤器和吸入管，消除堵塞和漏气现象
3）滑油滤器堵塞	3）清洗滤器，并注意观察污物状况和分析其来源
4）柴油机超负荷，使油温太高	4）把次要负荷卸掉或增加并联运行机组
5）气缸过热，有拉缸现象	5）换用备用机组，待曲轴箱冷下来后查找拉缸原因并予以消除
6）船舶驶入高温水域	6）将海水量调至最大仍不能解决问题时要降负荷运转，或增加并联机组
7）滑油冷却器太脏，油温自动调节阀失灵	7）清洗滑油冷却器，找出调节阀失灵原因并排除
8）轴承间隙不合要求或损坏	8）调整轴承间隙或更换新备件
9）滑油管接头松脱或油管破漏	9）重新上紧松脱的接头并锁牢，修复或更换破漏油管，对振动严重的管子要采取固定措施
10）油压调节阀故障	10）检查调节阀弹簧刚性及阀的密封。更换刚度不足的弹簧，研磨密封不良的阀面
11）滑油泵故障	11）检查泵的传动机构，运动件的磨损与间隙，安全阀的工作状态，发现缺陷及时消除
12）滑油中混入燃油或变质	12）酌情更换部分或全部滑油

2.3.7　滑油迅速变质

滑油在使用过程中不可避免地要受到外来物的污染和本身氧化而变质，在正常情况下，滑油变质速度很慢，但遇到管理不当、操作失误和柴油机某些技术状态不良时，滑油变质速度就会加快。

滑油迅速变质的原因及其处理方法如表 4.1.12-22 所示。

表 4.1.12-22　　滑油迅速变质的原因及其处理方法

原　　因	处　　理
1）淡水进入滑油。进水途径有：吊缸前未彻底放水；气缸套橡胶密封圈失效漏泄；气缸套或气缸盖有裂纹；排烟管或增压器壳体腐蚀穿孔；气缸套穴蚀穿孔；分油机性能不良	1）若滑油中水分超过 0.5%要寻找漏水部位，分析漏水原因，消除漏水现象，同时检修分油机并加强分油机分油
2）海水进入滑油。海水漏入途径有：滑油冷却器或空气冷却器漏泄；循环油柜（干式油底壳机）钢板烂穿或人孔盖密封不好	2）冷却器漏水部位可用水压试验或通入压缩空气查找；漏水的管板接头可用扩管法或烧焊法修复；漏水管子可在其两端打入木塞或某些软金属处置。若不能停车可采取下面应急措施：对滑油冷却器漏水可适当提高滑油压力；对空冷器漏水可关闭海水进出阀；运转中要根据排烟温度控制负荷
3）燃油进入滑油。燃油漏入的途径有：气缸中未燃烧的燃油落入；喷油泵滚轮导承间隙处漏泄	3）对喷油器进行雾化试验；对燃油泵柱塞偶件及导承密封装置进行拆检；更换过度磨损的部件。若滑油的闪点下降 40℃以上（或达到 140℃），就要考虑换油，并注意检查防爆门的灵活性，以防曲轴箱爆炸。
4）燃烧产物漏入滑油。当气缸套和活塞组件磨损严重，气缸冷却水温度过低时，随着燃气的漏泄，燃烧产物进入曲轴箱，使滑油污染变质速度加快	4）吊缸检查气缸活塞部件，对于超过规范规定者换新。运行中适当提高冷却水温度。在滑油中出现强酸值时，作为应急措施可进行水洗分油（对含添加剂滑油水洗要慎重），也可向曲轴箱中加入可以混对使用的高碱性气缸油
5）滑油工作条件恶劣	5）应尽量避免出现柴油机负荷过高、冷却水温过高、轴承间隙过大或过小及气缸密封不良等问题
6）不同牌号滑油混对后变质	6）混对使用前应取样进行化验，对已混对变质的滑油换新，在换油时要把原来的存油清除干净

2.4 小型高速柴油机常见故障

小型高速柴油机一般用作小船上的主机、发电机原动机和大、中船舶上的应急发电机原动机，其常见故障除在本章2.1、2.2、2.3诸节中的有关部分已有阐述外，下面所述的故障也较常见。

2.4.1 负荷变轻

若柴油机供油量较小而转速却较高，这说明柴油机负荷变轻，其原因主要有：①离合器打滑（对采用摩擦离合器的装置）或偶合器中工作液变少（对采用液力偶合器的装置）；②船舶空载尤其是浅水船易使部分桨叶露出水面，螺旋桨吸收功率降低；③顺风航行螺旋桨特性曲线变平坦；④螺旋桨桨叶打断使螺旋桨直径变小；⑤换用了"轻"螺旋桨；⑥换用了减速比较大的齿轮箱。

2.4.2 振动加剧

原来平衡性能较好的柴油机，在运转中振动变得较前强烈，其原因是多方面的。

1）在柴油机本身方面　运转在临界转速范围内；柴油机超速超负荷运转，各缸负荷不均，特别是最高爆发压力相差较大；减缸运转；曲轴平衡重连接变松或失落；减振器缺油或损坏；飞轮固紧螺栓松动；曲轴轴承偏磨，轴线不对中；运动装置不正；增压器喘振；活塞连杆装置中换用了一个与原来部件重量不同的备件；上下机体间的连接螺栓松动；底脚螺栓松动；机组横向支撑梁松动。

2）在轴系和螺旋桨方面　尾轴承或中间轴承偏磨，轴线弯曲；推力轴承偏磨，轴系轴向窜动；传动设备对中不良；螺旋桨变形或桨叶损坏。

3）在动力系统方面　排烟管没很好固定或固定装置松脱；管系的支撑固定装置松脱，特别是滑油管系，因滑油压力高，不好好固定容易引起振动；柴油机附近某些泵对中性不好。

另外，装载压载不当也会引起剧振。

2.4.3 有异常声响

柴油机运转中发出的声响与正常声响相比，在强度、音质、部位、延续时间的长短等方面有不同时，即为有异常声响。异常声响的存在不但说明柴油机有潜在故障，而且也影响人员的身心健康。产生异常声响的原因有：

1）燃烧敲缸　　原因见本章2.2.7。

2）机械敲缸　①气缸中心线和曲轴中心线不垂直；②曲柄销中心线和主轴颈中心线不平行；（以上两个原因引起的敲缸发生在前后方向；③活塞和缸套间隙过大。这时敲缸发生在左右方面；④连杆弯曲变形，使活塞在气缸中倾斜；⑤　活塞环撞击因磨损形成的气缸凸肩处，这时敲击声发生在上止点。

3）活塞碰撞气阀，其原因有：①气阀正时不正确。一般是由检修时把凸轮轴传动装置装错引起的；②气阀间隙过小；③气阀冲头松动，使冲头自动向旋进方向转动；④阀杆弯曲变形、阀杆导程孔太脏，使阀杆运动受阻；⑤气阀弹簧折断，使阀不能及时落座。

4）轴承撞击　其原因有：①连杆螺栓松动；②连杆轴承或主轴承间隙过大；③推力轴承间隙过大；④滚动轴承的滚动体或滚道有点蚀、剥落，内外座圈松动，润滑油脂中有硬质污物。

2.4.4 滑油温度过高

滑油温度过高的原因主要有：①滑油从旁通管流过，未进滑油冷却器；②冷却水进滑油冷却器的阀没开或没开足；③冷却水泵有故障，水量不足，水道阻塞；④滑油量不足或滑油变质；⑤滑油系统内有空气；⑥滑油冷却器太脏或水温太高；⑦柴油机超负荷；⑧柴油机冷却水腔太脏（此时会形成油温高、水温低的现象）；⑨气缸密封不良（见图 2.1.12-3）；⑩轴承间隙过大或过小；⑪轴颈粗糙度大，使轴承发热。

3 故障诊断

3.1 常用方法

3.1.1 直接观察法

对机器设备进行直接的观察，根据观察者的经验作出状态判断。为了扩大人的觉察能力，还往往采用一些简单的仪器，如探查表面微裂纹的着色剂、超声波探伤仪、磁力探伤仪、红外测温器等。这种方法仅用于诊断静止的和能直接观察到的设备和零部件。

3.1.2 振动噪声测定法

根据机器及其零件运动中产生的振动和声音的特征及变化，经过处理和分析，对机器设备的故障进行诊断。由于电子计算机实现了信号的采集、分析和处理的自动化、快速化，使该方法迅速发展，成为近代故障诊断的主要手段。

3.1.3 磨损残留物测定法

利用测定机器内部零部件在运行中留在滑油中的磨损、腐蚀残余物进行故障诊断。由于此法是以分析滑油中金属粒子为基础，故亦称滑油分析法。当前主要有放射性示踪法，光谱分析法和铁谱分析法等。

3.1.4 机器性能参数测定法

利用传感器对运转中的机器进行持续的或间歇的检测，得出有关的数据和波形图，通过电子计算机及时记录机器的状态，进行故障诊断，并进一步找出潜在的故障以及作出趋势（动向）分析。

3.2 诊断技术的应用

3.2.1 柴油机工作性能的诊断

在自动化程度比较高的大型柴油机船上，已广泛应用计算机系统对柴油机工作性能进行监视和诊断。这种系统是按照柴油机诊断参数与其标准值进行比较的原理工作的。系统地观测记录这些参数，还可以进行趋向分析，预报柴油机各有关部件准确的维修时间，指出应进行维修工作的项目，以及指出已进行的维修工作的效果。

图 4.1.12-4 为用这种系统对柴油机一个气缸在 14 个月运行中所做的诊断实例。记录的参数为第一道活塞环处于上止点时的温度（变化值）。上面的曲线为排气侧，下面的曲线为油泵侧，图中虚线为进行的趋向分析。如图所示，6 月 1 日的趋向分析指出，在 8 月上半月将超出工况参数的极限值（70℃）。到 8 月 1 日检查活塞时发现顶部三道活塞环折断，缸套磨损很严重。吊缸后排气侧温度稳定下来，但由于新环性能不佳，缸套不均匀磨损加剧，使油泵侧的温度又有显著升高。为了避免损伤的进一步发展，将该缸的气缸油增至最大值，结果缸套温度稳定在安全水平上，直到 12 月上半月换新缸套，这个气缸的温度逐渐接近正常数值。

图 4.1.12-5 记录了空冷器和空气滤器工况参数的变化情况。图中K-值为空冷器总传热

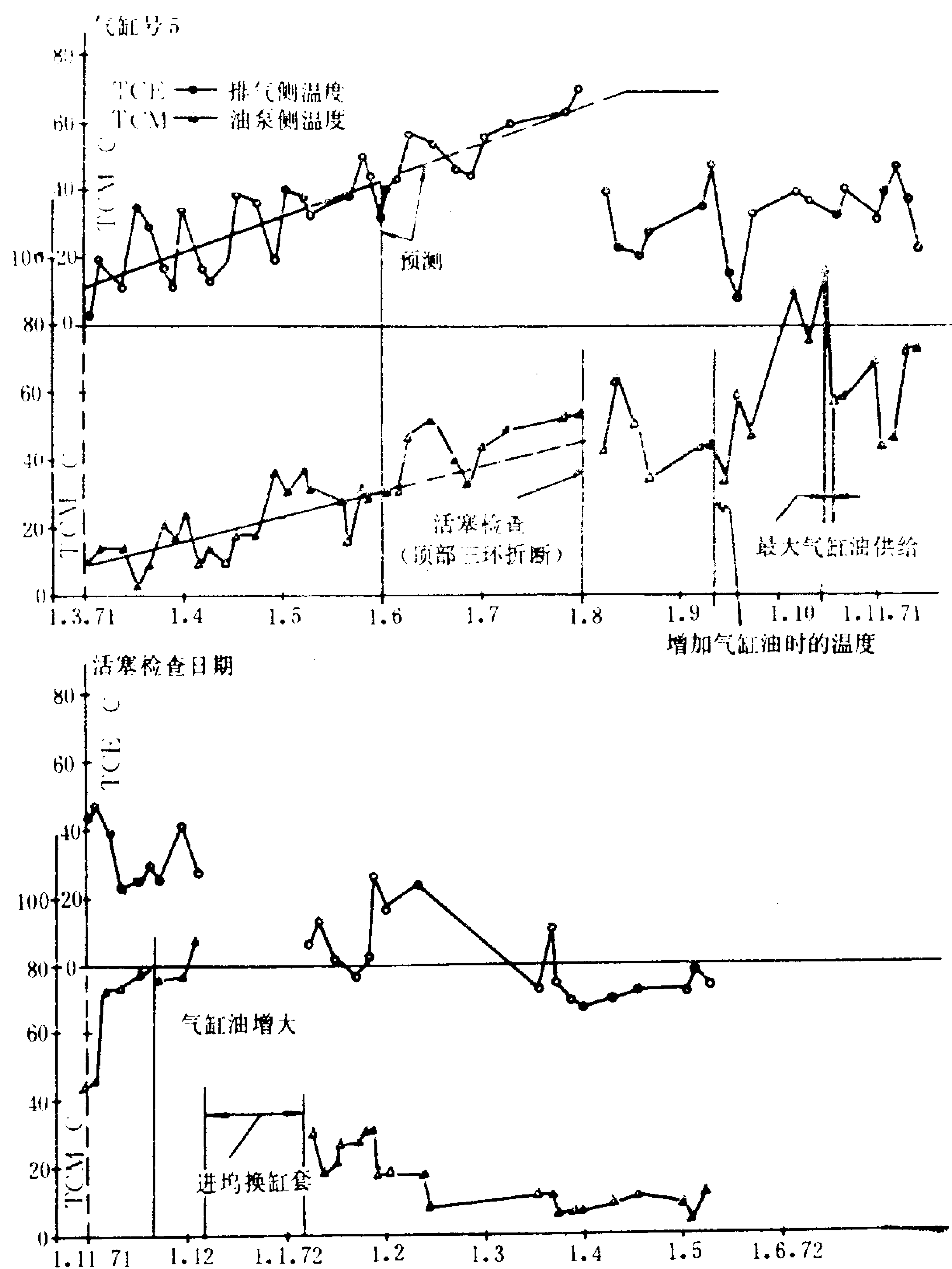


图 4.1.12-4 活塞环温度随检查日期的变化

注：1.11.71 即 1971 年 11 月 1 日，余同

系数，$\Delta p_{空气滤器}$ 和 $\Delta p_{空冷器}$ 分别为通过空气滤器和空冷器时的压降。图中显示了根据 K-值降低和 Δp 的增加进行维修后取得的效果。

3.2.2 柴油机拉缸的诊断

3.2.2.1 测量气缸套表面温度诊断拉缸

在柴油机每一个气缸套上装有 2 ~ 4 个表面热电偶，此热电偶热惯性很小，反应特别快，能测出活塞环与气缸套之间在异常情况下，工作表面高峰接触处出现轻度粘着时的瞬时温度增加，进而可探测由于油膜中断和发生金属间直接摩擦所引起的温度剧变。这种热电偶在磨损 3 ~ 4 mm时仍有效。

图 4.1.12-6 为一台 LB 型机在试验台上故意将气缸油切断时测得的“摩擦剧变”。图 4.1.12-7 为在一台中速机上特意限制冷却使活塞裙擦伤时的记录。当测有高温出现时，即表

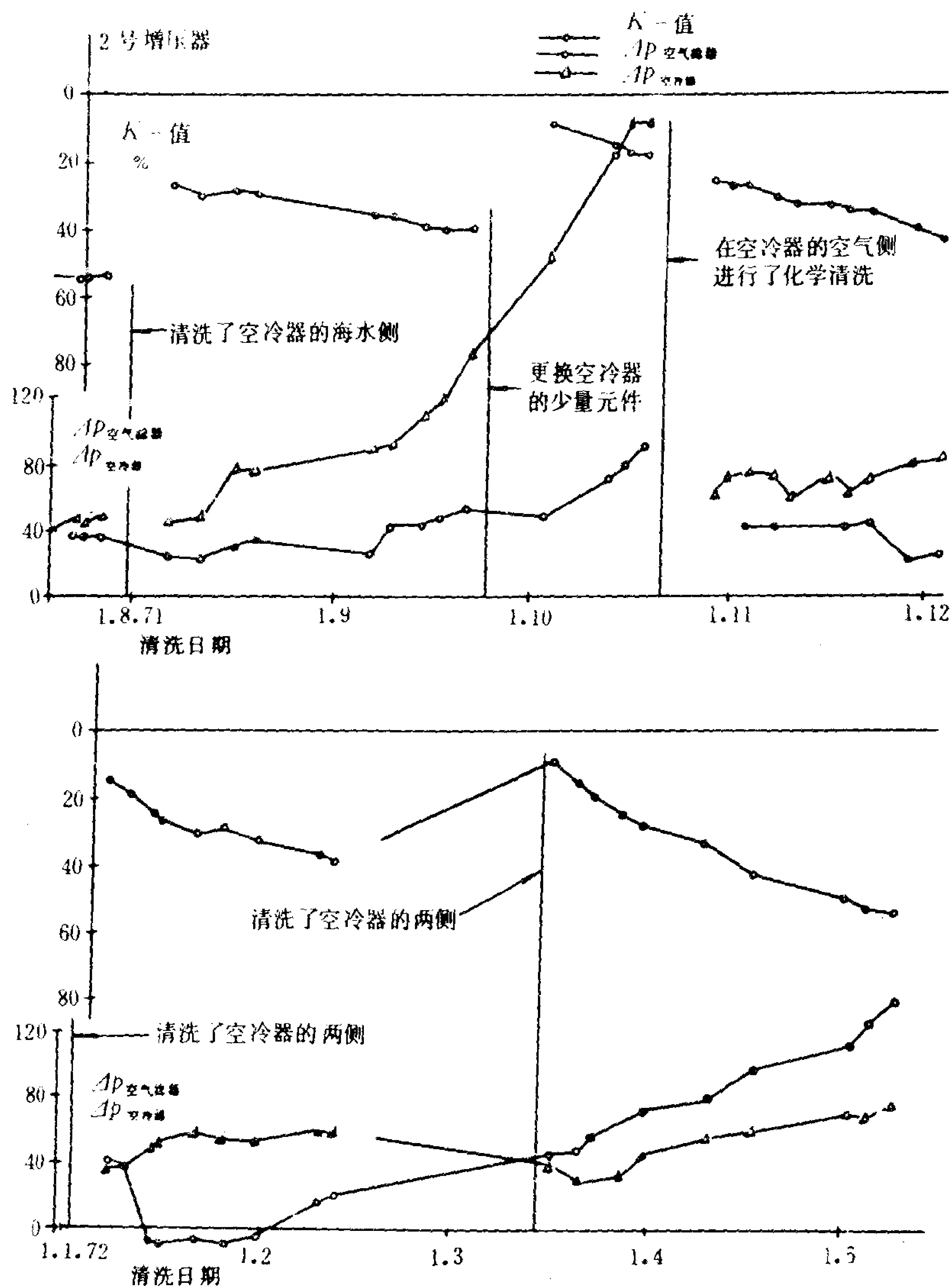


图 4.1.12-5 空冷器和滤器工作参数的变化

示有了拉缸的信号，若及时采取有效措施，可避免严重拉缸的发生。

3.2.2.2 测量振声诊断柴油机拉缸

试验证明，柴油机拉缸时机体振动信号明显增大，特别是机体的横向振动。此外，拉缸时曲轴箱空气噪声的声压级也明显增大。

图 4.1.12-8 和图 4.1.12-9 是利用安装在 285 型柴油机机体外壁上的压电式加速度传感器测得的振动波形图。前者为正常工作时的波形图，后者为拉缸时的波形图。其中 a_1 为 1 号缸横向振动加速度，a_2 和 a_3 分别为 2 号缸横向和垂向加速度，L_A 为曲轴箱内的空气噪声波形。对比这两图可发现，在拉缸时加速度信号的冲击性减弱，幅值衰减变慢、进排气

行程的振动加强，曲轴箱噪声幅值增加。

3.2.3 喷油泵柱塞磨损的诊断

当柱塞出现磨损后，喷油压力波形将会出现变化。因此根据测得的波形和正常波形进行比较，可对柱塞的磨损进行诊断。图 4.1.12-10 示出了新旧柱塞波形的差异。可以看出，严重磨损的柱塞出现了二次喷射，并随转速的升高二次喷射后移。

a）$n=500$ r/min；b）$n=750$ r/min；c）$n=1000$ r/min

3.2.4 利用 Cu 值诊断柴油机技术状态

根据柴油机台架试验和实船热工测量所取得的资料表明，对于许多大型低速柴油机在

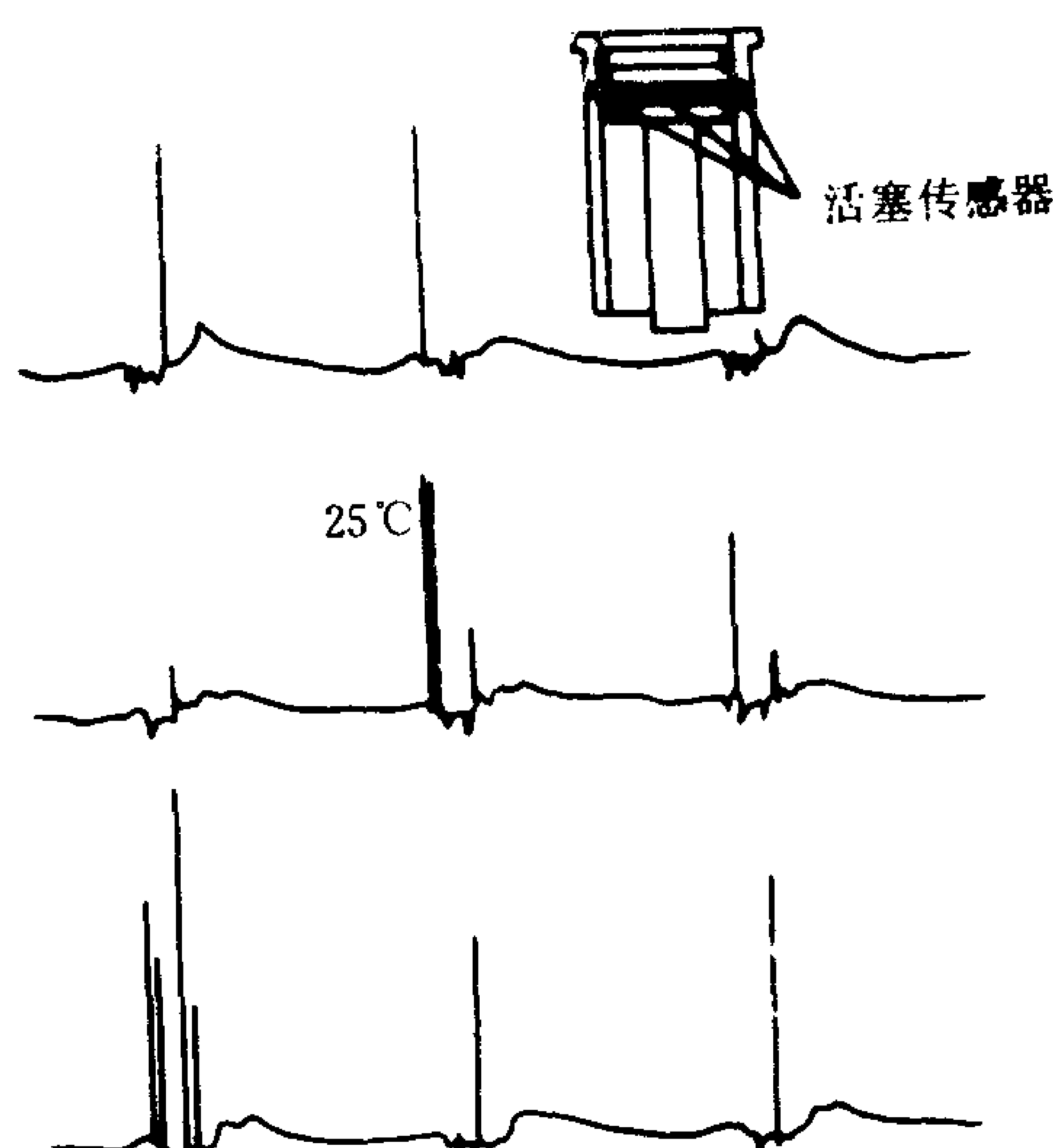


图 4.1.12-6 大缸径柴油机擦伤记录

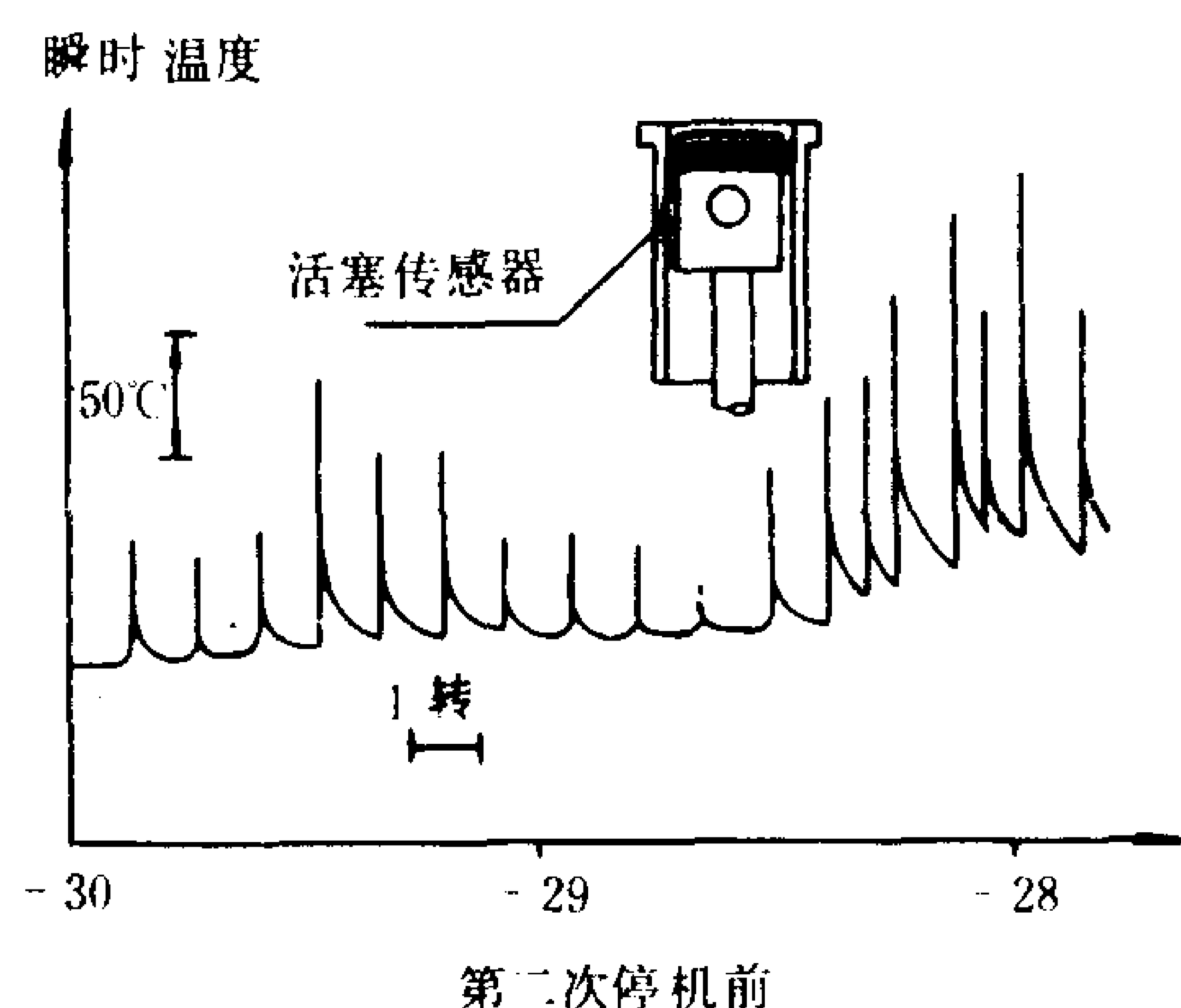


图 4.1.12-7 中速柴油机擦伤记录

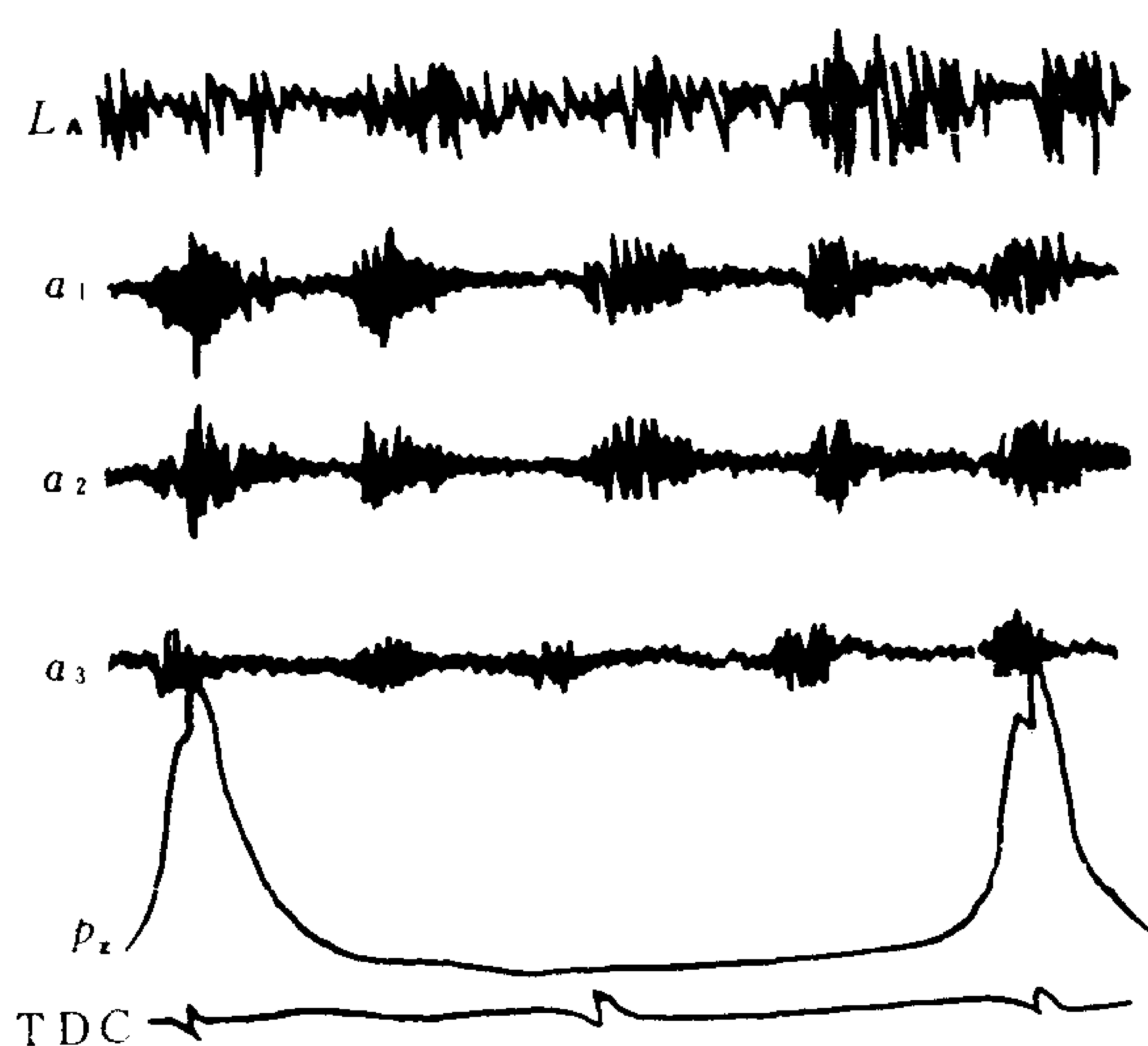


图 4.1.12-8 柴油机正常工作振声信号时域波形图

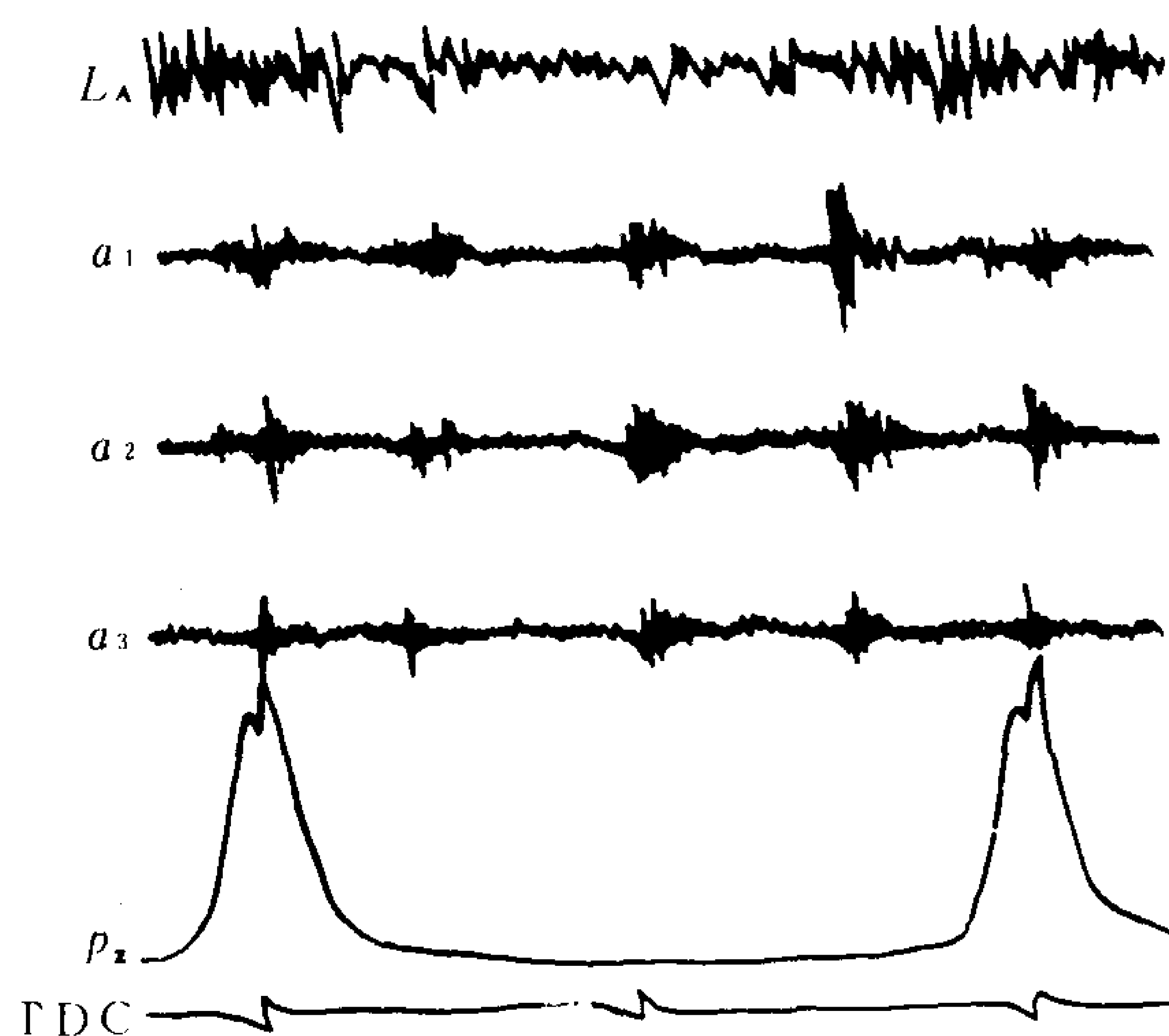


图 4.1.12-9 柴油机拉缸时振声信号时域波形图

80%～100%标定负荷下运转时，其 $Cu=p_c/T_r$（p_c——压缩压力，T_r——排烟温度）值是不变的，因此可以把 Cu 值作为诊断柴油机技术状态是否变化的准则。将交船实验时求得的 Cu 值作为标准值，实际测量值（要把营运中环境条件变化考虑进去）与标准值偏差的大小即可反映出柴油机目前技术状态的变化程度。由于气缸活塞组、增压器、喷油设备、进排气系统的状态均影响 p_c 和 T_r 值，因此要诊断出发生故障的具体部位，尚需结合其它方法进一步进行诊断。

对中速柴油机热工参数所做的分析表明，有些中速机在80%～100%标定负荷下运转时，其 T_r/p_z（p_z——最高爆发压力）值也是不变的，因此可用它作为诊断某些中速机技术状态变化的准则。

3.2.5 利用"柴油机运转状况判断表"进行故障诊断

"柴油机运转状况判断表"示于表4.1.12-23。

举例：

某柴油机 p_z 过高，T_r 过低的原因：

解：

1）主要原因是喷油过早（提前角过大）

2）有时由于喷油过急，压缩间隙过小或 p_c 过高

3）很少由于燃烧室内积炭致使 p_c 增高。

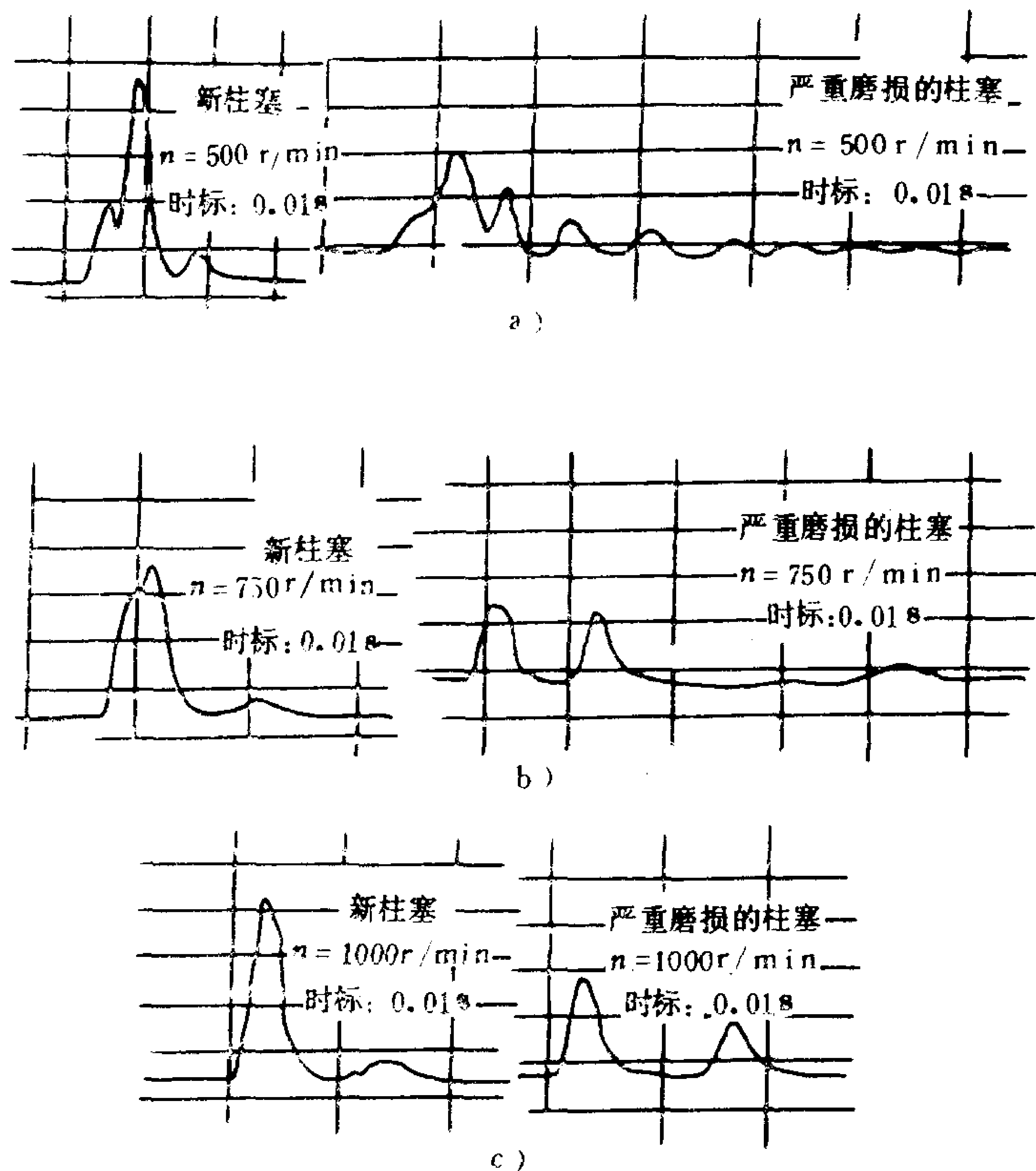


图4.1.12-10 新旧柱塞喷油压力波形

表 4.1.12-23

柴油机运转状况判断表

原因 / 状况		良好状况	压缩室高度		燃烧室内积炭	负荷		燃油十六烷值低	喷油量		喷油器					燃油喷射					气缸磨损	增压压力低	排气管堵	进气管漏	活塞			排气阀			进气阀			进气口脏堵	排气口脏堵	原因 / 状况	
			过大	过小		重	轻		过多	过少	喷孔变大	喷孔堵	阀座漏	针阀卡死在开位	针阀卡死在关位	正时过晚	正时过早	油束过长	油束过短	过急					顶烧蚀	密封环漏	刮油环刮油效果不良	开过早	开过晚	漏	开过早	开过晚	漏				
p_c	T_r																																			T_r	p_c
高	高				△				○		□			□														△							○	高	高
	普			□	○																															普	
	低			△	□																															低	
普	高										△			△													○	○							△	高	普
	普	△																																		普	
	低											□			△																					低	
低	高		△				□														△	△		○	△	△			△	○		△	△	△		高	低
	普		○																		○			△	○	○			□	△		○				普	
	低									○		○			△																					低	
p_z	T_r																																			T_r	p_z
高	高					△			△		○			△				△		○			○				○	○								高	高
	普			○	○												○	□		△			□													普	
	低			○	□												△			○																低	
普	高					○							○			□		○					△				△	△								高	普
	普	△																																		普	
	低											□																	○	○						低	
低	高		△					○			△		△			△					△	△										○	△	△	△	高	低
	普		○					△		○						○			○	△											○		○			普	
	低						□			△		△			△				△	○																低	
代号		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34		

注：①△—经常发生；○—有时发生；□—很少发生

②把表中第 33 和 34 项去掉后可适用于四冲程柴油机。

③把表中第 23 项改为"扫气箱漏"，把 26、30、31、32 和 34 项去掉后可适用于直流阀式二冲程柴油机。

④把表中第 23 项改为"扫气箱漏"，把 26～32 诸项去掉后可适用于弯流扫气二冲程柴油机。

⑤状况判断因机型而异，一般倾向如表。

4 零件的磨损、变形及其测量

4.1 零件的磨损及其测量

4.1.1 气缸套的磨损与测量

柴油机运转会使气缸套内圆工作表面产生不均匀磨损：在气缸套横截面出现圆度误差、纵截面出现圆柱度误差，有时还可能在气缸套上部出现磨台。

气缸套磨损后，燃烧室的密封性下降，燃气漏泄，它将造成润滑油膜烧损、缸套与活塞组件积炭、活塞环弹力丧失、部件过热，同时导致柴油机功率下降。

检查气缸套的磨损情况，应根据柴油机说明书、船级社检验要求及使用情况而定。其磨损极限不应超过说明书或《海上营运船舶检验规程》中的规定。如表 4.1.12-24 所示。

表 4.1.12-24 **气缸内圆磨损极限** mm

气缸直径	>750 r/min 筒形活塞式柴油机		>500～750 r/min 筒形活塞式柴油机		>150～500 r/min 筒形活塞式柴油机		十字头式柴油机	
	圆 度	气缸直径最大增量	圆 度	气缸直径最大增量	圆 度	气缸直径最大增量	圆 度	气缸直径最大增量
～100	0.05	0.40	0.075	0.50				
>100～150	0.075	0.50	0.10	0.60				
>150～200	0.10	0.60	0.125	0.70				
>200～250	0.125	0.70	0.15	0.80				
>250～300	0.15	0.80	0.175	0.90	0.20	1.20		
>300～350			0.20	1.00	0.225	1.60		
>350～400			0.225	1.10	0.25	1.80	0.275	3.20
>400～450			0.25	1.20	0.275	2.00	0.30	3.60
>450～500					0.30	2.20	0.35	4.00
>500～550					0.325	2.50	0.40	4.40
>550～600					0.35	2.80	0.45	4.60
>600～650							0.475	4.80
>650～700							0.50	5.00
>700～750							0.55	5.20
>750～800							0.60	5.40

注：圆度是以两点法测量。

气缸套的磨损情况是通过测量其规定部位横截面上的两个相互垂直的直径（沿柴油机的首尾方向和左右方向）来检查。通常采用内径千分尺、内径千分表或随机专用内径千分表。

气缸套纵向测量部位依机型、结构不同而异。中、小型四冲程柴油机一般在气缸套纵向 3 ～ 4 个部位测量，如表 4.1.12-25 和图 4.1.12-11 所示。

表 4.1.12-25 **气缸套纵向测量部位**

位 置	3 个测量部位	4 个测量部位
1	活塞在上止点，第 1 道环对应的缸壁	活塞在上止点，第 1 道环对应的缸壁
2	活塞在行程中点，第 1 道环对应的缸壁	活塞在行程中点，第 1 道环对应的缸壁
3	气缸套下部	活塞在行程中点，末道刮油环对应的缸壁
4		活塞在下止点，末道刮油环对应的缸壁

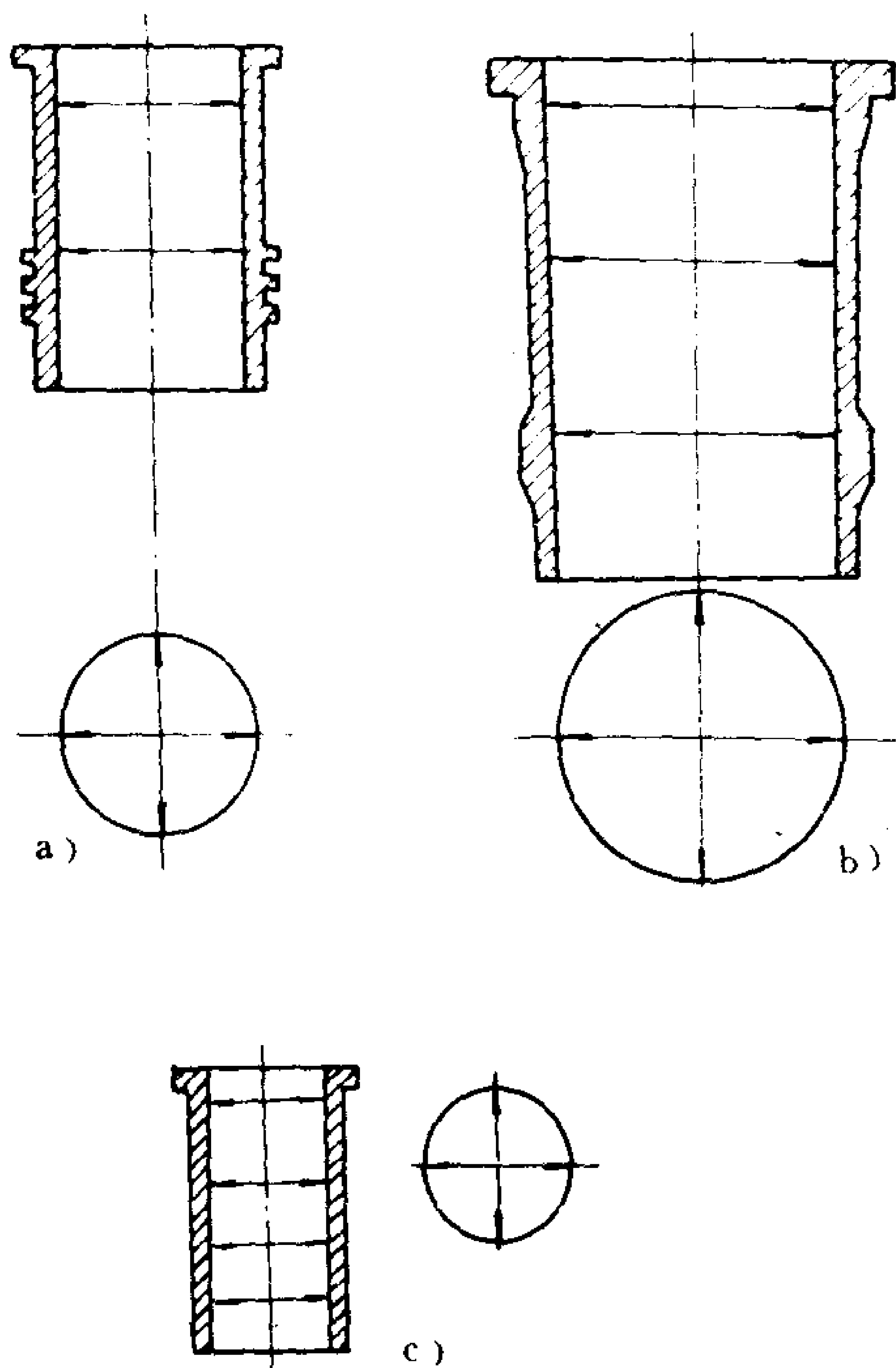


图 4.1.12-11　气缸套纵向测量部位

a) 轻 12 V-180 型柴油机；b) 8300 型柴油机；

c) 一般中、小型四冲程柴油机

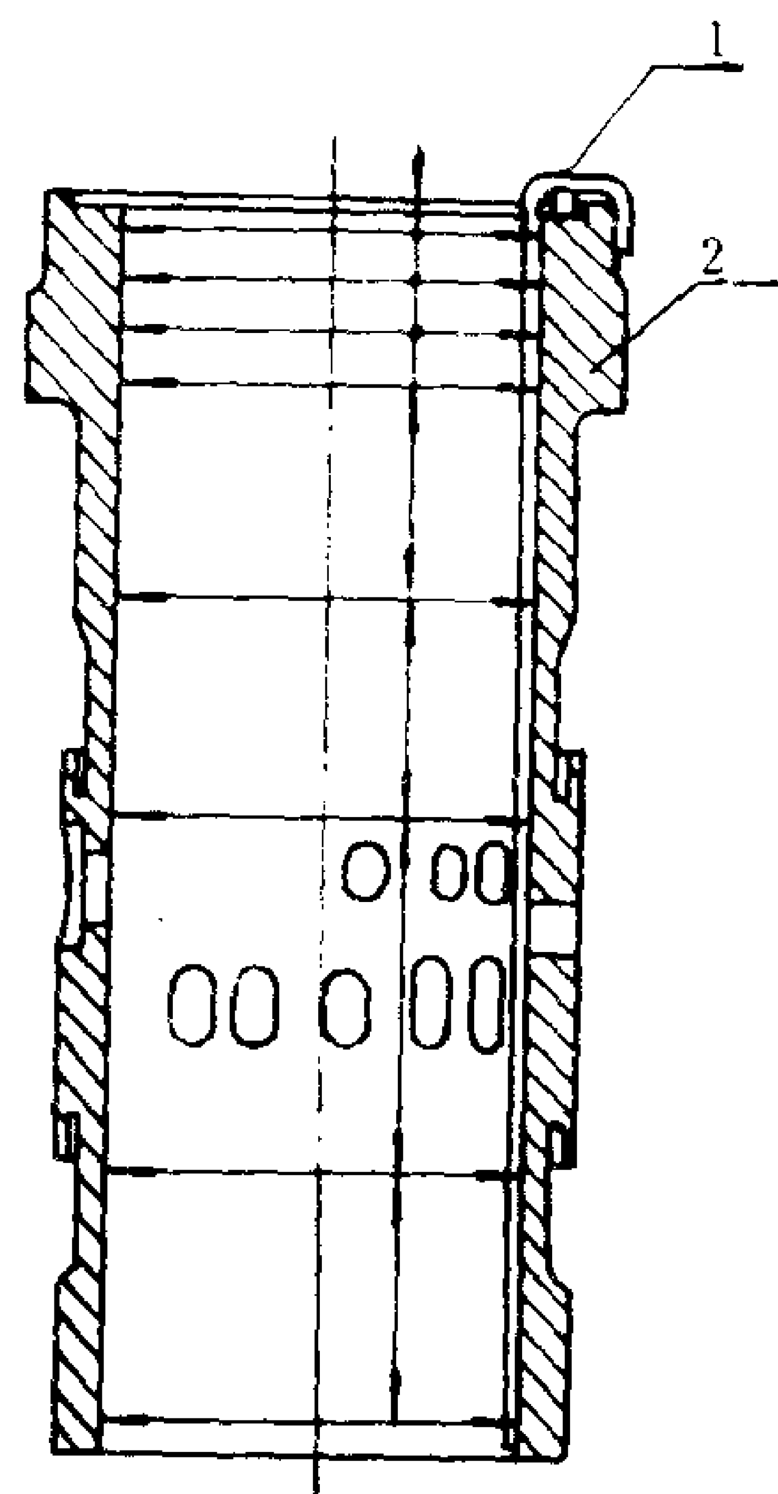


图 4.1.12-12　RLB 66 型柴油机气缸测量部位

1-样板；2-缸套

对于气缸套长度较短的高速柴油机，只测 2 个部位，上端测量部位较前者稍下移，下端测量部位在密封圈附近。

大型低速二冲程柴油机气缸套较长，并设有气口，除上述 4 个测量部位外，在气口上、下方及相距较大的两个测量部位间增设测量点。RLB 66 型柴油机气缸套测量部位如图 4.1.12-12所示。为保证测量精度，测量时常用样板定位。

4.1.2　活塞的磨损与测量

4.1.2.1　活塞外圆的磨损与测量

活塞外圆磨损主要发生在中、小型柴油机筒形活塞上。磨损后，使活塞裙部横截面产生圆度误差，纵截面产生圆柱度误差。常用外径千分尺测量活塞的直径。在横截面上测量两个相互垂直的直径，即首尾方向和左右方向测量。纵截面上的测量部位依活塞销在裙部位置不同而异。

当活塞销孔位于裙部中间时，测量活塞销孔上、下两个部位，对于短活塞还应在活塞头部选一测量部位，以检验头部的磨损；当活塞销孔位于裙部较上部位时，测量部位选在活塞销孔上、下方及最后一道刮油环下方，如图 4.1.12-13 所示。

对于裙部较长尺寸较大的筒形活塞，则自距裙部上端 15～20 mm处开始，每隔 100～200 mm选取一个测量点。活塞裙部外圆磨损极限如表 4.1.12-26 所示。

表 4.1.12-26　　　　活塞裙部外圆磨损极限　mm

气缸直径	筒形活塞裙部		十字头式短活塞裙部	
	圆　度	圆柱度	圆　度	圆柱度
~100	0.10	0.10		
>100~150	0.125	0.125		
>150~200	0.125	0.125		
>200~250	0.15	0.15		
>250~300	0.15	0.15		
>300~350	0.15	0.15		
>350~400	0.20	0.20	0.30	0.30
>400~450	0.25	0.25	0.375	0.375
>450~500	0.25	0.25	0.375	0.375
>500~550	0.30	0.30	0.45	0.45
>550~600			0.525	0.525
>600~650			0.60	0.60
>650~700			0.675	0.675
>700~750			0.75	0.75
>750~800			0.825	0.825

注：圆度是以两点法测量。

4.1.2.2　活塞环槽的磨损与测量

随着活塞的往复运动，活塞环在环槽中不停地作往复运动、径向运动、回转运动和扭曲运动，致使环槽磨损变宽。高温燃气中的硬质颗粒又使磨损加剧。环槽下端面磨损重于上端面，第 1 道环槽磨损重于其它各道环槽。环槽磨损后，截面呈梯形或者形成磨台。

磨损后的活塞环截面形状和磨损量采用样板和塞尺来检查，如图 4.1.12-14 所示。

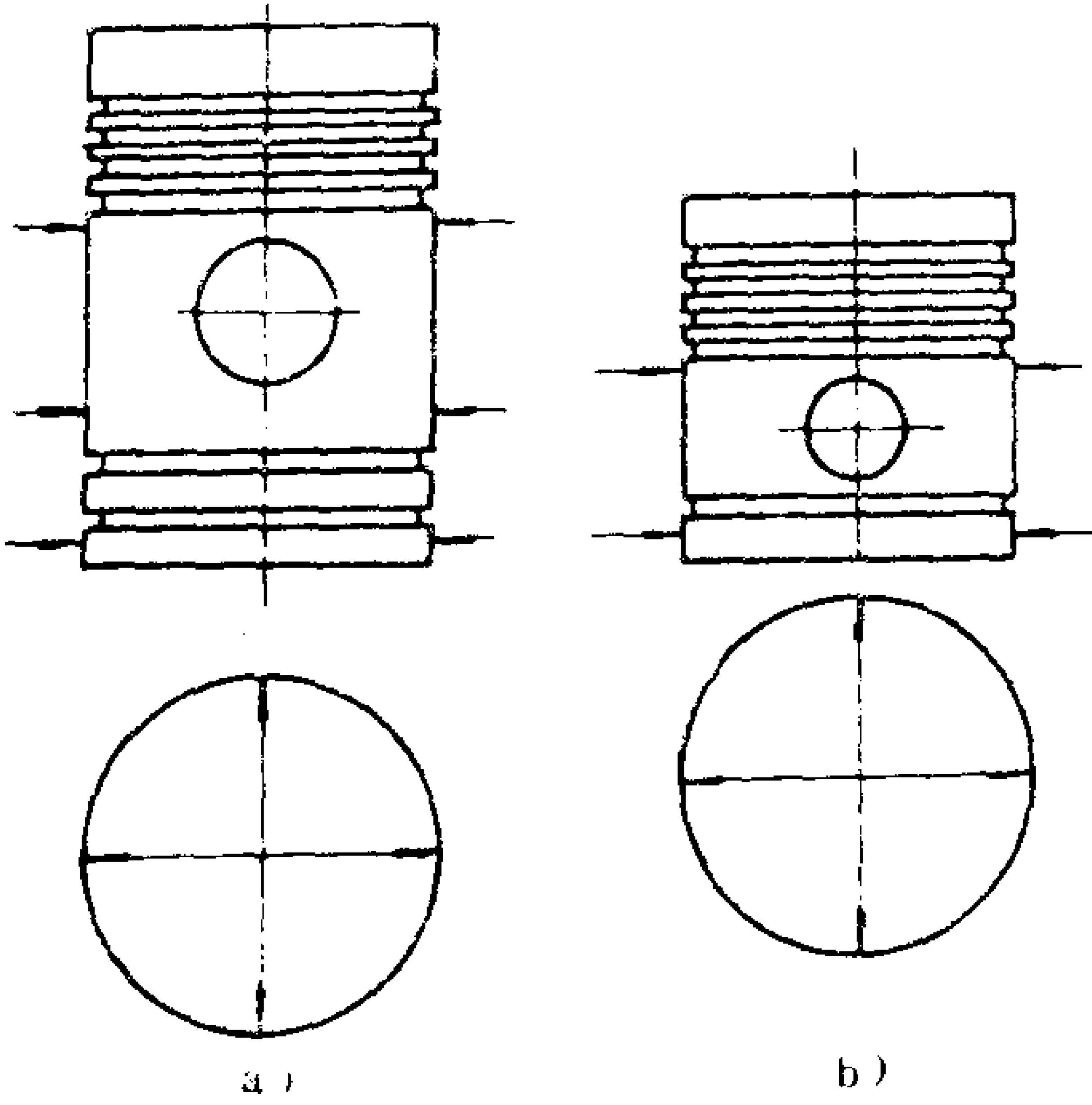


图 4.1.12-13　活塞外圆磨损测量部位
a) 8300 型柴油机；b) 轻 12 V-180 型柴油机

通常，活塞环槽的磨损率为 0.01 mm/kh。

4.1.3　活塞与气缸套间隙的测量

活塞与气缸套的配合间隙反映了活塞在缸套中的实际位置，它对柴油机运转质量有着直接的影响。活塞在气缸中位置不正，将会引起气缸的偏磨、敲缸或拉缸等故障。所以，测量活塞与气缸套间隙就是为了检查活塞运动装置与气缸套的对中性。

测量时，首先将活塞自缸中吊出，取下活塞环，清洁气缸套和活塞后将不带活塞环的活塞重新装入气缸套中。盘车至上止点后 15~30°、90°和下止点前 15~30°三个位置进行测量。通常只测上、下两个位置。

对于中、小型筒形活塞式柴油机分别在上述上、下止点附近位置，用塞尺测量活塞裙部与气缸

套在首、尾、左、右的间隙，根据活塞构造或管理的需要可增测活塞头部或裙部与气缸套的间隙。如图4.1.12-15所示。

依所测间隙值可计算活塞在气缸中的倾斜量：

$$\Delta x_u = \frac{(a_1 + d_1) - (b_1 + c_1)}{2} \quad \text{mm}$$

$$\Delta x_d = \frac{(a_2 + d_2) - (b_2 + c_2)}{2} \quad \text{mm}$$

式中：Δx_u、Δx_d——分别为活塞在上、下止点附近时，活塞全长在气缸中的倾斜量，mm；

a_1、b_1、c_1、d_1——活塞在近上止点位置时，活塞头部和裙部的首、尾处的间隙，mm

a_2、b_2、c_2、d_2——活塞在近下止点位置时，活塞头部和裙部的首、尾处的间隙，mm。

柴油机说明书中给出允许倾斜量。例如，8300型柴油机允许倾斜量不大于0.20 mm。

对于大型低速柴油机中、长活塞，分别在上、下止点附近位置，用长塞尺或专用卷塞尺测量减摩环和裙下部两个部位的首尾和左右方向的间隙。对于短活塞则应测量裙部和活塞杆填料箱孔处的首尾和左右方向的间隙。

活塞与气缸间隙应符合说明书或表4.1.12-27的规定。

4.1.4 活塞环的磨损测量

4.1.4.1 活塞环外圆面的磨损测量

活塞环使用一段时间后，外圆表面发生磨损，使环的径向厚度减薄，开口增大，弹力下降，导致活塞环的密封作用降低。在正常情况下，活塞环外圆表面的磨损率较低，活塞环的寿命达8000～10 000 h。通过活塞环工作状态时的开口（搭口）间隙可了解环的外圆磨损情况。

测量活塞环搭口间隙时，先将活塞从气缸中吊出，取下活塞环，将环和气缸清洁后，按环在活塞上安装位置，依次将环放入气缸中磨损最小的下部。大型二冲程柴油机的活塞环放在气口以下部位；小型柴油机则将环放在气缸的中上部。同时应保证环的端面与气缸中心线垂直。用塞尺测量各环的搭口。活塞环搭口间隙应符合说明书或表4.1.12-28的规定。

刮油环的外圆面磨损后，不仅使搭口间隙增大，而且使布油斜面减小，如图4.1.12-16所示。布油斜面减小使布油作用降低，气缸正常润滑受到影响。所以柴油机对刮油环的外圆面高度 A 均有明确规定。例如，6150型柴油机刮油环 A 值若超过1.5 mm时则应换新。

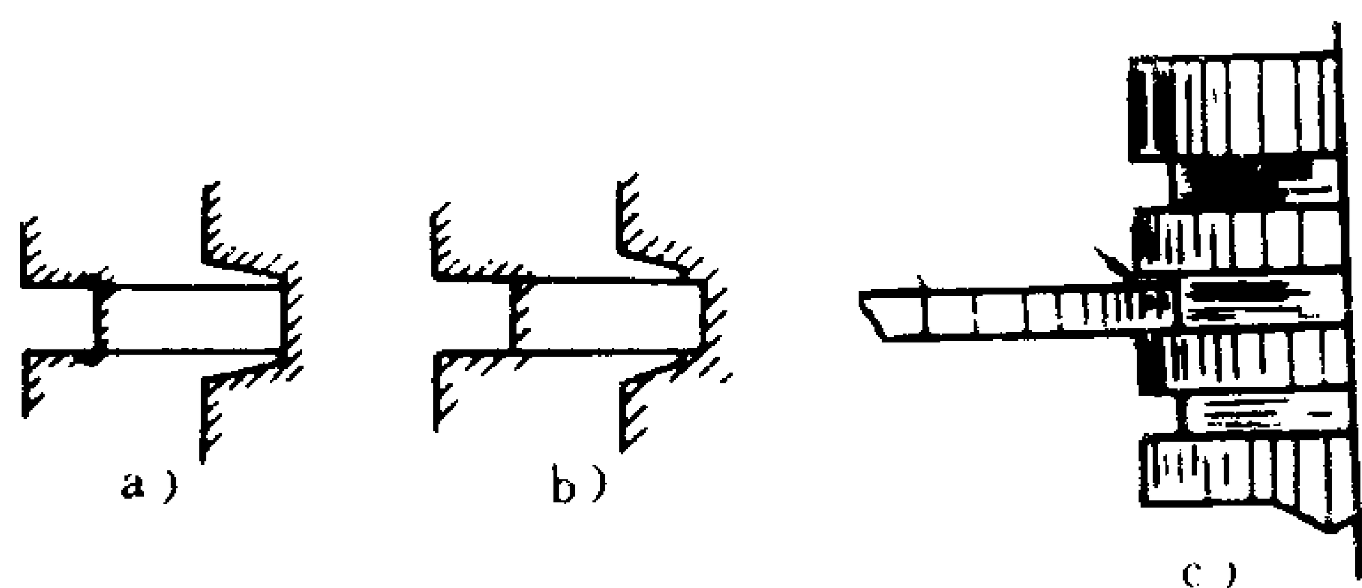


图4.1.12-14 活塞环槽的磨损测量

a)、b) 环槽磨损后的形状；c) 环槽磨损的测量

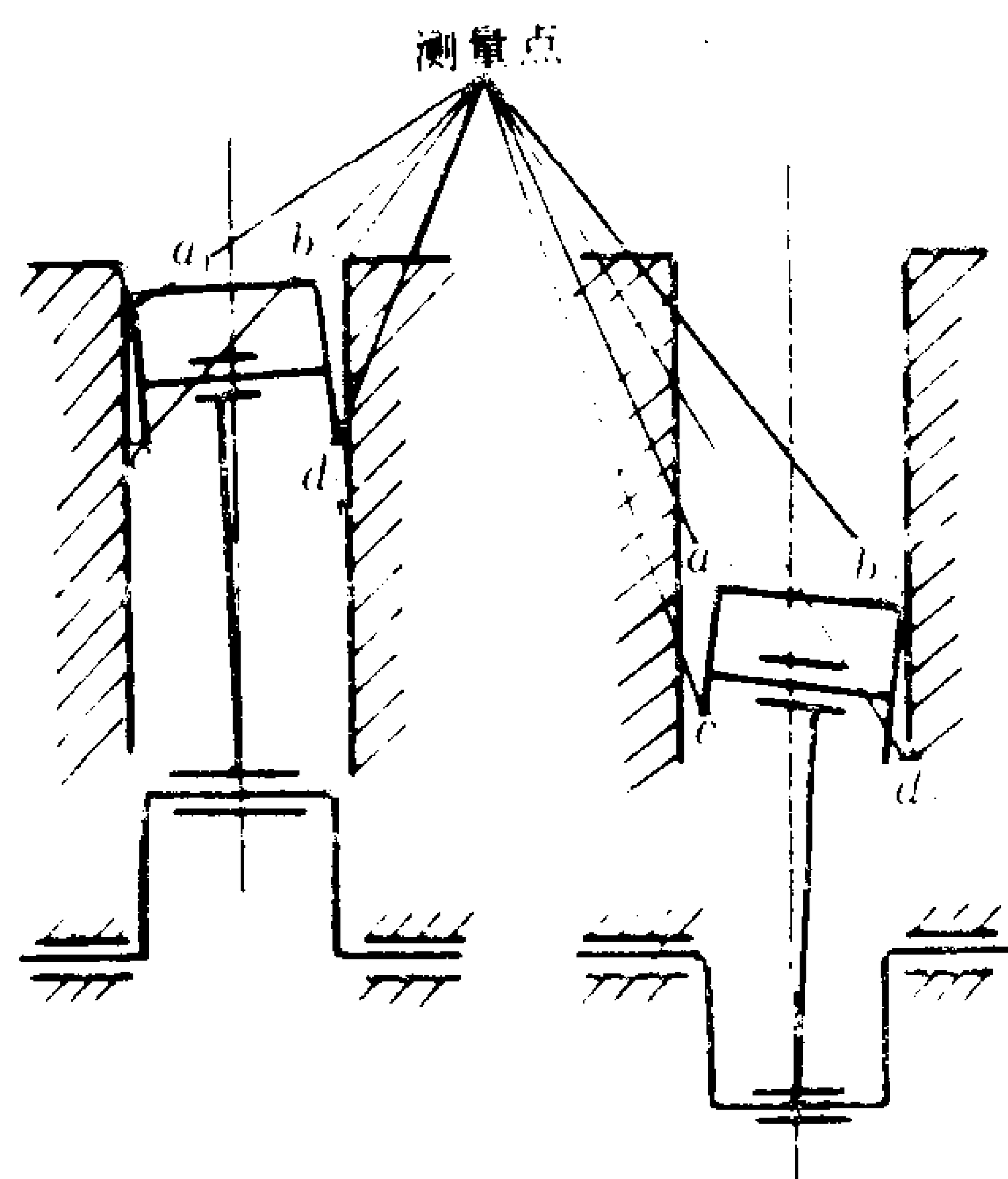


图4.1.12-15 活塞与气缸间隙的测量部位

表 4.1.12-27

活塞在气缸中的装配间隙和极限间隙

mm

气缸直径	四冲程筒形活塞式柴油机					
	铸铁及铝合金活塞顶部间隙		活塞裙部			
	顶部有冷却	顶部无冷却	铸铁活塞装配间隙	铸铁活塞极限间隙	铝活塞装配间隙	铝活塞极限间隙
>75~100	0.5~0.64	0.6~0.8	0.09~0.12	0.35	0.18~0.22	
>100~125	0.64~0.80	0.8~1.0	0.12~0.15	0.45	0.22~0.26	0.50
>125~150	0.84~1.00	1.0~1.20	0.15~0.18	0.55	0.26~0.32	0.60
>150~175	1.00~1.16	1.2~1.40	0.18~0.21	0.65	0.32~0.38	0.70
>175~200	1.16~1.32	1.4~1.60	0.21~0.24	0.72	0.38~0.44	0.80
>200~225	1.32~1.48	1.6~1.80	0.24~0.27	0.80	0.44~0.50	0.90
>225~250	1.48~1.64	1.8~2.0	0.27~0.30	0.88	0.50~0.56	1.0
>250~275	1.64~1.80	2.0~2.2	0.30~0.33	0.96	0.56~0.62	1.1
>275~300	1.80~1.96	2.2~2.4	0.33~0.36	1.04	0.62~0.68	1.2
>300~325	1.96~2.12	2.4~2.6	0.36~0.39	1.12	0.68~0.76	1.3
>325~350	2.12~2.28	2.6~2.8	0.39~0.42	1.20	0.76~0.82	1.4
>350~375	2.28~2.44	2.8~3.0	0.42~0.45	1.28		
>375~400	2.44~2.60	3.0~3.2	0.45~0.48	1.36		
>400~425	2.60~2.78	3.2~3.4	0.48~0.51	1.44		
>425~450	2.78~2.96	3.4~3.6	0.51~0.54	1.50		
>450~475						
>475~500						
>500~525						
>525~550						
>550~575						
>575~600						
>600~625						
>625~650						
>650~675						
>675~700						
>700~750						
>750~800						

气缸直径	二冲程筒形活塞式柴油机活塞裙部		十字头式柴油机			
			顶部	裙部		减摩环处
	装配间隙	极限间隙	间隙	装配间隙	极限间隙	装配间隙
>75~100						
>100~125						
>125~150	0.20~0.24	0.75				
>150~175	0.24~0.28	0.90				
>175~200	0.28~0.32	1.0				
>200~225	0.32~0.36	1.1				
>225~250	0.36~0.40	1.1				
>250~275	0.40~0.44	1.2				
>275~300	0.44~0.48	1.2				
>300~325	0.48~0.52	1.3				
>325~350	0.52~0.56	1.3				
>350~375	0.56~0.62	1.4				
>375~400	0.62~0.66	1.4				
>400~425	0.66~0.70	1.5				
>425~450	0.70~0.74	1.6	3.3~3.5	0.72~0.76	2.1	0.48~0.55
>450~475	0.74~0.78	1.7	3.5~3.7	0.76~0.82	2.2	0.51~0.58
>475~500	0.78~0.82	1.8	3.7~3.9	0.82~0.86	2.3	0.55~0.62
>500~525	0.82~0.86	1.9	3.9~4.1	0.86~0.91	2.4	0.59~0.66
>525~550			4.1~4.3	0.91~0.95	2.5	0.63~0.70
>550~575			4.3~4.5	0.95~1.00	2.6	0.67~0.74
>575~600			4.5~4.7	1.00~1.05	2.7	0.71~0.79
>600~625			4.7~4.9	1.05~1.10	2.8	0.76~0.84
>625~650			4.9~5.1	1.10~1.15	2.9	0.81~0.88
>650~675			5.1~5.3	1.15~1.20	3.0	0.86~0.92
>675~700			5.3~5.5	1.20~1.30	3.2	0.91~0.96
>700~750			5.5~5.7	1.30~1.45	3.4	0.95~1.02
>750~800			5.7~5.9	1.45~1.60	3.8	0.98~1.10

表 4.1.12-28

活塞环平面间隙与搭口间隙

mm

气缸直径		压缩环																油环							
		二冲程								四冲程								二冲程				四冲程			
		平面间隙				搭口间隙				平面间隙				搭口间隙				平面间隙		搭口间隙		平面间隙		搭口间隙	
		顶部二根		其余		顶部二根		其余		顶部二根		其余		顶部二根		其余									
		最小	极限	最小	极限	最小	极限	最小	极限	最小	极限	最小	极限	最小	极限	最小	极限	最小	极限	最小	极限	最小	极限	最小	极限
筒形活塞式柴油机	~150	0.15	0.25	0.10	0.25	0.005d	0.015d	0.004d	0.015d	0.10	0.20	0.08	0.20	0.005d	0.015d	0.004d	0.015d	0.05	0.25	0.003d	0.015d	0.035	0.20	0.003d	0.015d
	>150~225	0.20	0.35	0.15	0.35	0.005d	0.015d	0.004d	0.015d	0.15	0.30	0.12	0.30	0.005d	0.015d	0.004d	0.015d	0.065	0.35	0.003d	0.015d	0.05	0.30	0.003d	0.015d
	>225~300	0.25	0.40	0.20	0.40	0.005d	0.015d	0.004d	0.015d	0.20	0.35	0.16	0.35	0.005d	0.015d	0.004d	0.015d	0.08	0.40	0.003d	0.015d	0.065	0.35	0.003d	0.015d
	>300	0.30	0.50	0.25	0.50	0.005d	0.015d	0.004d	0.015d	0.25	0.45	0.20	0.45	0.005d	0.015d	0.004d	0.015d	0.09	0.50	0.003d	0.015d	0.075	0.45	0.003d	0.015d
十字头式柴油机		0.30	0.50	0.25	0.50	0.0075d	0.025d	0.006d	0.025d																

注：①d——气缸直径，mm。

②本表适用于中，高速船舶柴油机。对活塞平均速度低于 6 m/s的筒形活塞式柴油机，其平面间隙可按本表减少 30%。

活塞环外圆磨损后使活塞环的径向厚度减小，活塞环径向厚度用外径千分尺或游标卡尺直接测量。通常在活塞环开口两端及开口对面处进行大型柴油机活塞环磨损后的最小允许厚度应根据气缸套内圆磨损程度而定。例如，RLB 66 型柴油机活塞环径向厚度为 21 mm，若用于磨损较轻的缸套，则其最小允许厚度为 17.5 mm；若用于磨损较重的缸套，则最小允许厚度为 19 mm。当活塞环厚度小于最小允许厚度时应予换新。

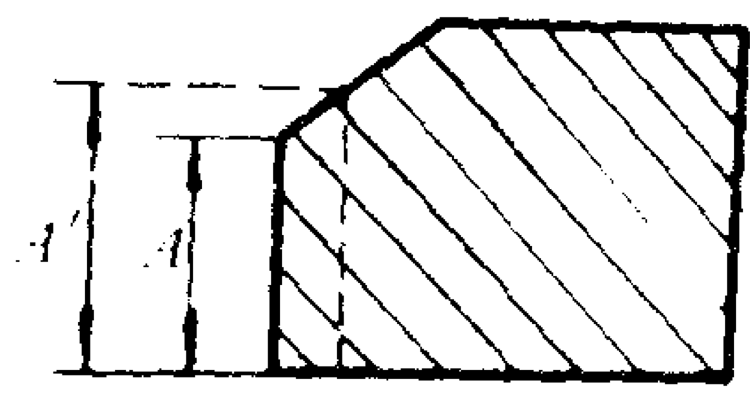


图 4.1.12-16　刮油环外圆面磨损

4.1.4.2　活塞环端面的磨损测量

活塞环端面磨损后，使环的高度减小，环与环槽端面之间的间隙增大。通过测量活塞环与环槽间的平面间隙（俗称天地间隙）了解活塞环高度磨损情况。

对于小型柴油机测量平面间隙时要在活塞环、活塞、特别是环槽清洁后，将环的局部平放入环槽中，用塞尺测量环与槽上端面间的间隙。通常要测环与环槽上数个部位。

对于大型柴油机活塞由于环大而重，故将环装在活塞上进行测量。测量前，清洁环和环槽，然后用塞尺沿圆周几处或整个圆周上测量。活塞环的平面间隙以第 1 道活塞环的为最大，其它环则依次减小。

活塞环平面间隙应符合说明书或规范的要求，如表 2.1.12-28 所示。

活塞环的高度也可以采用外径千分尺或游标卡尺直接测量。

4.1.5　活塞销和十字头销外圆面的磨损测量

活塞销与销座轴承和连杆小端轴承相配合。柴油机运转时，活塞销与轴承之间的相对运动使销的外圆表面磨损，产生圆度和圆柱度误差。

活塞销外圆面磨损是用外径千分尺沿活塞销轴线方向在首、中、尾三个截面上测量相互垂直的两个直径，如图 4.1.12-17 所示。活塞销外圆磨损极限如表 4.1.12-29 所示。

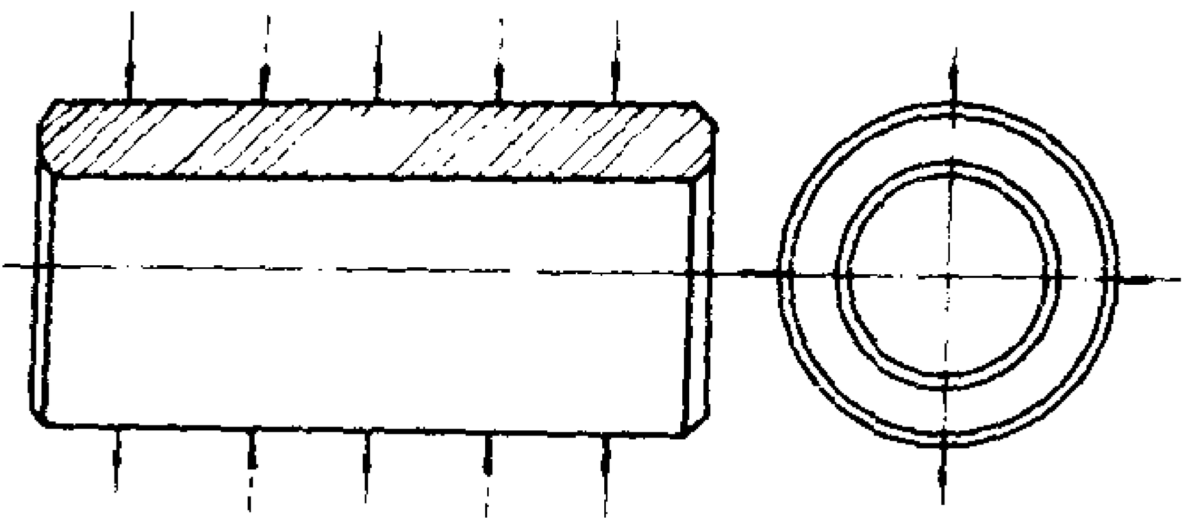


图 4.1.12-17　活塞销外圆面磨损测量

表 4.1.12-29　**活塞销、十字头销外圆磨损极限**　mm

活塞销、十字头销直径	圆　度	活塞销、十字头销直径	圆　度
~40	0.03	>250~275	0.08
>40~50	0.03	>275~300	0.08
>50~75	0.04	>300~325	0.09
>75~100	0.04	>325~350	0.09
>100~125	0.05	>350~375	0.10
>125~150	0.05	>375~400	0.11
>150~175	0.06	>400~425	0.12
>175~200	0.06	>425~450	0.13
>200~225	0.07	>450~475	0.14
>225~250	0.07	>475~500	0.15

十字头销外圆面磨损后，采用外径千分尺或游标卡尺，测量与小端轴承配合的外圆上两个截面内相互垂直的两个直径。要求十字头销的圆度误差不超过表 4.1.12-29 的规定。

4.1.6 曲轴的磨损测量

柴油机运转中，曲轴主轴颈和曲柄销颈受到不均匀磨损、产生圆度和圆柱度误差。曲轴轴颈磨损后，轴承间隙增大，不仅破坏润滑油膜，而且产生冲击作用容易使轴承合金碎裂。

曲轴的磨损是用外径千分尺、游标卡尺或专用千分尺测量轴颈横截面上相互垂直的两个直径来检查。测量主轴颈时，将相邻的任一曲柄销转至上止点或下止点位置，沿主轴颈轴线在首、中、尾三个部位的截面上测量上下和左右两个直径；测量曲柄销颈时，将其转至上止点或下止点位置，沿曲柄销颈轴线在首、中、尾三个部位的截面上测量上下和左右两个直径，如图 4.1.12-18 所示。

对于大、中型柴油机或轴颈较长的曲轴，可选三个测量部位，对于轴颈较短的曲轴则可选两个测量部位。

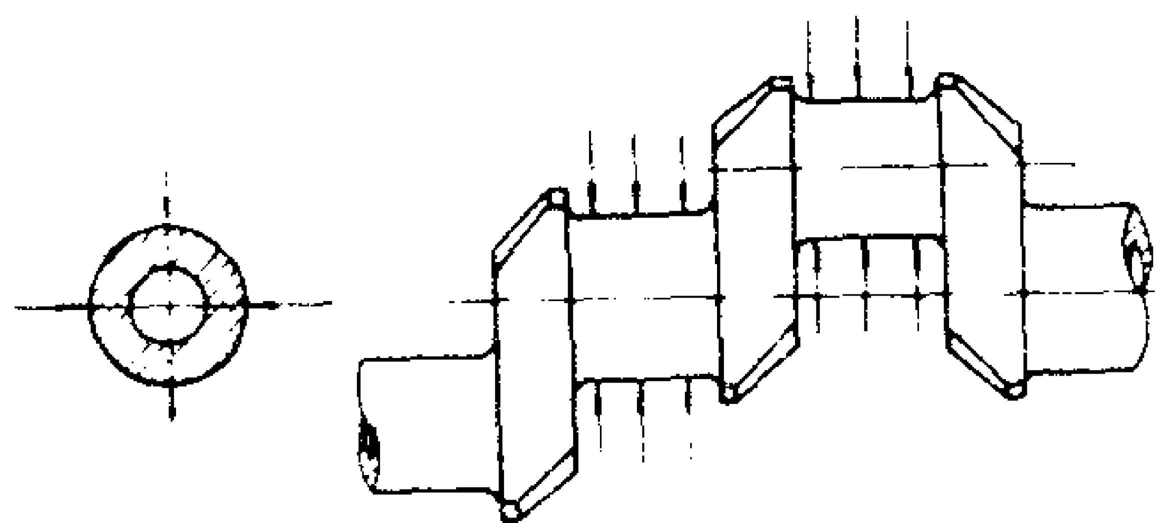


图 4.1.12-18 曲轴轴颈测量部位

对于小型柴油机，曲柄销颈增测上止点后 45°位置的直径；中间的主轴颈增测两个分别与相邻曲柄呈 60°夹角位置的直径；两端的主轴颈增测一个与相邻曲柄呈 60°夹角位置的直径。

在船上条件下，可拆去主轴承上盖及上瓦，盘出下瓦，采用专用外径千分尺直接测量。

柴油机曲轴主轴颈和曲柄销颈的磨损极限见表 4.1.12-30 所示。

表 4.1.12-30 **曲轴主轴颈与曲柄销颈磨损极限** mm

轴颈直径	>500 r/min筒形活塞式柴油机				<500 r/min筒形活塞式柴油机				十字头式柴油机			
	主轴颈		曲柄销颈		主轴颈		曲柄销颈		主轴颈		曲柄销颈	
	圆度	圆柱度	圆度	圆柱度	圆度	圆柱度	圆度	圆柱度	圆度	圆柱度	圆度	圆柱度
>75~100	0.035	0.035	0.035	0.04								
>100~125	0.035	0.035	0.035	0.04								
>125~150	0.04	0.04	0.04	0.04								
>150~175	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05				
>175~200	0.05	0.06	0.06	0.06	0.06	0.07	0.06	0.07				
>200~225	0.06	0.07	0.06	0.07	0.07	0.08	0.07	0.08	0.08	0.08	0.09	0.09
>225~250	0.07	0.08	0.07	0.08	0.08	0.09	0.08	0.09	0.09	0.09	0.10	0.10
>250~275	0.07	0.08	0.08	0.08	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10	0.10	0.11	0.11
>275~300	0.08	0.09	0.09	0.09	0.09	0.10	0.09	0.10	0.10	0.10	0.11	0.11
>300~325	0.08	0.09	0.09	0.10	0.09	0.10	0.10	0.11	0.11	0.11	0.12	0.12
>325~350	0.08	0.10	0.10	0.11	0.10	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13
>350~375					0.11	0.12	0.12	0.13	0.12	0.12	0.13	0.13
>375~400					0.12	0.13	0.13	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14
>400~425					0.13	0.14	0.14	0.15	0.14	0.14	0.15	0.15
>425~450									0.15	0.15	0.16	0.16
>450~475									0.16	0.16	0.17	0.17
>475~500									0.17	0.17	0.18	0.18
>500~525									0.18	0.18	0.19	0.19
>525~550									0.19	0.19	0.20	0.20
>550~575									0.20	0.20	0.21	0.21
>575~600									0.20	0.20	0.21	0.21
>600~650									0.21	0.21	0.22	0.22
>650~700									0.21	0.21	0.22	0.22

注：圆度是以两点法测量。

4.1.7 主轴承的磨损测量

主轴承下瓦磨损后，不仅影响与主轴颈的配合间隙，破坏润滑油膜，而且因各道主轴承磨损不同还将影响曲轴轴线的状态。

主轴承下瓦的磨损量常用桥规测量。大型柴油机均有随机专用桥规，其上标明柴油机出厂时各道主轴承的桥规值。用本次测量的桥规值减去出厂时桥规值即为主轴颈的下沉量，也就是主轴承下瓦磨损量。

测量前，拆去主轴承上盖及上瓦，清洁主轴颈和机座上平面后，将桥规置于机座上平面上，用塞尺测量主轴颈与桥规基准面之间的间隙。通常在将首端第1缸的曲柄销转到上止点位置时，测量主轴颈的首、尾两个部位的桥规值，如图 4.1.12-19 所示。

目前采用带测深尺的桥规使测量工作简单方便，例如RLB 66 型柴油机的桥规测量，见图 4.1.12-20。

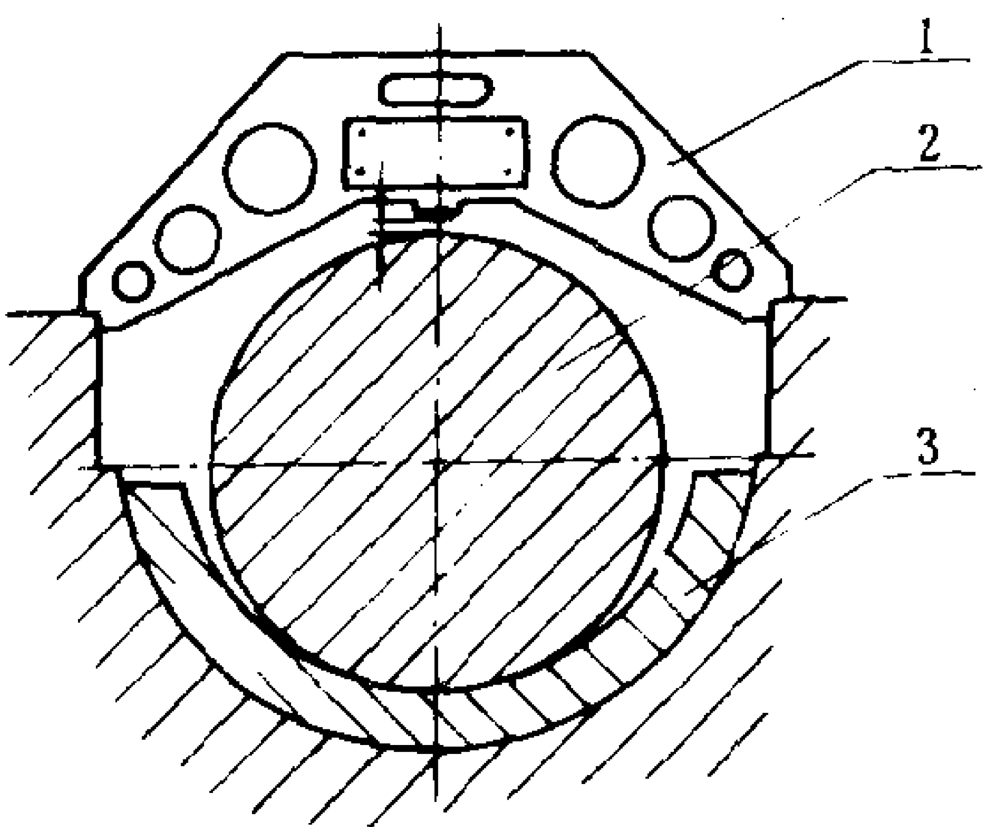


图 4.1.12-19　用桥规测量主轴瓦的磨损量

1-桥规；2-主轴颈；3-下瓦

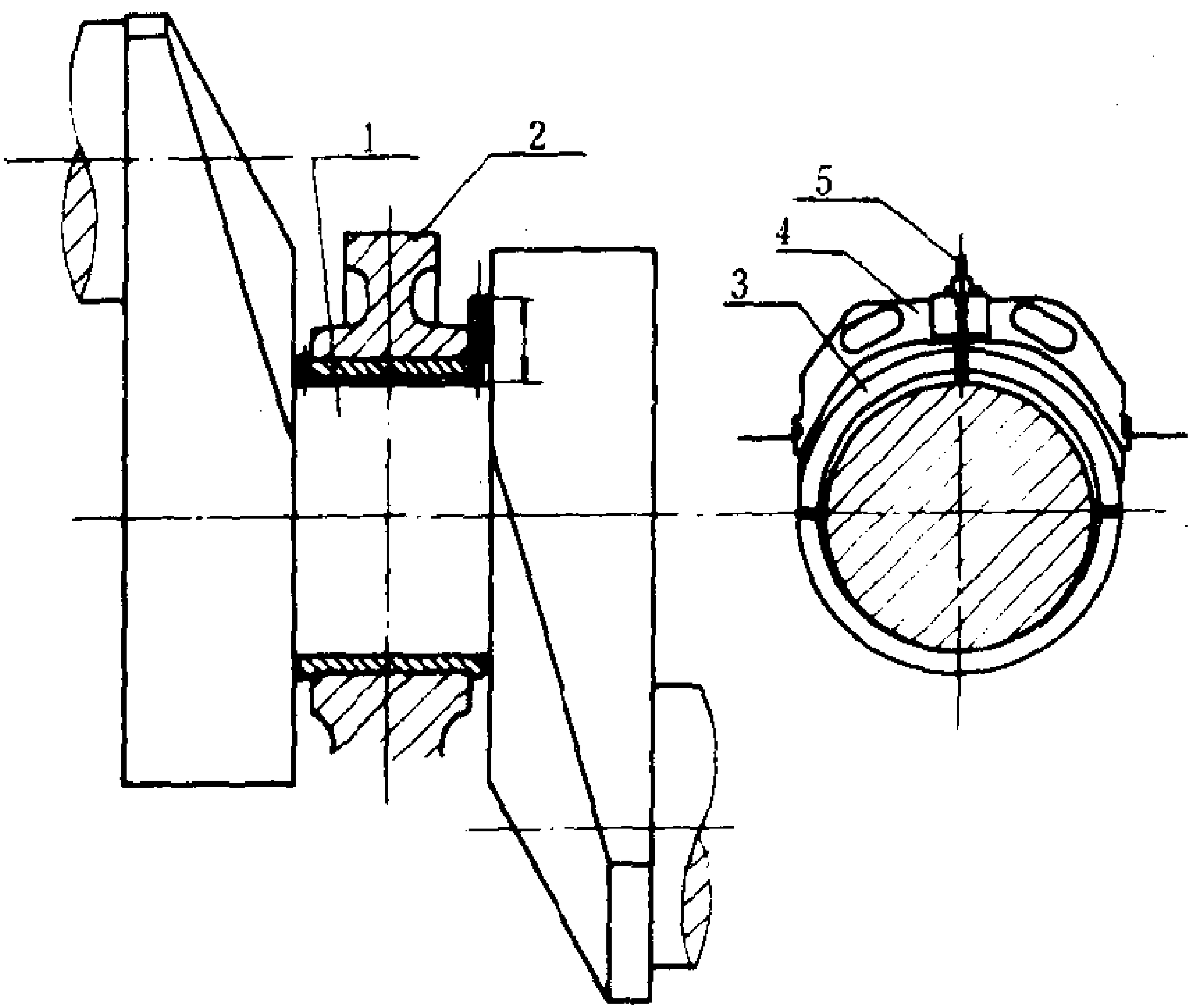


图 4.1.12-20　RLB 66 型柴油机桥规测量

1-主轴颈；2-轴承上盖；3-上瓦；4-桥规；5-测深尺

用桥规测得的主轴颈下沉量，实际上包含了主轴颈与主轴下瓦的磨损量，但因主轴颈的材料硬度较高，磨损量很小，因而可视为主轴下瓦磨损量。

对于小型柴油机的轴瓦，可采用直接测量瓦厚的方法。利用量头为锥形的外径千分尺，或用一般的外径千分尺和小钢球来测量瓦厚。前者直接测得瓦厚，后者将所测值减去钢球直径即为瓦厚。将所测值与新瓦厚度比较即得轴瓦磨损量。柴油机说明书给出轴瓦标准厚度和极限厚度。例如，12 VE-230 型柴油机主轴瓦标准厚度为 7.37～7.39 mm，当磨损到小于 7.25 mm时则应换新。

4.1.8　轴承间隙的测量

4.1.8.1　曲轴主轴承间隙的测量

曲轴主轴颈与主轴承之间的径向间隙反映了轴瓦的磨损情况。间隙过小，轴承容易发热，严重时使的白合金熔塌以致将轴咬死；间隙过大，则易产生冲击造成轴瓦合金碎裂。因此轴承间隙应符合柴油机说明书或规范的要求。主轴颈与主轴承径向装配间隙及极限间隙见表 4.1.12-31 所示。

表 4.1.12-31　　主轴颈与主轴承径向装配间隙及极限间隙　　mm

轴颈直径	十字头式柴油机		<500 r/min筒形活塞式柴油机		>500 r/min筒形活塞式柴油机			
					白合金		铜铝合金	
	装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙	装配间隙	极限间隙
75～100					0.06～0.08	0.20	0.08～0.10	0.20
>100～125					0.08～0.11	0.25	0.10～0.12	0.25
>125～150					0.11～0.15	0.30	0.13～0.16	0.30
>150～200			0.14～0.18	0.30	0.16～0.20	0.40	0.17～0.23	0.40
>200～250			0.18～0.22	0.40	0.20～0.24	0.50	0.24～0.28	0.50
>250～300	0.17～0.21	0.40	0.22～0.26	0.50	0.24～0.28	0.60		
>300～350	0.21～0.25	0.50	0.26～0.30	0.60				
>350～400	0.25～0.30	0.60	0.30～0.34	0.70				
>400～450	0.30～0.35	0.70	0.34～0.38	0.80				
>450～500	0.35～0.40	0.80						
>500～550	0.40～0.45	0.90						
>550～600	0.45～0.50	1.00						
>600～650	0.50～0.55	1.10						
>650～700	0.55～0.60	1.20						

大、中型柴油机主轴承径向间隙的测量方法主要有以下两种：

1）塞尺法　当主轴承端面与主轴颈过渡圆角处的空间允许塞尺插入时，可采用塞尺直接测量，如图 4.1.12-21 a）。塞尺测量值加上 0.05 mm即为主轴承的径向间隙。因为轴颈与轴瓦之间的间隙呈圆弧形，用平直塞尺测量则产生误差，故应加上 0.05 mm 的修正值。此法简单、方便，但测量精度低。

2）压铅丝法　测量时，先将主轴承上盖及上瓦取下，清洁后沿主轴颈轴向的首、中、尾三个位置放置 3 条（或在首、尾放 2 条）铅丝，长度为包住主轴颈的 150°弧长，并用油脂粘住，如图 4.1.12-21 b）所示。然后将轴承上盖及上瓦装好，按对角方向均匀上紧螺栓并记下螺母上紧程度，再次打开轴承上盖，取出压扁的铅丝，用外径千分尺测量铅丝两端及中间的厚度。中间厚度即为主轴承径向间隙，两端厚度为主轴承两侧间隙，二者应相等，并应小于中间值。

测量用铅丝的直径依装配间隙 δ 选取，一般铅丝直径 $d=(1.5\sim2)\delta$ mm。铅丝直径

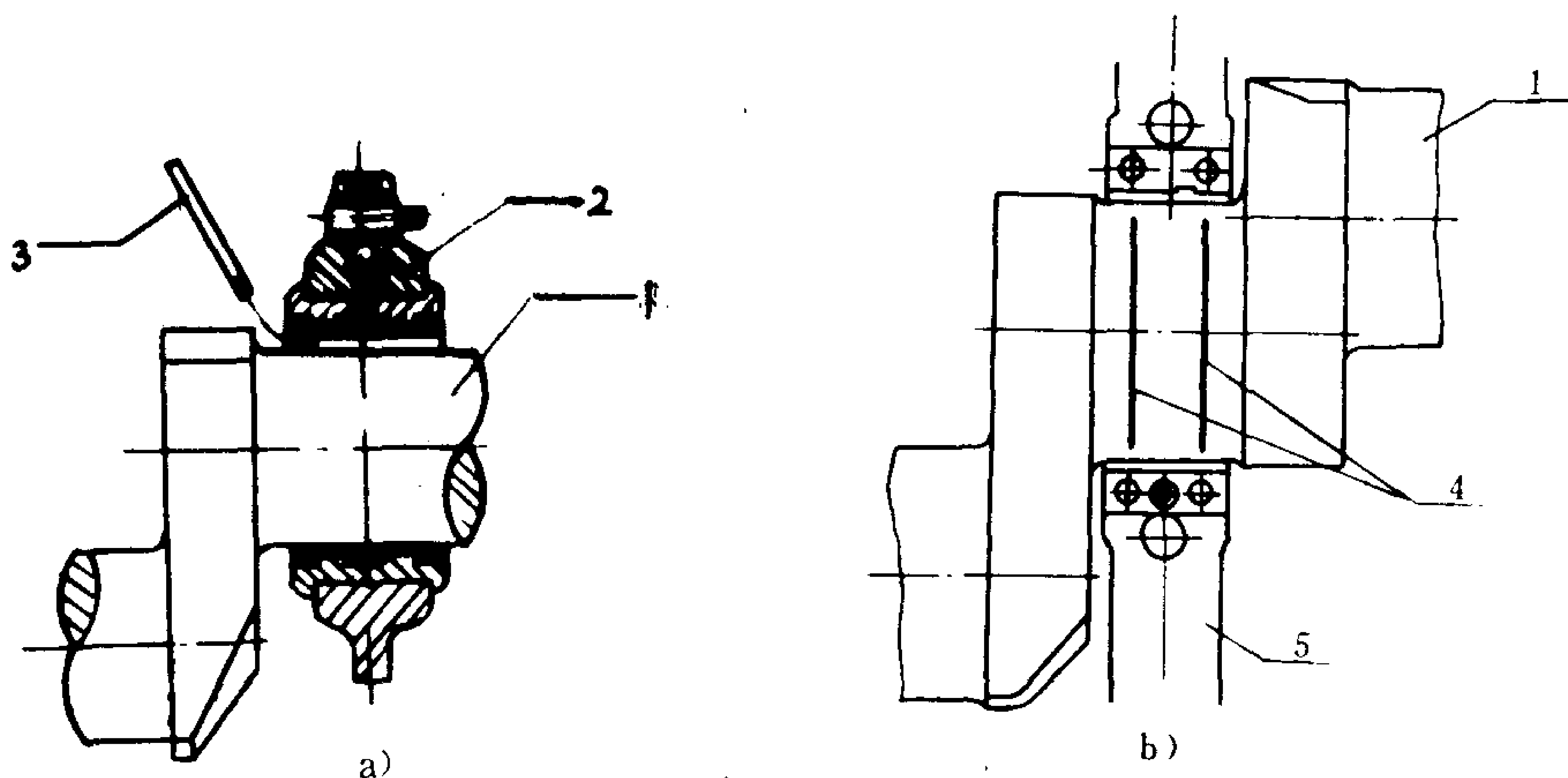


图 4.1.12-21　主轴承径向间隙测量

a）塞尺法；　b）压铅丝法

1-主轴颈；2-主轴承上盖；3-塞尺；4-铅丝；5-主轴承座

大小对测量精度有很大影响；直径过小，甚至小于轴承间隙，将测不出轴承间隙；直径过大，则因铅丝抗变形能力增大，使铅丝压入轴瓦合金层内，同样不能准确测出轴承间隙。

高速柴油机主轴承大多采用薄壁轴瓦，常用比较法测量主轴承径向间隙。

测量时，吊出曲轴，清洁后装好主轴承上瓦及上盖，螺栓上紧至规定要求，用内径千分尺或内径千分表测量主轴承孔首、尾两个截面上的直径。用外径千分尺测量主轴颈相应部位的直径。则轴瓦直径与轴颈直径之差即为主轴承径向间隙。

4.1.8.2 曲柄销轴承的径向间隙

曲柄销轴承为厚壁瓦时亦可采用压铅丝法测量轴承间隙。测量部位在曲柄销颈与轴承下瓦之间。

4.1.8.3 推力轴承间隙的测量

滑动式单环推力轴承的轴向间隙是其装合状态下推力轴的轴向移动量，亦即推力块与推力环之间的总间隙，它反映了推力块减摩合金层的磨损情况。

推力轴承轴向间隙常用千分表测量。测量时，打开推力轴承上盖，将千分表置于轴承外壳上，表与推力环端面接触，然后用千斤顶或撬杠将推力轴自一极端位置推至另一极端位置，则千分表读数差即为推力轴承的轴向间隙。

推力轴承轴向间隙亦可采用塞尺测量。用两把塞尺同时插入两边推力块与推力环之间，两边测量值之和即为轴向间隙。两边测量值的平均值即为推力块与推力环单面间隙。

推力轴承轴向间隙应符合说明书或规范要求。表 4.1.12-32 为其安装间隙与极限间隙。

表 4.1.12-32 **单环式推力轴承轴向间隙** mm

轴　径	<100	100~120	120~150	150~180	180~220	220~260
安装间隙	0.10~0.20	0.15~0.25	0.20~0.30	0.25~0.35	0.30~0.40	0.35~0.48
极限间隙	0.40	0.45	0.52	0.60	0.70	0.80
轴　径	260~310	310~360	360~440	440~500	500~600	600~700
安装间隙	0.40~0.55	0.45~0.60	0.50~0.70	0.55~0.75	0.60~0.80	0.70~0.90
极限间隙	0.90	1.00	1.15	1.30	1.45	1.60

注：多环式推力轴承轴向总间隙可适当放大，对尾轴采用金属环密封装置者，应适当缩小。

推力轴承径向间隙亦可采用压铅丝法测量。推力轴颈与轴承上瓦之间的径向间隙不应超过表 4.1.12-33 的规定。

表 4.1.12-33 **推力轴承径向安装间隙及极限间隙** mm

轴　径	安装间隙	极限间隙
<100	0.10~0.15	0.40
100~120	0.13~0.18	0.45
120~150	0.15~0.20	0.50
150~180	0.18~0.23	0.55
180~220	0.20~0.25	0.60
220~260	0.22~0.30	0.65
260~310	0.25~0.33	0.70
310~360	0.32~0.40	0.80
360~440	0.36~0.45	0.90
440~500	0.40~0.50	1.00
500~600	0.45~0.55	1.10
600~700	0.50~0.60	1.20

4.2 零件变形及其检测

4.2.1 气缸盖平面翘曲变形及其检测

柴油机气缸盖底平面变形引起漏气和漏水。气缸盖底平面的变形，主要是拆装时未按说明书规定的上紧螺栓次序和规定的扭矩操作，或者在刚停车的热态下拆卸等造成。

小型柴油机气缸盖，采用直尺和塞尺来检查变形情况。测量时，将气缸盖底面朝上平放，钢直尺侧立于底面上，用塞尺测量直尺与底面的间隙。气缸盖的允许变形量为：

整体铸铁气缸盖纵向弯曲不超过 0.30 mm/m；

整体铸铝气缸盖纵向弯曲不超过 0.50 mm/m。

小型气缸盖还可采用平台着色法检查气缸盖底平面的变形。将平台涂一薄层均匀的色油，然后用清洁过的气缸盖底平面与之互研，依底平面着色情况来判断气缸盖底平面变形的位置及其程度。此法虽简便，但不能定量评定变形情况。

4.2.2 气阀阀杆弯曲变形及其检测

进、排气阀在工作中，时而暴露在高温燃气中，时而又分别受到空气的冷却和高温排气的冲刷。阀落座时的撞击造成阀面磨损、下沉和阀杆弯曲变形。

阀杆弯曲变形会使阀与阀座气密性降低而失去功能。

阀杆弯曲变形检验如图 4.1.12-22 所示。将阀杆置于平台 V 形铁上，用千分表测量阀面与阀杆工作面的径向跳动，它应不大于 0.03 mm。

因阀面磨损使阀盘下沉，造成进、排气的通道截面和压缩比改变，以致影响柴油机的正常工作。用深度游标卡尺检查阀盘的下沉量，即测量阀盘底面至气缸底面的距离。下沉量应符合说明书的规定。

4.2.3 连杆变形及其检测

连杆长时间工作容易产生垂直平面内和水平平面内的弯曲及扭曲变形，如图 4.1.12-23 所示，其中垂直平面内的弯曲和扭曲变形影响较大。

连杆在垂直平面内的弯曲会造成大、小端轴承中心线不平行，使活塞在缸中倾斜引起拉缸。连杆扭曲变形使连杆与活塞销、连杆与曲柄销相对位置变化，引起转动不灵活，严重时产生强烈敲击现象。

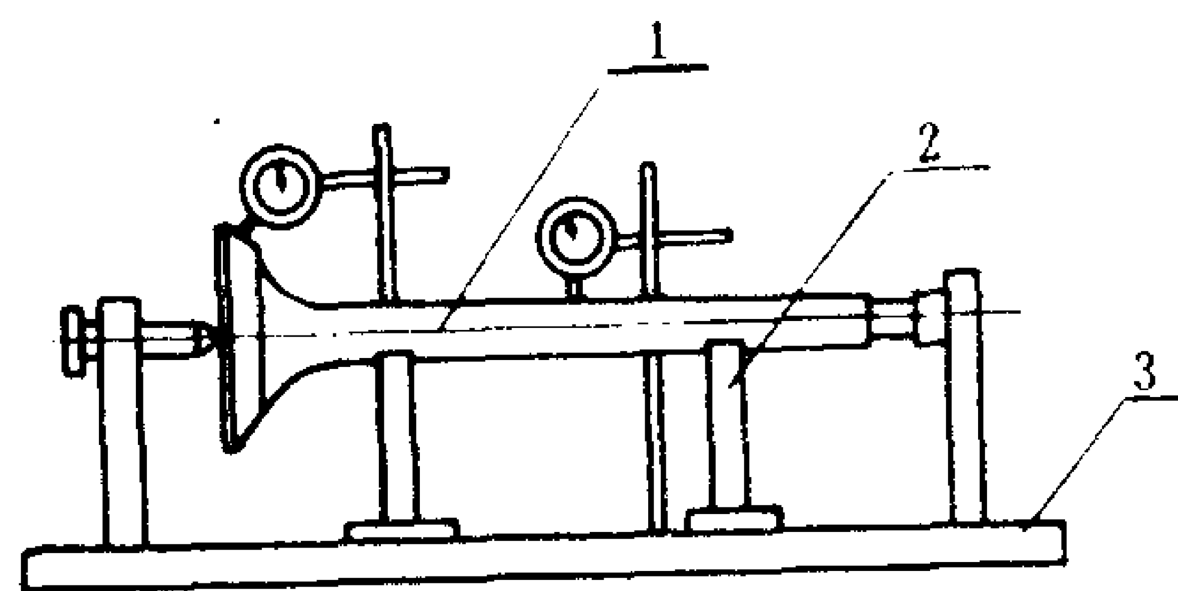


图 4.1.12-22 气阀阀杆弯曲变形检验

1-气阀；2-V形铁；3-平台

检修时应进行连杆变形的检查。通常是在车间平台上用千分表来检测，(如图 4.1.12-24 a)) 所示。将大、小端轴承孔内插有样轴的连杆立于平台 V 形铁上。用千分表校平大端样轴使之平行于平台，然后用千分表测量连杆小端 样轴的两端是否等高，若测得两端高度（a、b）不等，即大、小端中心线不平行，则垂直平面内的弯曲度＝$\frac{a-b}{l}$ mm/m。l 为连杆大小端中心线之间的距离。中、低速柴油机弯曲度不大于 0.10 mm/m；

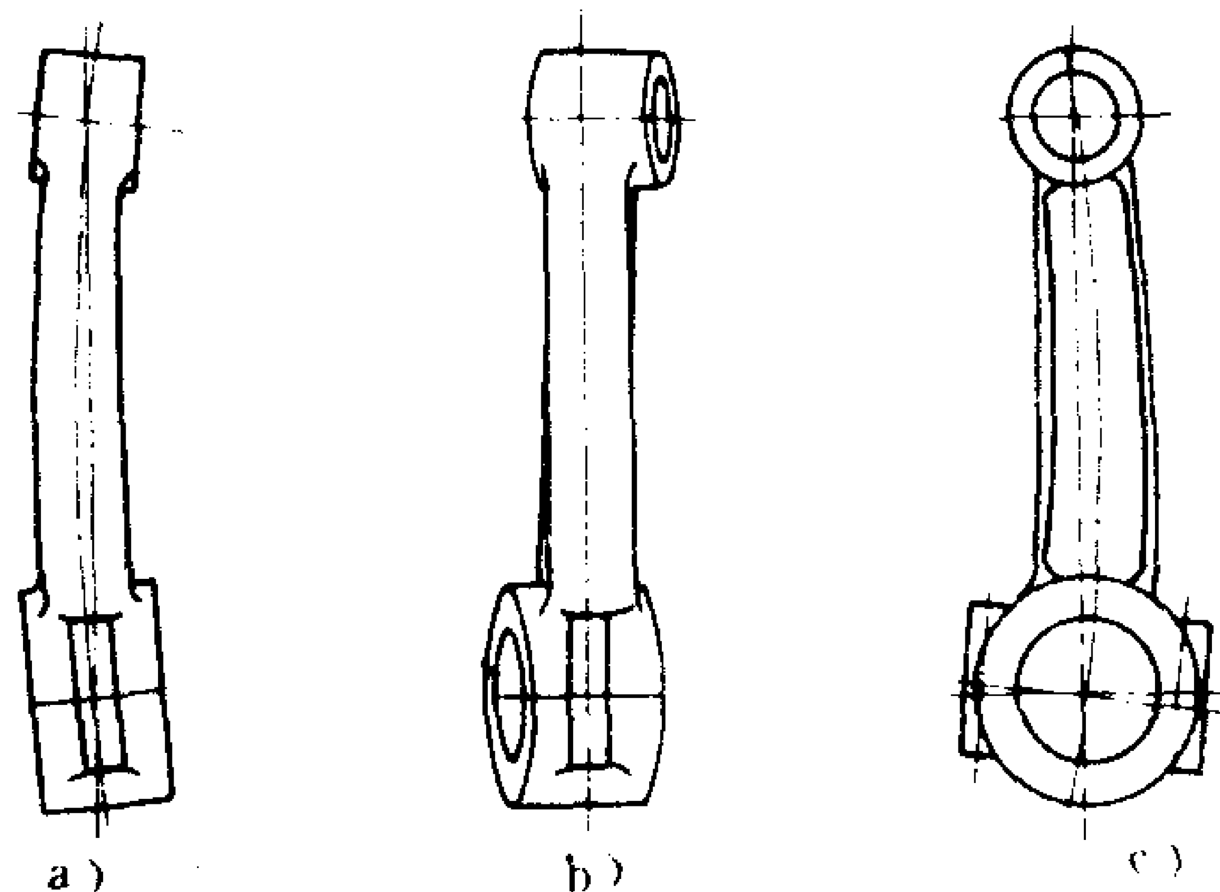


图 4.1.12-23 连杆变形

a) 在垂直平面内的弯曲；b) 扭曲；c) 在水平平面内弯曲

高速柴油机不大于0.02 mm/100 mm。

扭曲变形的检验是将插有样轴的连杆置于平台V形铁上(图4.1.12-24 b))。校平大端样轴使之平行平台，然后用千分表测量小端样轴两端是否等高，如不等则表明连杆存在扭曲变形。中、低速柴油机连杆扭曲度不大于0.15 mm/m；高速柴油机不大于0.05 mm/100 mm。

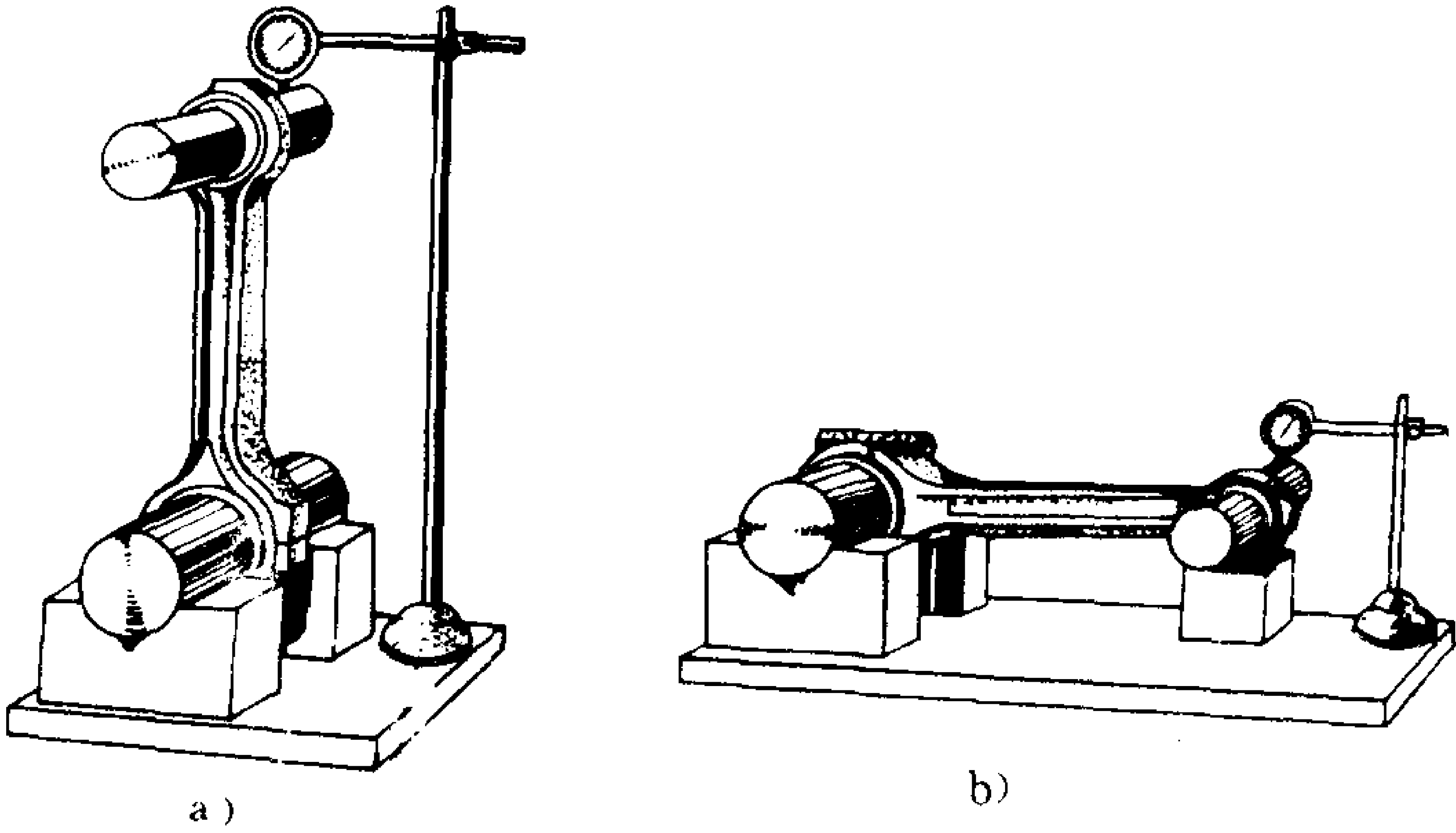


图4.1.12-24 连杆变形的检验

a) 弯曲变形检验；b) 扭曲变形检验

4.2.4 活塞顶部变形的检测

活塞顶部变形主要由于顶部烧蚀造成。活塞顶部变形不仅降低其强度，而且影响燃烧室的形状和压缩高度。

活塞顶部变形程度用样板和塞尺来测量（图4.1.12-25）。样板是根据活塞顶部的原设计形状制作的。测量时，将样板放在活塞顶部，使样板每转过45°测量一次样板与活塞顶部之间的间隙。间隙最大处为烧蚀最严重、也是顶部最薄的部位。

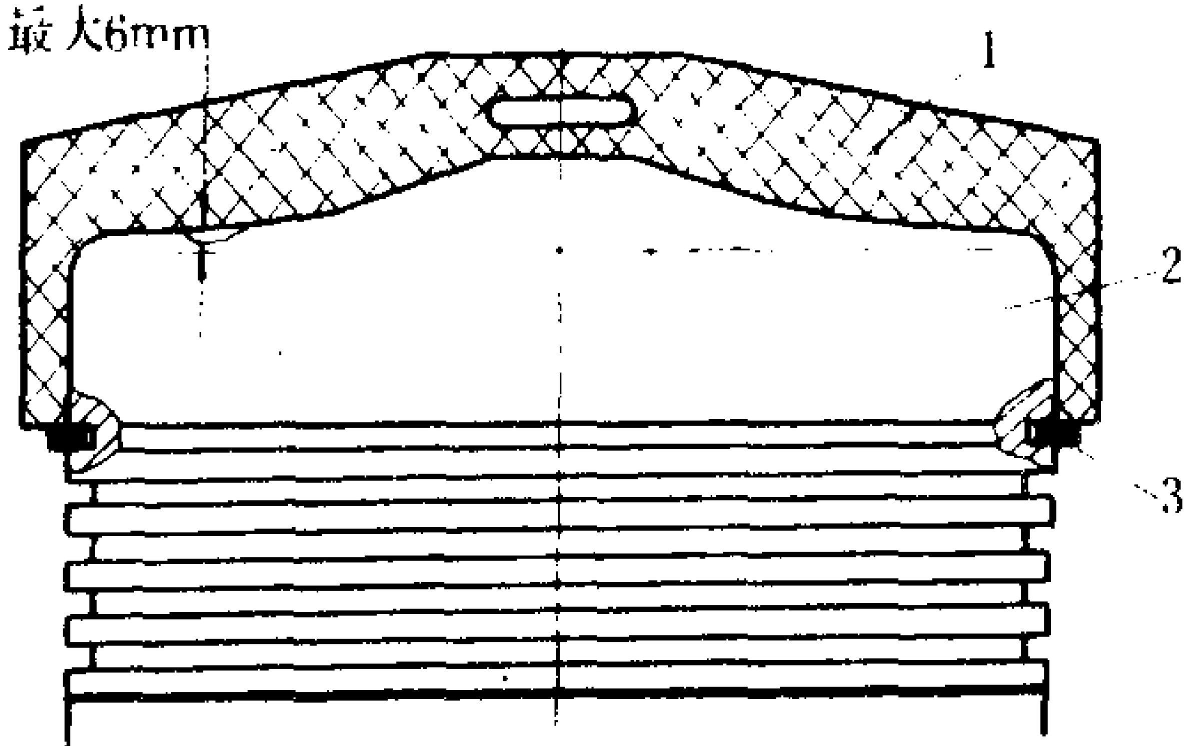


图4.1.12-25 活塞顶部变形检查

1-样板；2-活塞；3-专用活塞环

4.2.5 曲轴的弯曲变形检测

4.2.5.1 曲轴弯曲变形的原因

曲轴弯曲变形可能是因加工制造或热处理不当引起，但主要是由于曲轴结构复杂、刚度较差，在使用中维护保养不当所致。例如：①各道主轴承磨损不均匀，使曲轴的支承高度不等而产生弯曲变形；②柴油机各缸功率不平衡，使各主轴承负荷不均匀；③柴油机超负荷运转使曲轴过载产生弯曲变形；④柴油机故障造成曲轴的弯曲和扭转变形；⑤曲轴受过大的扭矩引起的扭曲变形和红套滑移。

4.2.5.2 曲轴弯曲变形的检查

进行中、小型柴油机曲轴弯曲变形检查时，将清洁过的曲轴置于平台V形铁上或安装在车床上，如图4.1.12-26所示。用千分表测量中间的主轴颈根部附近磨损较小处，在曲轴缓慢回转一周时，千分表的最大和最小读数差之半即为曲轴的弯曲度。车床上的检测精度较高，而平台V形铁测量精度受到其上曲轴轴颈的圆度误差的影响。

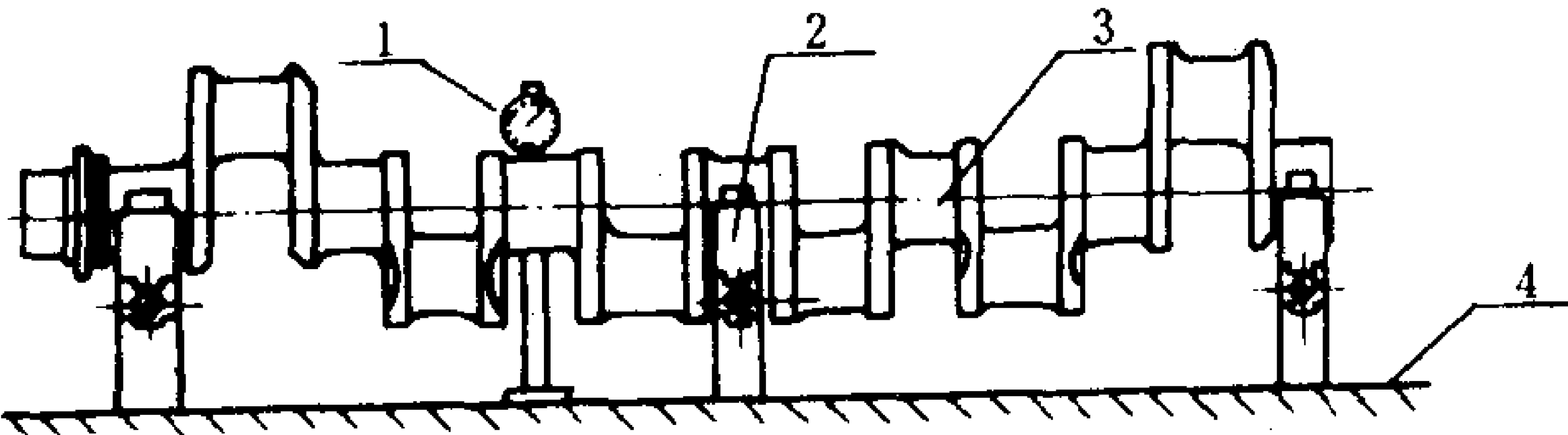


图4.1.12-26 曲轴弯曲变形的测量

1-千分表；2-V形铁；3-曲轴；4-平台

在平台上检查曲轴弯曲变形时，若曲轴刚性较差，可采用三支点支承法，一般

在说明书中均有规定。

中、小型柴油机曲轴在船上检查曲轴弯曲度的方法，如图 4.1.12-27 所示。首先用塞尺

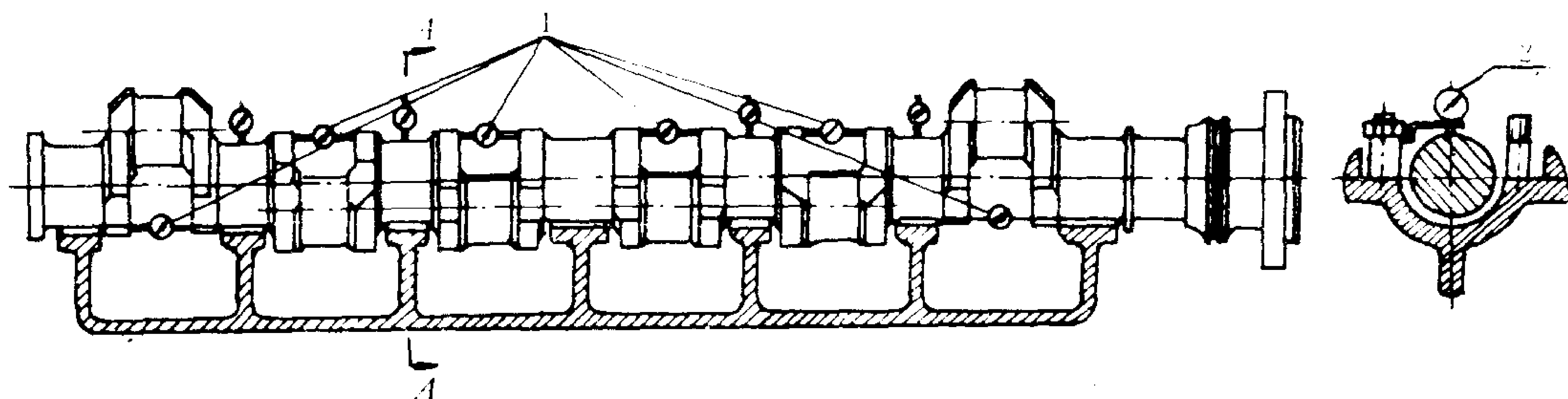


图 4.1.12-27　船上检测曲轴弯曲变形

1-拐档表；2-千分表

检查各主轴颈与主轴承下瓦的贴合情况，然后测量曲轴臂距值。根据曲轴的曲柄数和曲柄的刚性确定支承曲轴的主轴承数。在主轴承螺栓孔处安放几个千分表，盘车测量各无主轴承处的主轴颈的径向跳动量，从而可确定曲轴的弯曲部位、方向和大小。

4.2.6　曲轴的扭曲变形

扭曲变形主要发生在整体式曲轴上，它使曲柄夹角变化，直接影响柴油机的正时，还可能产生微小裂纹，此裂纹将在运转中逐渐扩展。组合式曲轴扭曲将会导致红套滑移，即曲柄夹角的改变。曲轴红套滑移多发生在柴油机运转过程中。

4.2.7　运转中的曲轴弯曲变形及其检验

曲轴是形状复杂、刚性较差的挠性轴。运转中各道主轴承磨损不同、机座变形或下沉及各曲柄受力不等时均会使曲轴在运转中产生弹性变形，表现在曲轴轴线弯曲和曲柄臂距变化。运转中的曲轴弹性变形使曲轴的附加弯曲应力增大，严重时使曲轴断裂。曲轴运转期间控制曲柄臂距的变化，便可控制曲轴的弯曲变形。

4.2.7.1　曲轴臂距差

曲轴的曲柄两臂之间的距离称为曲柄的臂距。当曲柄销分别在上、下止点位置或左、右舷位置时，两个臂距的差值称为臂距差，俗称拐档差。

当曲柄的两个主轴承低于相邻轴承时，曲柄销在上止点时的臂距值 l_1 大于在下止点时的臂距值 l_2，曲轴呈塌腰状变形，即曲轴轴线呈下弧线弯曲。臂距差 $\Delta = l_1 - l_2 > 0$，为正值。如图 4.1.12-28 a）所示。

当曲柄的两个主轴承高于相邻 轴承时，曲柄销在上止点时的臂距值 l_1小于在下止点时的臂距值 l_2，曲轴呈拱腰状变形，即曲轴轴线呈上弧线弯曲。臂距差 $\Delta = l_1 - l_2 < 0$，为负值。如图 4.1.12-28 b）所示。

同样，在水平平面内曲轴轴线状态弯曲也会产生臂距差。当曲柄的两个主轴承低于相邻轴承时，曲柄销在左平位置的臂距 l_3大于右平时的臂距 l_4，则臂距差 $\Delta = l_3 - l_4 > 0$，为正值，曲轴轴线呈右弧线弯曲；反之，臂距差 $\Delta = l_3 - l_4 < 0$，为负值，曲轴轴线呈左弧线弯曲。

测量曲轴臂距差采用专用千分表，称为臂距量表，或称拐档表。测量前，将臂距量表安装在距曲柄销中心线 $\frac{S+D}{2}$处。其中，S 为活塞行程，D 是主轴颈直径，如图 4.1.12-29 所示。当测量点位置在 B 处时，所测臂距差 Δ_B值应换算成规定位置 A 处的臂距差 Δ_A：

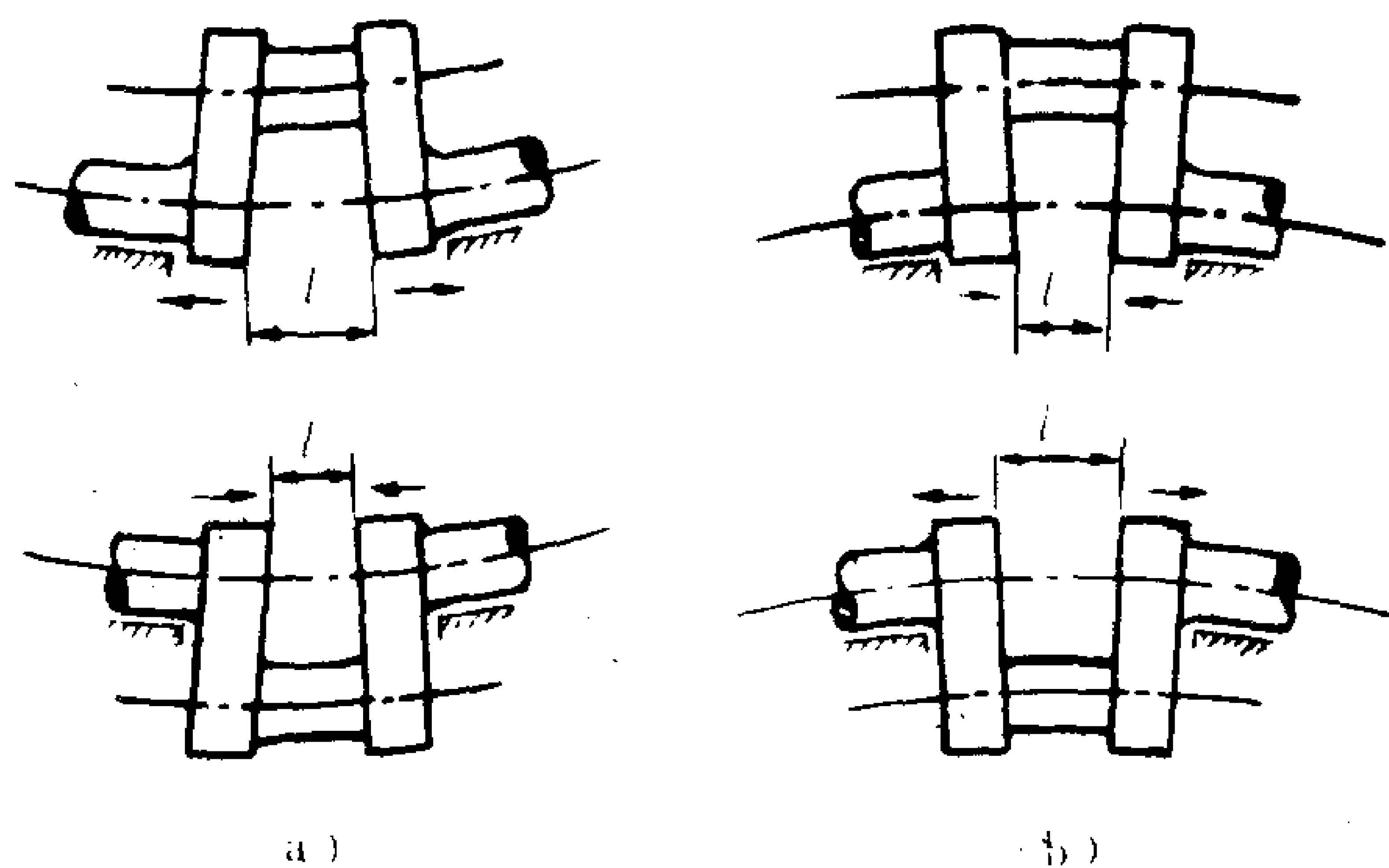


图 4.1.12-28　曲轴轴线状态与曲柄臂距的关系

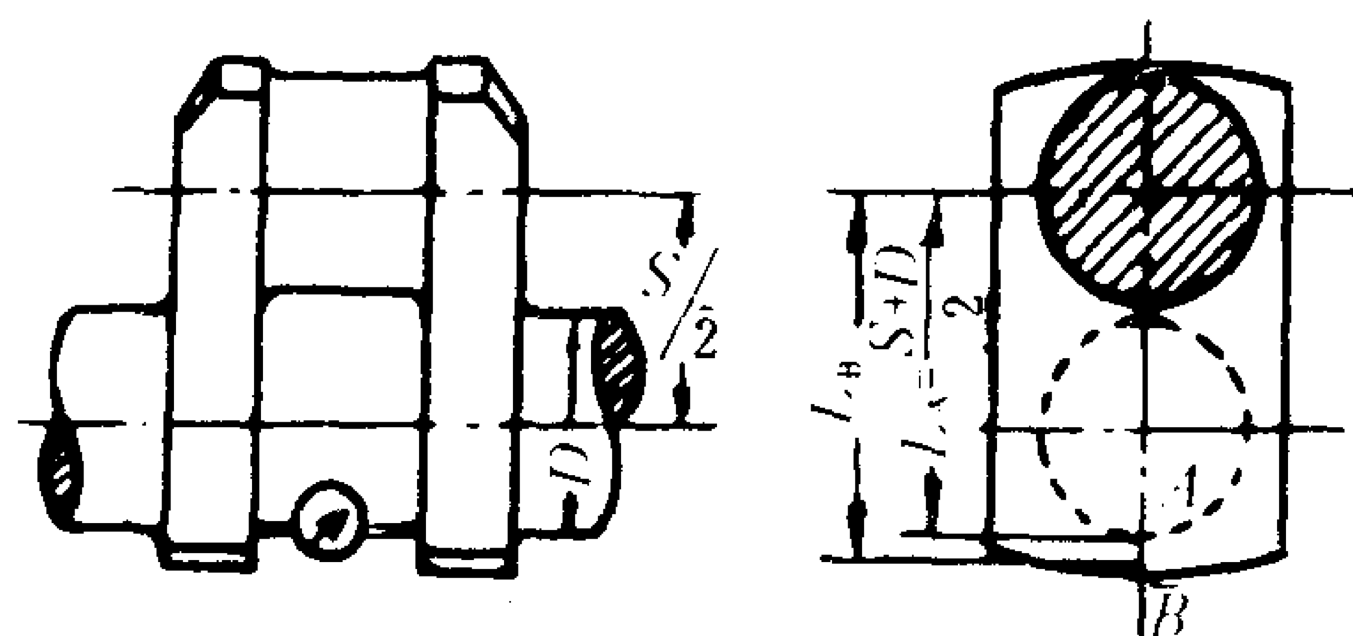


图 4.1.12-29　臂距量表的安装位置

$$\Delta_A = \Delta_B \cdot \frac{OA}{OB} \qquad \text{mm}$$

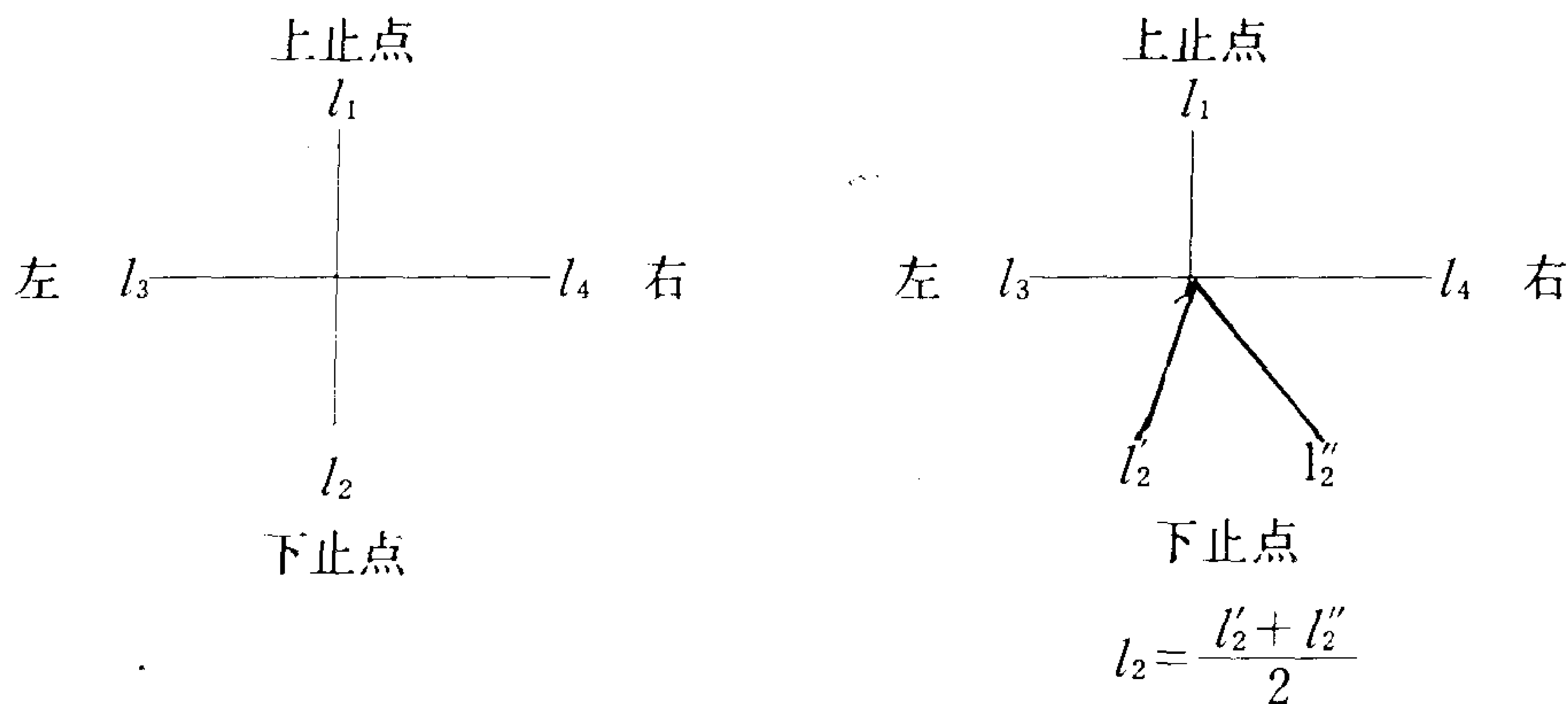
通常柴油机出厂时在曲轴的各曲柄臂内侧打好安装量表的冲孔，以便于装表。

测量时，若未装活塞连杆装置，则可测量曲柄销分别位于 0°、90°、180°、270°四个位置时的臂距值；若已装活塞连杆装置，则分别测量曲柄销在 0°、90°、165°、195°、270°五个位置时的臂距值，其中 165°和 195°两位置的臂距值的平均值代替曲柄销在下止点位置的臂距值。为控制曲轴的变形，要求营运船舶冷态下曲轴臂距差不应超过表 4.1.12-34 的规定。

表 4.1.12-34

状　　况	Δ/S　每米活塞行程的臂距差　mm	
经修理试车后	≤0.125	
营运中允许范围	0.125～0.25	>0.25 应限期修理
最大极限	<0.30	>0.30 应立即停航修理

现场以曲柄销位置为准测量臂距差可按以下方式记录：



$$l_2 = \frac{l_2' + l_2''}{2}$$

当上、下止点的臂距值之和等于左、右舷臂距值之和，或数值相近，相差不大于 0.02～0.03 mm时，表明曲轴臂距值测量较为准确。否则，不是测量不准就是存在故障。

4.2.7.2　根据臂距差确定曲轴轴线弯曲状态

1）作图法

根据曲轴臂距差作图确定曲轴轴线弯曲状态。某七缸柴油机曲轴臂距差如表4.1.12-35所示，以此为例作图。

表4.1.12-35　　某七缸柴油机曲轴臂距差值　　mm

曲柄序号	I	II	III	Ⅳ	V	Ⅵ	Ⅶ(尾)
垂直平面内臂距差Δ	$\Delta_1=+0.12$	$\Delta_2=+0.02$	$\Delta_3=+0.14$	$\Delta_4=-0.17$	$\Delta_5=-0.12$	$\Delta_6=+0.07$	$\Delta_7=+0.05$

在图4.1.12-30中，于第1道主轴承下方任取线段A_1，通常在水平方向上选取。A_1线段与第I号曲柄中线相交于o点，延长A_1与第II号曲柄中线相交于a_1点，自a_1点向上截取$a_1b_1=\Delta_1=0.12$ mm，连接ob_1并延长与第III号曲柄中线相交于a_2点，自a_2向上截取$a_2b_2=\Delta_2=0.02$ mm，连接b_1b_2并延长与第Ⅳ号曲柄中线交于a_3点，……，依此类推。如臂距差值为负时，则自交点向下截取线段。连接$ob_1b_2b_3b_4b_5b_6b_7$即得曲轴中心线的状态图。通常根据曲轴中心线上位置最低的两道主轴承画出基准线，借以判断各道主轴承的高低。若曲轴中心线上无明显位置较低的主轴承，则可取首尾两道主轴承中点连线作为基准线，位于基准线以上的表示轴承偏高；以下的表示轴承偏低。

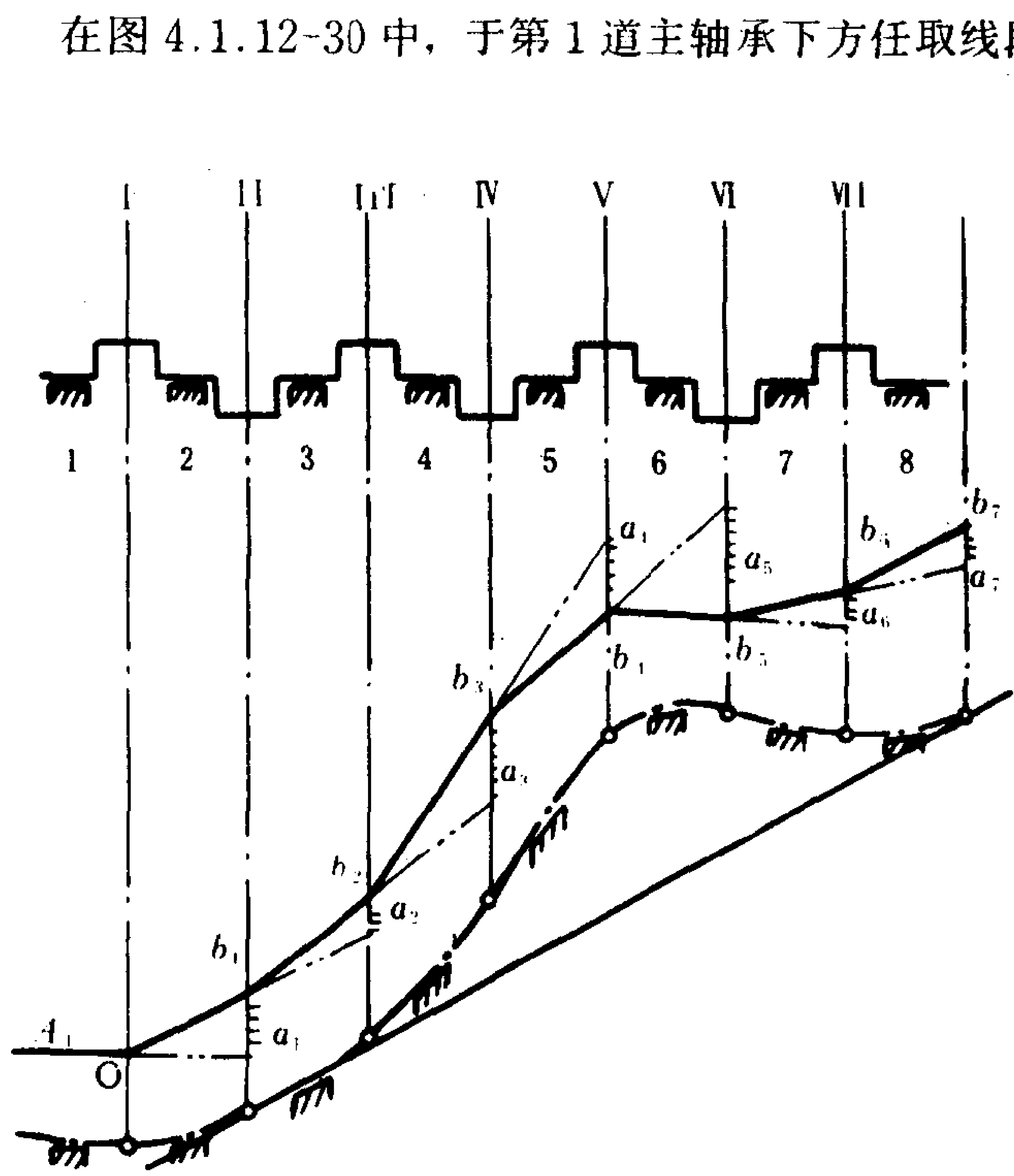


图4.1.12-30　根据臂距差作曲轴状态图

2)经验判断法

根据臂距差的符号和数值，凭经验可判断曲轴中心线的状态，进而可知主轴承的状况。例如，单个曲柄臂距差为“+”值时，其轴线呈下弧线弯曲，该曲柄的两个主轴承比相邻主轴承低，或者其中之一较低。

单个曲柄臂距差为“-”值时，其轴线呈上弧线弯曲，曲柄的两个主轴承较相邻主轴承高，或者其中之一较高。

单个曲柄臂距差值为零时，两个主轴承等高。

若相邻两个曲柄的臂距差均为“+”值时，其轴线亦呈下弧线弯曲，且中间的主轴承位置较低，数值越大位置就越低。

相邻两个曲柄臂距差均为“-”值时，其轴线呈上弧线弯曲，且中间的主轴承位置较高，数值越大位置就越高。

4.2.7.3　根据桥规值确定曲轴轴线弯曲状态

桥规值反映了在柴油机纵向垂直平面内各道主轴承位置的高低，亦即反映了主轴承孔中心线的状态。因曲轴置于主轴承上，所以也就反映了曲轴的轴线状态。作图时，画一水平线以及与之相垂直的各主轴承中心线，在各主轴承中心线上自水平线起向下截取各道主轴承桥

规值，各点的连线即为曲轴轴线状态。

依臂距差和桥规值作出的纵向垂直平面内的曲轴轴线状态应相似，状态变化趋势应一致。否则，不是机座发生变形就是船体产生变形。

5 零件损坏的修复

5.1 气缸盖裂纹及其修理

对于大型低速二冲程柴油机的单体式或单体组合式气缸盖，裂纹主要发生在孔与孔之间或孔的圆角部位，即发生在有应力集中的部位，如冷却水侧。气缸盖裂纹的具体部位因机型、结构和材料的不同而异。

SULZER RD和RND型柴油机气缸盖，裂纹多发生在中央小缸盖的喷油器孔、起动阀孔和安全阀孔的四周圆角处，裂纹自底面（触火面）产生向冷却水侧扩展，如图 4.1.12-31 所示。

MAN型柴油机气缸盖，裂纹发生在冷却水侧环形筋的根部，沿圆周方向和向触火面扩展，如图 4.1.12-32 所示。

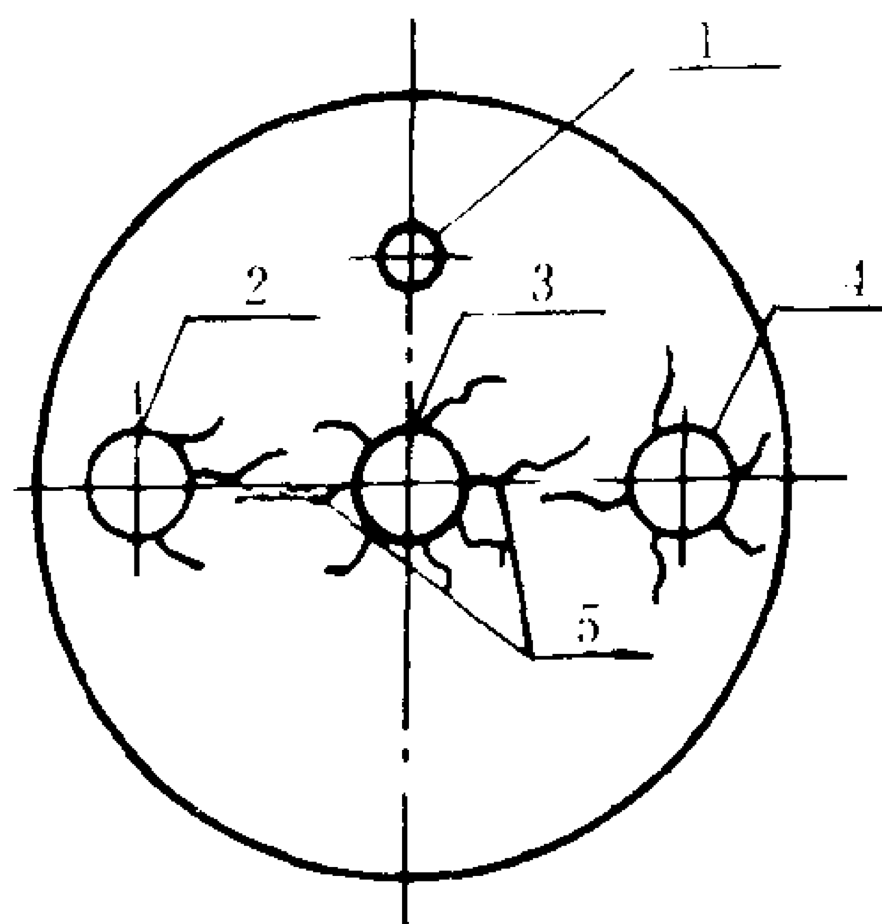


图 4.1.12-31 RD、RND型柴油机气缸盖裂纹
1-示功阀孔；2-安全阀孔；3-喷油器孔；
4-起动阀孔；5-裂纹

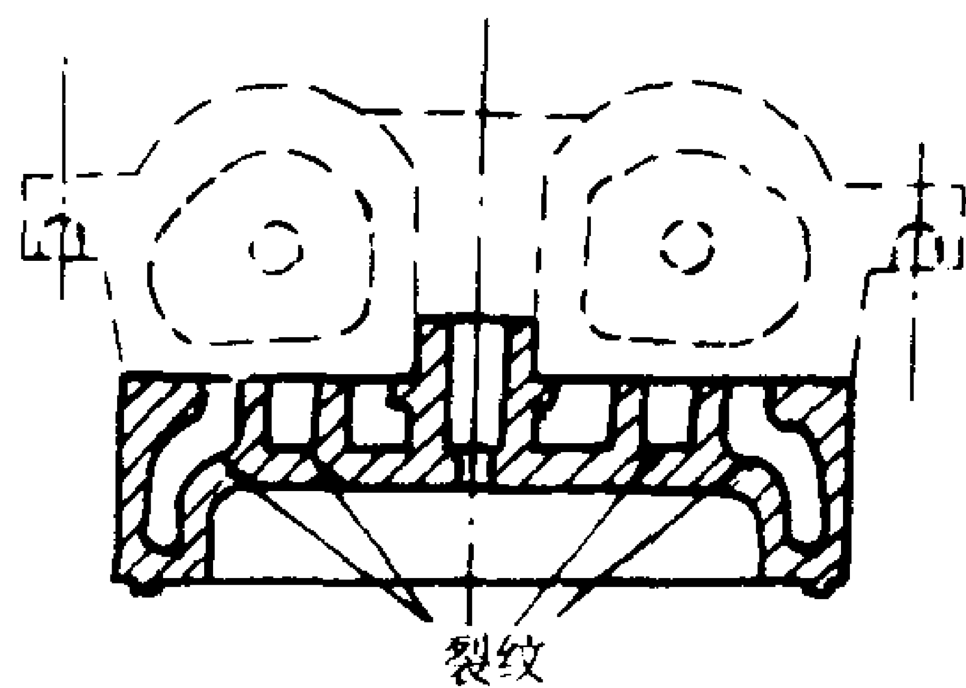


图 4.1.12-32 MAN型柴油机气缸盖裂纹

B&W型柴油机气缸盖，裂纹发生在冷却水腔壁或阀孔的内壁上，如图 4.1.12-33 所示。

四冲程柴油机气缸盖裂纹多发生在底面喷油器孔和进、排气阀孔之间、阀座面上或缸盖螺栓孔处。此外铸铁缸盖的顶面也会产生自喷油器孔向进、排气阀孔扩展的裂纹。如图 4.1.12-34所示。

气缸盖裂纹常用水压试验来检验。

气缸盖上的裂纹如果是穿透性的，或发生在气缸盖的关键部位上，都应换新处理。

气缸盖上的裂纹不太严重时，为了应急或者延长使用期，可采用以下方法进行修理：①采用金属扣合法修理；②采用粘结剂修补或焊补；③阀孔壁上的裂纹可采用镶套法修理，气阀座面上的裂纹亦可采用此法；④气缸盖外部裂纹采用复板修理。先在裂纹两端钻止裂孔，然后用螺栓将钢板固定在裂纹部位上。

修理后的气缸盖应进行水压试验。

5.2 气缸套损坏的检修

5.2.1 气缸套磨损的修复

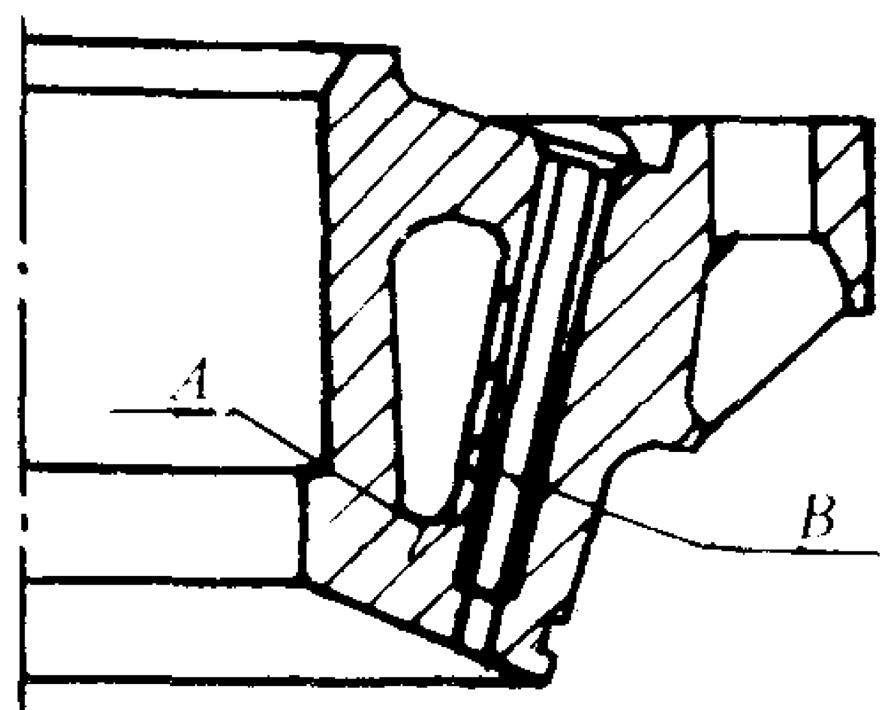


图 4.1.12-33　B&W型柴油机气缸盖裂纹

A-冷却水腔底部裂纹；B-阀孔内壁上的裂纹

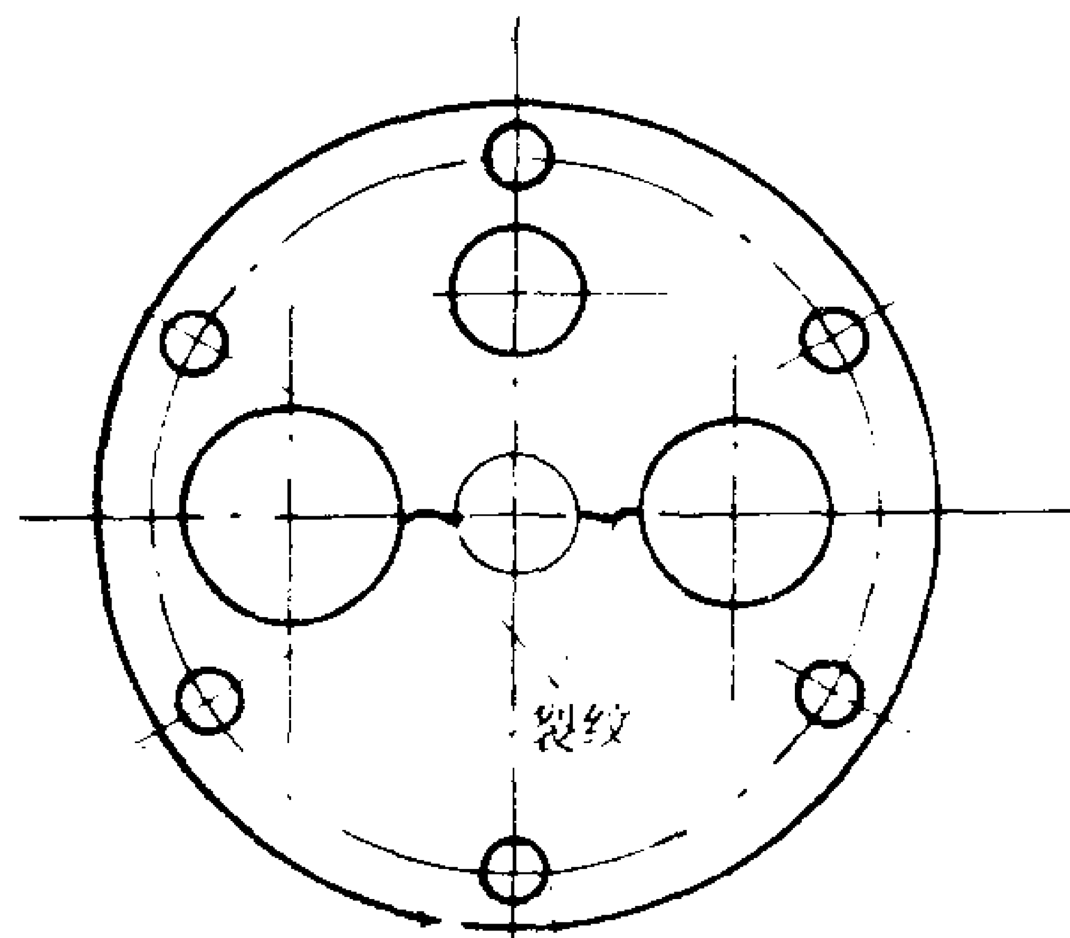


图 4.1.12-34　四冲程柴油机气缸盖裂纹

1）镗削气缸套进行镗缸，以消除工作表面缺陷并恢复精度。镗削后气缸套直径的增大量超过 0.5%基本直径时，应进行水压试验，必要时作强度校核。

2）镗削气缸套消除几何形状误差后，进行松孔镀铬、镀铁或镀铁-镀铬，以恢复缸套尺寸。

5.2.2　气缸套裂纹的修理

气缸套裂纹主要发生在结构设计不合理、强度较差及有应力集中的部位。例如，气缸套凸缘根部产生圆周向裂纹，严重时扩展至内圆表面，甚至缸套自凸缘根部断裂，造成缸套脱落事故，如图 4.1.12-35 所示。

对于大型低速柴油机气缸套，还可能在其上部产生纵向裂纹，裂纹始于受热面或冷却侧。前者因热疲劳所致；后者则由于冷却水道设计不当致使冷却效果过强产生热应力，以及筋的根部应力集中造成的。气口周围因过热和应力集中容易产生裂纹，如图 4．1．12-36 所示。

通常，缸套产生裂纹后应该换新。但裂纹较小、较轻且位于不重要部位，经验船师同意，可在钻止裂孔后采用金属扣合法修理，以延长使用期。

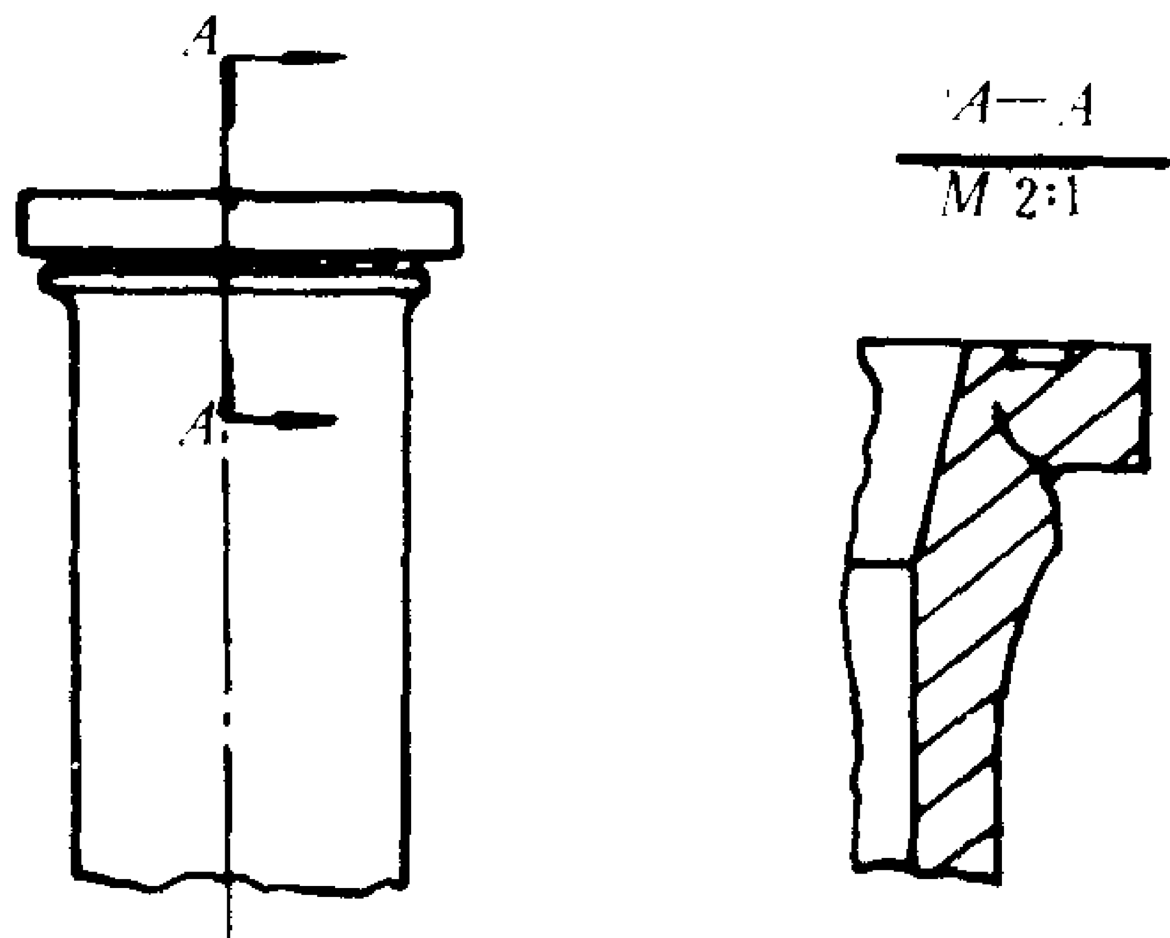


图 4.1.12-35　气缸套上部凸缘根部裂纹

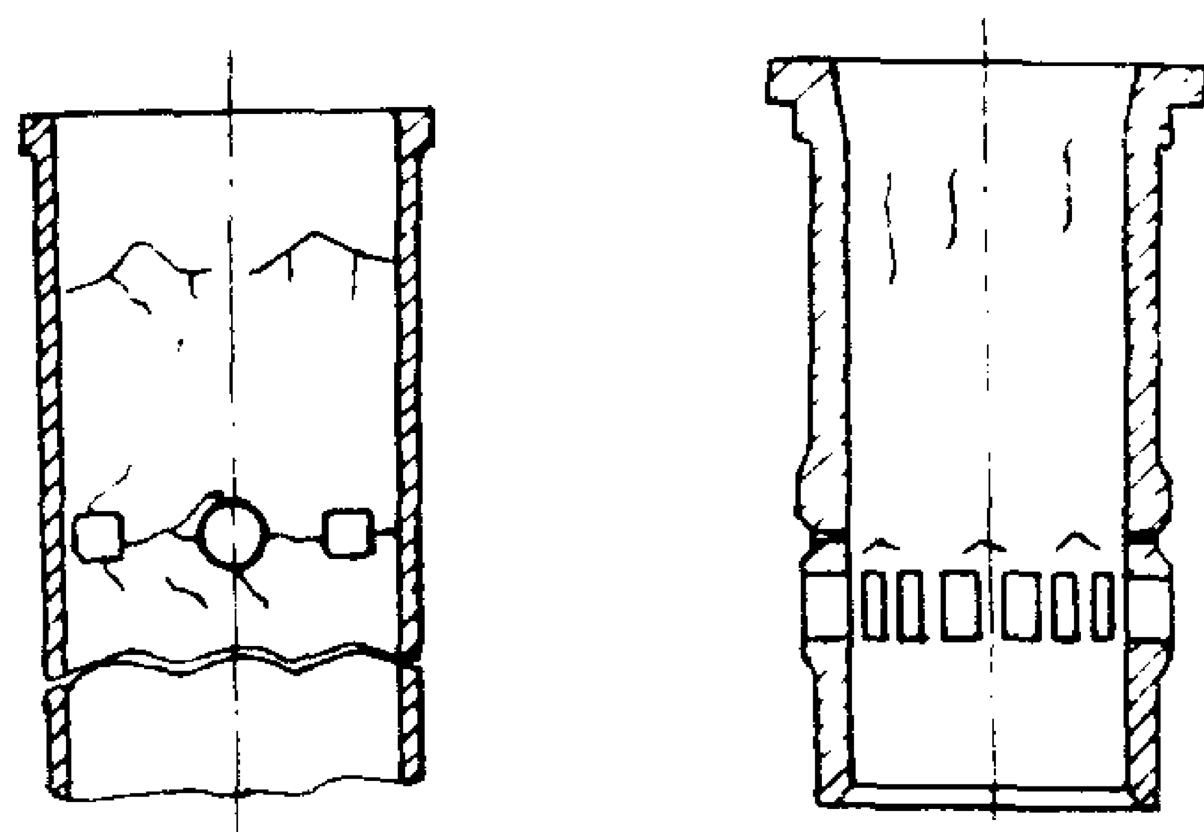


图 4.1.12-36　气缸套纵向裂纹及气口处裂纹

穴蚀深度在壁厚允许情况下，可采用粘结剂修补，或缸套结构允许时采用转动 90°的换位安装。

5.3 活塞损坏的修复

5.3.1 活塞外圆磨损的修复

活塞外圆磨损后，除铝活塞应予换新外，可采用光车活塞外圆恢复精度的方法。为保证活塞与气缸的配合间隙，铸铁活塞光车后，要进行喷涂或镀铁等工艺恢复尺寸；铸钢活塞堆焊后光车恢复尺寸。

5.3.2 活塞环槽磨损的修复

活塞环槽磨损后，可采用光车环槽端面，再配制新环予以修复。但槽脊厚度的减薄量不得超过槽脊厚度的 20%～25%，且同一活塞上不允许有两种以上规格的活塞环。

大型低速柴油机铸钢活塞采用堆焊或镶垫环的方法修复环槽端面，或将垫环焊在修整后的端面上，或者采用过盈配合将垫环镶嵌在端面上。前者再度磨损后难以拆换，而后者可靠性则较差。此外，还可采用光车端面后进行镀铬或镀铁等来恢复原尺寸。

5.3.3 活塞销孔磨损的修复

活塞销孔磨损后，可采用镗削销孔或铰孔方法消除其表面损伤和几何形状误差，同时，按修理尺寸配制活塞销，或使活塞销镀铬或镀铁增大尺寸。对镶有铜套的销孔可采用更换铜套方法修复。

5.3.4 活塞顶部烧蚀的修理

烧蚀较轻时，可用改变活塞安装角度的方法处理。例如，B&W型柴油机顶部烧蚀深度不超过原设计厚度的一半时，将活塞转动 90°后继续使用，否则换新活塞。铸钢及铸铁活塞还可采用堆焊方法修补。

5.3.5 活塞裂纹的修理

柴油机运转时，活塞顶部承受较大的热应力。所以会在活塞顶部产生径向或周向裂纹，在起吊孔周缘及第 1 道环槽附近及冷却水腔等处也会产生裂纹。

铸钢及铸铁活塞顶部若有轻微裂纹，可采用焊补方法修复。修复后，应经 1.5 倍最高爆发压力的液压试验；裂纹严重或冷却侧有裂纹，则应换新活塞。

5.4 活塞环的检修

活塞环搭口间隙和平面间隙超过说明书或规范时，即表明活塞环外圆及端面磨损严重，应换新活塞环。

5.4.1 活塞环折断的原因

活塞环折断大多发生在第 1 、 2 道环上，折成几段、或呈破碎状态。二冲程柴油机的断环会被吹至排气管，甚至冲进增压器打坏涡轮叶片。

断环原因除设计、材质和制造等因素外，主要是运转管理中的问题所引起。

1）搭口间隙过小　运转中环受热，使间隙过小的搭口处热胀而产生变形使搭口对面处折断。

2）环槽积炭　在环槽上、下端面积炭，当积炭尚软时，环还能活动和保持气密作用；当积炭变硬时，环运动受阻且受到弯曲作用而折断，如图 4.1.12-37 所示。

3）冲击折断　缸套产生磨台后，活塞上行至上止点时，第 1 道活塞环与磨台碰撞而折断，

如图 4.1.12-38 所示。

4）活塞环挂住气口折断　由于大型二冲程柴油机活塞环开口较大，加上气缸套气口部位变形大，容易使环挂碰气口而折断。

5）活塞环的崩断　活塞环弹力不足或背面燃气压力太低时，不能使环紧贴缸壁，而被燃气压力压入环槽内，当气缸内压力降低后环又靠弹力弹出。如此反复的径向胀缩运动而使环疲劳折断。

6）活塞环扭曲折断　环槽磨损后，当活塞在上止点时，环在燃气作用下紧贴于倾斜的槽端面上，随着活塞的下行环又恢复水平状态。在气缸套圆柱度误差较大的情况下，环的倾斜与水平的变化更大，于是活塞环因反复扭曲变形而疲劳折断，如图 4.1.12-39 所示。

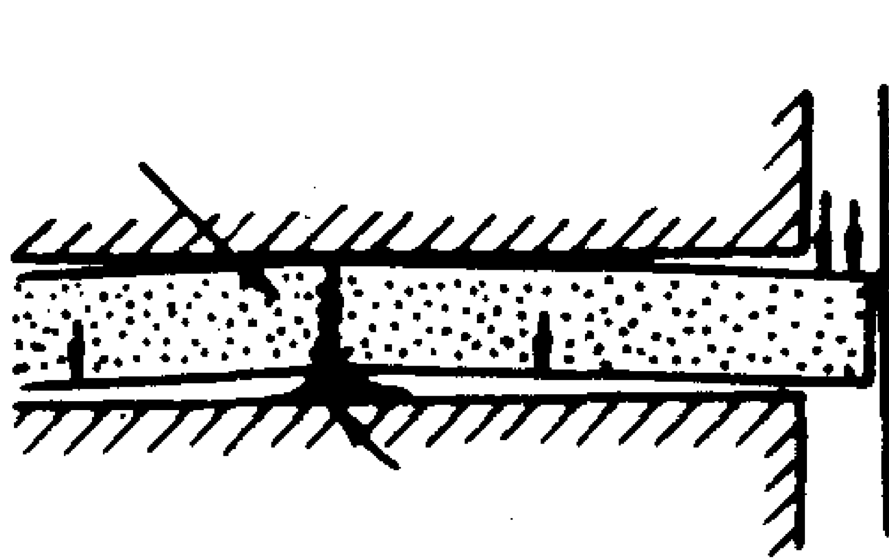


图 4.1.12-37　环槽积炭造成断环

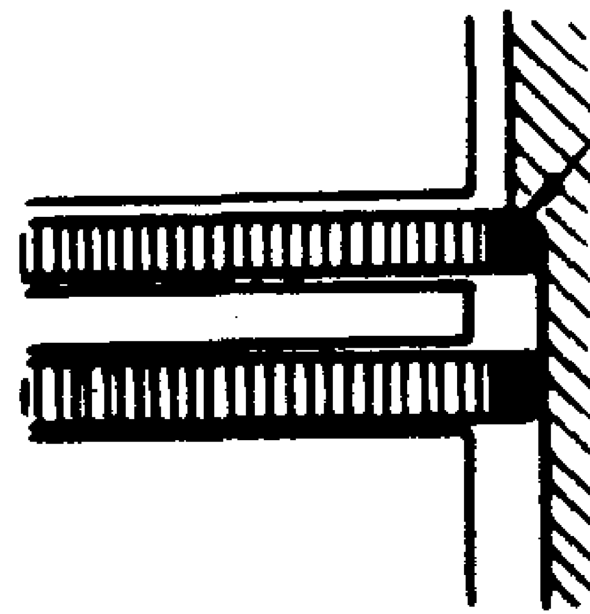


图 4.1.12-38　气缸套磨台冲击断环

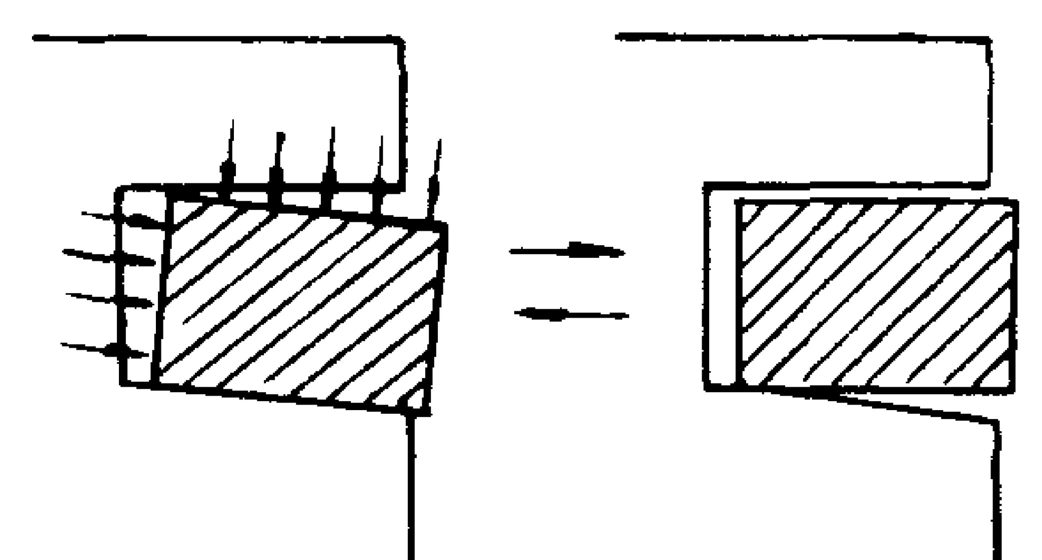


图 4.1.12-39　活塞环扭曲折断

活塞环折断后应换新。

5.4.2　活塞环粘着的处置

活塞及气缸过热、滑油过量以及燃烧不良等使环槽内油污和炭渣堆积，造成环在环槽内不能运动的现象，称为活塞环粘着或固着。

环粘着后使其失去功能，影响柴油机正常运转。通常第 1 、 2 道环容易粘着。

环的粘着可通过扫气口用木棒触动活塞环来判断。环粘着后，应吊出活塞将环取下，清洁后换新环。取环时不可损伤活塞外圆面及环槽。当环难以取下时，可用木棒或铜棒轻轻敲击，并灌注煤油浸润积炭待环松动后取下。

5.4.3　活塞环换新时的修配工艺

1）新环的外观检查　清洁环上的油脂与锈痕后，仔细检查环表面有无裂纹、砂眼等缺陷和环有无扭曲变形等。

2）检查所换新环是否符合要求　由于使用中有标准环和加大尺寸环、镀铬环和非镀铬环、对称环和扭曲环、平面环和带斜面的环之分，所以对新环应认真检查。

3）检查新环的弹力　在船上通常将搭口闭合或扩大 1 倍后松开，其塑性变形量如不大于原自由开口的 10%，则环的弹力合格。

4）检查搭口间隙和平面间隙　搭口间隙过小时应修锉搭口两端，使其达到要求值；平面间隙过小时修锉环上端平面，使其达到要求值。

5）修锉环开口两端的圆角　将开口两端修锉成半径为 3 ~ 5 mm的较大圆角，以防加剧缸套磨损和挂住气口。

6）用工具安装活塞环　用专用工具扩口或用绳子套在开口两端人工扩口将环装到活塞上，以免开口过分扩张产生变形。活塞上的各道环开口应相互错开，切勿置于同一位置以防

漏气。

7）新环的安放位置　部分活塞环换新时，应将新环放在第1、2道环槽中，以利磨合，而将换下的旧环放在其它环槽中继续使用。不过，目前的低速柴油机则要求按原位放置新环。

8）新环应在低负荷下进行一段时间的磨合运转，使环与气缸套之间达到要求的配合表面。

5.5　活塞销与十字头销损坏的修复

活塞销与十字头销工作表面不允许有裂纹、麻点、凹坑、毛刺及碰伤等缺陷。经磁力探伤检查，工作表面不允许有横向发纹，允许纵向发纹不得多于5条，同一截面上不多于2条。

活塞销和十字头销磨损后，可采用镀铬或镀铁工艺修复。活塞销铬层厚度单边为0.2～0.3 mm，十字头销铬层厚度单边为0.3～0.5 mm。

5.6　气阀损坏的修理

柴油机进、排气阀的损坏主要有：气阀阀盘锥面与阀座面的磨损和烧伤、阀杆与导套圆柱面的磨损、阀杆弯曲变形、腐蚀及裂纹。

当气阀产生裂纹、严重腐蚀、烧伤和阀盘厚度过分减薄等损坏时，一般均需换新气阀。

5.6.1　阀盘边缘厚度

阀盘边缘厚度是指阀盘端面至锥面间的厚度h，可直接用钢尺测量，如图4.1.12-40所示。通常直径小于50 mm的阀盘，其h减小到0.5～1.0 mm，大型气阀的h减小到1.5 mm以下时，应予以报废。h减小是由于阀面多次光车和研磨所致。

5.6.2　阀杆磨损

气阀阀杆磨损后，其圆度误差和圆柱度误差不得超过说明书或表4.1.12-36的规定。用外径千分尺在图4.1.12-41所示的部位进行测量检查阀杆的磨损情况

表4.1.12-36　**气阀阀杆磨损极限**　mm

气阀阀杆直径	圆　度	圆　柱　度
～10	0.005	0.0075
>10～20	0.0075	0.010
>20～30	0.01	0.010
>30～50	0.0125	0.0125
>50	0.015	0.015

气阀阀杆磨损后使阀杆与导套配合间隙增大，以致废气漏泄。

阀杆磨损后，可采用镀铬或镀铁工艺进行修复，铬镀层厚度单边为0.20 mm以下。阀盘锥面磨损可采用耐热和耐磨的合金进行堆焊修复。

通常，中、小型高速柴油机的气阀阀杆与导套的配合间隙达0.20～0.25 mm时，即应换新其中磨损严重者。两者之一换新后间隙仍大于规定时，则两者均换新。

阀杆弯曲变形超过0.05 mm时应进行压力校直。阀盘下沉超过说明书规定时，应更换阀座圈。

5.7　曲轴损坏的修理

5.7.1　曲轴轴颈磨损的修复

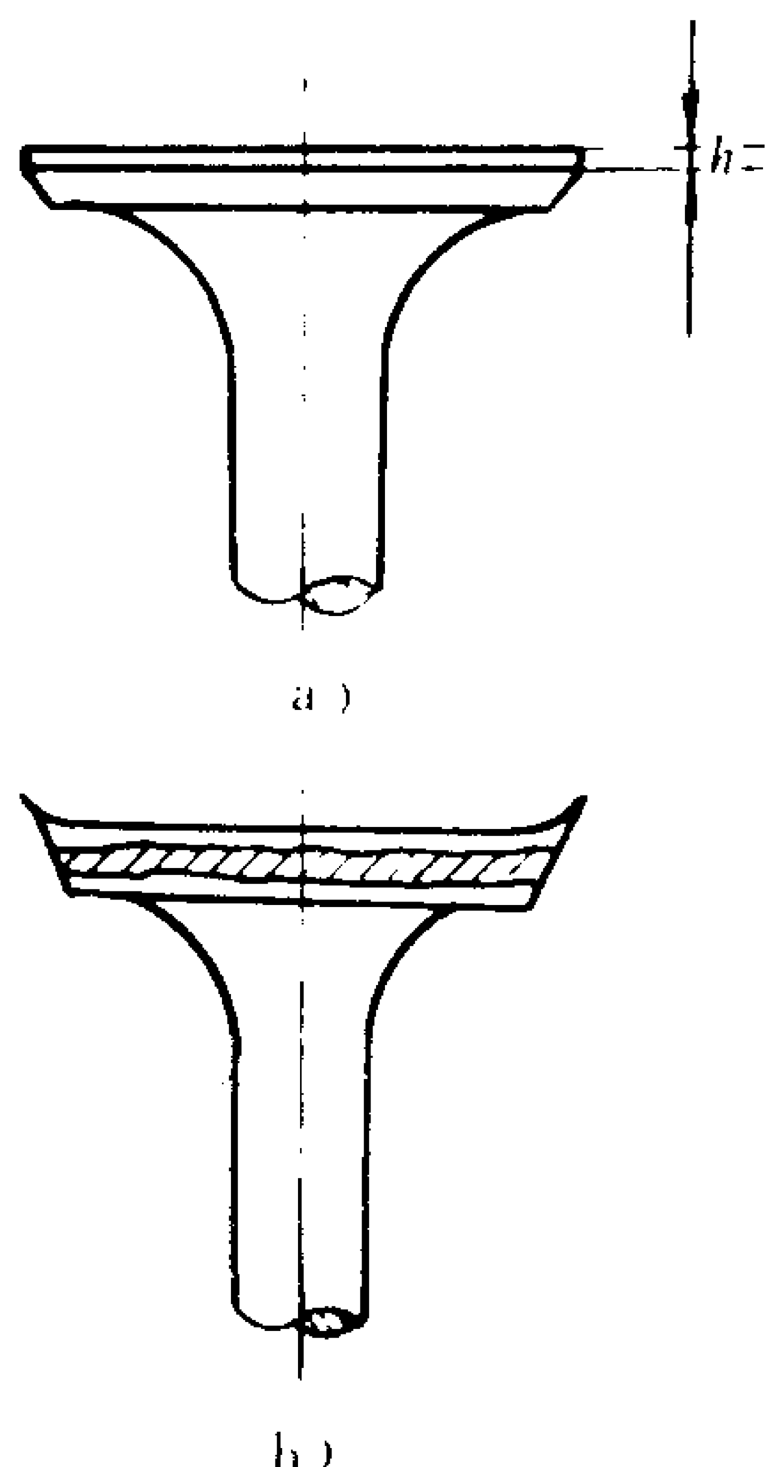


图 4.1.12-40　气阀阀盘边缘厚度

a)阀盘边缘厚度h；b)阀盘边缘减薄变形

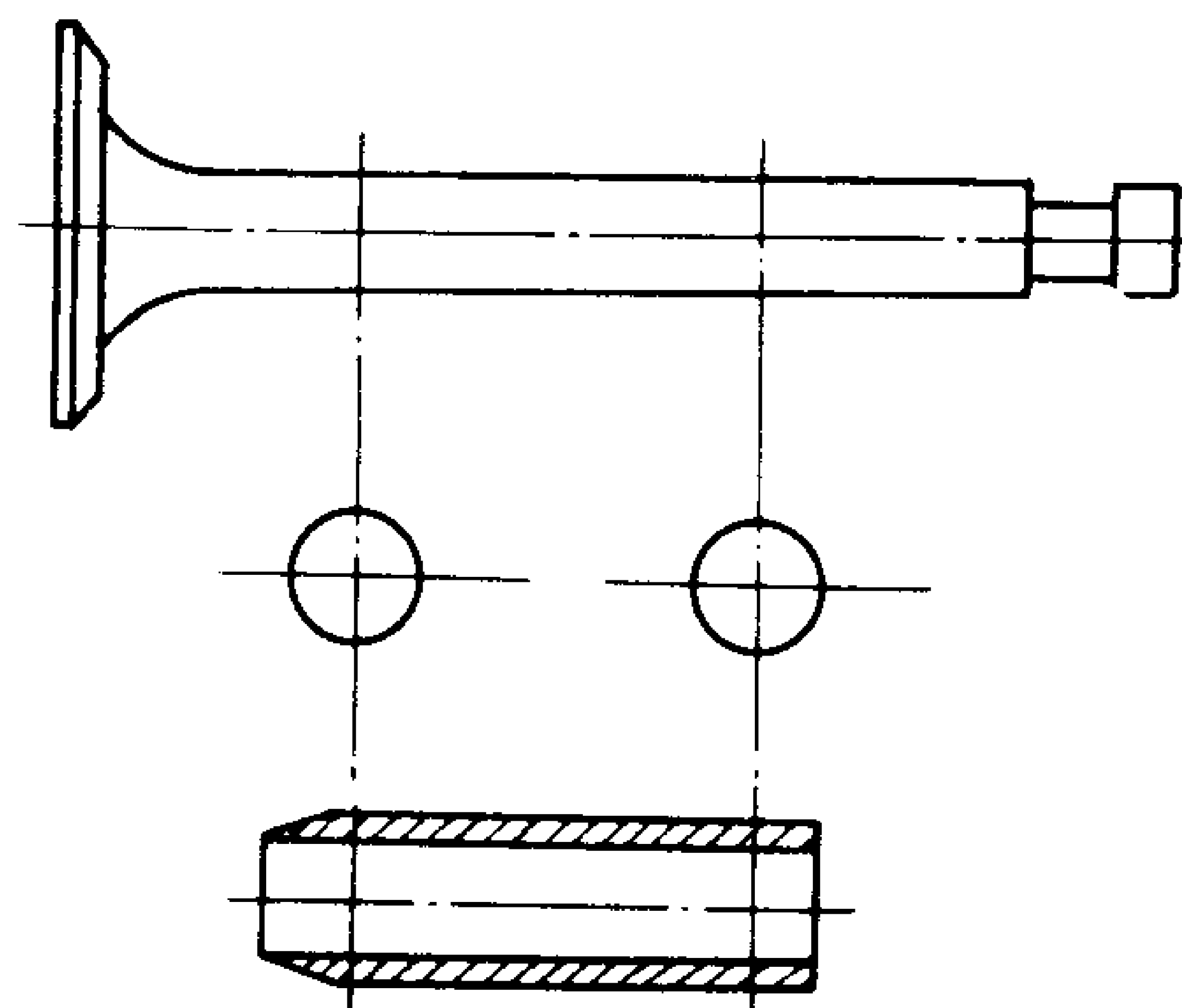


图 4.1.12-41　气阀阀杆与导套磨损的测量部位

柴油机曲轴主轴颈和曲柄销颈磨损后形状误差超过说明书或规范，应进行修复。

大型柴油机曲轴进厂修理，可在车床或磨床上修整主轴颈，在专用曲轴车床或平台上人工修锉曲柄销颈。目前国内外日益采用曲轴就地修理方法，用原位车削或磨削轴颈的装置在船上条件下修复曲轴轴颈。

中、小型柴油机曲轴主轴颈和曲柄销颈一般采用分级修理。按曲轴轴颈每减小 0.25 mm 或 0.5 mm为一级，若轴颈极限磨损量为 1.5 mm，则可有 6 或 3 个修理尺寸，依修理尺寸配制好相应的轴瓦。轴颈进行某一级修理后，即可按其修理尺寸选配轴瓦。这对于成批的同类型曲轴的修理是很有效的。

修理时，均应在保证轴颈形位公差、曲轴强度的前提下，尽量选用小的切削量，以延长曲轴的使用期限。

曲轴轴颈亦可以采用恢复原有尺寸的修复工艺，在光车后进行镀铬、镀铁或喷涂。铬镀层厚度单边为 0.2～0.3 mm，镀铬轴颈与轴承的装配间隙宜增大 0.02～0.03 mm。

对于轴颈磨损尚未超过极限，而轴颈表面有一定的擦伤或腐蚀时，可依具体情况采用油石、砂布或专用磨削夹具修整轴颈。修整前，应将轴颈上的油孔堵住，以免脏物落入。由于此种磨削量很小，故无需更换轴瓦。

5.7.2　曲轴弯曲变形的校直

中、小型柴油机曲轴弯曲变形超过 0.10 mm时，应进行校直修理。

5.7.2.1　机械校直法

对于弯曲度不大的小型曲轴可在车间平台上采用冷态加压法或敲击法进行校直。

加压法是将曲轴两端或近弯曲部位的两个主轴颈置于V形铁上，按上孤线弯曲状态（拱腰状）放置，并在需加压部位垫上铜皮，用压力机或千片顶加压，如图 4.1.12-42 所示。在加压的对面安放千分表，随着压力的增加，曲轴产生塑性变形，消除原有的变形后，继续加压使产生 10～15 倍原有弯曲的反向弯曲，用千分表检查后，保持约 10 min后卸去压力。如未完全校直，可再次加压校直。

此种校直法在曲轴中存有残余应力，并在轴颈与曲柄臂连接的过渡圆角处有较大的塑性

变形。

敲击法是用锤子敲击曲轴的曲柄臂侧面，使曲柄臂弯曲变形，从而使曲轴轴线的位置改变，曲轴得以校直，如图 4.1.12-43 所示。敲击的部位和方向视曲轴的弯曲方向而定，而敲击力的大小则取决于曲轴弯曲变形的程度，图 4.1.12-44 为四曲柄曲轴不同弯曲方向时的敲击部位和方向。敲击时，不可在同一地方重复敲击过多，一般不超过 3～4 次。

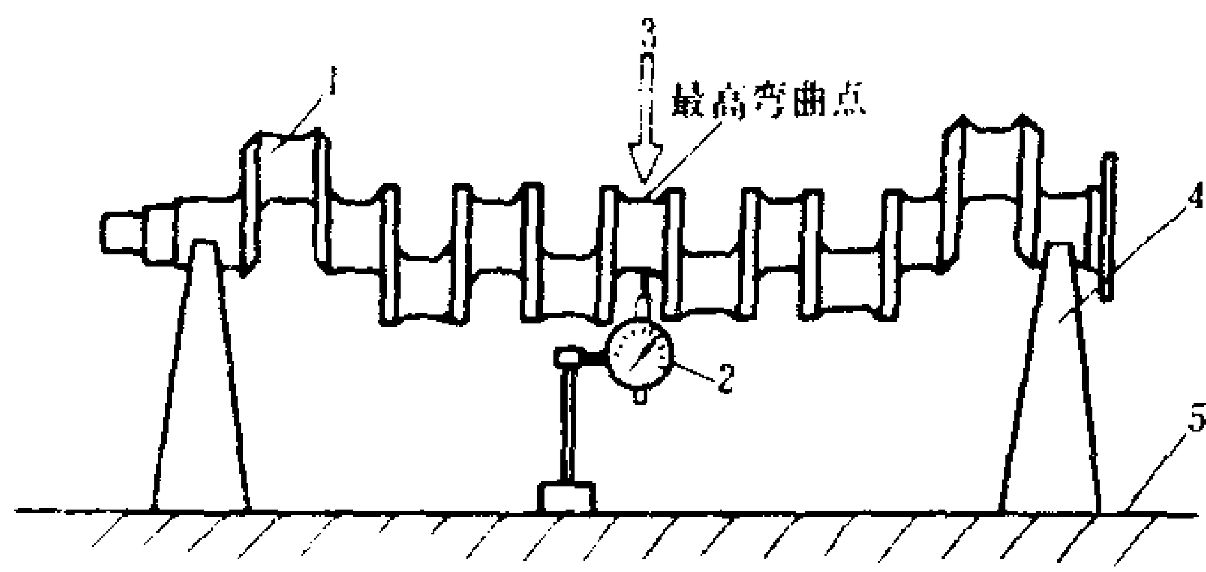


图 4.1.12-42　曲轴的机械加压校直

1-曲轴；2-千分表；3-压力机加压；4-V形铁；5-平台

此种校直方法较为可靠，校直后有较大

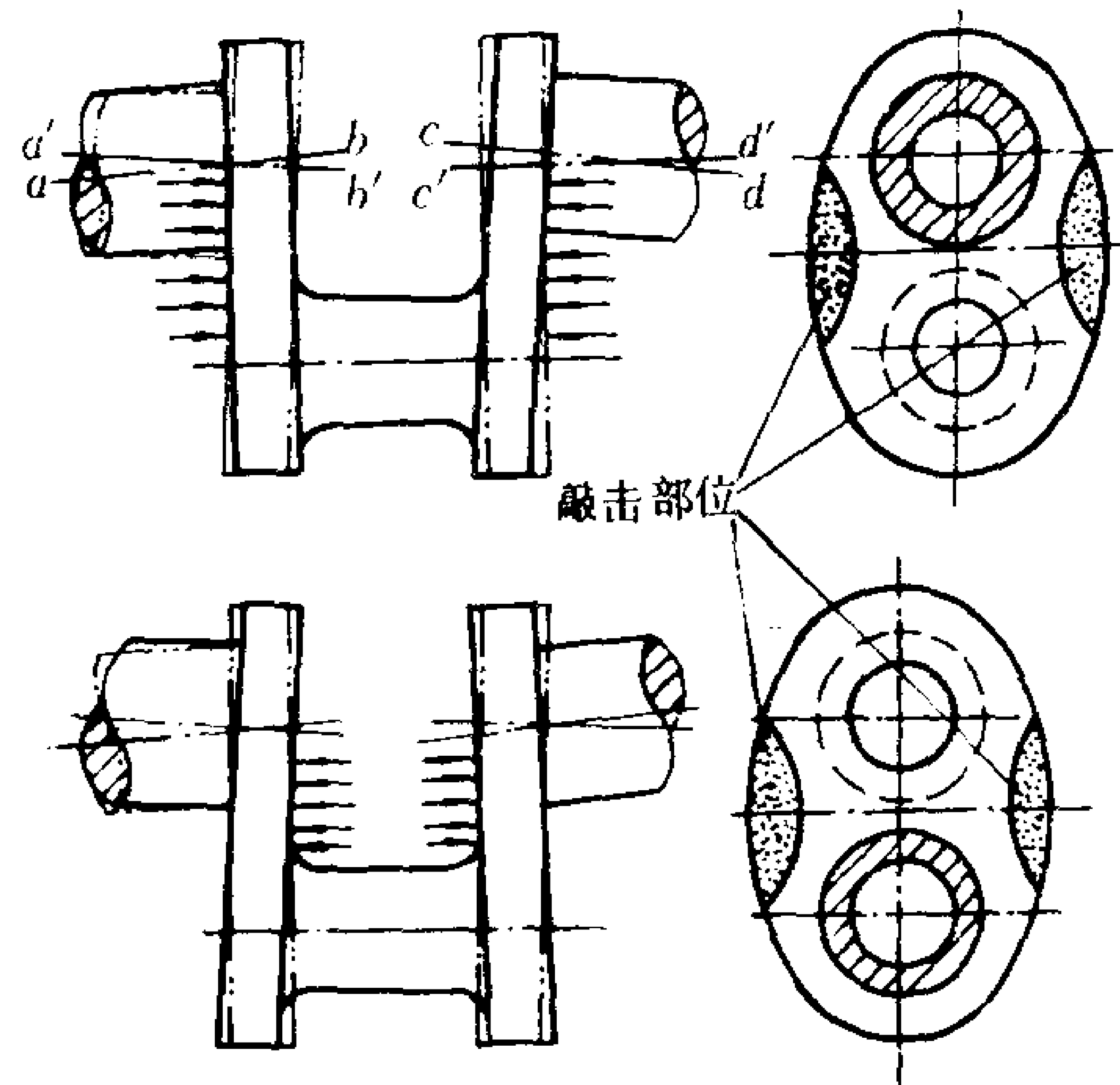


图 4.1.12-43　敲击法校直曲轴

a、b和c、d-校直前的轴线位置

a'、b'和c'、d'-校直后的轴线位置

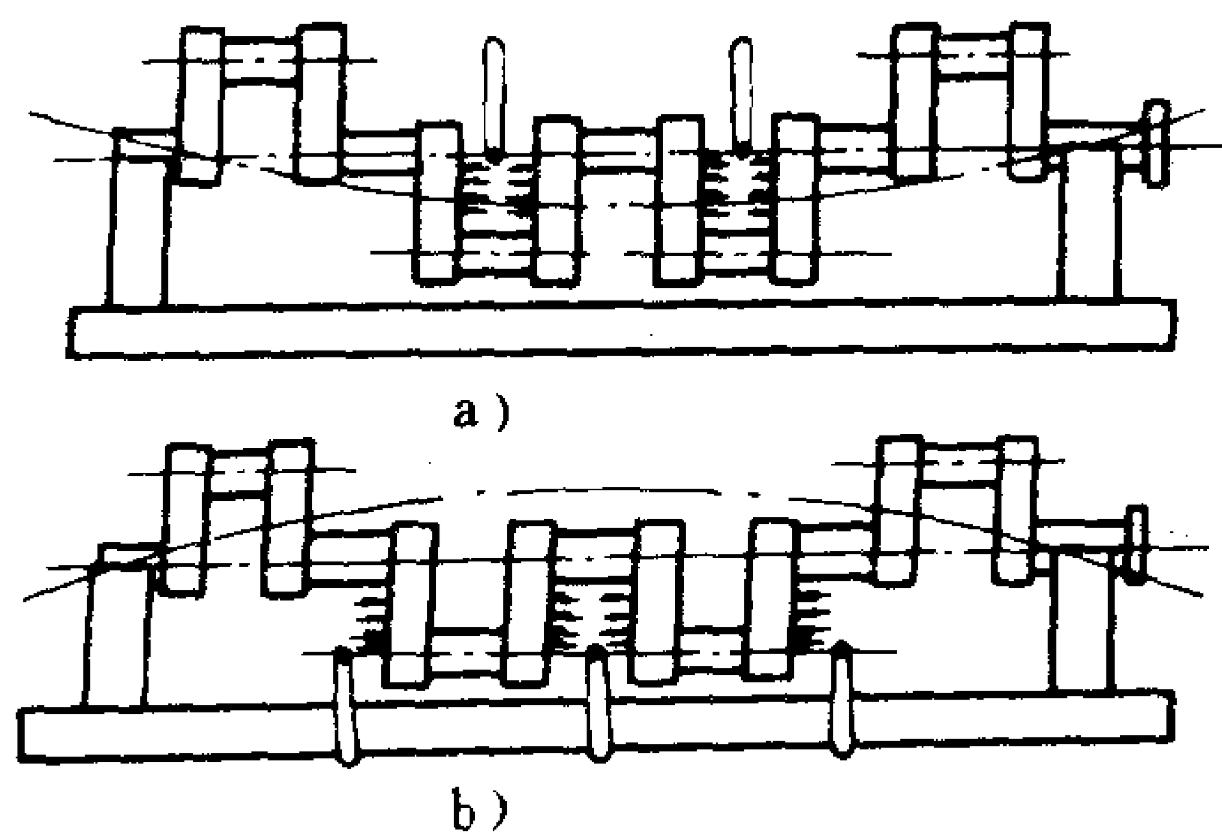


图 4.1.12-44　不同弯曲方向的敲击部位和方向

a）曲轴呈下弧线弯曲变形；b）曲轴呈上弧线弯曲变形

的稳定性且对曲轴的疲劳强度影响不大。

5.7.2.2　加热校直法

此法是利用金属的热胀冷缩特性来达到校直曲轴的目的。在曲轴变形的凸面局部快速均匀加热，使其受热膨胀，其对面则由于温度低变形小而阻止凸面膨胀，致使凸面受到很大压应力，当超过材料的屈服极限时便产生塑性变形。冷却时，凸面收缩，而其对面不变形。这样，使曲轴向相反方向弯曲而得以校直。

加热时，通常用氧乙炔焰或喷灯沿弯曲部位轴颈的轴向和圆周向迅速均匀加热，加热温度在 250～550℃之间，但不应超过 550℃。加热过程中曲轴弯曲变化情况用千分表来检查。加热后保温 1～1.5 h。一般需经数次加热才能校直。

热校直法的修理质量取决于工人的技术水平和经验。

5.7.2.3　机械-热校直法

当曲轴有较大弯曲变形时可采用冷、热校联合的方法进行校直。可先用螺栓、压板或千斤顶使曲轴反向弯曲变形，然后再用局部加热校直，也可先热校后再加压使曲轴反向变形。图 4.1.12-45 是在曲柄臂之间安装顶撑螺栓，使曲轴反向弯曲 0.5 mm左右，然后用喷灯加热顶撑螺栓两边的曲柄臂（箭头所指部位）在温度达到 300℃左右时停止加热。待冷却后拆去螺

栓检查校直效果，如未达要求可反复进行。

曲轴采用任一种方法进行校直后均应进行消除应力的退火处理。

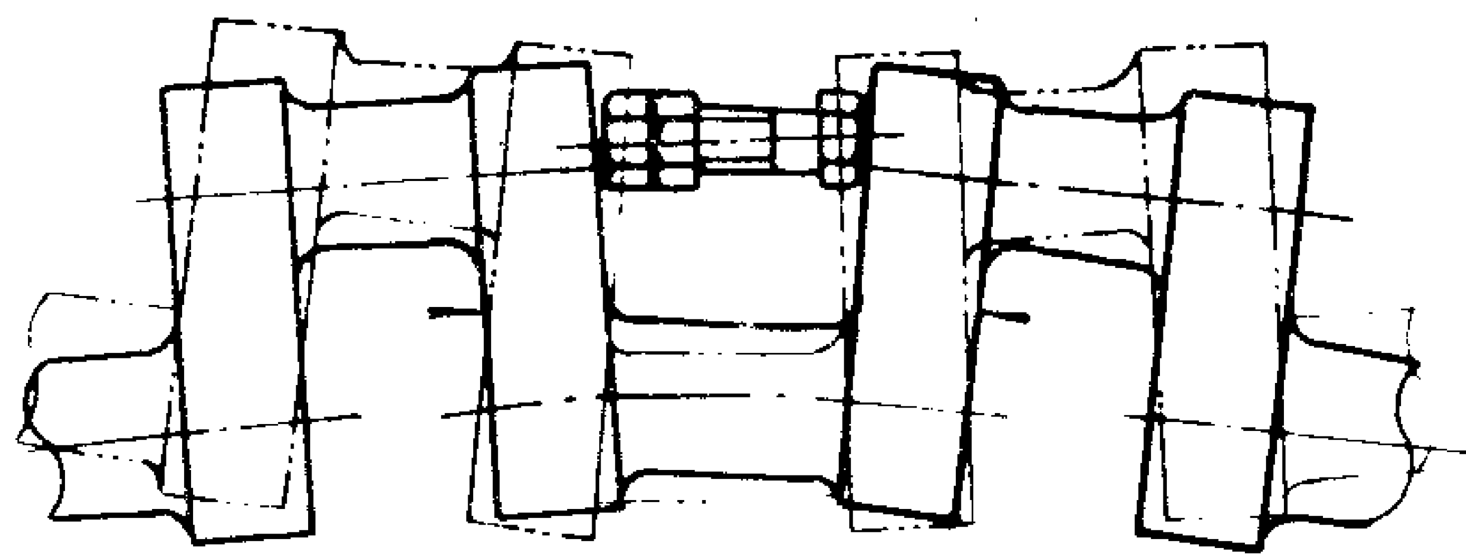


图 4.1.12-45 机械-热校直曲轴

5.7.3 曲轴的扭曲变形修理

整体式曲轴扭曲变形会使曲轴的曲柄夹角发生变化。当扭曲角度超过 10°时，曲轴应报废；若小于 10°，在曲轴其它部位状况良好的情况下，可适当改变柴油机正时并降低功率继续使用。曲轴扭曲变形一般不进行校直。

组合式曲轴扭曲时会产生红套滑移，使曲柄夹角发生变化。若一时不能进厂修理，可降低功率并调整正时后暂时继续使用。进厂修理时，将曲轴吊运至车间更换产生滑移的一段主轴颈或曲柄，使红套处恢复到设计要求。但此种修理工程量大，修理周期长且不经济，虽质量较高，但很少采用。通常可采用就地温差法修理，即用加热曲柄臂和冷却主轴颈的方法，使原配合过盈量消失并产生一定的间隙，然后将曲柄臂转回到原位，以恢复曲柄夹角，保证柴油机的正时。

大型柴油机的组合式或半组合式曲轴产生的扭曲和红套滑移，主要是由于螺旋桨碰到礁石或缆绳、调速器失灵造成的超速或飞车、活塞运动部件对曲轴的异常冲击等引起。

5.7.4 曲轴裂纹的修理

曲轴的裂纹用磁力探伤或渗透剂探伤等方法来检验。如发现曲轴上有深度不大、长度较小的裂纹，但不影响曲轴的强度和使用时，经验船师同意，可将裂纹铲去，修整光洁并使各面圆滑过渡；若裂纹较深、较长或位于关键部位时，只能换新曲轴。组合式曲轴则可进行局部更换。

对于完全折断的曲轴无疑应换新曲轴。但正在航行中船舶，一旦发生曲轴裂纹或断裂时应根据具体情况采取应急措施，待到达目的港后再彻底修理。通常是设法将曲轴断裂部分焊接起来，实行减缸航行。

5.8 轴承损坏的修理

柴油机曲轴主轴承、曲柄销轴承和推力轴承主要的损坏形式有磨损、裂纹、腐蚀和烧熔等。

5.8.1 轴瓦磨损及其修理

轴瓦磨损后使轴承间隙增大，以致产生冲击使轴瓦的合金层碎裂。当轴承间隙超过说明书或规范要求时可采用以下方法修理。

厚壁瓦合金层厚度尚能满足要求时，可采用抽减轴承垫片的方法调节轴承间隙。调节时，应在轴瓦两边减去相同数目和相同厚度的垫片，以使轴承间隙分布均匀。轴承垫片多用黄铜制作，且均做成 0.05 mm的整数倍的厚度（如 0.10 mm、0.15 mm、0.20 mm等），以便于调节。垫片数目应尽量少。

当轴瓦过度磨损，使合金层厚度减薄到原厚度的 75%，或使轴承间隙超过规定的极限且用调节垫片也不能克服时，应换新轴瓦。轴瓦合金层厚度应符合表 4.1.12-37 的规定。

表 4.1.12-37　　　　　　**轴瓦合金层厚度**　　mm

轴瓦内径	薄壁轴瓦合金层厚度			厚壁轴瓦白合金层厚度
	白合金	铜铅合金	铝合金	
~50	0.40~0.45	0.50~0.60	0.40~0.45	
>50~100	0.45~0.50	0.60~0.65	0.45~0.50	
>100~150	0.50~0.55	0.65~0.70	0.50~0.55	
>150~200	0.55~0.60	0.70~0.75	0.55~0.60	3.0
>200~250	0.60~0.65	0.75~0.80	0.60~0.65	4.0
>250~300				5.0
>300~350				5.5
>350				6.0

对于薄壁轴瓦，当轴承间隙超过极限间隙和合金层厚度亦小于表 4.1.12-37 的规定值时，应换新轴瓦。

5.8.2　轴瓦裂纹及其修理

主轴瓦及十字头轴瓦均会产生裂纹，特别是十字头轴瓦。在周期性变化的负荷作用下和由于结构引起的轴向负荷不均匀以及白合金材料的疲劳强度低、轴瓦浇注质量差等原因导致的龟裂，则更为严重和普遍。

轴瓦裂纹、腐蚀及合金层的剥落等损坏可采用焊补修理。选用与轴瓦合金牌号相同的白合金焊条，用氢氧火焰或焊烙铁进行焊补。

十字头轴瓦产生发裂后仍可继续使用。当轴瓦在周期变化的负荷作用下使发裂扩展成封闭的裂纹时即称为龟裂。龟裂发生在小的局部范围时尚可暂时继续使用，当裂纹扩展至轴承端面时，则轴瓦应重浇白合金。

现今使用的十字头轴瓦，由于结构改进已使其龟裂得以减轻，而改用薄壁轴瓦后便有效地防止了这种损坏。

5.8.3　轴瓦烧熔的修理

轴与轴瓦的配合间隙过小、轴颈表面粗糙度大或轴颈表面划伤、磨损、轴颈失圆，对轴承的维护管理不当和保养不良等都会造成轴承过热与合金的烧熔。

合金烧熔应进行重浇白合金或换新。至于轴瓦脱壳、过度磨损亦应重浇白合金或换新。

5.9　精密偶件的修复

5.9.1　柱塞偶件圆柱配合面磨损的修复

1）尺寸选配法　将一批磨损的柱塞和套筒分别精加工和研磨，消除几何形状误差后，按柱塞和套筒加工后的尺寸重新配对互研组成新的偶件。由于加工后柱塞尺寸减小，套筒尺寸增大，因此重新选配率较低。但此法可使一部分报废件恢复使用。

2）修理尺寸法　将偶件之一进行加工，然后依此修理尺寸配制另一个零件。通常由于套筒难加工，且成本高，故多保留套筒。将套筒加工研磨，消除误差后再依其尺寸配制柱塞。此外，柱塞螺旋槽磨损后难于修复，也应换新柱塞。

3）恢复原有尺寸法　采用镀铬工艺使磨损的零件恢复原有尺寸和使配合件恢复原有配合。此法可使 90% 以上的旧零件重新获得使用。通常先加工柱塞，消除几何形状误差后再进行镀铬使之恢复尺寸。

套筒端面腐蚀后影响端面的密封，通常采用研磨方法来恢复端面的密封性能。在带有沟槽的铸铁研磨板上人工研磨套筒端面。

5.9.2 针阀偶件损坏的修复

1）针阀偶件圆柱配合面磨损的修复 针阀和针阀体圆柱配合面磨损后使配合间隙增大，密封性下降。因此，应采用与柱塞偶件相同的修复方法进行修理。当磨损严重，配合面上有较深的拉痕时则应换新。

2）针阀锥面和针阀体座面磨损后的修理 当针阀锥部配合面磨损时，会使阀线中断或模糊不清，破坏了针阀偶件的密封作用和切断燃油的功能。可用极细的研磨膏进行针阀锥部配合面的互研，直至阀线重新出现为止。研磨后清洗干净进行喷射试验检验修复质量。

有时针阀偶件经多次研磨也很难恢复使用，此种情况可能是偶件材质或热处理质量不佳造成。当针阀体座面出现较大的缺口、纵向沟槽或嵌入杂质等严重情况时亦无法修复，只能换新处理。

5.9.3 出油阀偶件的修复

当出油阀座锥面有轻微锈蚀，或阀在阀座内运动有阻滞现象时，采用研磨方法修理。在阀与阀座互研时不要损伤减压凸缘，研磨后应仔细清洗干净。

对于出油阀的减压凸缘严重磨损、锥面过度磨损、锥面金属剥落或有深的纵向划痕、出油阀体裂纹及阀座面锈蚀等损坏时，均应予以换新。

5.10 柴油机固定件的损坏与修理

5.10.1 机座裂纹的修理

由于船体变形、机座刚度低或有残余应力、机座与底座安装接触不良或垫块移位等，会引起机座变形，甚至产生裂纹。机座裂纹或变形将会造成曲轴臂距差增大以致超过规范要求，造成曲轴裂纹和折断。

机座油底壳部位的裂纹可采用钢板包复、工程塑料粘结、金属扣合等方法修复。修复后进行液压试验。机座油底壳灌水密封试验，在 0.5 h后不得渗漏。油路通道进行液压试验，压力为 1.5 倍工作压力，但不得低于 0.4 MPa，历时 5 min，不得渗漏。焊接机座的焊缝则可用煤油或水进行试验。

机座受力的重要部位产生裂纹时，允许采用金属扣合法修复。焊接机座焊缝的裂开，允许用焊补修复。

5.10.2 气缸体的裂纹修理

气缸体内壁产生裂纹将引起冷却水的漏泄。气缸体裂纹主要由于材质不佳、铸造应力未能消除、连接螺栓上紧程度不同或装配质量差等引起。柴油机连杆折断时也可击坏气缸体。

气缸体裂纹允许在保证强度的前提下，采用钢板包复、胶补、金属扣合等方法修复。对于焊接气缸体的裂纹允许采用焊补修理。修复后，气缸体冷却水空间应进行水压试验，压力为 0.4～0.6 MPa，历时 5 min，不得渗漏。

5.10.3 机架裂纹的修理

机架一般为低碳钢的焊接件。由于机架刚度差、有焊接应力或船体变形使机架产生变形或裂纹。

机架的裂纹或断裂允许采用焊补修复。对于焊后的变形，可刮削修正变形的平面，恢复其要求的精度。

A形架上平面局部修刮后，允许用整块钢质垫片垫平，以保持各片A形架的高度一致。

6 柴油机在船上的安装与校中

6.1 机架、气缸体和贯穿螺栓的安装

6.1.1 机架的安装

机座固定后，进行机架的安装。利用机架与机座结合面上的定位销和孔使机架在机座上平面上定位。机架与机座结合平面应紧密贴合，在连接螺栓未上紧前，用 0.05 mm塞尺检查，不应插进，局部插进处用 0.10 mm塞尺检查，插入深度不大于 30 mm；用 0.15 mm塞尺检查则不应插进。目前在柴油机安装时，广泛采用密封胶，以提高安装质量。在机架和机座的结合面亦涂以密封胶使之紧密连接。

6.1.2 气缸体的安装

机架上平面是气缸体的安装基础，利用气缸体与机架结合面上的定位销和孔分别使各个气缸体定位。气缸体与机架结合平面应紧密贴合，气缸体之间亦应紧密接触。在连接螺栓未上紧前，用 0.05 mm塞尺检查，一般插入深度局部不大于 30 mm；用 0.10 mm塞尺检查则不应插进。气缸体之间结合平面用 0.05 mm塞尺检查，不应插进。

6.1.3 贯穿螺栓的安装与上紧

气缸体安装后，且气缸体之间用螺栓紧固完毕，即可安装贯穿螺栓。贯穿螺栓螺母未上紧前，螺母平面与气缸体支承平面之间用 0.05 mm塞尺检查，不应插进。

大型柴油机安装贯穿螺栓时，应按说明书规定的紧固力和上紧顺序用专用工具上紧。

6.2 运动部件的校中

6.2.1 运动部件校中的技术要求

在安装活塞运动部件时，为保证其中心线与气缸中心线重合或平行，应进行柴油机横向和纵向的校中。横向校中是为了保证活塞与气缸左、右向间隙、导板与滑块正向间隙(十字头式柴油机)；纵向校中是为了保证活塞与气缸的纵向间隙、大、小端轴承两侧的轴向间隙、导板与滑块之间的侧向间隙符合规定的要求。运动部件校中的主要技术要求有：

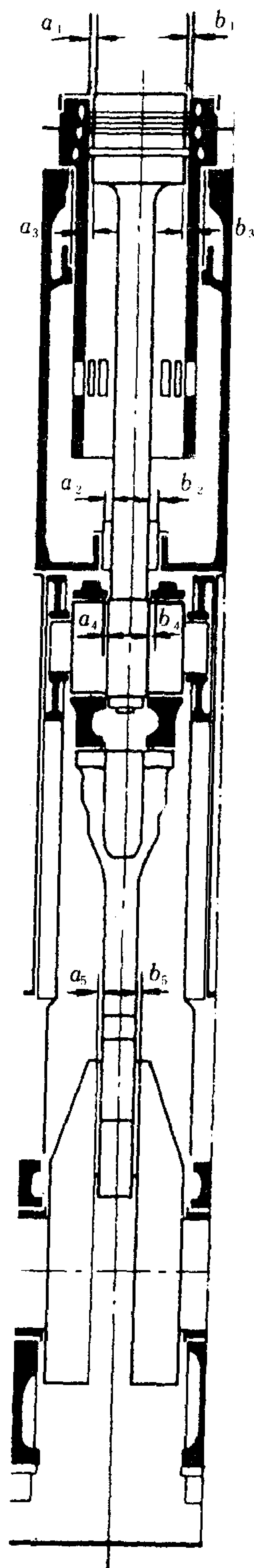


图 4.1.12-46

活塞运动部件的校中测量

1）对于十字头式柴油机，在活塞未装活塞环且使其位于近上、下止点位置时，滑块工作面与导板工作面应紧密贴合，用 0.05 mm塞尺检查，一般插入深度局部不大于 30 mm；用

0.10 mm塞尺检查，不应插进。上述状态下，活塞裙部的耐磨环处与气缸内孔的最小间隙为：

气缸直径≤700 mm时，应不小于总间隙的 30%；

气缸直径＞700 mm时，应不小于总间隙的 20%；

在任何情况下，活塞在任何位置应不小于总间隙的 20%。

2）对于筒形活塞式柴油机，在活塞未装活塞环且位于近上、下止点时，活塞裙部与气缸内孔最小间隙应不小于总间隙的 25%。

3）活塞在气缸内允许沿柴油机纵向平行地偏在一边，但向另一边撬动时，偏移量即能转移过去。

6.2.2 活塞运动部件的校中测量

6.2.2.1 活塞与气缸套间隙的测量

测量前，把活塞从气缸中吊出，清洁后再将不带活塞环的活塞重新装入气缸并与十字头（或连杆）连接。测量时，盘车使活塞分别处于上止点后 15～30℃、90°和下止点前 15～30° 三个接近实际运转状态的位置，利用活塞侧推力使滑块与正车导板紧贴合，用 0.05 mm塞尺检查时应插不进。活塞与气缸间隙的测量部位随机型而异。

对于大型低速十字头式柴油机，当采用中、长活塞时，可依次盘车到上述三个位置，用塞尺分别测量活塞上耐磨环与气缸套之间的首尾方向间隙a_1和b_1、左右方向间隙a_1'和b_1'及裙下部的间隙a_3、b_3和a_3'、b_3'，如图 4.1.12-46 所示。

对采用短裙活塞的大型低速柴油机，除测量活塞上减摩环与气缸套的间隙a_1、b_1和a_1'、b_1'外，还需测量活塞杆与填料箱孔处的间隙a_2、b_2和a_2'、b_2'。

对于筒形活塞式柴油机，应分别测量活塞头部和裙部与气缸套之间的间隙。

活塞与气缸套之间的间隙应符合说明书或表 4.1.12-38 和表 4 . 1 . 12-27 的要求。

表 4.1.12-38 **四冲程筒形活塞式柴油机活塞与气缸套的间隙** mm

气缸直径	四冲程筒形活塞柴油机					
	铸铁及铝合金活塞顶部间隙		活塞裙部			
	顶部有冷却	顶部无冷却	铸铁活塞装配间隙	铸铁活塞极限间隙	铝活塞装配间隙	铝活塞极限间隙
＞75～100	0.50～0.64	0.60～0.80	0.09～0.12	0.35	0.18～0.22	
＞100～125	0.64～0.80	0.80～1.00	0.12～0.15	0.45	0.22～0.26	0.50
＞125～150	0.80～1.00	1.00～1.20	0.15～0.18	0.55	0.26～0.32	0.60
＞150～175	1.00～1.16	1.20～1.40	0.18～0.21	0.65	0.32～0.38	0.70
＞175～200	1.16～1.32	1.40～1.60	0.21～0.24	0.72	0.38～0.44	0.80
＞200～225	1.32～1.48	1.60～1.80	0.24～0.27	0.80	0.44～0.50	0.90
＞225～250	1.48～1.64	1.80～2.00	0.27～0.30	0.88	0.50～0.56	1.00
＞250～275	1.64～1.80	2.00～2.20	0.30～0.33	0.96	0.56～0.62	1.10
＞275～300	1.80～1.96	2.20～2.40	0.33～0.36	1.04	0.62～0.68	1.20
＞300～325	1.96～2.12	2.40～2.60	0.36～0.39	1.12	0.68～0.76	1.30
＞325～350	2.12～2.28	2.60～2.80	0.39～0.42	1.20	0.76～0.82	1.40
＞350～375	2.28～2.44	2.80～3.00	0.42～0.45	1.28		
＞375～400	2.44～2.60	3.00～3.20	0.45～0.48	1.36		
＞400～425	2.60～2.78	3.20～3.40	0.48～0.51	1.44		
＞425～450	2.78～2.96	3.40～3.60	0.51～0.54	1.50		

6.2.2.2 十字头滑块与导板之间的间隙测量　测量时，盘车至上止点后 15～30°、90°和下止点前 15～30°三个位置，侧推力使滑块紧贴在正车导板上，用塞尺测量滑块与倒车导板之间的正向间隙及滑块与侧导板之间侧向间隙。

对于单侧导板的十字头式柴油机，用塞尺测量活塞处于上述三个位置时首尾方向的上、下部的正向间隙b_1、b_2和b_1'、b_2'；首尾方向的上、下部的侧向间隙a_1、a_2和a_1'、a_2'，如图 4.1.12-47 所示。

对于双导板的十字头式柴油机，用塞尺测量上述三个位置时的正向间隙b_1、c_1、b_2、c_2和b_1'、c_1'、b_2'、c_2'，侧向间隙a_1、a_2和a_1'、a_2'。

柴油机的滑块与导板之间的间隙应符合说明书或表 4.1.12-39的规定。

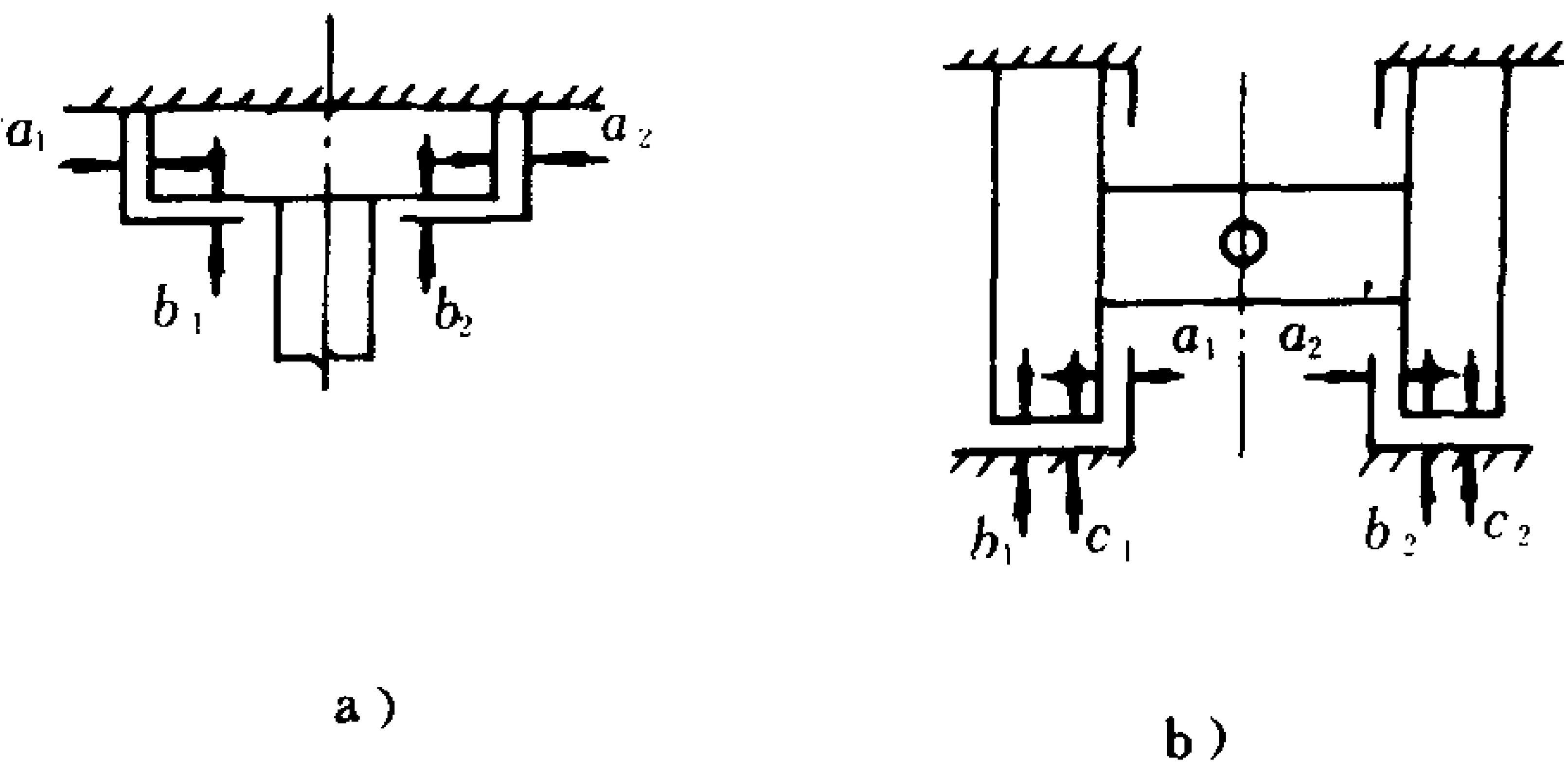


图 4.1.12-47　滑块与导板间隙测量示意图

a）单导板；b）双导板

表 4.1.12-39　　滑块与导板的间隙　　mm

十字头销直径	装配间隙		极限间隙	
	平面（正向）	侧面（侧向）	平面（正向）	侧面（侧向）
>150~175	0.15~0.20	0.18~0.28	0.30	0.50
>175~200	0.15~0.20	0.20~0.30	0.30	0.50
>200~225	0.16~0.22	0.20~0.30	0.35	0.60
>225~250	0.18~0.24	0.20~0.30	0.35	0.60
>250~275	0.18~0.24	0.22~0.32	0.35	0.65
>275~300	0.20~0.26	0.24~0.34	0.40	0.40
>300~325	0.22~0.28	0.26~0.36	0.45	0.70
>325~350	0.24~0.30	0.28~0.38	0.50	0.70
>350~375	0.26~0.32	0.32~0.42	0.60	0.75
>375	0.28~0.36	0.34~0.54	0.70	0.75

注：超过极限间隙应予以调整间隙或修理。

6.2.2.3　连杆大、小端轴承的轴向间隙

用塞尺直接测量连杆小端轴承两侧的轴向间隙a_4、b_4和连杆大端轴承与两曲柄臂之间的轴向间隙a_5、b_5。

连杆小端轴承两侧的轴向间隙，一般为 0.30~0.50 mm；连杆大端轴承两侧的轴向间隙，一般为（0.010~0.015）$d$mm，其中d为曲柄销直径。当船首高于船尾时，活塞在气缸中向后倒，致使小端轴承尾端轴向间隙为零。此种情况无需调整。

柴油机在船上安装结束后，测量曲轴臂距差，要求每米活塞冲程不超过 0.10 mm。

参考文献

〔1〕大连海运学院内燃机教研组：船舶柴油机，人民交通出版社，1981

〔2〕船用发动机的故障及应急处理，人民交通出版社，1976

〔3〕船用大型低速柴油机拉缸事故分析，人民交通出版社，1976

〔4〕李锡贤编：船用高速柴油机的修理，人民交通出版社，1985
〔5〕大连海运学院学报编辑室：国外航海科技 1981 年第 1 期，1982 年第 2 期，1984 年第 1、2、4 期，1985 年第 1、2、4 期，1986 年第 3、4 期
〔6〕小山正宣 著：ディーゼル機関の故障診断，1975
〔7〕日本海事协会誌，1985
〔8〕日本运输省海技大学校：船舶の信赖性と保全性，1980
〔9〕T · Wiborg:Ship Operation Automation,1976
〔10〕The Motor Ship 1985 66(780)
〔11〕MER 1979,Vol.9
〔12〕Pounder: Marine Diesel Engines, Sixth edition,1986
〔13〕大连海运学院 满一新、李素玉编 船机检修工艺人民交通出版社 1989
〔14〕武汉水运工程学院 船机工艺教研室编 船舶机械制造与修理工艺学 人民交通出版社 1987
〔15〕中华人民共和国交通部 船用柴油机修理技术标准 人民交通出版社 1984
〔16〕中华人民共和国船舶检验局 海上营运船检验规程 1984

第2篇　船舶锅炉

第1章　概　论

常用符号

D——产汽量，t/h	下角符号
p——压力，MPa	gr——过热的
t——温度，℃	jw——减温的
η——锅炉效率	max——最大的

1　船舶锅炉的基本工作过程和类型

1.1　船舶锅炉的基本工作过程

船舶锅炉内燃料燃烧的热能，通过烟气将水加热，成为一定压力和温度的蒸汽，将其供给船上主、辅发动机并在其中膨胀作功，或者用作热交换器中的载热工质。

在锅炉中存在一系列物理化学过程。首先是燃烧过程，其目的是尽可能释放出燃料中的热能。因此，应该保证燃烧完全。其次，在燃烧完全的基础上，应尽可能减少过剩的空气量，以期得到尽可能高温的烟气，以利于传热和提高锅炉效率。

关于传热过程，首先应在炉膛内利用高温炽热的燃烧，火炬辐射放热，尽可能多布置辐射受热面可以减少锅炉受热面面积和减轻炉墙结构。加强对流传热，往往和减小管径、增加烟气质量及流速有关，但是后者又涉及通风用的能耗。如果管簇中烟气速度高达 60 m/s，会使汽轮风机耗汽量几乎达锅炉本身产汽量的 10%以上。为了提高锅炉的效率，在烟气低温区布置了各种结构型式的受热面，例如鳍片管、肋片管、棘状管等，作为受热面经济器。还有滴状管、长圆管，甚至再生式空气预热器。

汽水混合物的流动属于双相流动。通常利用汽、水质量密度差来产生自然循环。也可利用专门水泵加压，使锅水作强制循环流动。目前绝大多数船舶锅炉仍利用自然循环。因此，如何组织并保证正常的自然水循环，对锅炉的安全运行和使用寿命都有直接关系。从锅炉本体出来进入过热器的蒸汽，应进行汽水分离并尽可能少含水分。

水是自然界极易得到而其本身又是具有很强溶解能力的液体。因此，用水作为锅炉的工质，水中溶解盐类的积聚，会在锅炉中产生水垢或泥渣。蒸发受热面上结垢往往是它破损的主要原因之一。相应的就要进行水质处理。除了要在岸上软水站或船上软水装置（热力蒸发器、离子交换器、电渗折等）进行水质处理外还必须进行锅内水处理。水质处理的依据是水质分析。如何进行快速测定水质，找出最好的水质处理方法已成为应用化学的一个分支。水及其所含的某些物质还会使锅炉运行或停用时产生腐蚀，尤其是电化学腐蚀。受热面与高温

烟气接触的一面，同样会由于燃料中一些杂质(如硫、钒等)，引起低温和高温腐蚀。运行或保养不当亦会产生严重后果。腐蚀是应用化学中必须研究的另一个大问题，而针对锅炉工作的特点——高温、高压、接触含有杂质的工质，又是腐蚀研究工作中另一个重要的课题。

纵观蒸汽动力发展的历史，蒸汽参数的不断提高需要有冶金技术、工艺水平等的发展来作基础。也可以说只有生产出耐高热、高温下高强度的钢材，才能制造出高参数蒸汽的锅炉。至于制造工艺水平更对锅炉发展起着决定性的作用。船舶锅炉和电站锅炉重要区别之一在于前者负荷变化范围大，而且经常性的停火、点火等，对材料的抗疲劳问题要求更高。

以上概括地介绍了锅炉中所进行的种种物理化学过程，这些过程的完善要求科学技术在某一领域能有所发展。正是科学技术发展到今天，才有现代化的锅炉出现。目前世界船舶大功率(单机功率达70000 kW以上)的推进动力还都是蒸汽动力。锅炉本身也正是以各种先进技术的武装而不断完善。

最后，必须指出电子工业的发展，船舶锅炉的自动化程度正在而且还将不断提高。这些又和测量参数变量的仪表的发展是分不开的。

1.2 船舶锅炉的基本类型

按照通常的分类方法，可将船舶锅炉分成如表4.2.1-1所示的各种类型。

1.3 几种常见的船舶锅炉

1.3.1 圆筒形烟管锅炉

图4.2.1-1所示是曾经长期在船舶上使用的人力烧煤的烟管锅炉，通常称为苏格兰锅炉。锅炉圆筒形外壳和前、后端盖构成锅炉本体，其中装有作为炉膛的炉管。煤由炉门投入，落在炉篦上。助燃空气由灰门进入，经炉篦上的空隙进入煤层助燃。来不及充分燃烧的可燃气体在燃烧室中继续燃烧。燃烧产生的烟气经烟管进入前面烟箱，由此经烟道去烟囱。为了加强结构，前、后端盖和燃烧室之间用长短不同的牵条拉住。某些厚度较大的烟管用丝扣固定在燃烧室前壁和前端盖之间，承受一定的拉力，这种烟管称为牵条管。

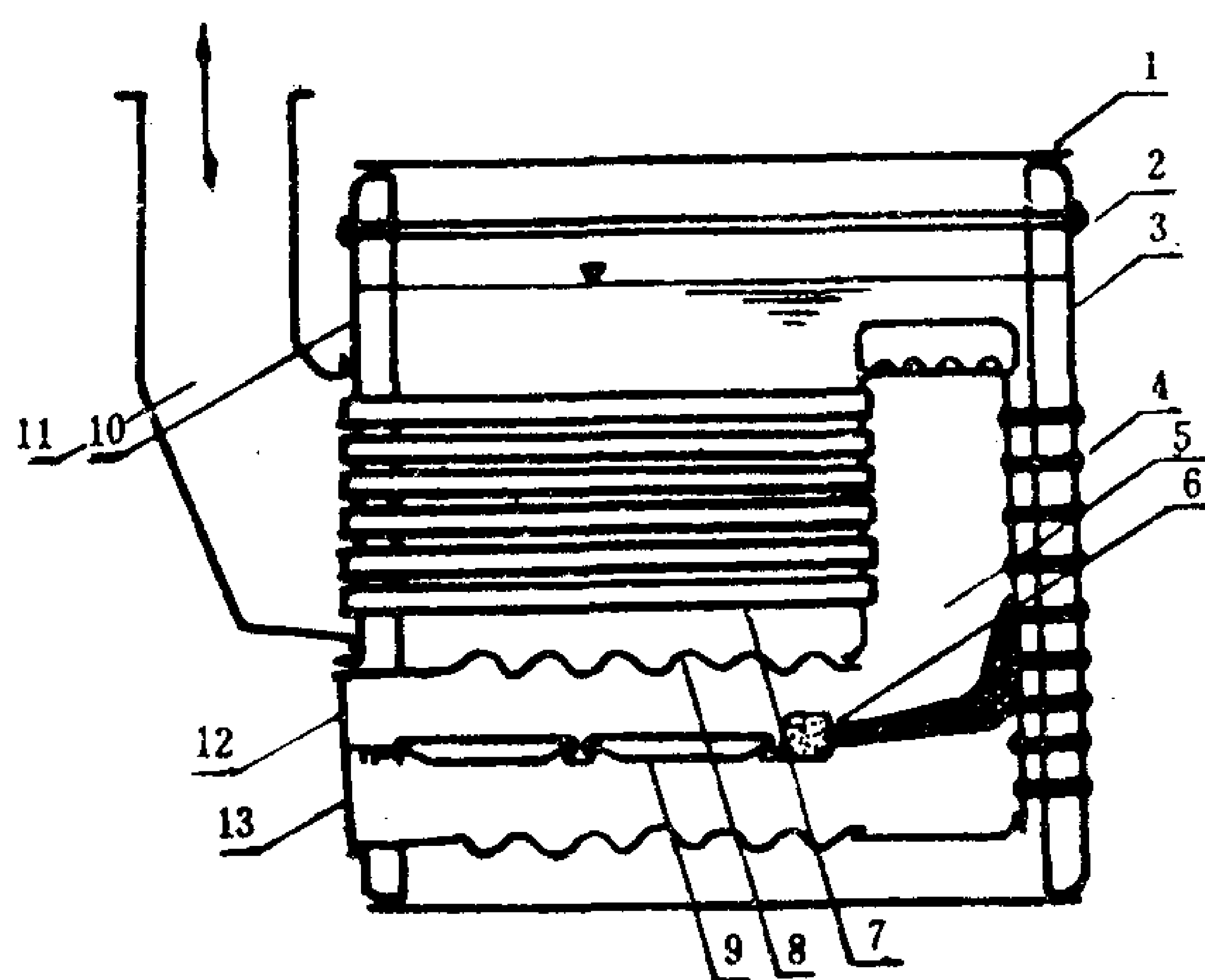


图4.2.1-1 圆筒形烟管锅炉

1-筒体；2-长牵条；3-后端盖；4-短牵条；5-燃烧室；6-炉坝；7-烟管；8-炉管；9-炉篦；10-前端盖；11-烟道；12-炉门；13-灰门

表 4.2.1-1 船舶锅炉的基本类型

分类方法	名称		结构特点	工作和性能特点
按烟气在管内或管外流动分	烟管锅炉		作为受热面的炉管、燃烧室和烟管都置于大容积的水中，有庞大的外壳，蓄水多	工作压力限于 2 MPa以下，尺寸大，外壳直径有达 4 m以上者(取决于炉管数目，一般顶多 4 个)；热容量大，结构复杂，加热不易均匀，启动慢，至少需 12 h以上；热负荷低，热效率只有 72%左右；造价高，耗材多；如有破损，后果严重，对水质要求不严
	水管锅炉		作为受热面的管簇，管内流动水和汽，管外流过烟气，联接受热面的筒身、联箱直径小(最大汽筒内径不超过 1.4 m左右)；按水管布置的位置分卧式和立式两种，现在船舶上都用立式水管锅炉	工作压力高，目前有达 8 MPa的，过热蒸汽温度达 530℃；热负荷高，重量轻，启动迅速，一般点火升汽时间为 2 ～ 4 h。个别舰用锅炉只需 0.5 h；效率高，民用船舶上可高达 90%以上；即使破管，不致引起严重后果；水质要求严，要求管理人员技术水平高
按锅炉的功用分	主锅炉		大都系燃油的水管锅炉，带有过热器、经济器、空气预热器，甚致有的装有再热器，也有带蒸汽减温器，供应不同温度的过热蒸汽	主要供推进动力用汽，蒸汽参数高，产汽量大，民用船舶热效率高、军用舰艇锅炉受尺寸及质量限制，效率相应低些；通常为 80%左右，个别轻型舰艇上有的锅炉只有 72%左右
	辅锅炉		通常不装过热器，结构简单，烟管式、水管式都有；大型油船辅锅炉的结构几乎与低参数主锅炉相同	主要供船上生活用汽，一般压力在 0.7 MPa以下，如需驱动辅汽轮机，则蒸汽参数稍高些，一般产汽量较少，效率也不高
	余热锅炉		通常利用柴油机或燃气轮机排气热量产生蒸汽，有的可以在主机停车时利用燃油产汽	大多数供船上生后和油舱用汽。在COGAS联合装置中也有能供推进动力用汽
按汽水循环方式分	自然循环式锅炉		利用受热水管中汽水混合物与不受热下降水管内工质的密度差产生循环压头而使汽水自然流动，过去低热负荷水管锅炉中有受热下降管，现已不用	一般受热越强的水管内产汽多，汽水混合物密度低，进水量越多，“冷却”条件越好，应尽可能使锅炉内各个自然循环回路独立工作
	强制循环式锅炉	直流循环式锅炉	没有大直径的汽水分离筒，只有小直径的收集和分配联箱；给水由专用给水泵压入锅炉，一次流经受热面，形成过热蒸汽；给水中溶解的固体盐类沉积在蒸发受热面的管内壁上	要求水质很严，受热面破损后修复很困难。吸热越强的并列蒸发管，产汽越多，阻力越大，以致分配水量反而少，必要时要采取安装入口节流圈，以均匀分配给水量，在船舶上目前还很少见到这类锅炉
		多倍率强制循环式锅炉	带有大直径的汽水分离筒，由专用循环泵强制水流在蒸发管内流动；循环泵流量很大，数倍于产汽量，决定于循环倍率数值	允许给水中稍有溶盐，由汽水分离筒将浓缩锅水排污，以减少受热面结垢，循环泵工作，不大可靠，船舶上多用于余热锅炉，主锅炉则很少使用
其它类型	增压锅炉		带有排烟驱动的燃气涡轮压气机组，助燃空气被加压到 0.2～0.8 MPa后送入炉膛，结构复杂；可以是自然循环也有强制循环的	锅炉炉膛内燃烧迅速而完全，整个锅炉传热特强；尺寸和重量明显减少；压缩机组要有辅助能源，以满足点火和低负荷时要求
	双回路锅炉		相当于一个密闭循环的锅炉加上一个开式循环的蒸发器，开式循环的第二回路用第一回路的蒸汽加热	密闭循环的第一回路的压力是变化的，压力越高，锅炉产汽量就越多；由于第一回路是密闭的，可避免含油给水进入与高温烟气直接接触的受热面这种锅炉大都用于油船辅锅炉

续上表

分类方法	名　称	结构特点	工作和性能特点
	油锅炉	利用柴油机排气余热，其工质不用水而用绝缘油；高温的绝缘油用作热交换器中的载热剂	200～300℃下的高压水（或汽）要求管路承受很高压力；用绝缘油只需满足克服流动阻力的压头就可以了，因此管路结构简单，绝缘油只用来换热不能直接作功
	热管锅炉	用热管作为导热体，充分利用柴油机排气余热。大都用作辅锅炉	可以将排气冷到200℃左右，能将给水加热成0.2 MPa的蒸汽；锅炉不能缺水，否则热管将因压力过高（达到20 MPa）而损坏，热管寿命不长，目前国内一些内河船舶有装有这种锅炉

有的锅炉外壳上部装有干汽包，起汽水分离作用。现在已改用置于外壳汽部上端的集汽管来代替。

有的锅炉还装有过热器，其联箱置于烟箱内，而蛇形管受热面则塞入某些烟管内。

现在船舶上极少见到烧煤的烟管锅炉，绝大多数已改为烧重油。

这种锅炉的大致性能如下：$D=4\sim5$ t/h；$p=1.5\sim1.8$ MPa；$t_{gr}=300\sim320$℃；$\eta=72\%$。

还有这种锅炉的变型，例如，将燃烧室移到壳体外面，专门用耐火砖砌成，而且在燃烧室内还布置若干水管、水管固定在壳体后端盖上，水管可以吸收燃烧室中烟气热量，过热器则装在燃烧室的后墙上。这种锅炉叫做联合锅炉。

这类烟管锅炉的特点：

1）炉管容积有限，不能迅速燃烧大量燃料。即使有的锅炉炉管增加到3～4个，产汽量仍然较低。

2）蒸汽参数较低。壳体尺寸较大，当有4个炉管时，可达4 m以上。相应要求壳体加厚，过厚的大壳体不仅制造困难，而且修理等都较昂贵。因此工作压力p只能为1.5～1.8 MPa，很少达到2 MPa。

3）相对重量较大，结构复杂，加热不易均匀。点火升汽时间有限制，一般从冷态点火升汽到工作压力至少要12 h以上。

4）锅炉蓄水量多，一旦破裂，大量高压热水释放的能量，足以造成海损事故。另一方面由于蓄热量大，负荷稍有变化时，也不致严重影响压力改变。这种锅炉运行管理简单。

5）这种锅炉最易损伤的部位，首先是炉管顶部。该处积垢（尤其垢中有油）时，受炉内辐射热时由于导热不良，容易产生凹塌。其次，由于受热不均匀，烟管管端易漏水。此外，牵条易受腐蚀。在前端盖炉管下部可能产生苛性脆化（这和水质有关）。

这类锅炉目前已基本淘汰。

1.3.2 自然循环式水管锅炉

水管锅炉出现在船舶上是在19世纪末。经过多年的发展，其结构式样很多。但目前绝大多数仍属自然循环式。自然循环式水管锅炉中最早出现的是三筒式水管锅炉。(图4.2.1-2)。它具有梯形断面炉膛，直水管，平的水筒管板，汽、水筒都用铆接，所谓耶罹式锅炉。现已不再生产。

1939～1945年美国B&W工厂制造了大量横筒卧式水管锅炉(也称为联箱式锅炉)，曾在船舶上大量使用。其结构如图4.2.1-3所示。可是随着对锅炉增加产汽量的要求，这种锅炉

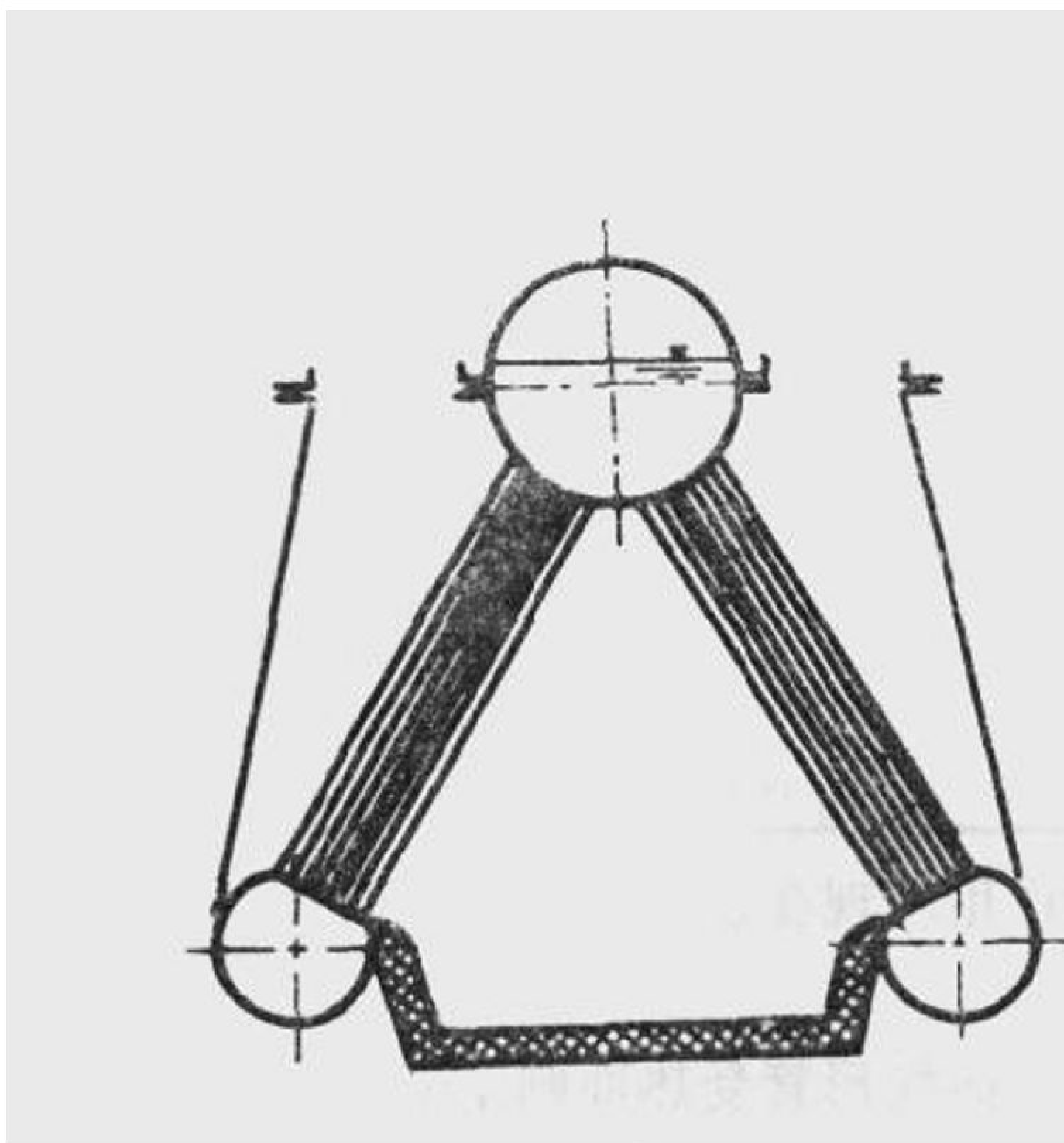


图 4.2.1-2 耶罗式锅炉

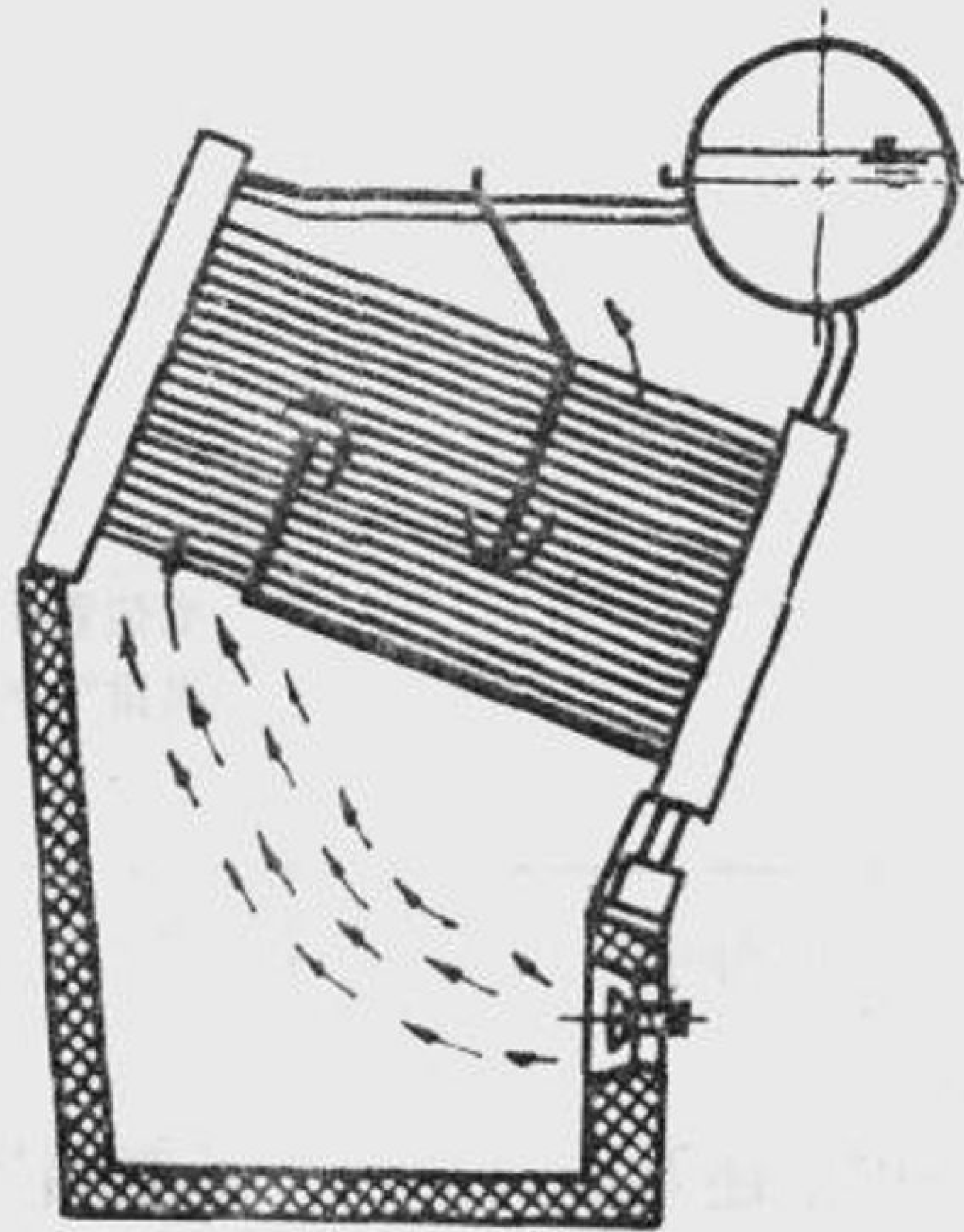


图 4.2.1-3 横筒卧式水管锅炉

就显出水循环压头的不足。而且近炉吸热强的上升管却最后进水，有时水量不足，造成破管。这种锅炉现在也已较少见到。

从 1940 年左右开始，船舶水管锅炉趋向于尽量利用炉膛辐射受热面，减少不能直接产生蒸汽的耐火砖炉壁和炉底，代之以水冷壁。英美生产的D型锅炉和苏联制造的КВГ-25 型锅炉就是典型代表。70 年代，FORSTER WHEELER 工厂生产的DSD型（double superheater D)、B & W工厂生产的M-21 型、COMBUSTION ENGINEERING工厂生产的V 2 M- 8 型、川崎重工生产的UM型等锅炉基本上是在原D型锅炉上发展起来的。炉底都装上了水冷壁，而且用膜式水冷壁，省去了耐火材料等。同时相应地出现了ESD型(external superheater D)、MR型、UF型等竖井式立式水管锅炉，类似陆用电站锅炉那样，有专设的炉膛和单独的烟气通道，后者布置对流受热面。炉膛和烟气通道中间用膜式水冷壁隔开，此水冷壁下部错开形成垂彩管，这样炉膛燃烧产生的烟气得以进入对流烟气通道。燃烧设备布置在炉膛顶部，烟气流动成“U”形。过热器、经济器等都做成蛇形管式，置于对流烟气通道内。下面扼要介绍三种比较有代表性的锅炉结构特点。

1.3.2.1 苏联的КВГ-25 型锅炉（图 4.2.1-4)

这种锅炉曾在 60 年代安装在我国万吨级干货船“红旗”号上，其主要参数为：$D=25$ t/h；$p=4.5$ MPa；$t_{gr}=470℃$；$\eta=93\%$。两只锅炉供一台主汽轮机用汽，功率为 9570 kW（13 000 PS)。

该锅炉炉膛做成不规则的圆筒形，炉前壁安装 6 个燃烧设备，都用离心式压力喷油器，其中两个属油室中心回油的可调式喷油器。配风器用切向旋流进风的单通道式。空气过剩系数$\alpha=1.25$①。采用液压机械式自动调节系统控制燃烧过程。除前后壁仍用耐火砖隔热外、炉膛侧壁和炉底全部用裸管紧密布置的水冷壁。

立式过热器置于近炉管束和蒸发管束之间，系单筒“U”形管式，筒内布置隔板将过热器分成五流程。

① 在第 1 篇船舶柴油机中称“过量空气系数”。——编注

烟气通道内安装裸管式经济器。空气预热器置于经济器上部，系立式烟管式，分成三流程，以避免管壁温度过低引起低温腐蚀。

锅炉外壳采用双层密闭，夹层中通入助燃空气。

汽筒内水位下装有表面式蒸汽减温器，提供汽温 $t_{jw}=285℃$ 的减温蒸汽，产汽量为 $D_{jw}=1.75\ t/h$，供辅机用、水位下有多孔挡汽板，顶部有多孔集汽板，属自然汽水分离。

在锅炉相应的部位安装了蒸汽吹灰器。

这种水管锅炉的特点为：

1）受热面管子用细管。如蒸发管和经济器都用 ϕ 29×2.5 mm的管子，近炉第一管束三列和水冷壁则用 ϕ 44.5× 3 mm的管子。过热器则用 ϕ 25×2.5 mm的管子。

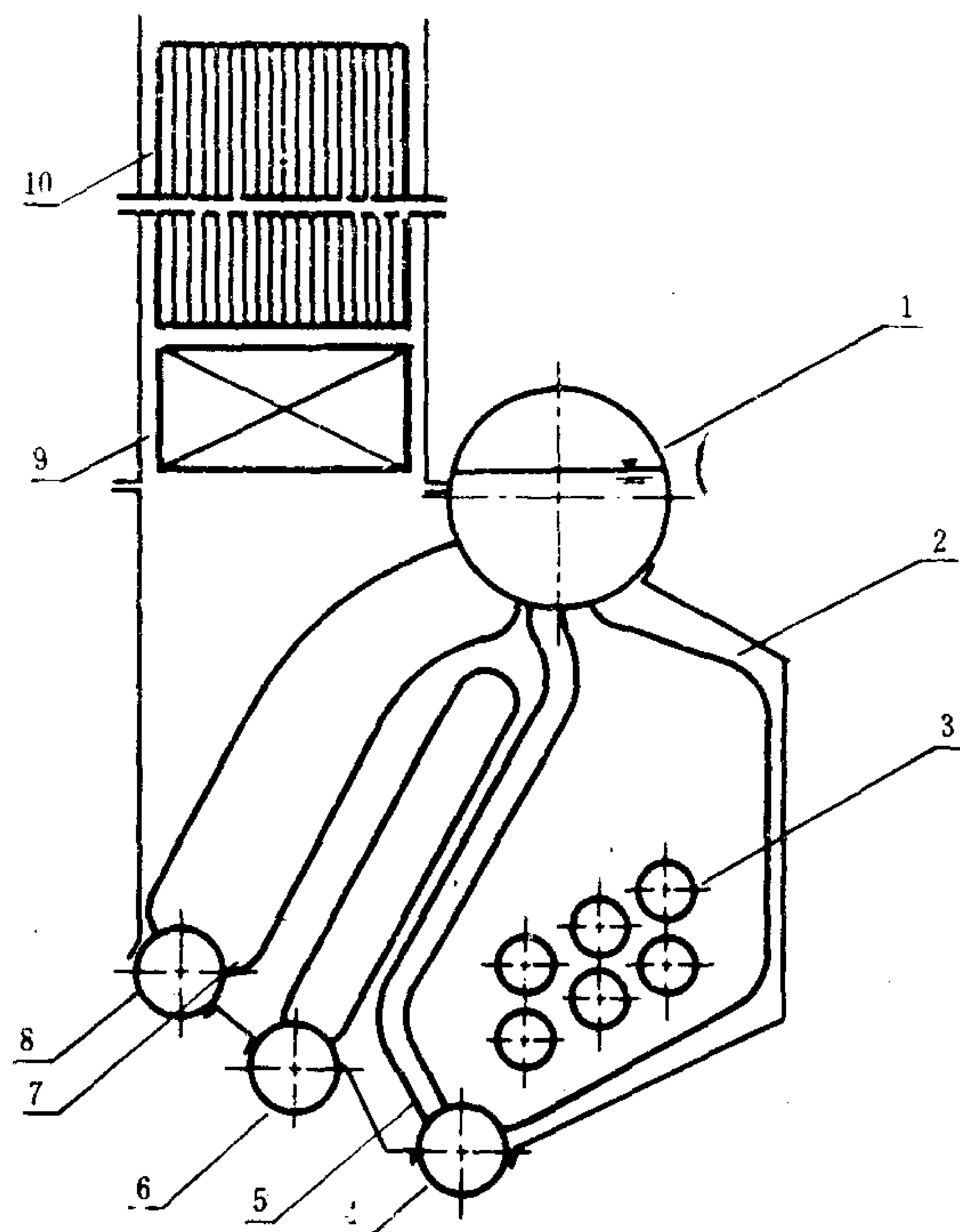


图 4.2.1-4　苏联KBΓ-25 型锅炉

1-汽筒；2-水冷壁；3-燃烧设备；4-底水筒；5-近炉蒸发管束；6-过热器；7-主蒸发管束；8-水筒；9-经济器；10-空气预热器

2）经济器和空气预热器受热面积分别达到 128 m^2和 580 m^2。锅炉总质量达到了 84.7 t。正是在这方面作出了相应的让步，才使锅炉效率提高到 93%。与它结构上相类似的轻型舰艇锅炉的相对质量也不到它的 1／6，但效率却只有 72%左右。

3）与老式的三筒形立式水管锅炉相比，省去了炉底耐火砖壁，代之以水冷壁，但水冷程度仍只有 $\psi=0.69$，不算太高。

4）除燃烧全部自动化外，给水有双冲量的自动水位调节器。

5）过热器靠近炉膛是为了变动负荷时过热蒸汽温度变化不致过大，但相应地就要多增加一个水筒。过热器管束的固定采用了一方形断面中空横梁，此梁直贯锅炉前后空气夹层，以利用流过的空气进行冷却。

6）经济器前烟气温度达 535℃，为了保证破损时能旁通运行，不致停止锅炉工作，烟道内预设挡板，需要时可隔断经济器。

类似结构的锅炉还有KBΓ-34 等。在KBΓ-34 中利用蒸汽式空气预热器代替原来采用的烟气式空气预热器。

1.3.2.2　B & W的M 21 型锅炉（图 4.2.1-5）

这种锅炉是从D型锅炉发展而来，其主要参数为：$D=34\sim115\ t/h$；$p_{gr}=8.3\sim35$ MPa；$t_{gr}=420\sim538℃$。

结构的主要特点为炉膛顶端布置燃烧设备，火炬进入对流管簇前，有足够长的行程。使用较小的空气过剩量也能使雾化油滴充分燃烧。炉膛采用全水冷（$\psi=0.98$）。用膜式水冷壁，

省去耐火砖壁。过热器采用立式双联箱，可以显著减轻筒身重量。管子顺列布置，放大管距，既便于清洁积灰，又利于采用焊接以代替传统的扩接。过热器分成两组，中间留出一定的空间便于进人检查、清洁和修理。在两组过热器之间连有喷水式或表面式减温器，后者常置于汽筒水部用以调节过热蒸汽温度。过热器后面的主蒸发管束也布置成顺列。经济器用肋片式管组成受热面，安装在烟道内(图上未示出)。有的还装有蒸汽式空气预热器，以提高整个装置的热效率。在过热器区域布置了移动式吹灰器，使用时才伸入锅炉内，以免锅炉工作时烧坏。主蒸发管束间布置固定式吹灰器，那里烟气温度较低。汽筒内安装旋风式分离器进行汽水分离。

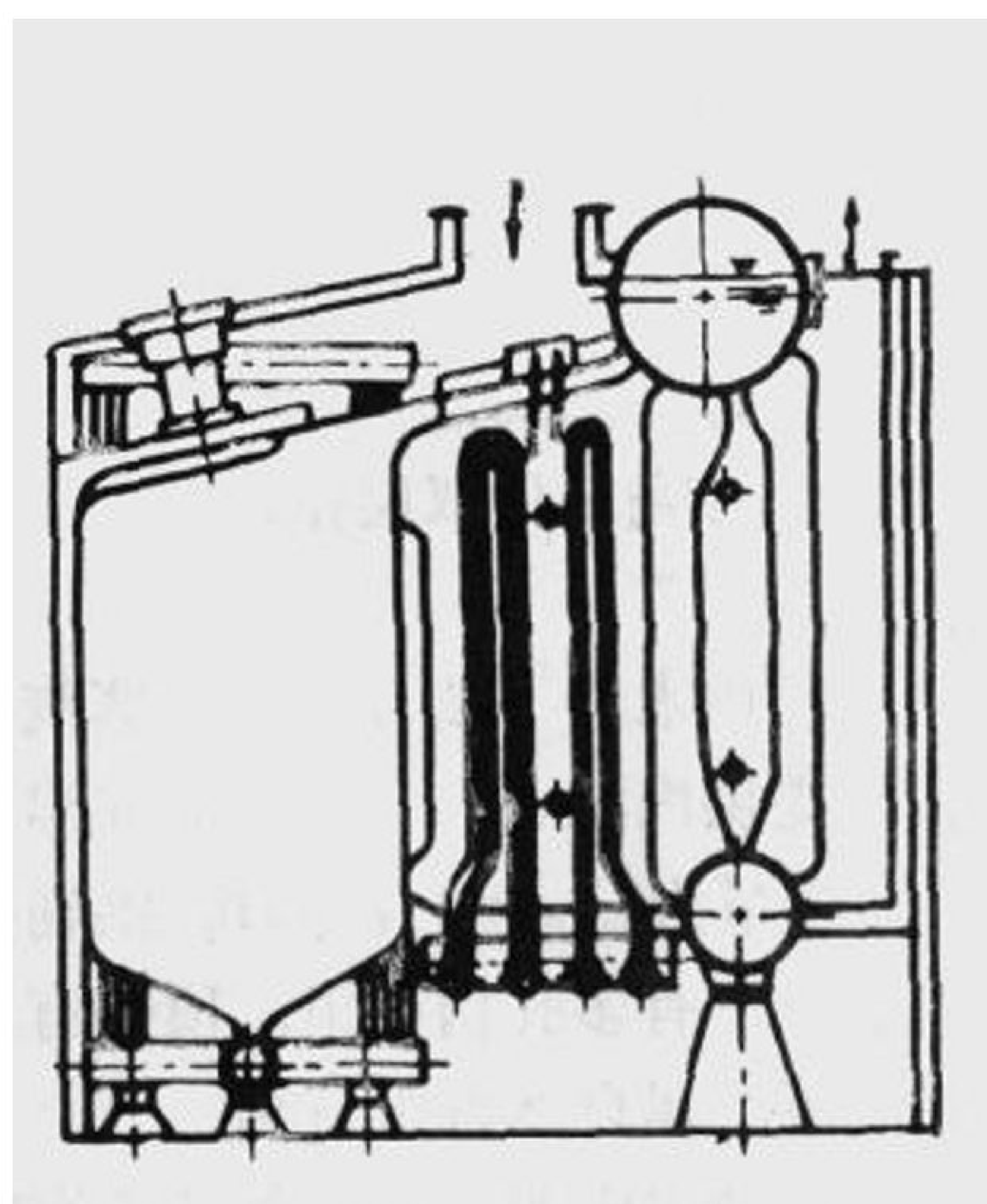


图 4.2.1-5 B&WM21型锅炉

与这种锅炉相类似的型式有FORSTER WHEELER的DSD型、CE的V 2 M-8等。

1.3.2.3 B &W的MR（marine radiant）型锅炉（图 4.2.1-6）

整个锅炉做成两个垂直竖井式部分。其中一个是炉膛，燃烧设备布置在顶部。另外一个是对流烟气通道。两者用一中间密闭的水冷壁隔开。仅仅在此水冷壁下部才将管子叉开，形成垂彩管，留出烟气流动的通道，以便炉内烟气可经此进入对流烟气通道。这两部分全部用膜式水冷壁围住。蒸发受热面几乎全靠吸收辐射热。过热器置于对流烟气通道内，分成两段。第一段用顺流，第二段用逆流，保证烟气高温区域的过热器管壁温度不致太高，两段过热器之间安装置于汽筒内的表面式减温器，以调节过热蒸汽温度。在对流烟气通道内烟气经过热器后进入经济器，经济器受热面用扩展式受热面(如棘状管等)。之后，烟气进入烟气式空气预热器。也有用蒸汽式空气预热器的。空气预热器的结构还可采用回转再热式。

这种锅炉的蒸汽参数较高，要求经济器、过热器的受热面积有所增加，而蒸发受热面趋于减少。

这种型式的锅炉还有安装再热器的。来自主机高压缸的蒸汽，回入锅炉再次过热。按B&W工厂的型号为MRR型（marine radiant reheater)。这种锅炉结构上与MR型相似，只是增加了一个再热器。

上述的这些水管锅炉中，水循环的下降管都是用粗管由汽筒直接引入水筒或水冷壁联箱，而且这些下降管都属于不受热的。这样对自然循环有利。

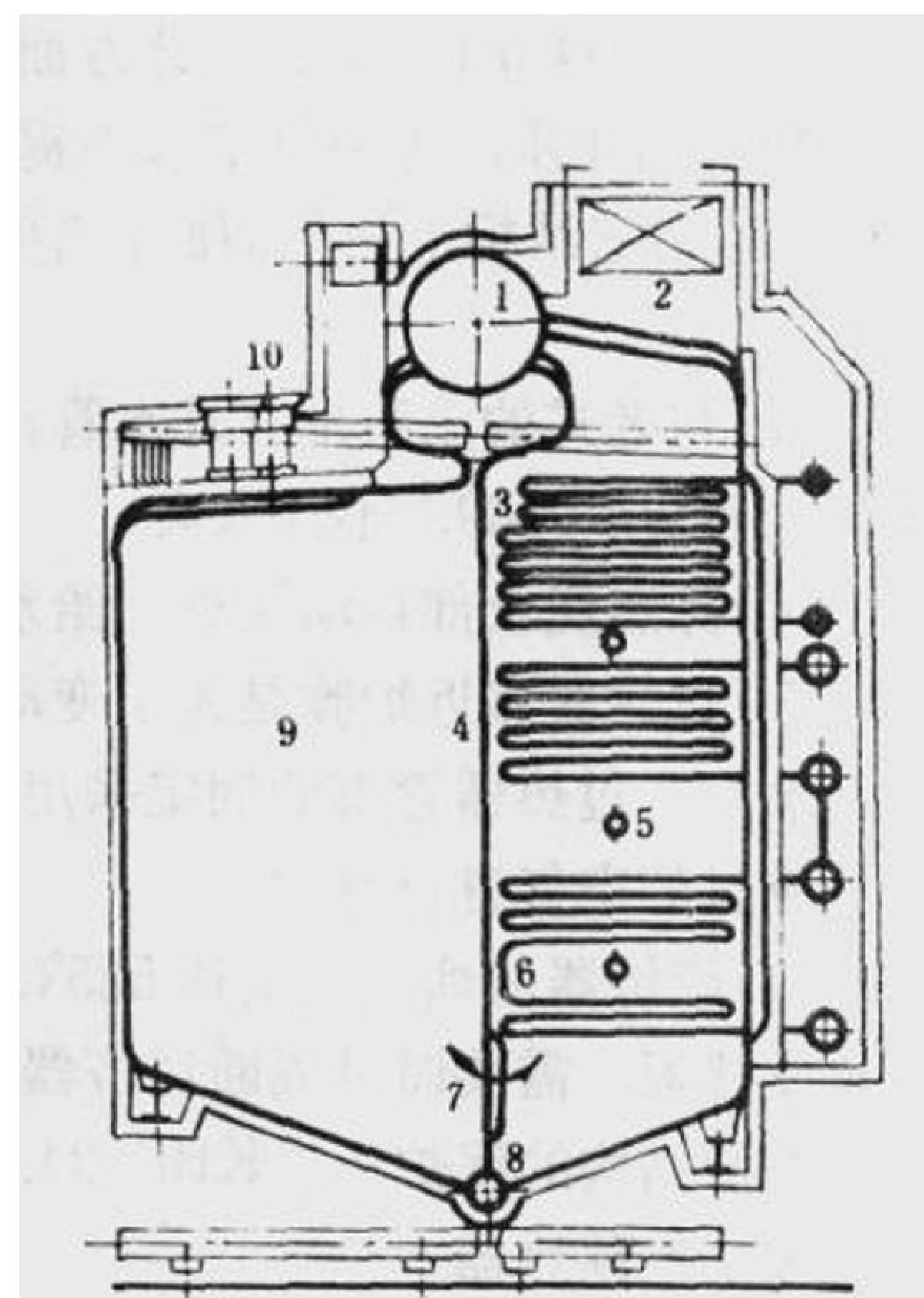


图 4.2.1-6 MR型锅炉

1-汽筒；2-肋片式经济器；3-裸管式经济器；4、6-过热器的第二和第一段；5-吹灰器；7-垂彩器；8-水冷壁联箱；9-炉膛；10-燃烧设备

1.4 几种特殊型式船舶锅炉简介

1.4.1 增压锅炉（图 4.2.1-7）

这种锅炉和普通锅炉不同处在于炉膛系在一定压力下$p=0.2\sim0.8$ MPa)燃烧燃料，故称为增压燃烧，可以使燃料迅速完全地燃烧。助燃空气由一燃气涡轮压气

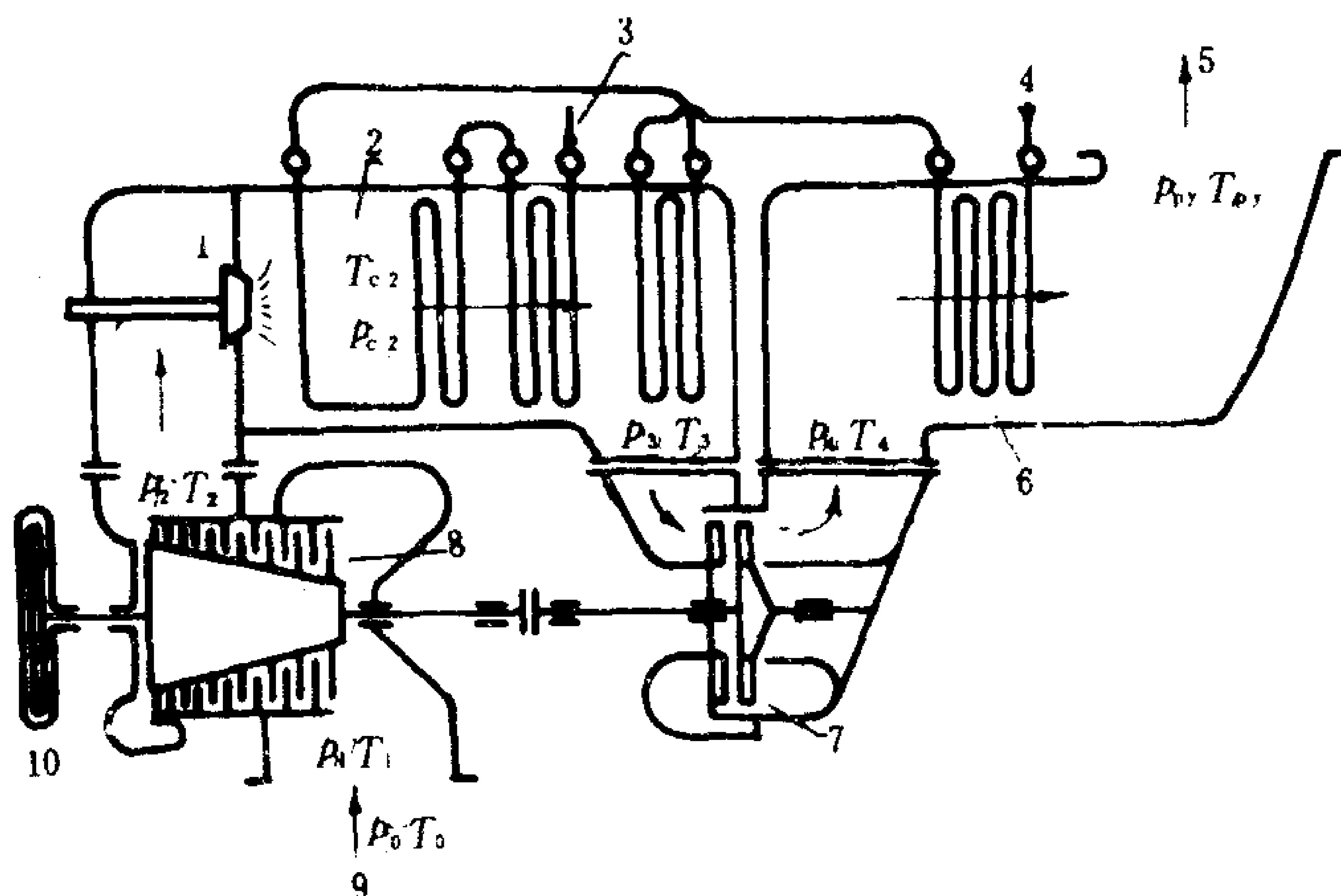


图 4.2.1-7　增压锅炉工作示意图

1-燃烧设备；2-炉膛；3-过热器；4-给水；5-排烟；6-经济器；

7-燃气涡轮；8-压气机；9-空气进口；10-辅发动机

机组供应。驱动燃气涡轮的燃气即是锅炉排烟。这种锅炉炉膛的容积热负荷比一般燃油锅炉要高出 3～7 倍，对流管束中烟气质量流速（kg/（m^2·s））也很大，所以无论辐射传热和对流传热都很强烈，锅炉尺寸、质量显著减小。这种锅炉早在 20 年代已经出现，如法国首制的“VELOX”锅炉。之后，虽有各种型式出现，但在船舶上未能得到广泛采用。这一锅炉的燃气涡轮压气机组在锅炉低负荷时功率不足，要用辅发动机驱动，而且在点火升汽阶段也要靠它驱动压气机组。这种锅炉结构复杂，运行维护也不简便，但从发展来看，结合强制循环，对尺寸、质量限制较严的舰用锅炉来说，还是有一定发展前途的。

1.4.2　双回路锅炉（图 4.2.1-8）

这种锅炉大都用于柴油机作主机的油船上，作为辅锅炉，提供蒸汽给汽轮货油泵、加热货油、洗舱等用。采取双回路水循环的目的是为了防止油类混入给水系统，造成锅炉运行不安全。它的第一回路是密闭循环，充以高质量的水，所产生的蒸汽送入第二回路的蒸发器中作为载热介质。第二回路中的水被第一回路的蒸汽加热后形成低压蒸汽，再供全船使用。所以第二回路是开式循环。在第二回路蒸发器中作为载热的介质——蒸汽冷凝后，再返回第一回路被加热成汽。这样在第一回路内不会产生水垢、泥渣或混入油类，必要时只要补充一些水即可。无论用喷油器燃烧燃油或是用柴油机排烟加热第一回路，都不会影响其受热面安全运行。因为第二回路的产汽量取决于第一回路的蒸汽温度，所以第一回路的工作压力在不同负荷下是变化的。负荷低时压力低，最高负荷由第一回路的最高蒸汽压力所限定。丹麦AALBORG工厂生产的AT 4、AT 8 型锅炉其产汽量最大可达到 40～80 t/h，第一回路最高蒸汽压力为 6.3 MPa，第二回路为 2.35 MPa，这种锅炉第二回路蒸发器内受热面外表易受氧腐蚀，这与第二回路水质有关。

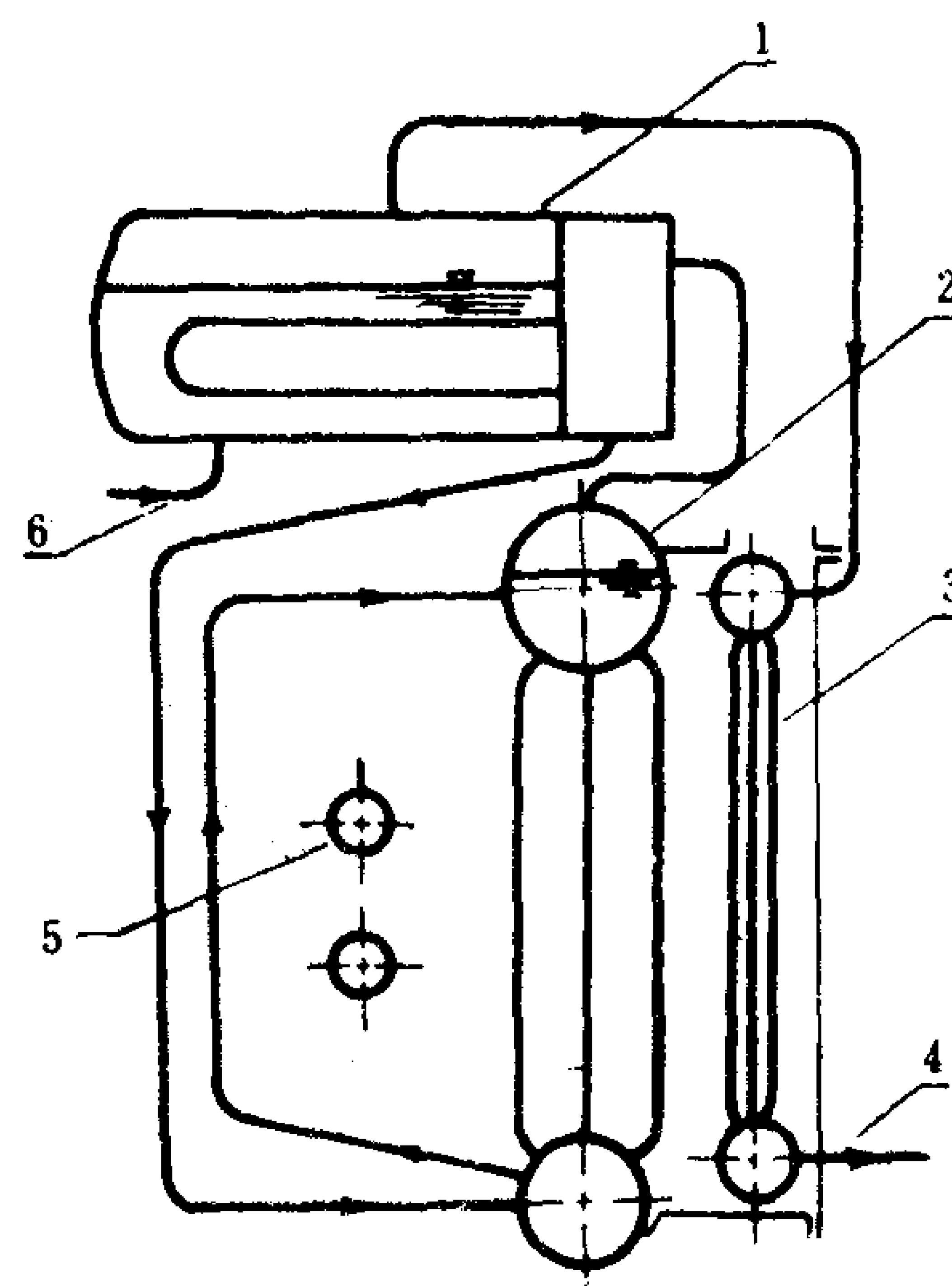


图 4.2.1-8　双回路锅炉

1-第二回路；2-第一（密闭）回路；3-过滤器；4-过热蒸汽出口；5-燃烧设备；6-第二回路的给水

1.4.3　CE（COMBUSTION ENGINEERING）工厂沉降炉膛的V 2 M-9 型锅炉（图 4.2.1-9）

这种锅炉的结构特点首先是发展炉膛辐射受热面，充分利用燃烧火炬高温辐射放热，将

炉膛拉长。也可以理解为将对流受热面长度缩短，不致使对流管束中烟气流速降低。这对减少长管的震动有好处，其次，燃烧设备布置在炉膛四角，其喷射火炬在炉膛中心形成一个直径为0.6 m的旋流圈。这样既可加强炉内气体整体紊流，又可充分延长火焰行程，使油雾在炉膛范围内能充分燃烬。据介绍这种燃烧方式可使空气过剩系数$\alpha=1.03$。

1.4.4 双燃料锅炉

这是由于运输液化天然气船出现后才配备的锅炉、天然气在船上隔热的大容器中冷到－160℃(甲烷)才能压缩成液体。要求在容器中液化天然气摇晃时每昼夜“汽化”不大于0.3%。为了利用这汽化的天然气的热能，FORSTER WHEELER工厂制造了这种可以同时燃烧两种燃料（重油和天然气）的锅炉。其结构上与该厂生产的ESD型锅炉无大区别。只是要考虑利用压缩天然气的安全性。其次，两种燃料在不同比例下可以用同一燃烧设备燃烧。还有天然气在使用前要经预热。作为锅炉本身来说，结构上应顾及点火前通风，彻底排除炉膛内残余的可燃气，以防止产生冷爆现象。

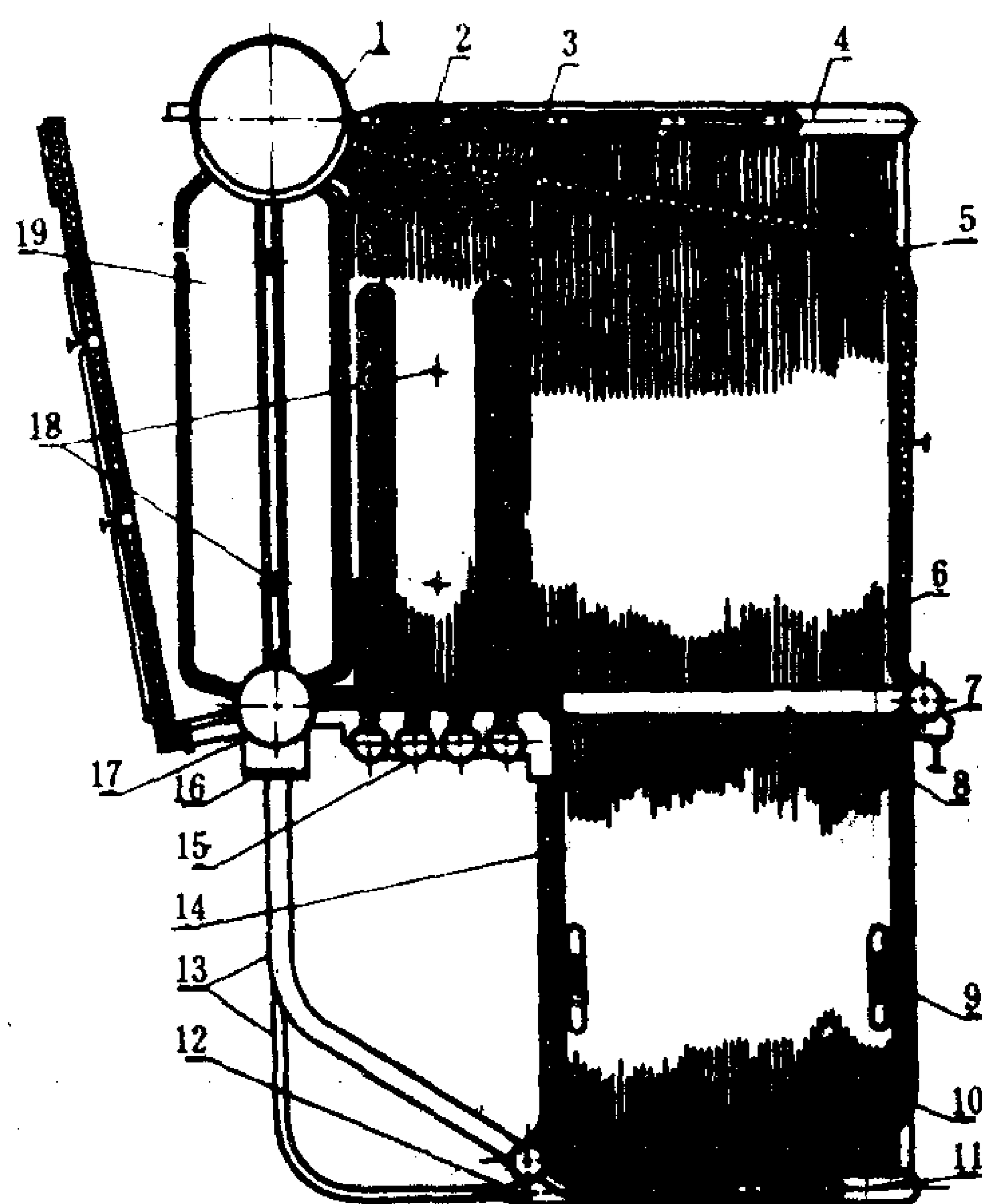


图 4.2.1-9 CE的V 2 M-9型锅炉

1-汽筒；2-过水器第二段；3-过热器第一段；4-水冷壁收集联箱；5-炉顶水冷壁；6、14-侧壁水冷壁；7-支架；8-中间联箱；9-对角布置燃烧设备；10-水冷壁管下端；11-分配水管；12-水冷壁分配联箱；13-下降管；15-过热器联箱；16-水筒支架；17-水筒；18-吹灰器；19-蒸发管束

第一台这种锅炉的性能为：$D_{max}=33.2$ t/h；$p=4.1$ MPa；$t_{gr}=454$℃。产生的蒸汽供推进动力用。

1.4.5 带再热器的锅炉

锅炉结构型式可以是多种多样的，如FORSTER WHEELER的ESRD(external superheater reheat D)、B&W的MRR、CE的V 2 M-8、川崎的UFR型等。装有再热器的锅炉要考虑到倒车时如何隔离再热器免受热烟气的冲刷。因此，在这种锅炉里对流烟气通道的前后还要用隔墙隔开，做成两个通道。在烟气低温区安装必要的挡板，或者引入助燃空气专门冷却再热器。

2 船舶锅炉的发展趋向

作为船舶推进动力在大功率情况下蒸汽动力还有它的应用场合。即使舰用动力，英国在本世纪60年代曾提出过“全燃化”，但自1982年起又在作进一步的探讨，认为当时的结论是一种失策。结合我国国情在一定时期内还要发挥蒸汽动力应有的作用。对于其中的锅炉，看来要进一步加以改善，归纳起来有：①提高蒸汽参数；②创造低热负荷高效率的锅炉以适用于民用船舶；③创造高热负荷尺寸小质量轻的锅炉，以满足舰艇动力要求；④进一步发展强制循环锅炉；⑤适应蒸汽动力装置循环要求，锅炉安装再热器；⑥锅炉工作过程的全自动化，微机控制；⑦制造、安装、修理工艺上的改进；⑧新型扩展式受热面的研制；⑨发展锅炉用耐热高强度的钢材；⑩水质分析和处理的改善，防止元件腐蚀和电化腐蚀。

第 2 章　船舶主锅炉

1　概述

1.1　对船舶主锅炉的要求

1)在船舶上，只能使用经过考验、结构可靠、操纵、维修简便和使用耐久的锅炉。在船舶横倾 45°、纵倾 15～20°时，锅炉应能可靠地运行。

2)在给定的条件下，应有最小的质量和外形尺寸，最大的产汽量，以提高船舶的续航力。

3)应具有良好的机动性，即快速地从冷态过渡到工作压力状态，能迅速增加或减少蒸汽负荷，而且在这种工作过程中，锅炉的结构、元件应无损伤。

4)应有较高的经济性，即较高的锅炉效率且造价便宜等。对于商船锅炉，要求尽量高的锅炉效率，故其外形尺寸和重量较大。对于舰艇锅炉主要要求其结构紧凑、尺寸小和质量小，故锅炉效率低于商船锅炉。

5)燃烧过程机械化、自动化，以减轻劳动强度。

6)给水应满足航运及船舶类型的要求。

1.2　主要类型

烟管锅炉的蒸汽压力和产汽量都较低，单位产汽量的质量指标也较大，现代船舶上广泛使用水管锅炉做为主锅炉。

水管锅炉的主要类型有：三锅筒式、联箱式、单烟道双锅筒式(D)型、中间再热式，强制循环式。

1.2.1　三锅筒式锅炉

三锅筒式锅炉有对称式和非对称式两种，前者的蒸汽压力为 1.5～2.4 MPa，饱和蒸汽，受热面积为 150～360 m²；后者的蒸汽压力为 2 ～ 4 MPa，蒸汽温度最高不超过 450℃，产汽率为 30～60 kg/(m²·h)，给水温度 150～180℃，产汽量最高可达 30 t/h，效率为 85%左右。

锅筒直径$D\approx0.8\sim1.6$ m，长度$L\approx3\sim4$ m；水筒直径$d\approx0.3\sim0.8$ m，长度应与锅筒相同。

这种锅炉工作可靠，结构简单，修理方便。不过它的烟道和炉身大，炉膛容积小。

1.2.2　联箱式锅炉

蒸汽压力不超过 4 MPa，产汽量不超过 30 t/h，产汽率最高可达 35 kg/(m²·h)，锅筒直径 1～1.3 m，长度 2～2.5 m，管簇的安装斜度约 15～25°。

这种锅炉布置紧凑，检修清洗管子方便，蓄水量及蓄热量较大，因而操纵性较好。不过它的蓄水量大，升汽时间较长需 1.5～2 h；管簇直装缺乏伸缩性，联箱造价昂贵，制造困难，并限制了锅炉压力的提高。

1.2.3　单烟道双锅筒式锅炉

单烟道双锅筒式水管锅炉在船舶蒸汽动力装置中得到广泛应用。通常是左右两炉并置。

蒸汽压力约为 6 MPa，蒸汽温度为 510℃，产汽量为 10～60 t/h，单位产汽量的质量指标仅为 0.8～3.5 kg/(kg · h)左右。

这种锅炉的水循环好，炉膛容积大，产汽率可高达 40 kg/（m^2·h)；锅炉效率高，燃油时可达 91%，但高度较高。

1.2.4 强制循环锅炉

强制循环锅炉在运输船舶中可做主锅炉，但多数用做船舶辅锅炉。在蒸汽负荷变化很大的舰船上，则不宜做为主锅炉。

强制循环锅炉主要有两种型式：LA-MONT 式和 BENSON 式。

LA-MONT 锅炉有一个分离锅筒，由循环水泵控制水的循环。水由锅筒吸出，经过水冷壁和蒸发管簇而流回锅筒。水冷壁和蒸发管簇出口干度约为 0.125～0.166($\frac{1}{8}$～$\frac{1}{6}$)。在锅筒内，分离出来的蒸汽进入过热器，分离出来的水重新进行循环。循环水泵的排量约为给水泵排量的 6 ～ 8 倍。

这种锅炉可以根据炉舱的空间情况布置锅炉受热面，升汽时间只需 5 ～10 min，单位受热面蓄水量小，只有 5 ～10 kg/m^2，产汽率非常高，可达 90～120 kg/(m^2 · h)。但对给水的品质要求特别高。

BENSON 锅炉水循环基本与 LA-MONT 锅炉相似，结构上的主要差异是没有分离锅筒。管径很小，外径约 25 mm。适用于高压蒸汽装置。

1.3 主要参数

1.3.1 国产水管锅炉的主要参数（表 4.2.2-1）

表 4.2.2-1 **国产水管锅炉的主要参数**

锅炉型式	产汽量 t/h	锅筒工作压力 MPa	过热器后蒸汽压力 MPa	过热蒸汽温度 ℃	蒸发受热面积 m^2	设计效率 %	质量 t	通风型式	燃料	外形尺寸 mm
对称三锅筒式	4.5	1.9	1.75	310	160.5	80	20.9	机械	油	4205×3860×4855
双锅筒单烟道	12	3.3	3.0	425	326	90		机械	油	5640×4660×7210
强制循环式	4	1.4	1.26	260	30	86	10	机械	油	3000×3350×4350

1.3.2 D型锅炉的主要参数（表 4.2.2-2）

表 4.2.2-2 **D型锅炉的主要参数**

主要数据 \ 锅炉型号	D	ESD I	ESD II	ESD III
产汽量 kg/h	34 000	34 000	34 000	45 000
过热蒸汽温度 ℃	450	450	450	510
设计压力 MPa	5.1	4.85	4.85	7.45
过热蒸汽压力 MPa	4.18	4.18	4.18	6.48
燃油温度 ℃	115	115	115	140
排烟温度 ℃	154	154	154	172
受热面积的百分比 %				
水冷壁	3.2	3.8	3.7	9.0
蒸发管	27.0	7.6	5.37	4.5
经济器	38.0	54.8	53.4	57.5
过热器	7.0	12.8	14.32	13.5

续上表

主要数据 \ 锅炉型号	D	ESD I	ESD II	ESD III
空气预热器	24.8	21.0	20.6	15.5
炉膛容积 m^3	40	23.5	23.5	46
辐射受热面积 m^2	46.5	31.6	31.6	66

D型锅炉的主要型号为D、ESD I、ESD II、ESD III等。在ESD型锅炉中，蒸汽过热器放在锅炉蒸发管簇之后，即经济器的下部。

1.4 D型系列锅炉的特点

1）炉膛容积热负荷起初随产汽量的增加而增加，然后降低。

2）D型锅炉蒸发受热面所占的百分数较ESD型锅炉高，而经济器较少。

产汽量为4536～52 000 kg/h，蒸汽压力为1.43～6.125 MPa，主要用于蒸汽压力为3.16 MPa，温度为399℃或压力为4.18 MPa，温度为454℃的动力装置中。

3）EDSI型锅炉是在D型锅炉的基础上发展起来的。具有两级过热器，均布置在尾部烟道中，在两级过热器间设有温度调节器和减温器。过热器管壁的温度较低。

这种型式锅炉的产汽量为13 500～118 000 kg/h，蒸汽压力为5.3 MPa，温度可达510℃。常用的蒸汽参数为3.2 MPa和390℃。

4）ESD II型锅炉的过热蒸汽温度用烟气旁通的方式来调节。产汽量可达80 000 kg/h，蒸汽压力为5.5 MPa，温度为487℃。

5）ESD III型锅炉的蒸汽过热器两级之间接有锅内面式减温器或外置喷水减温器。燃烧器布置在炉膛顶部。第一级过热器中工质流动方向与烟气相反、为逆流，而在第二级中为顺流，借以降低管壁金属温度。

2 炉膛

2.1 炉墙

炉墙是锅炉炉膛和高温烟气部分的保护外壳，起隔热和密封作用。我国钢质海船建造规范规定，炉墙外表面温度不应大于60℃。

炉墙由耐火层，隔热层和密封层叠加而成。耐火层和隔热层的厚度，视炉墙的具体工况而定，炉底耐火层厚度可以减半。

2.1.1 耐火层

耐火层常由烧粘土耐火砖构成。耐火砖的标准尺寸，大型为250×123×65 mm，小型为230×112×65 mm。用于风口等处的标准楔形砖，大型为250×123×65×65 mm，小型为250×112×65×65 mm。表4.2.2-3列出我国烧粘土耐火砖的特性。

表4.2.2-3 **我国烧粘土耐火砖特性**

	A等			B等			C等	
	1级	2级	3级	1级	2级	3级	1级	2级
耐火度不低于℃	1730			1670			1580	
高温抗压强度不小于MPa	10	10	8	12.5	10	8	10	8
胀缩率 %	1400℃时 0.7 1.0 1.0			1350℃时 0.7 1.0 1.0			1250℃时 0.7 1.0	
荷重软化温度（不小于） ℃	1300			1250			1150	

为提高炉膛耐火砖工作的可靠性，要求使用A等1级和2级耐火砖。

表 4.2.2-4　　1 m³砖墙的标准用砖数量

砖衬厚度（单块计算）	大型砖 250×123×65 mm		小型砖 230×112×65 mm	
	砖缝为 3 mm	砖缝小于 2 mm	砖缝为 3 mm	砖缝小于 2 mm
0.5	483	500	575	597
1.0	478	500	570	597
1.5	477	500	569	597
2.0	476	500	568	597

砌砖的质量标准按膨胀缝大小分为三级。特精密级，砖缝不大于 1 mm；精密级，砖缝不大于 2 mm；普通级，砖缝不大于 3 mm。砖缝间塞以石棉绳及其制品。

表 4.2.2-4 示出了 1 m³砖墙的标准用砖数量。

燃油锅炉燃烧器风口和炉底也常用高铝纤维砖，穿墙管密封处常用耐火纤维构成耐火层。

风口处也可用耐火塑料砌成，其特点是对温度的波动适应性好，但抗灰渣侵蚀能力较差。

2.1.2　隔热层

隔热层由密度小、导热系数小的隔热板或隔热砖构成。隔热材料的密度通常小于 1000 kg/m³，导热系数在 20℃时小于 0.29 W/（m·℃）。常用的隔热材料有硅藻土砖、石棉板、矿渣棉制品等。

隔热层的膨胀缝中，经常用二、三股石棉绳充填。

近代锅炉正逐步推广一种兼有耐火和隔热性能的耐火纤维成型板。使炉膛施工简单，质量轻。其主要成分为氧化铝和氧化硅。耐火性由氧化铝含量而定。

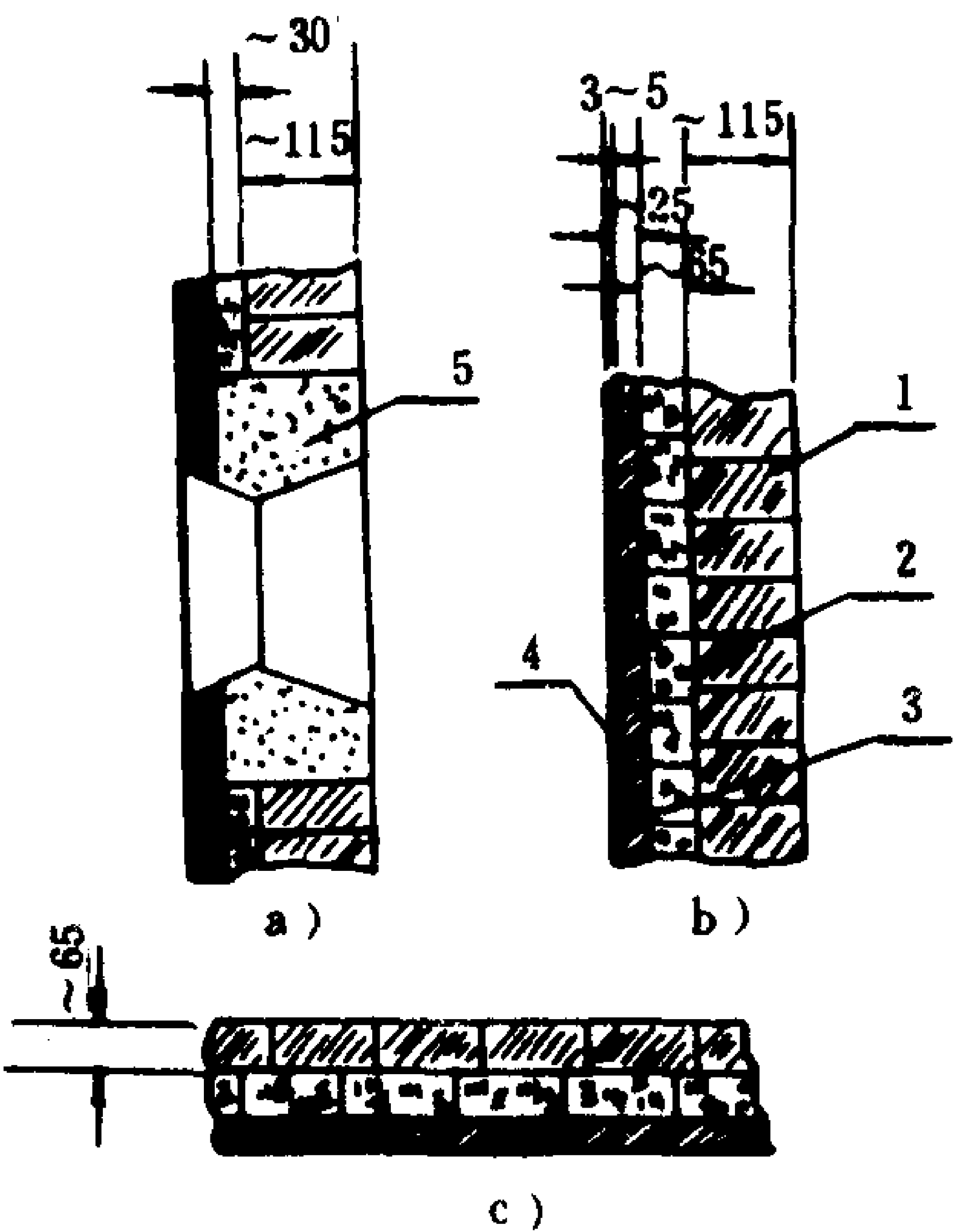


图 4.2.2-1　锅炉炉墙构成

a）前墙；b）侧墙；c）炉底

1-耐火砖；2-硅藻土砖；3-石棉板；4-密封钢板；5-耐火塑料

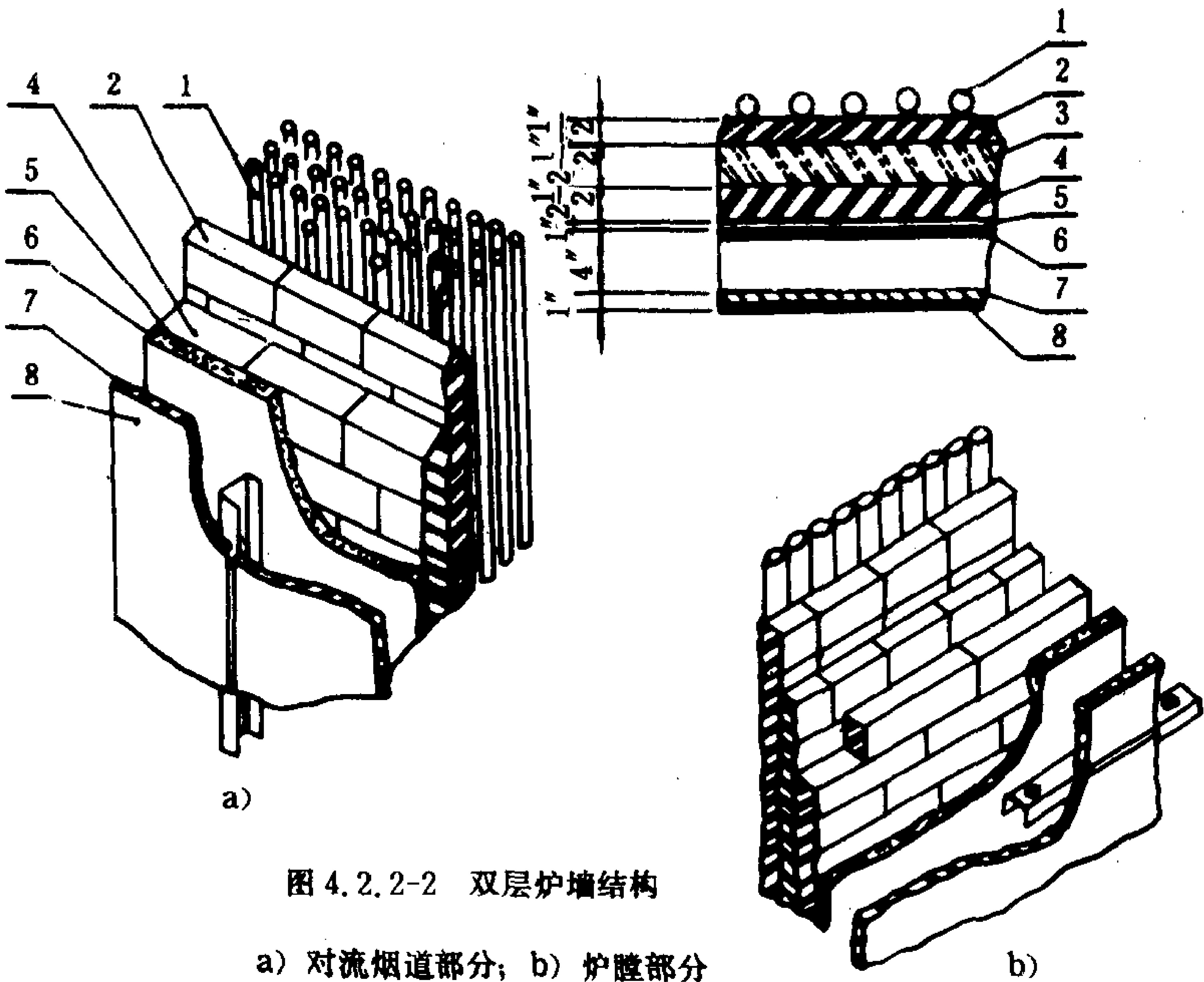


图 4.2.2-2　双层炉墙结构

a）对流烟道部分；b）炉膛部分

1-受热面管子；2-耐火层；3-耐火隔热层；4-隔热层；5-石棉板；6-内壳板；7-玻璃棉；8-外壳板

2.1.3 密封层

密封层由厚度为 3 mm 的薄钢板构成。

锅炉炉墙构成如图 4.2.2-1 所示。

水管锅炉的炉墙也有采用带空气夹层的双层炉墙结构的（图 4.2.2-2)。

这种结构的隔热层厚度可以减薄，可提高助燃空气温度，减少锅炉散热损失，并可防止锅炉烟气外漏。

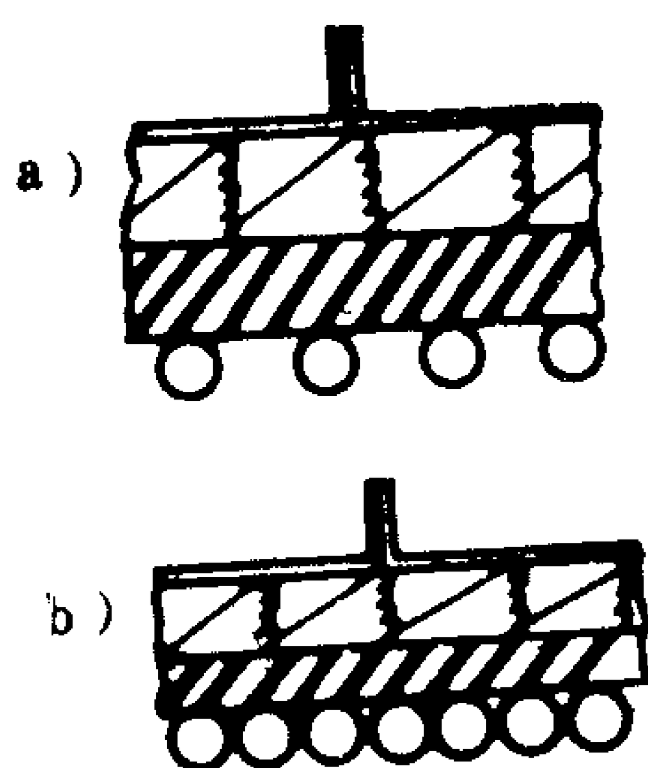


图 4.2.2-3 裸管水冷壁

a) 疏排；b) 密排

2.2 水冷壁

水冷壁垂直布置在炉膛四周的壁面上，组成水循环回路的上升管，是主要的辐射受热面，并可保护炉墙。低压锅炉的水冷壁管多采用ϕ 51×2.5 mm，中压锅炉多采用ϕ 60×3 mm的锅炉无缝钢管。若水冷壁管径为d，一般水冷壁距炉墙距离$e=(0.8\sim1.0)d$。为防止汽水分层，水冷壁水平倾角应大于 30°，不得小于 15°。炉墙可直接吊挂在水冷壁上，水冷壁在锅筒或上联箱处吊挂，自由向下膨胀。

2.2.1 水冷壁的结构型式

2.2.1.1 裸管水冷壁

水冷壁的节距s应从节省金属和保护炉墙两个方面综合来考虑。当s/d由 1 增加到 2 时，角系数由 1 降为 0.875，管子减少一半，有效辐射受热面积仅减少 12,5%。$s/d=2\sim2.5$ 的疏排水冷壁能降低炉膛耐火砖衬的表面温度 400～500℃，从而改善了耐火砖衬的工作条件，延长了炉墙的寿命。管距小于 6 mm的密排水冷壁，其后耐火砖衬的表面温度近于水冷壁管的表面温度，从而可以减薄耐火层和隔热层的厚度。图 4.2.2-3 给出裸管疏、密排列的水冷壁结构。

2.2.1.2 膜式水冷壁

膜式水冷壁有两种型式：

1）把钢管两边挤压出两个鳍片后，再将这种异型钢管拼焊起来。

2）把普通钢管和狭钢板拼焊起来。

膜式水冷壁的s/d 约在 1.15～1.2 之间。图 4.2.2-4 示出两种膜式水冷壁。

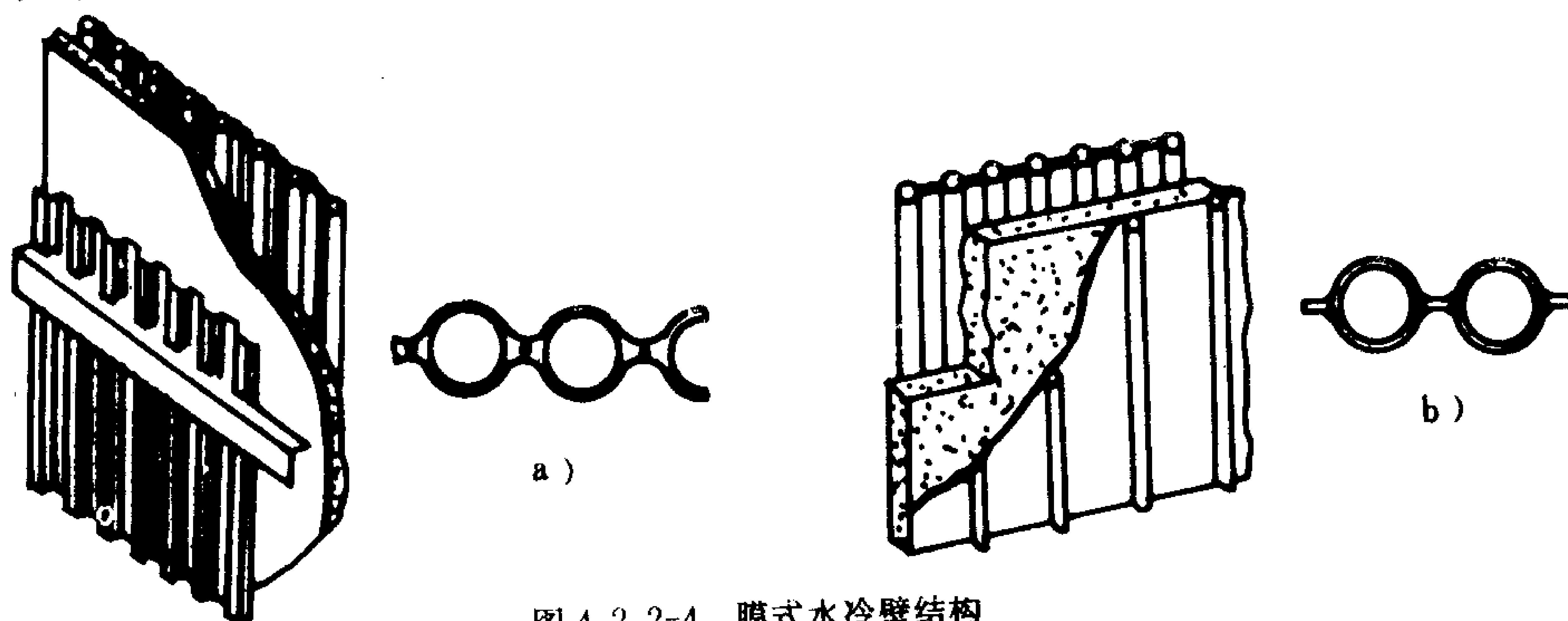


图 4.2.2-4 膜式水冷壁结构

a) 鳍片管拼焊式；b) 裸管和狭钢条拼焊式

与裸管水冷壁比较，其优点为：①可以取消炉墙的耐火层，隔热层也可减薄，一般由 50 mm左右的玻璃棉组成；②炉墙较薄，蓄热量小，有利于停炉检修；③密封性好，可以配合微正压或负压低空气过剩系数燃烧；④能经受水洗，有利于防结渣，简化了炉墙的维护工作；

⑤可分片组装出厂，便于安装。其缺点为：①制造工艺复杂；②对水质要求严格；③一旦管子损坏，检修工作十分困难。

2.2.1.3　棘形水冷壁

棘形水冷壁在管子表面焊有许多棘钉，以粘牢涂在其上的耐火材料。在不同的部位以不同的方式涂以耐火材料可以满足炉膛四周不同的吸热要求。图 4.2.2-5 示出水冷壁部分和全部涂上耐火材料的情况。涂在水冷壁上的耐火材料为铬矿砂塑料，主要成分为氧化铬和氧化铁的化合物。

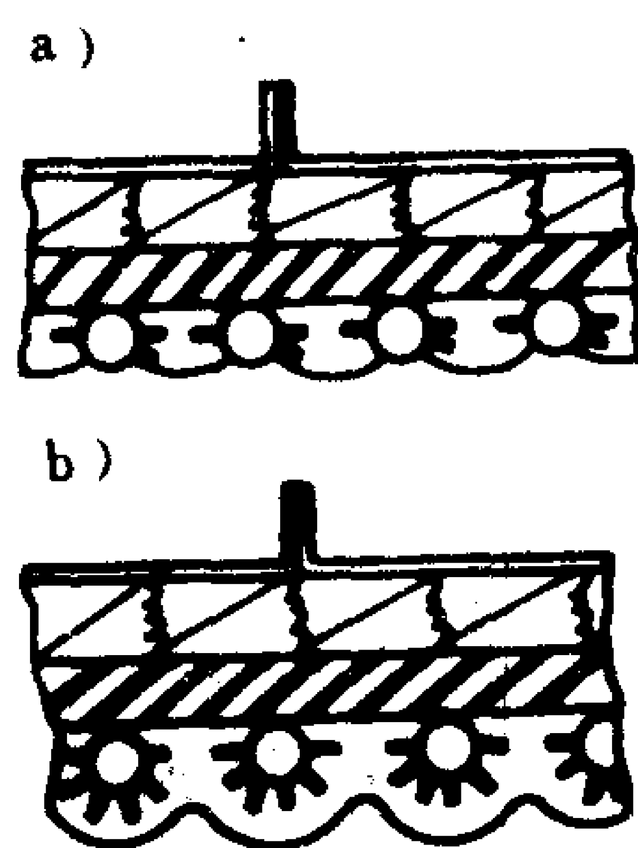


图 4.2.2-5　棘形水冷壁

a）部分涂料；b）全部涂料

3　蒸发受热面

蒸发受热面由连接上、下两个锅筒的管簇组成。管径为 51、44.5、38、29 甚至 25 mm 等。它布置在炉膛出口处，并常把前三排管列的节距加大形成防渣管簇，防渣管簇横向及对角向的管子间距不小于 250 mm。

按管簇的排列方式有错列、顺列和混列三种。顺列不易发生结渣和积灰，但传热系数要比错列的小 5％～6％左右。

布置蒸发受热面时应尽量让烟气横向冲刷管簇，并避免出现烟气冲刷不到的滞流区。蒸发受热面处应有适宜的烟气速度，燃油水管锅炉为 15～20 m/s，舰用锅炉甚至可达 40～60 m/s，燃油烟管锅炉为 20～30 m/s。

蒸发受热面出口处的烟气温度不应小于 350℃，以保证一定的传热温差。

蒸发受热面管簇的平均产汽率约为 15～20 kg/（m^2・h），舰用锅炉则数倍于此值。

蒸发受热面采用优质低碳钢管，只有特殊用途的锅炉，例如舰用锅炉才采用合金钢管。

4　蒸汽过热器和再热器

4.1　蒸汽过热器的结构和型式

过热器由受热面管子、联箱和支承板三部分构成，其作用是将饱和蒸汽加热到额定的过热温度。

过热器受热面由小口径无缝钢管弯制而成。管径有 25 mm，29 mm，32 mm，38 mm 等几种。过热蒸汽温度为 420～430℃时，采用 20 号低碳钢；480℃，采用 12 CrMo或 15 CrMo 低合金钢；大于 480℃时，采用特种耐热合金钢。

为便于吹灰和清洗，管簇多为顺列。当过热蒸汽温度大于 450℃时，相邻两管间距应大于 25 mm，以防结渣。过热器周围和中间留有较大的空档，便于检查和清除积灰。

管中蒸汽最低流速随蒸汽压力而定（表 4.2.2-5）。

表 4.2.2-5　蒸汽最低流速

蒸汽压力 MPa	蒸汽最低流速　m/s
3.2～4.0	18～15
6.0～7.0	14～12
7.0～8.0	10～8

一般情况下，最佳的蒸汽流速为 25～30 m/s。

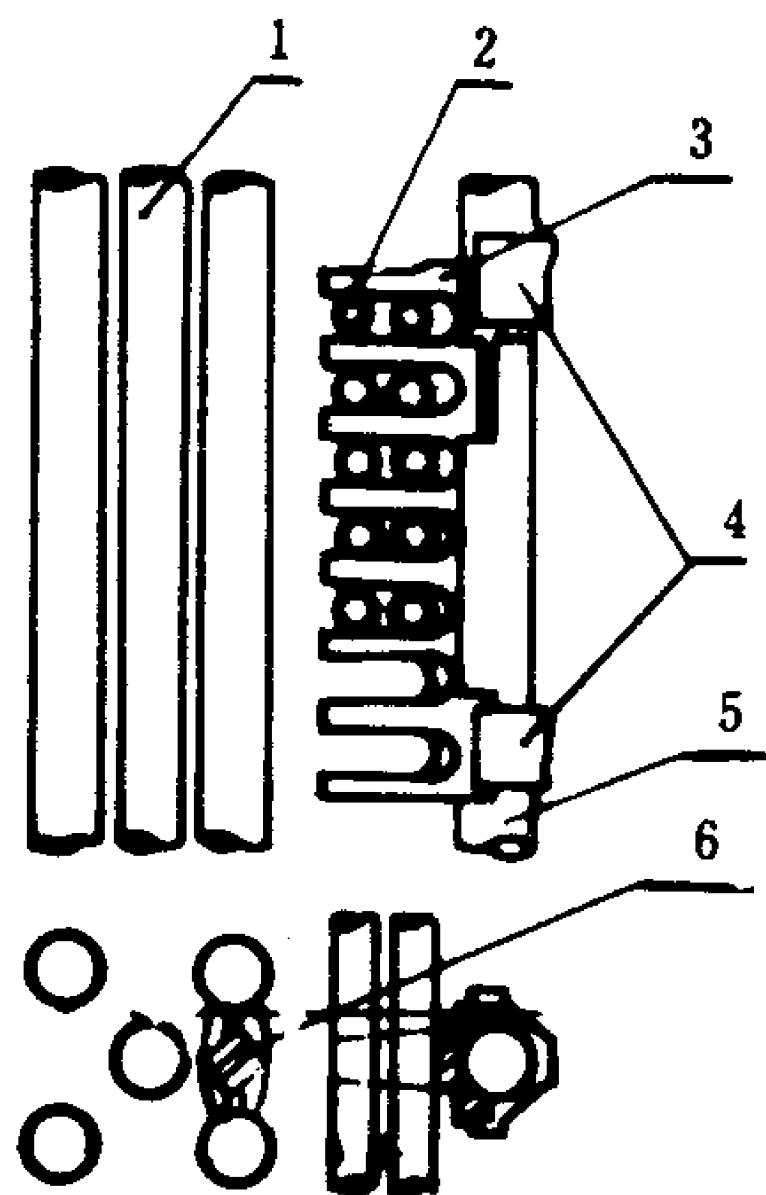


图 4.2.2-6　D型锅炉的过热器支承板

1-防渣管；2-过热器管；3-梳形板；4-卡环；5-冷却管；6-护板

一般过热蒸汽系统的流动总阻力为过热器出口压力的5%～10%。

过热器联箱用来固定管子并分配和集合蒸汽。过热器管子与联箱的连接方式有扩接和焊接两种，前者适用于过热蒸汽压力在3.0MPa以下，后者适用于蒸汽温度大于450℃。

过热器管子的支承板用来防止管子变形，它由耐热不锈钢制成，并将其焊在与水循环相连的冷却管上，支承板的数目由过热器管子长度而定，一般不少于3～4个。图4.2.2-6所示为D型锅炉上的一种支承板。

4.1.1　按受热面管弯成的形状分类（表4.2.2-6）

表 4.2.2-6　**按受热面管弯成的形状分类**

受热面管弯成的形状	可布置的受热面积	受热面积一定的条件下		管中残水的放出	联箱数目	应用范围
		管子根数	联箱上开孔的数量			
环形管（倒U形）	较少	较多	较多	较易	单联箱 双联箱	中小型锅炉
蛇形管（M形）	较多	较少	较少	较难	双联箱	大中型锅炉

与单联箱比较，双联箱使用的隔板数目较少，隔板两侧压差较小，隔板之间蒸汽漏泄亦较少，联箱内各部分的温差和温度应力也较小。更适用于高压高温锅炉。

4.1.2　按管子布置方式分类（表4.2.2-7）

表 4.2.2-7　**按管子布置方式分类**

管子布置方式	停炉时放掉管中残水	运行中管子的变形	是否需安装支承板	锅炉外形尺寸
立式	易	不易	不需，但要有固定件	较大
卧式	不易	易产生中垂现象	需	较小

4.1.3　按吸热性质分类（表4.2.2-8）

表 4.2.2-8　**按吸热性质分类**

吸热性质	布置位置	过热器出口温度与锅炉负荷D的关系	受热面尺寸	造价	工作可靠性
辐射式	在炉膛壁上	D减少，汽温升高	较小	较高	较差，船舶锅炉极少用
对流式	在对流烟道中	D减少，汽温降低较多	较大	较低	较好，广泛使用
辐射对流式	靠近炉膛的烟道中	D减少，汽温降低较小	介于前两者之间	介于前两者之间	介于前两者之间

4.1.4　按布置位置分类

过热器按布置位置分为内部、外部两种。内部布置在防渣管后，负荷减少时，汽温变化

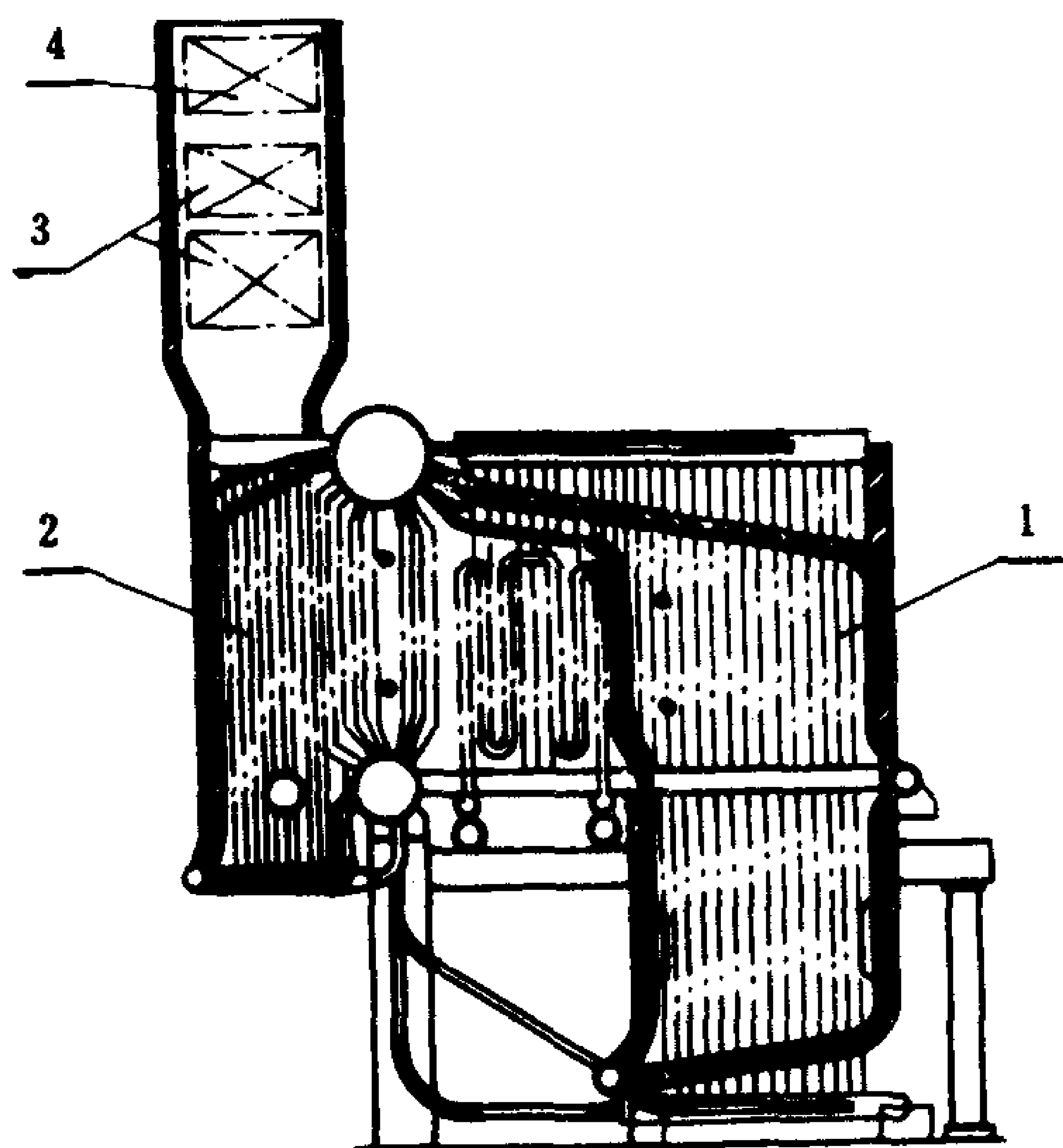


图 4.2.2-7　双炉膛式再热锅炉

1-主炉膛；2-再热器炉膛；3-再热器；4-经济器

较平稳，但有所降低。外部布置的过热器置于蒸发管束后，系对流过热器。设计时，应使其在 70%～80%负荷时，过热器出口温度为额定温度，负荷在 80%～100%范围内，由减温器实施减温调节作用，且使低负荷时，过热蒸汽温度不致过低。

4.2　再热器

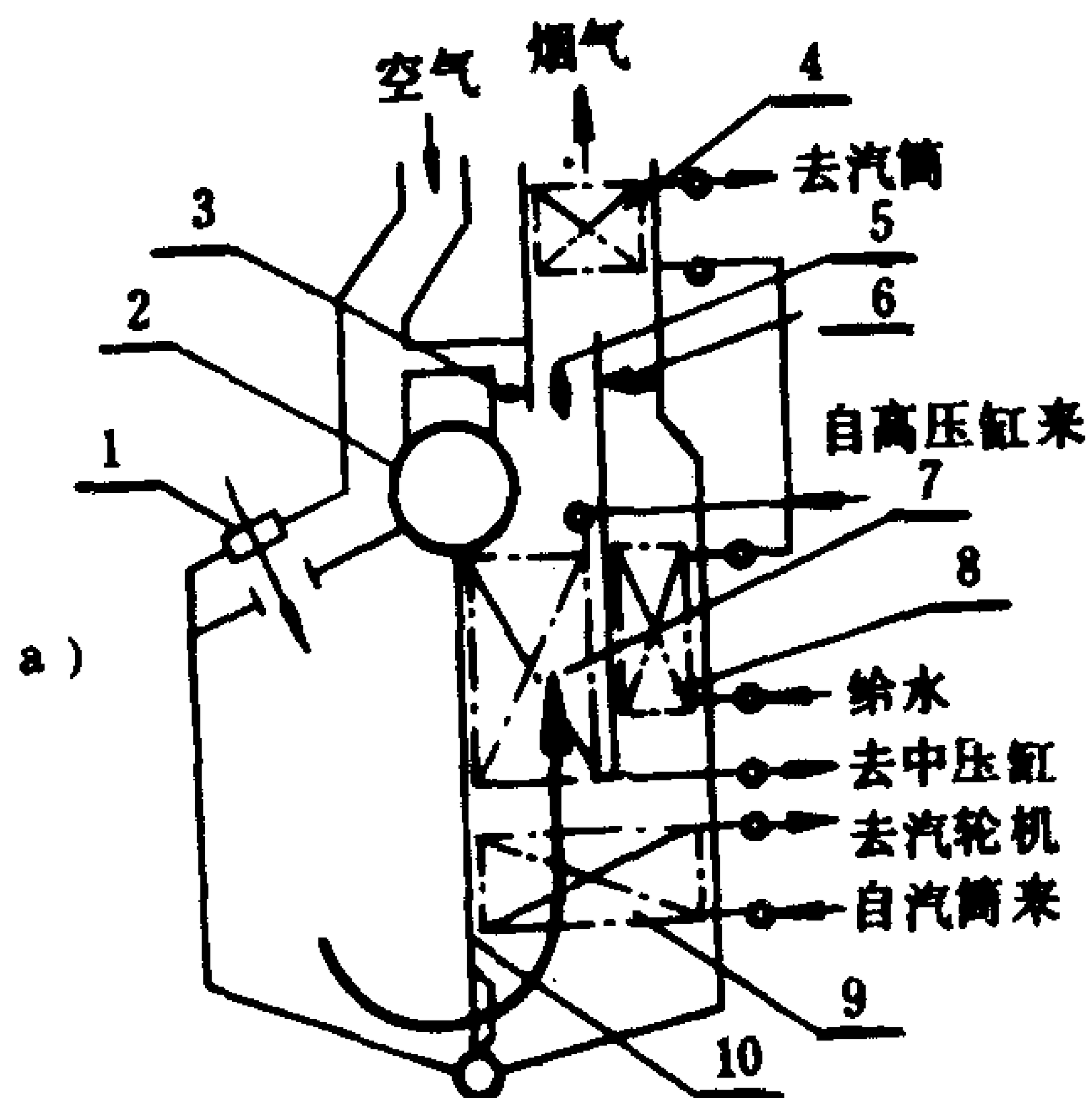
再热器用于将汽轮机高压缸的排汽加热到较高温度后再送到低压缸继续作功。再热压力一般为过热蒸汽压力的 20%，再热后温度与过热蒸汽温度相近。

再热器结构和过热器基本相同。再热系统的流动总阻力一般不应超过再热蒸汽进口压力的 10%，再热器本体的阻力约为总阻力的一半。

船舶进出港机动操纵和停港作业时，为了保护再热器常采用两种型式。一种为双炉膛式，其典型结构如图 4.2.2-7 所示。

再热器布置在尾部烟道中，再热器炉膛在船舶进出港和停泊时不参加运行。锅炉产汽量为 126 t/h时，过热器炉膛的容积热负荷为 575 kW/m³，再热器炉膛的容积热负荷为 495 kW/m³。另一种为单炉膛旁通烟道式，其典型结构如图 4.2.2-8 所示。

与双炉膛式再热锅炉比较，单炉膛式结构简单，操作方便，运行性能良好。但烟道门的工作条件较差，在运行中必须保证工作可靠，一般选用高级耐热合金钢制造。



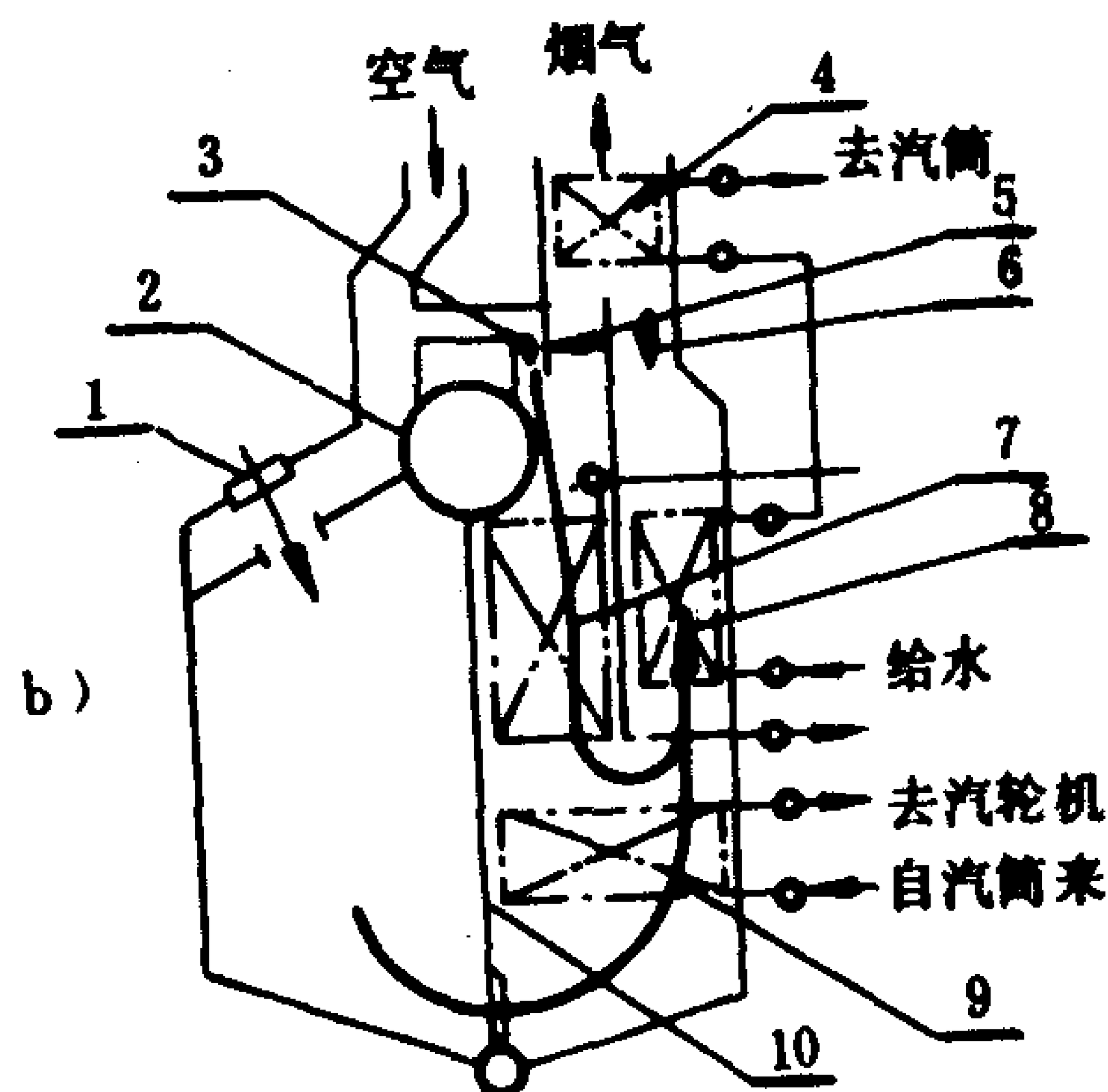


图 4.2.2-8　单炉膛旁通烟道式再热锅炉

a）正常航行；b）机动操纵阶段

1-顶置燃烧器；2-汽筒；3-风门；4-经济器；5-再热器烟道门；6-旁通经济器烟道门；7 再热器；8-旁通经济器；9-过 热器；10-膜式水冷壁

4.3 蒸汽温度的调节

4.3.1 调温的目的

运行中过热蒸汽的温度随锅炉负荷、给水温度、炉膛空气过剩系数、燃料特性、受热面污染情况的变化而有较大的波动。

对流式过热器各种因素对汽温的影响示于表 4.2.2-9。

表 4.2.2-9　过热蒸汽的温度变化

锅炉负荷变化±10%	汽温变化±10%
给水温度变化±10%	汽温变化∓10～20℃
炉膛空气过剩系数变化±10%	汽温变化±4～5℃

从过热器和动力装置的安全性及动力装置的经济性出发，要对过热蒸汽温度进行调节，以维持其在额定值。

4.3.2 调温方法

4.3.2.1 调温方式

按调温方式分，有表面式调温器、喷水、烟气旁通三种；按调节过热蒸汽温度的部位分，有在过热器出口处调节和在过热器中间调节两种。

表面式调温器用改变流经调温器蒸汽数量的方法来调温。它按调温器布置的位置又可分为锅内及锅外两种。它们的温度调节范围如表 4.2.2-10 所示。

表 4.2.2-10　过热蒸汽温度调节范围

	调温器布置位置	冷却工质	过热蒸汽温度调节范围
锅内	锅筒内	锅水	<38℃
锅外	锅筒外	锅水	较　大

喷水式用改变向过热蒸汽中喷射凝水或高质量给水数量的方法来调温。

烟气旁通式用改变安装在烟道上的烟气挡板开度从而改变流经过热器烟气数量的方法来调温。

4.3.2.2 各种调温方式的比较（表 4.2.2-11）

表 4.2.2-11　三种调温方式的比较

	优　　点	缺　　点
表面式调温器	锅炉负荷在 25%～100%范围内，汽温可达额定值	1)结构尺寸大 2)制造工艺较复杂 3)锅水有可能漏入调温器内而污染蒸汽
喷水式	1)调节延迟小 2)调温范围大，可使汽温降低 100～130℃ 3)结构简单，易于实现自动化	要求喷水含盐量不能超过 2.5 ppm (NaCl)，水中不能含有其它杂质

续上表

	优　　点	缺　　点
烟气旁通式	1）锅炉满负荷时，可使过热蒸汽温度在400～500℃范围内进行调节 2）烟道挡板安装在烟气温度为330～350℃的区域，可消除挡板的弯曲和过热 3）结构简单，操作方便	1）改变烟气流量，会引起部分蒸发管簇的吸热发生变化，直至引起水循环的破坏 2）延迟较大，挡板开度一般只在0%～40%范围内有效
在出口处调节（适用于汽温小于375℃）	系统简单	出口处温度超过额定值再调回到额定值时的调节反应速度慢
在中间调节（适用于汽温大于375℃）	可避免出口处调温时的超温	系统复杂

4.4 热偏差

4.4.1 基本公式

过热器平行管簇中，某根管子内工质的焓增Δh_P与整个管簇工质的平均焓增Δh_{pj}之比为热偏差X，即

$$X=\frac{\Delta h_P}{\Delta h_{pj}}$$

某管的热负荷为q_P kW/m²，受热面积为H_P m²，管内工质流量为D_P kg/s，整个管簇平均热负荷为q_{pj}，平均受热面积为H_{pj} m²，平均管内工质流量为D_{pj}，则

$$X=\frac{\dfrac{q_P H_P}{D_P}}{\dfrac{q_{pj}H_{pj}}{D_{pj}}}=\frac{\dfrac{q_P}{q_{pj}}\cdot\dfrac{H_P}{H_{pj}}}{\dfrac{D_P}{D_{pj}}}=\frac{\eta_Q\cdot\eta_H}{\eta_D}$$

式中：$\eta_Q=\dfrac{q_P}{q_{pj}}$ ——吸热不均匀系数；

$\eta_H=\dfrac{H_P}{H_{pj}}$ ——结构不均匀系数；

$\eta_D=\dfrac{D_P}{D_{pj}}$ ——流量不均匀系数。

η_Q和η_H最大，η_D最小的管子，X最大，最易烧坏。

4.4.2 引起热偏差的原因

1）吸热（热负荷）不均

炉膛和对流烟道中烟气温度场和速度场分布不均是造成吸热不均的主要原因。

炉膛内沿炉宽的热负荷分布不均匀系数约为1.2。

对流烟道内沿炉宽的热负荷分布不均匀系数约为1.2～1.3。

此外，炉膛内火焰充满不好，各个燃烧器负荷不一致，燃油和空气送入燃烧器不均，在炉膛上部或在过热器区域发生再燃，部分水冷壁结渣，过热器积灰、结渣以及在受热面中形成烟气走廊等，都将增大吸热不均。

2）流量不均

各平行受热面管子的长度、直径、管内粗糙度和结垢不同将造成流量不均。过热器进汽管和出汽管与进、出口联箱连接方式不当，也会引起流量不均。此外，吸热不均匀也会增加

工质流量不均，从而加大热偏差。

图 4.2.2-9 所示为进汽管和出汽管与联箱的四种不同的连接方式，造成过热器管子进出口之间不同压差的情况。

第一种连接方式，流量不均匀性最大，其它三种都比较均匀。

船舶锅炉流量不均匀系数的最小值为 80%～90%。

3）结构不均

各平行管的长度和直径不同造成结构不均。

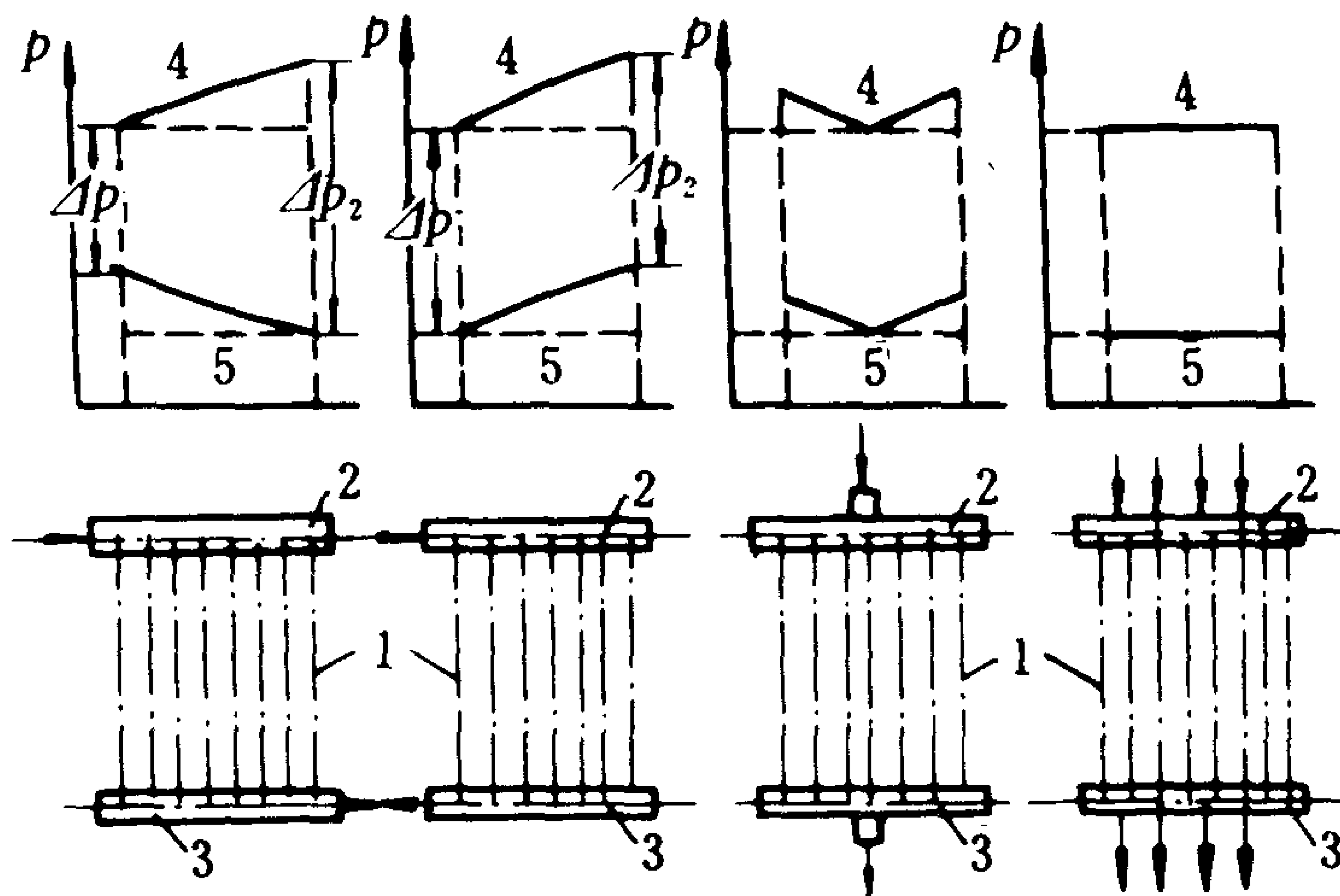


图 4.2.2-9 进出汽管与联箱的四种连接方式

1-过热器蛇形管；2-进口联箱；3-出口联箱；4-进口联箱压力分布曲线；5-出口联箱压力分布曲线；Δp_1—最左端管子两端的压差；p_2—最右端管子两端的压差

结构不均会增加工质流量不均，从而加大热偏差。

4.4.3 减小热偏差的方法

4.4.3.1 分段法

将过热器管子分为两段，用加在中间的两个联箱使有热偏差的蒸汽在其中混合并重新分配，从而使第一段的热偏差不能延续到第二段中。

4.4.3.2 调换流动

将第一段出口联箱左半部和右半部与第二段进口联箱左半部和右半部用管子交叉连接，以拉平左、右两侧蒸汽的热偏差。

第二段工质的焓增要小于第一段，以减少第二段过热器的热偏差及减小过热温度调节的惯性。

第一段过热器的焓增一般不超过 250～400 kJ/kg；第二段过热器的焓增一般不超过 125～200 kJ/kg。

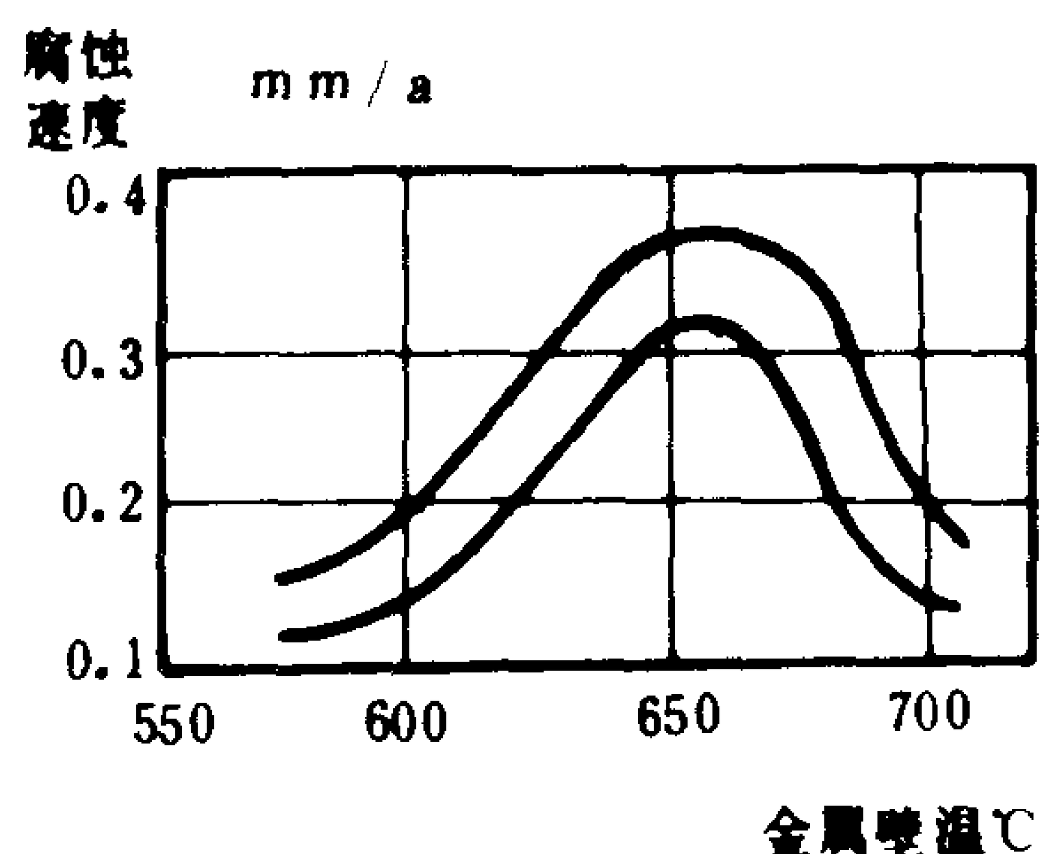


图 4.2.2-10 腐蚀速度与管壁温度的关系

4.5 高温腐蚀

4.5.1 原因

由于燃油中含有钒、钠、硫等化合物，在过热器管壁上形成低熔点的 V_2O_5 和各种钒、钠化合物的烟灰，当管壁温度大于 600～620℃时，它们熔化为液态，造成高温腐蚀。

图 4.2.2-10 示出腐蚀速度与管壁温度的关系。

4.5.2 特点

高温腐蚀的特点：①在高温腐蚀过程中，V_2O_5 起催化剂作用；②只有当 V_2O_5 和各种钒、钠化合

物的烟灰呈软化或熔化状态时，才有腐蚀作用；③受热面上成蜂窝状凹坑。

4.5.3　防止方法

防止高温腐蚀应采取如下措施：①控制过热器表面温度，使它低于开始出现高温腐蚀的温度。将易受高温腐蚀的支承板和过热器的吊挂件尽可能布置在烟气低温区域并采取冷却措施；②选用耐高温腐蚀性能好的金属材料（如镍铬钢）或耐高温的涂料（如碳化硅和氧化硅）或表面渗铝；③采用低氧燃烧，使$\alpha \approx 1.05$。这是一种很有前途的方法；④使用添加剂。添加剂能与烟炱的组成成分作用，生成高熔点的化合物，使烟炱变成松散状，易于吹除。

常用的固体添加剂是白云石粉，其主要成分为氧化镁和氧化钙。氧化镁质量含量为21%以上的白云石粉，效果较好。使用时，把粉状白云石定期喷入炉膛中，添加量为每吨燃油加4 kg。

常用的液体添加剂是氯化镁水溶液。使用时，将浓度为10%～12%的氯化镁水溶液定期加入油中，每吨燃油约加0.8 kg。

至今尚没有可靠的防止高温腐蚀的方法和有效的耐腐蚀合金。设计中须限制壁温不超过600～620℃；燃用重油时，蒸汽温度不宜超过540℃；布置时注意烟气与蒸汽流程的合理配合；尽量减少热偏差，以保证金属壁温处于可靠范围内。

图4.2.2-11示出不同烟气温度、金属壁温下的高温腐蚀区域。

腐蚀严重时，腐蚀速度可达0.1～1 mm/a（毫米/年）。

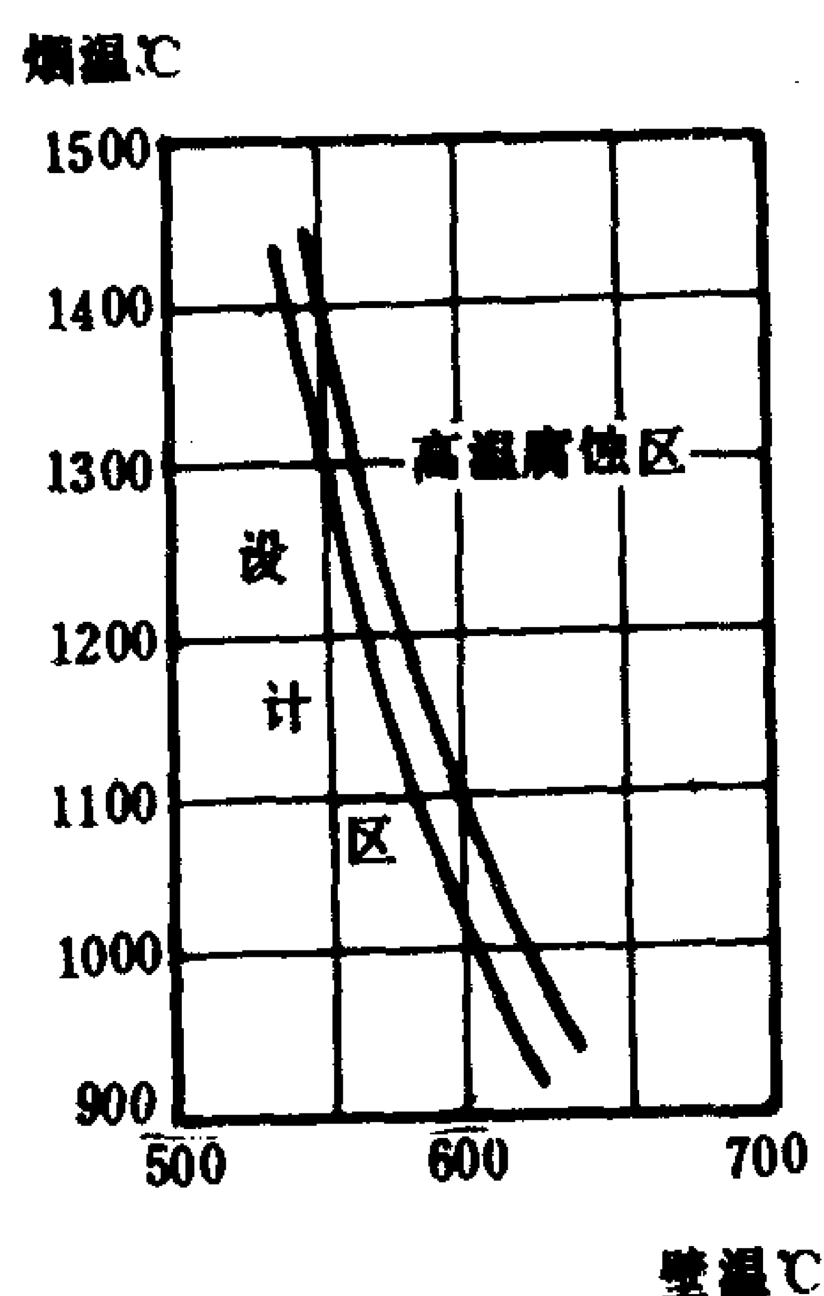


图4.2.2-11　不同烟气温度、金属壁温下的高温腐蚀区域

4.6　过热器最高壁温t_b的估算

4.6.1　过热器受热面管子最高壁温t_b的估算

对流式过热器：$t_b=t_{gr}+50℃$；辐射式过热器：$t_b=t_{gr}+100℃$。t_{gr}为过热蒸汽温度。

4.6.2　过热器联箱最高壁温t_b的估算

置于烟道外不受热时，$t_b=t_{gr}+C\cdot\Delta t$；置于烟道内可靠的隔热时，$t_b=t_{gr}+25+C\cdot\Delta t$；置于烟温小于600℃的对流烟道且不隔热时，$t_b=t_{gr}+40+C\cdot\Delta t$；置于烟温大于600℃的对流烟道且不隔热时，$t_b=t_{gr}+60+C\cdot\Delta t$。

C为过热蒸汽混合不完全系数，一般为0.5，Δt为过热蒸汽温度偏差，在任何情况下均不应小于10℃。对于不受热的过热器联箱，即使蒸汽能完全混合，也应取$C\cdot\Delta t=10℃$。

5　经济器和空气预热器

5.1　经济器

经济器用于降低排烟温度，提高锅炉效率。并可提高给水温度以减少锅筒热应力。

给水温度每升高1℃，可降低排烟温度2.5～3℃。

经济器的工作特点：①传热温差大，管内工质系强迫流动，可采用小口径管子，使其占

据空间小，布置自由且结构简单，造价低；②为避免氧腐性，只能设置在有除氧器的动力装置中；③为避免低温腐蚀，进口水温t必须满足$t \geq t_l+(15\sim20)$℃。t_l为烟气露点温度．含硫较低的燃油$t_l=60\sim80$℃，含硫较高的燃油$t_l=120\sim140$℃。

5.1.1 结构型式

按受热面管子形状分，有裸管式、鳍片式、套环式（亦称肋片式）和棘管式四种。受热面管子由无缝钢管制成。

裸管式经济器管子外径在28～32 mm之间，壁厚为3.5～4 mm，错列，节距比为$s_1/d=2\sim3$，$s_2/d=1\sim1.5$。s_1为垂直于烟气流动方向的管子节距，s_2为平行于烟气流动方向的管子节距。

鳍片式经济器的鳍片焊在管子上，它有各种不同的形状，管子的外径为25～38 mm，壁厚为3 ～ 5 mm。

套环式经济器的套环套压或焊在管子上。铝圈合金套环在冷态下套压在管子上时，拆换方便，但工艺较复杂，要求管子外径不能有偏差，如套环与管壁不能紧密贴合时，则极易烧坏。这种套压式经济器只能放置在烟气温度小于700～750℃的区域内。为了使水在管内分配均匀及增加管子的刚性，常用管子外径为50或68 mm的粗管，套环外径为120 mm。采用粗管后，水流速度较慢，且可以从上向下流，实现逆流传热。在设计时要控制经济器出口水温，以免发生汽化。套环焊在管子上时，管子外径与鳍片式相同。

经济器管子用10号和20号优质碳钢，联箱用15号（15锅）或20号（20锅）锅炉碳钢。

与裸管式经济器比较，鳍片式、套环式、棘管式经济器传热系数大，尺寸小，刚性好，但制造工艺较复杂，造价较高。

5.1.2 沸腾式和非沸腾式经济器

沸腾式经济器用于压力为6～8 MPa以下且要求蒸发受热面布置较少的中压锅炉。出口干度$x=0.10\sim0.15$。水自下向上流动，水速在最低负荷时不应小于1 m/s，经济器出口与锅筒之间不设任何阀门。

非沸腾式经济器常采用逆流式，水自上向下流动。此时要求在25%负荷时，水流经经济器的流阻大于水静压头的增加，即在下部出口联箱中的压力小于上部进口联箱中的压力，以免发生再循环流动。水速在25%负荷时，也应大于0.5 m/s，一般为1 m/s。出口水温应比管内压力下的饱和温度低40～50℃。

5.2 空气预热器

空气预热器用于降低排烟温度，以提高锅炉效率，尤其对给水温度较高（大于160℃）的动力装置。同时还可以提高助燃空气温度以改善燃烧，并为降低α和铺设水冷壁创造了条件。

空气温度每升高50℃，锅炉效率可提高1.8%～2.0%。

空气预热器的传热温差和传热系数均小，受热面积大，因而使锅炉的外形尺寸、质量增大，且易发生低温腐蚀。

空气预热器的型式有烟管式、蒸汽式、再生式三种。

5.2.1 烟管式空气预热器

由直径为38、45、48或51 mm薄壁焊接直管构成。管子形状为圆形或其它形状。管子两端焊在厚约8 ～12 mm的管板上，管壁厚1.5～2 mm左右。

按照管子布置的位置又分为立式和卧式两种。

卧式空气预热器的管子水平布置，空气在管内流动，烟气从管间穿过。立式空气预热器的管子垂直布置，烟气在管内流动，空气从管间穿过。

与立式比较，卧式装置高度较小，更换管子较方便，但烟气流阻较大，管子上易积烟灰且清除较困难，当沉积烟炱发生着火复燃时，波及的管子数目较多。

船舶锅炉常用卧式。为降低烟气流阻和减少受热面管子上的积灰，管子可采用流线型截面，但制造工艺复杂，故应用较少。

烟气速度的选择应从传热、电能消耗、管子积灰和磨损综合来考虑。一般以 12～16 m/s 为宜。卧式空气预热器，空气系纵向冲刷受热面管子，对流放热系数较小，为使烟气、空气对流放热系数接近，推荐空气速度约为烟气的一倍。

空气预热器可用隔板分成几层，以增加空气在预热器中流程数，改善传热效果，但流程数越多，空气流阻越大。船舶水管锅炉常用二流程或三流程。

燃油锅炉空气预热器的空气出口温度约为 150～300℃。

5.2.2 蒸汽式空气预热器

目前蒸汽式空气预热器用得较多，它适用于燃用高硫燃油和高参数蒸汽动力装置。

其工作特点为：①不存在低温腐蚀和受热面积灰，管理维护工作简单；②可采用带铝、镍合金鳍片的小口径管子；③可将空气预热器直接放到空气通道或其它合适的地方。

加热蒸汽为主汽轮机的抽汽，抽汽压力一般为 0.3～0.4 MPa，有时进入第二级空气预热器的抽汽压力可达 0.8～1.0 MPa。

蒸汽在管内流动，空气在管间通过。

每六个月，至少检查一次空气预热器的空气部分，确保其空气通道不为吸入的纤维状物

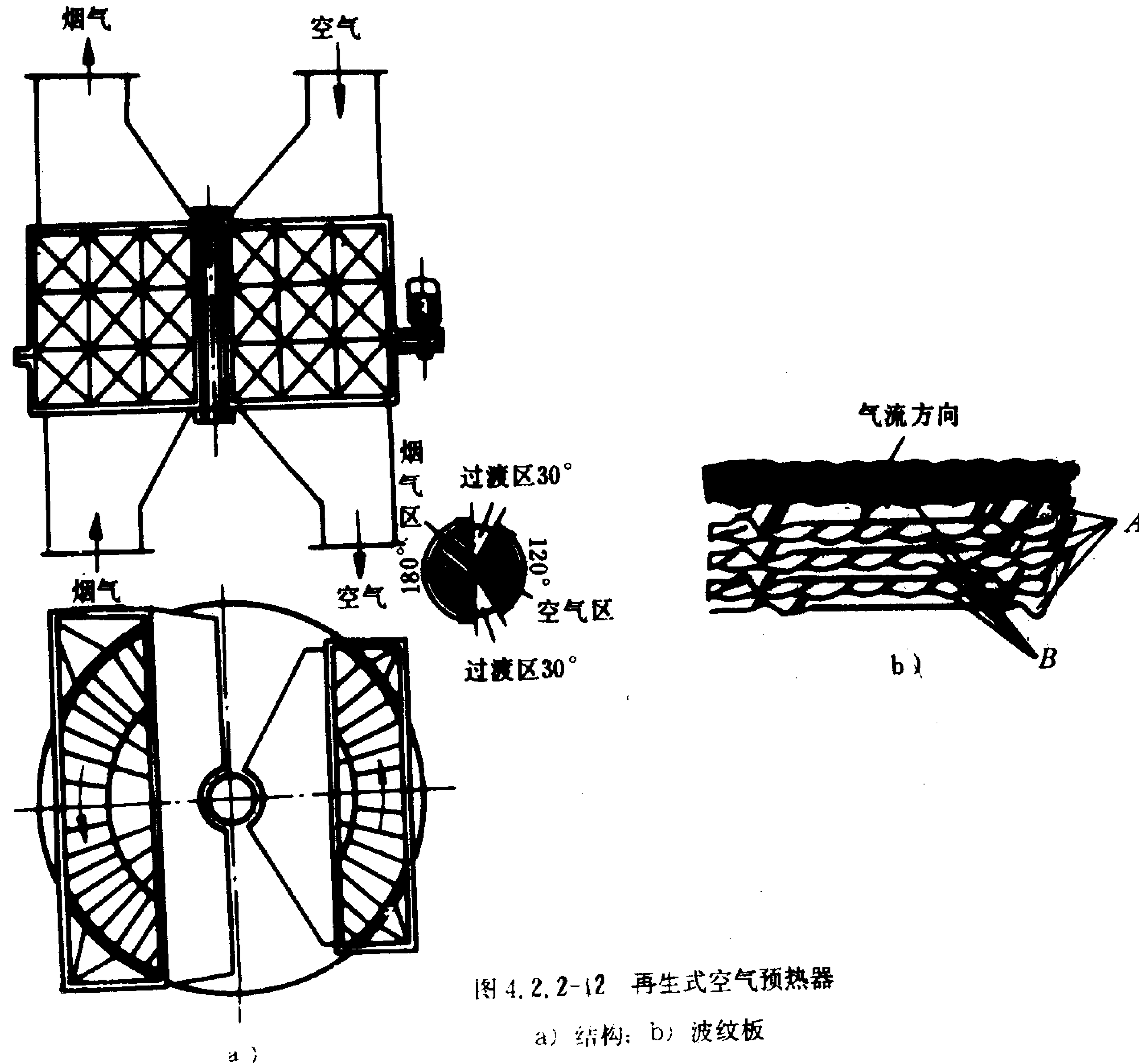


图 4.2.2-12 再生式空气预热器

a) 结构；b) 波纹板

质堵塞。

5.2.3 再生式空气预热器

再生式空气预热器适用于给水温度较高，靠空气预热器降低排烟温度的场合，它由转子、密封装置和外壳三部分构成。其结构如图 4.2.2-12 所示。

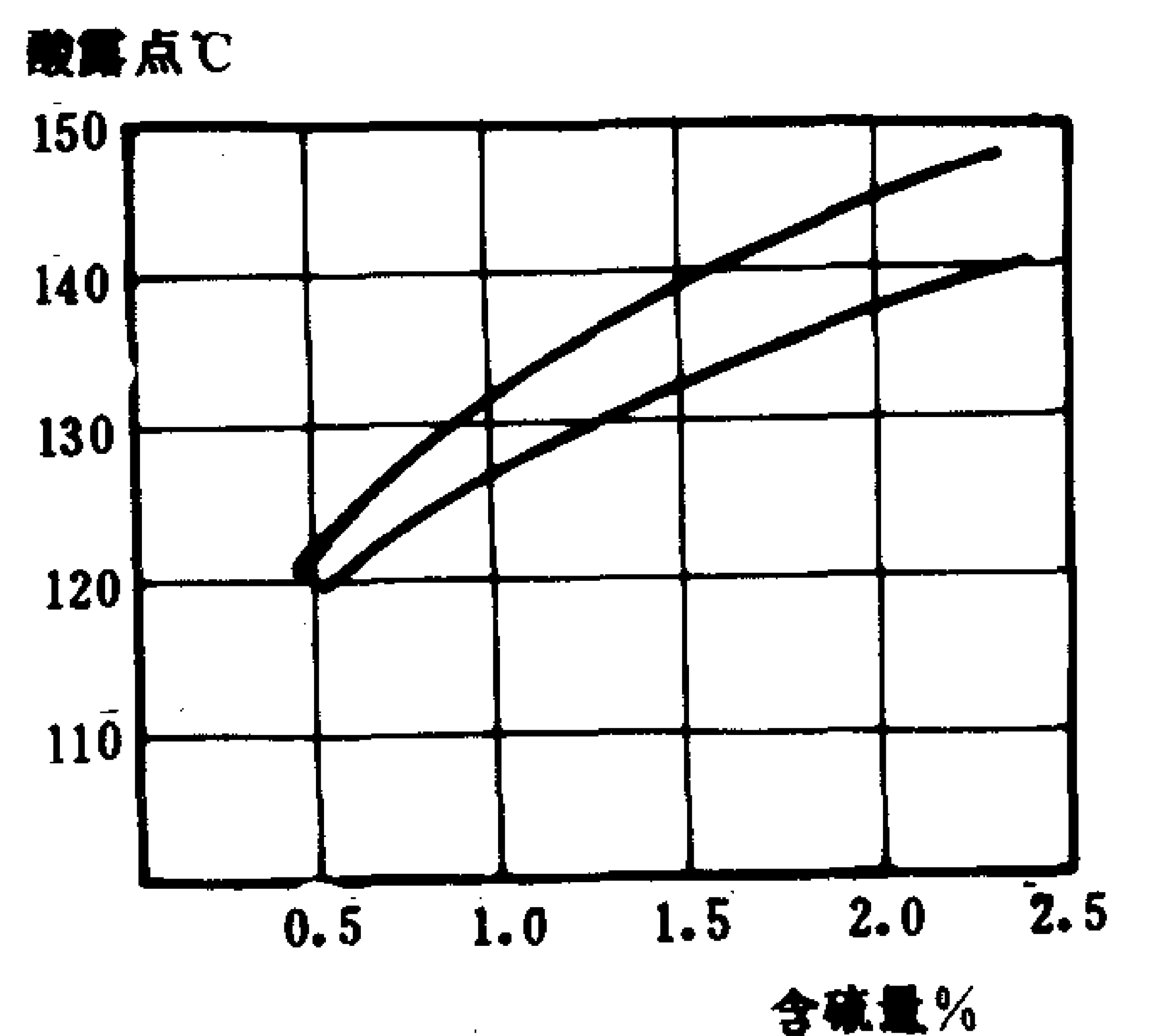
转子由 12 或 24 个横向和径向隔板分成梯形小室，其中放置由波纹薄板组成的传热元件。波纹板的形状做成两种，交替放置。波纹板A的波纹较少并与气流平行，波纹板B的波纹连续且与气流成 30°角。

传热元件随转子转动，一部分通过烟气，另一部分通过空气。转子每转一周，完成一个传热循环。

在径向、周向、轴向三个方向上装置密封元件，其中径向密封对漏风影响最大。

转子的转速一般为 3/4～5 r/min。

其工作特点为：①腐蚀较轻，即使腐蚀也不影响其工作；②体积小，布置受热面多，金属耗量小，排烟温度可以很低；③吹灰较方便；④结构复杂、造价高、要求精心维护、要求一套传动装置；⑤空气漏入烟道的数量约占理论空气量的10%～20%。



（烟气中H_2O = 10%~15%，O_2 = 3%~4%）

图 4.2.2-13 酸露点

5.3 低温腐蚀

5.3.1 露点

烟气中蒸汽凝结成水的温度称为水露点t_s。烟气中硫酸蒸气的露点称为酸露点 t_{su}。酸露点的高低取决于烟气中硫酸蒸气的含量，如图 4.2.2-13 所示。

酸露点可由下式近似估算：

$$t_{su}=t_s+98.5\sqrt[3]{S^y}$$

式中：S^y——燃油中硫的应用基成分。

酸露点的高低是判断锅炉能否发生低温腐蚀的一个重要指标，也能在一定程度上反映腐蚀的快慢。

烟气中硫酸蒸气的含量与燃油中硫的含量、燃烧温度、燃烧空气量、锅炉受热面上 Fe_2O_3及沉积物V_2O_5的催化作用等因素有关。

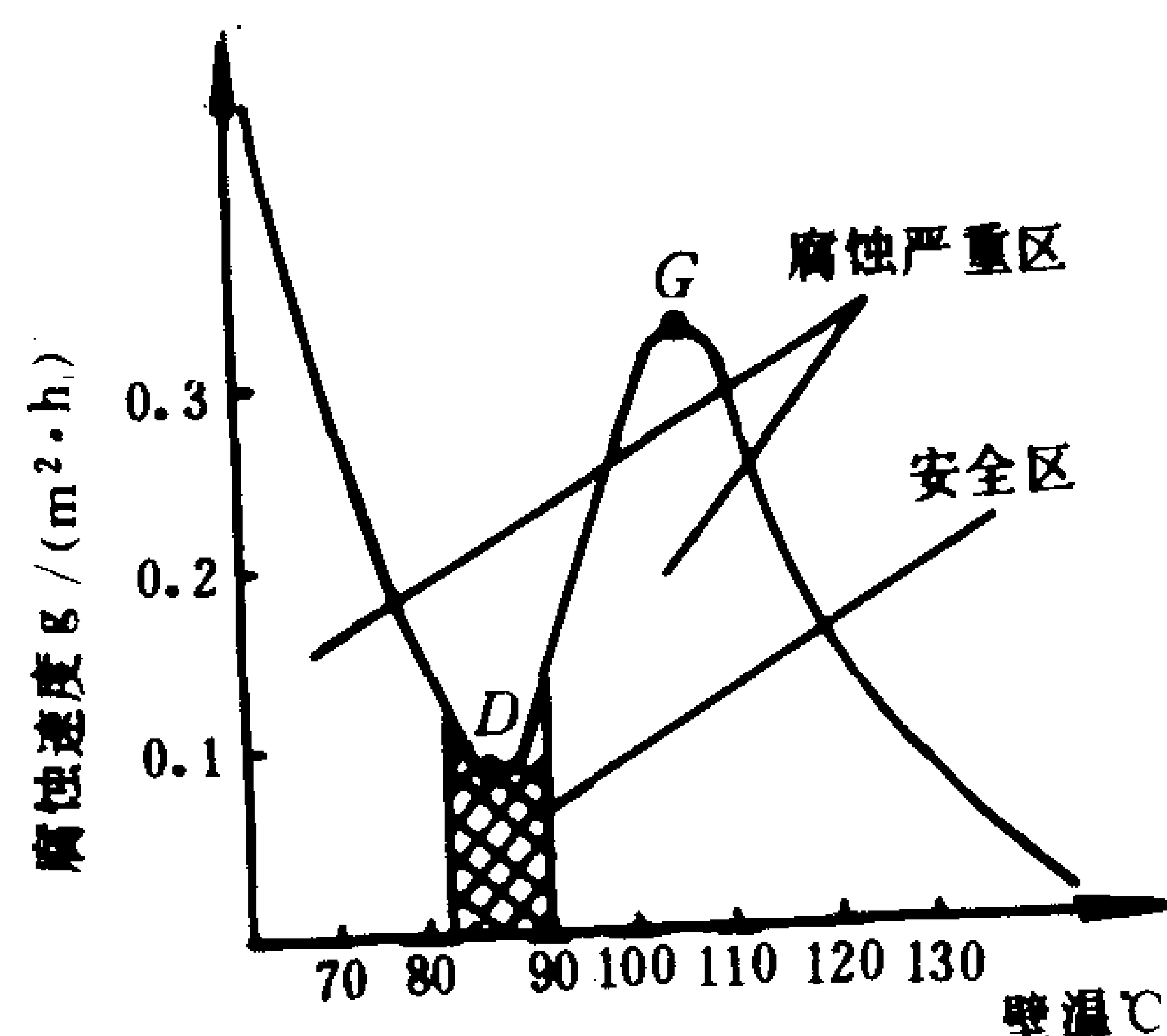


图 4.2.2-14 腐蚀规律

5.3.2 引起腐蚀的原因

尾部受热面的壁温低于酸露点，使管壁结上酸露而造成低温腐蚀。经常发生在空气预热器的冷端和给水温度较低的经济器给水入口处。

腐蚀速度的大小是由凝结的硫酸数量、凝结的硫酸浓度以及凝结处的金属温度三个因素决定。硫酸浓度为 40%～50%时腐蚀作用最强烈。腐蚀规律如图 4.2.2-14 所示。

腐蚀严重处是低于酸露点 30℃的区域及水

露点以下的区域。

5.3.3 防止措施

防止低温腐蚀的措施有：①装设再循环管道，以提高空气入口温度。装设旁通烟道或旁通空气道，在锅炉点火、升汽或低负荷运行时，让烟气或空气旁通；②采用低的空气过剩系数。当$\alpha<1.1$时，酸露点急剧下降。这是最合理、有效的防腐措施。$\alpha=1.15\sim1.2$时，烟气中SO_3的浓度为15～25 ppm，酸露点约为150～180℃，$\alpha=1.1$时，酸露点约为130℃，$\alpha=1.01\sim1.02$时，烟气中SO_3浓度为4～8 ppm，酸露点为60℃；③定期进行吹灰。停炉检修时，勤清扫受热面上的铁锈和积灰；④采用耐腐蚀材料或涂料。常用的耐腐蚀材料有玻璃钢，硼硅耐热玻璃。常用的涂料有搪瓷、防腐漆；⑤加添加剂。固态的添加剂有白云石、镁石、某些金属氧化物(铝、硅)，液态的有氯化镁水溶液，气态的有氨。添加剂的防腐效果取决于添加剂的用量，加入的方式及添加剂的均匀分布程度。

添加剂可以粉状形式喷入炉膛内、喷入过热器后，或以浆液方式注入油中，通过喷油嘴喷入炉膛内。添加量为每吨燃油加入4～8 kg。

6 炉衣、骨架与支座

在对流蒸发管簇以后的低温烟道处的锅炉外壳称为炉衣。

6.1 炉衣分类

6.1.1 单层炉衣

单层炉衣由隔热层和密封覆板构成。隔热层由耐热纤维板或矿渣棉组成。密封覆板为3 mm的薄钢板。

6.1.2 双层炉衣

具有内、外两层密封覆板，两层覆板之间通以去燃烧器助燃的空气。

与单层炉衣比较，双层炉衣可减少锅炉散热损失，可减薄隔热层的厚度，并避免烟气外漏。

设在蒸汽过热器、人孔、检查孔和需要经常检查部位的炉衣，均需做成拆卸式结构。

隔热层厚度视炉衣具体工况而定。

6.2 骨架

骨架用于：①固定炉墙和炉衣，并支承它们的质量；②固定和支承经济器、空气预热器和过热器的全部或部分质量；③D型锅炉汽筒和蒸发受热面的大部分质量经骨架传至底座，D型锅炉炉顶斜棚部分的质量托挂在骨架上。

锅炉的密封覆板应紧密地固定到骨架上，以防空气漏入烟道或烟气漏入炉舱。密封覆板与骨架应同向膨胀。这是由于锅炉本体和覆板骨架在锅炉工作时温度不同，要在连接处保证有相对膨胀的间隙。锅炉锅筒和管子穿过覆板的地方，必须保证气密性，并应保证此处在受热时，允许有位移产生。锅炉骨架的正常工作温度不应大于200℃。不合理的结构及不符合操作规程的运行，会使其温度超过200℃，从而引起骨架变形。

锅筒的壁温为200～300℃，而骨架的温度较低，故在汽筒与骨架连接时，应预留温度膨胀间隙。

不同型式的锅炉对骨架的结构和强度的要求是不同的。近代D型水管锅炉的骨架多制成

轻型结构。

6.3 锅炉支座

支座的作用是通过它把锅炉固定在船体的基座上。锅炉支座与船体基座应是刚性连接，在船舶剧烈摇摆时，也应保证连接的牢固性。安装支座时，应保证锅炉在受热时能正常膨胀，其值按支座间骨架的每米长度小于 1～1.5 mm计算。支座的结构应牢固可靠，通过它使锅炉质量均匀地传到船体的基座上。锅炉支座分为可动的和不可动的两种。两者的结构基本相似，其区别为支座与锅筒和基座的固定方法不同。可动支座的固定方法又有两种：一种是支座与基座牢固连接，而支座与锅筒自由连接，即允许锅筒在支座上有位移。另一种是支座与锅筒牢固相连，而支座与基座自由连接，允许支座在基座上有相对位移。

锅炉支座的数量取决于锅筒长短，一般有 2 ～ 3 个支座。

锅炉固定在支座上，应满足锅炉能向主蒸汽管与主蒸汽截止阀相连接的反方向膨胀。

第3章 燃油设备

常用符号

A——喷油器几何特性系数
B——耗油量，喷油量kg/h
d——油滴直径；mm
f——油槽断面积，mm^2
i——喷油量调节比
p——压力，MPa
q——喷散流量密度，$cm^3/(cm^2 \cdot s)$
R——旋流油室半径，mm
2α——喷油器雾化角，(°)
ρ——密度，kg/m^3
μ——流量系数
Σ——总和

下角说明

hy——回油
pk——喷口
py——喷油
sj——实际的
y——油
zy——总油

近代船舶锅炉绝大多数用液体燃料。燃油设备包括喷油器、配风器、风口、伺服器以及一些必要的管路（包括进油、回油、蒸汽吹洗等）和阀门。

1 喷油器

用于雾化重油，使更多的油表面和助燃空气接触，以达到迅速而完全的燃烧。

喷油器有多种类型，表4.2.3-1中列出最常见的几种。

表征喷油器特性的主要参数有：喷油量B、雾化角2α、雾化油滴平均直径$\bar{d}$、喷散分布量q_i等。

1.1 离心式喷油器

离心式喷油器是船舶锅炉上用得最普遍的一种。其主要雾化元件是雾化片（图4.2.3-11）。油流经切线油槽流入旋流油室获得高速回转运动。在喷口内由于油流本身的回转形成中空的环状油流，因为油流属于紊流，一出喷口不受喷口壁的约束，向外扩张，其径向脉动速度使油环破裂，形成中空的锥状雾流，这一锥形的扩散角2α即为雾化角，雾化角取决于油流出喷口时切向流速和轴向流速的比值。

表4.2.3-1 **某些常用的船舶锅炉喷油器类型及其特点**

种类	型　式	可调与否	作　用　原　理	特　　点
离心式	简单切向油槽式(图4.2.3-1)	一般不可调	油流通过雾化片上的切向油槽，在油室内获得高速旋转，甩出喷口因紊流脉动而雾化	结构简单，工作可靠，工艺要求高，油流阻力大，也可用油压调节喷油量，但低压受雾化要求压力所限，至少0.8～1.0 MPa，因而可调幅度小

续上表

种类	型式	可调与否	作用原理	特点
离心式	油室回油式（图4.2.3-2）	可调	油室背面开回油孔，其余与简单切向油槽式相同，回油孔通常开在中心，也有分散成若干周向布置的小孔。利用改变回油压力，控制回油量以调节喷油量。也可把它视作两个相背的喷油器	降低回油压力，回油量增加，喷油量减少，但总进油量增加。切向油槽中油流流速加大，雾化角增加。雾化质量有所改善。喷油量少时，回流热油增多。调节范围有限，一般调节比不超过3
	喷口回油式（图4.2.3-3）	可调	从喷口段引出回油，其余与简单切向油槽式相同。利用改变回油压力，控制回油量，达到调节喷油量	结构复杂。喷油量减少时，总进油量不变，回油量增加。雾化角增大，雾化质量有改善。加工精度对性能影响较大
	切向油孔式	一般不可调（图4.2.3-4）	油流经空心柱体上的切向小孔流入获得高速旋转，靠出口紊流脉动而雾化	结构简单，工作可靠，一般用于小喷油量时，也可用油压调节喷油量，但调节比不大，一般不大于2
		可调式（图4.2.3-5）	空心柱体内腔用一柱塞，移动柱塞遮盖切向油孔，改变喷油量	喷油量少时，进油量也少，雾化角增大，雾化质量有改善。柱塞和导向腔室间会漏油。柱塞长时间不动时部分油孔易结焦堵塞，以致柱塞移动受阻
蒸汽式	集中油流式（图4.2.3-6）	可调	油流集中流出，四周高速蒸汽吹散油流雾化，汽压一般为0.5 MPa，油流能自动流出即可	结构简单，制造方便，调节比在5以上，重油不用加压、过滤，粘度大些也行，可简化燃油系统，但耗汽量大，达0.4～0.6 kg/kg，喷油量在400 kg/h以下，凭经验调节汽量和油量，是最原始的一种喷油器，工作时噪声很大
	“Y”型（内混式）（图4.2.3-7）	可调	油流分散从各斜向小孔流出，蒸汽分股导入，高速流出时喷散油流雾化，汽压为0.6～1 MPa	油加压0.5～2 MPa喷油量减少时，雾化角不变，雾化质量好。耗汽量低（0.01～0.03 kg/kg），调节比可达20，船舶锅炉用得较多
蒸汽离心式	外混式（图4.2.3-8）	可调	油流按普通离心式雾化片喷出，在外边再加一工质为蒸汽的雾化片	低负荷时用蒸汽雾化，高负荷时靠离心力雾化。调节比可达10以上。降低油压、增加汽压会使雾化角减少。总的雾化角较小（60～90°），耗汽量为0.05 kg/kg雾化质量好，噪声小，电站锅炉用得多
转杯式	电动或空气涡轮式（图4.2.3-9）	可调	用电动机或空气涡轮带动高速转动的略带锥形的空心油杯，油流自然流入油杯，被离心力甩出雾化。空气涡轮靠高压空气驱动，排气用来助燃	油量变化时雾化角不变，雾化质量好，调节比可达20以上，工艺要求高，机构复杂，可靠性差
超声波式	蒸汽或空气式（图4.2.3-10）	可调	用高速汽（或气）流冲击谐振器，产生超声波，使油流雾化	调节范围广，调节比达20以上，雾化质量好而且均匀，适宜低氧燃烧。噪声大，谐振器易结焦

这类喷油器尽管外形结构上可能多种多样，但其基本雾化元件都少不了有切向油槽（断面积为Σf）、旋流油室（半径为R）以及喷口（半径为r_{pk}）三部分。

1.1.1 喷油量

离心式喷油器的喷油量计算公式：

$$B=505\mu r_{pk}^{2}\sqrt{\rho_y p_y}\quad \text{kg/h} \tag{4.2.3-1}$$

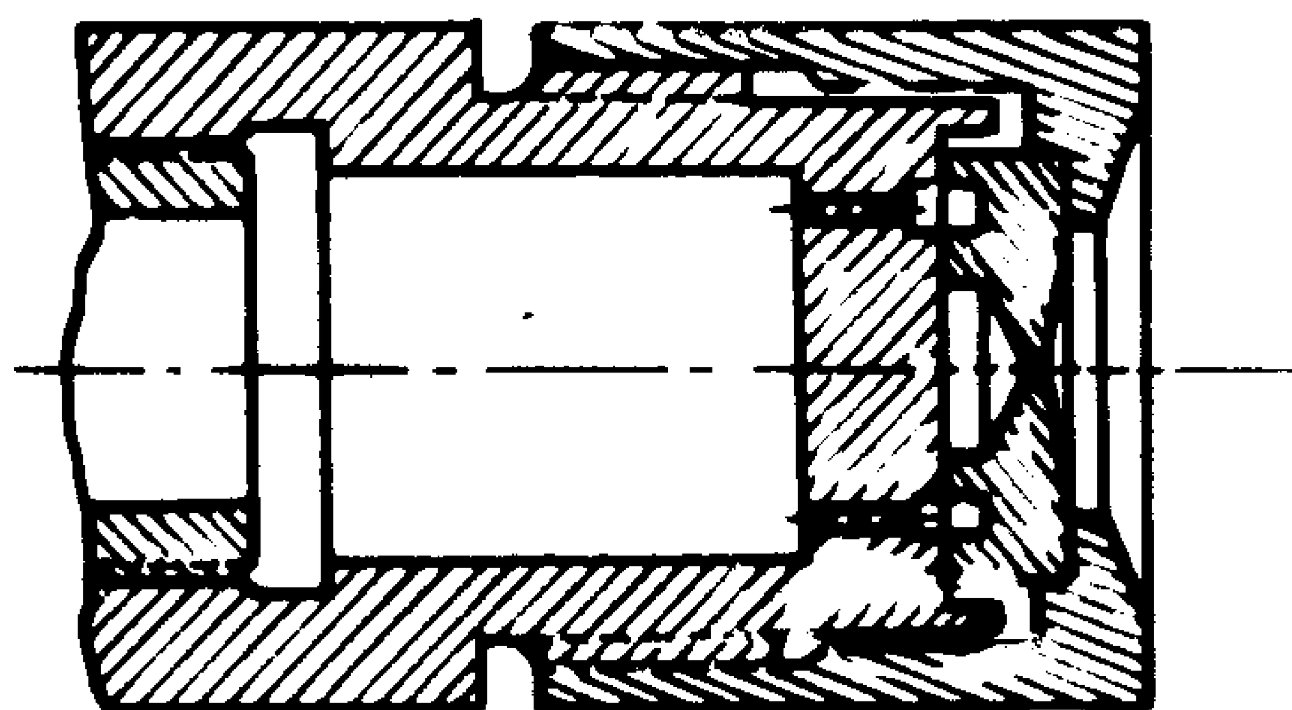


图 4.2.3-1 简单离心式喷油器

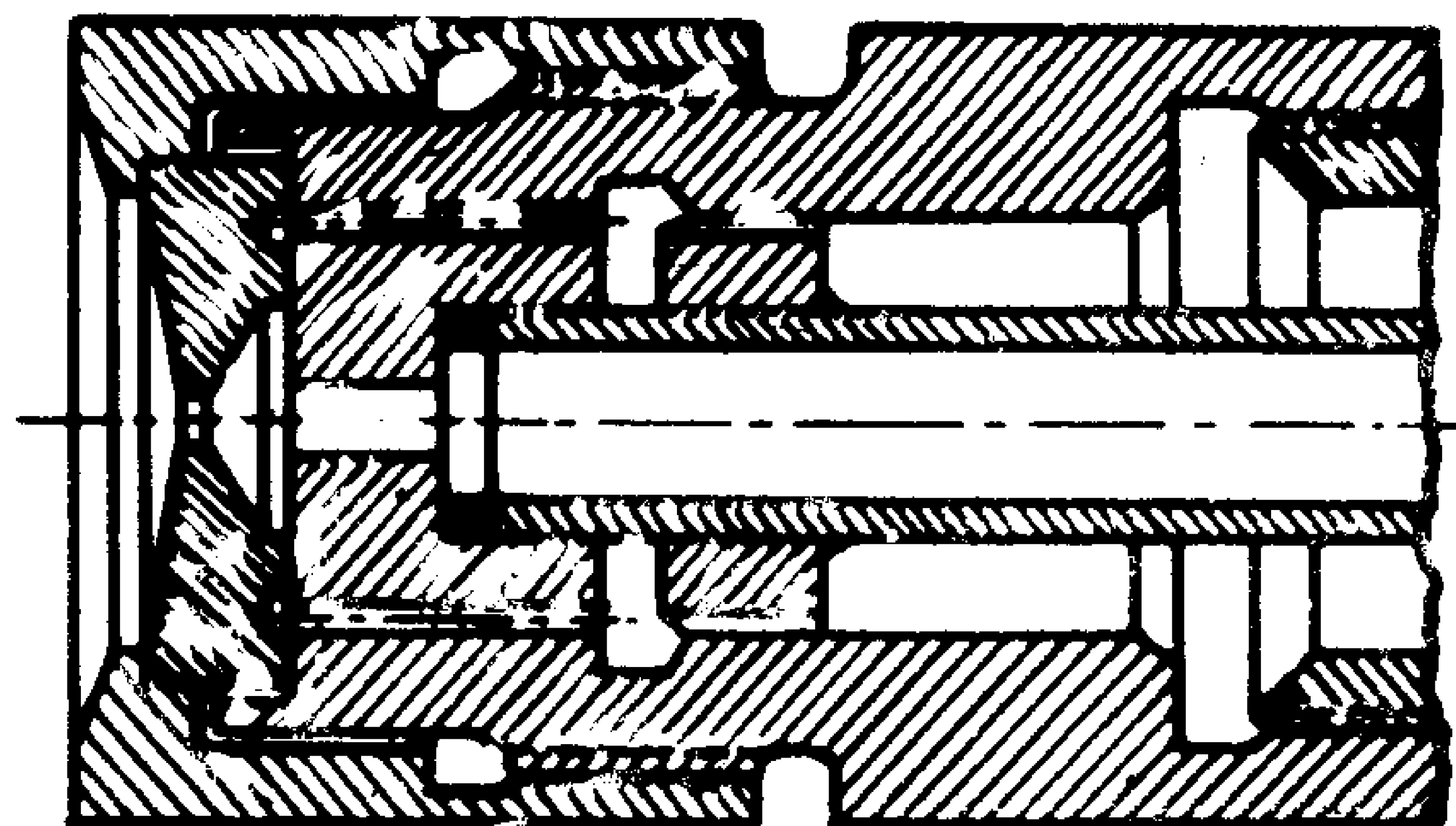


图 4.2.3-2 油室中心回油离心式喷油器

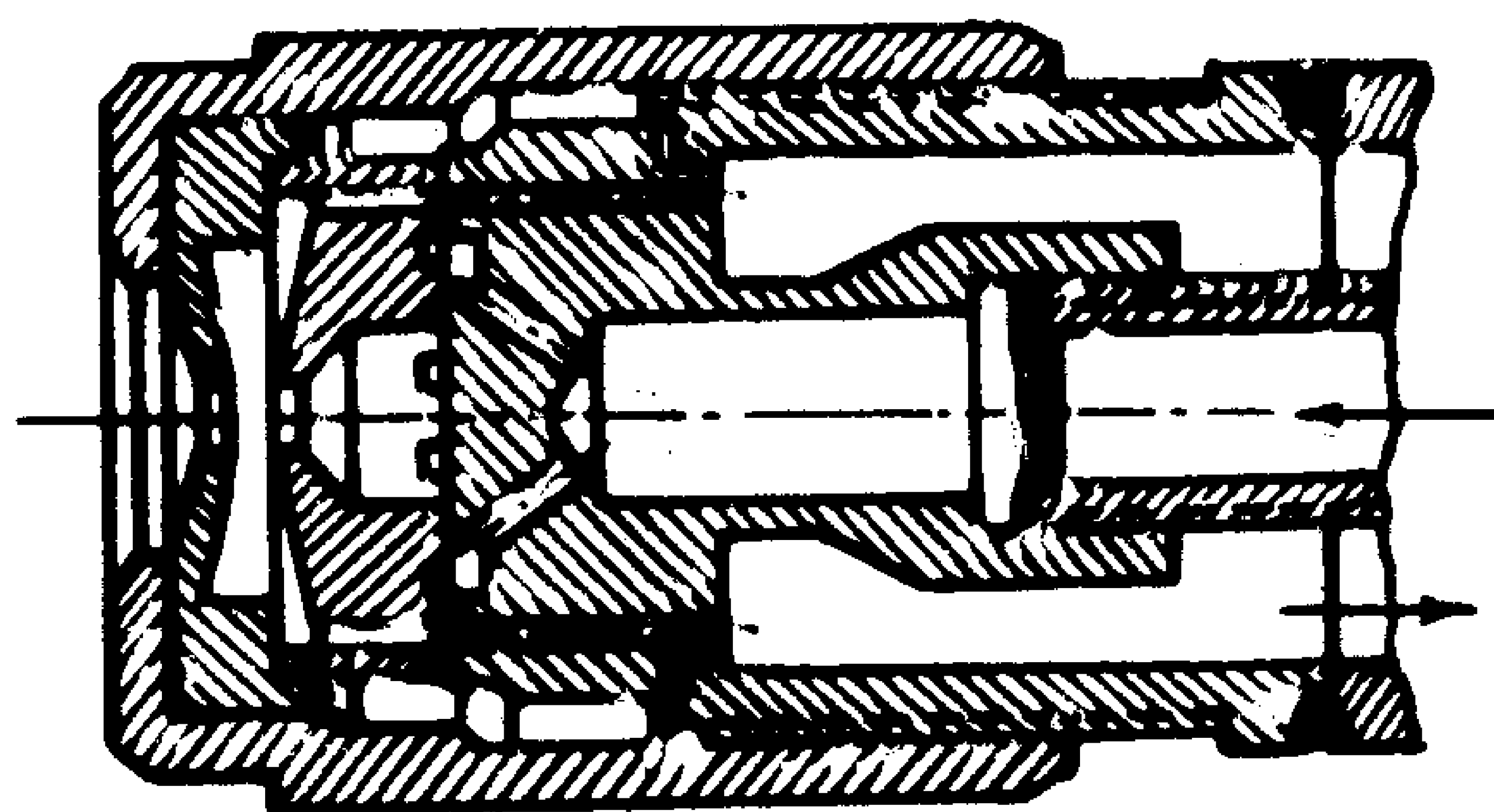


图 4.2.3-3 喷口回油式喷油器

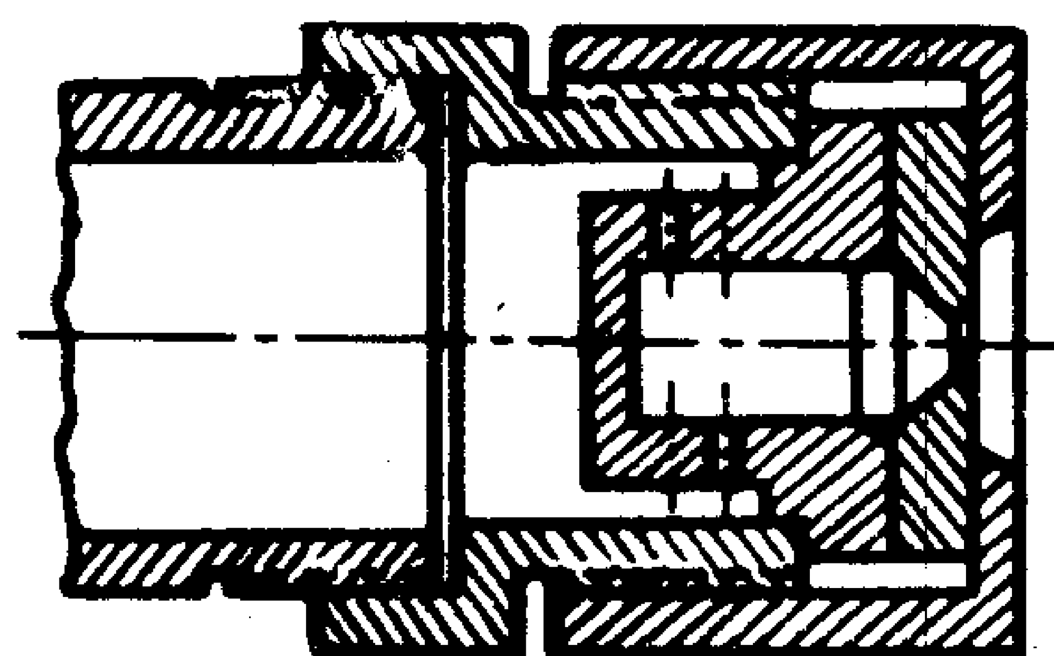


图 4.2.3-4 切向油孔离心式喷油器

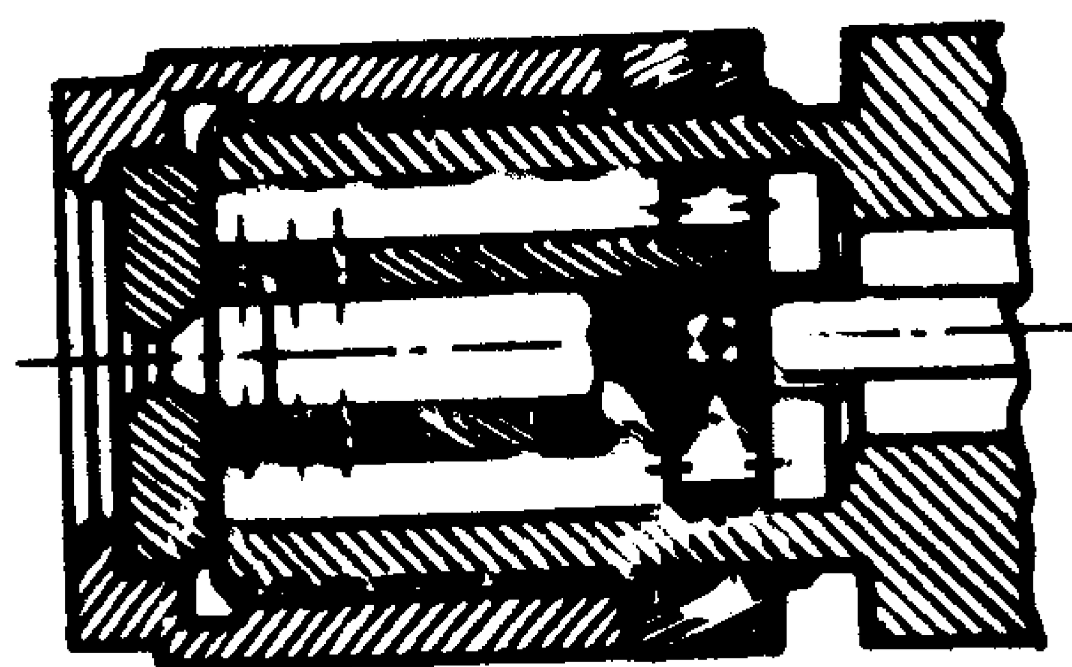


图 4.2.3-5 切向油孔可调式喷油器

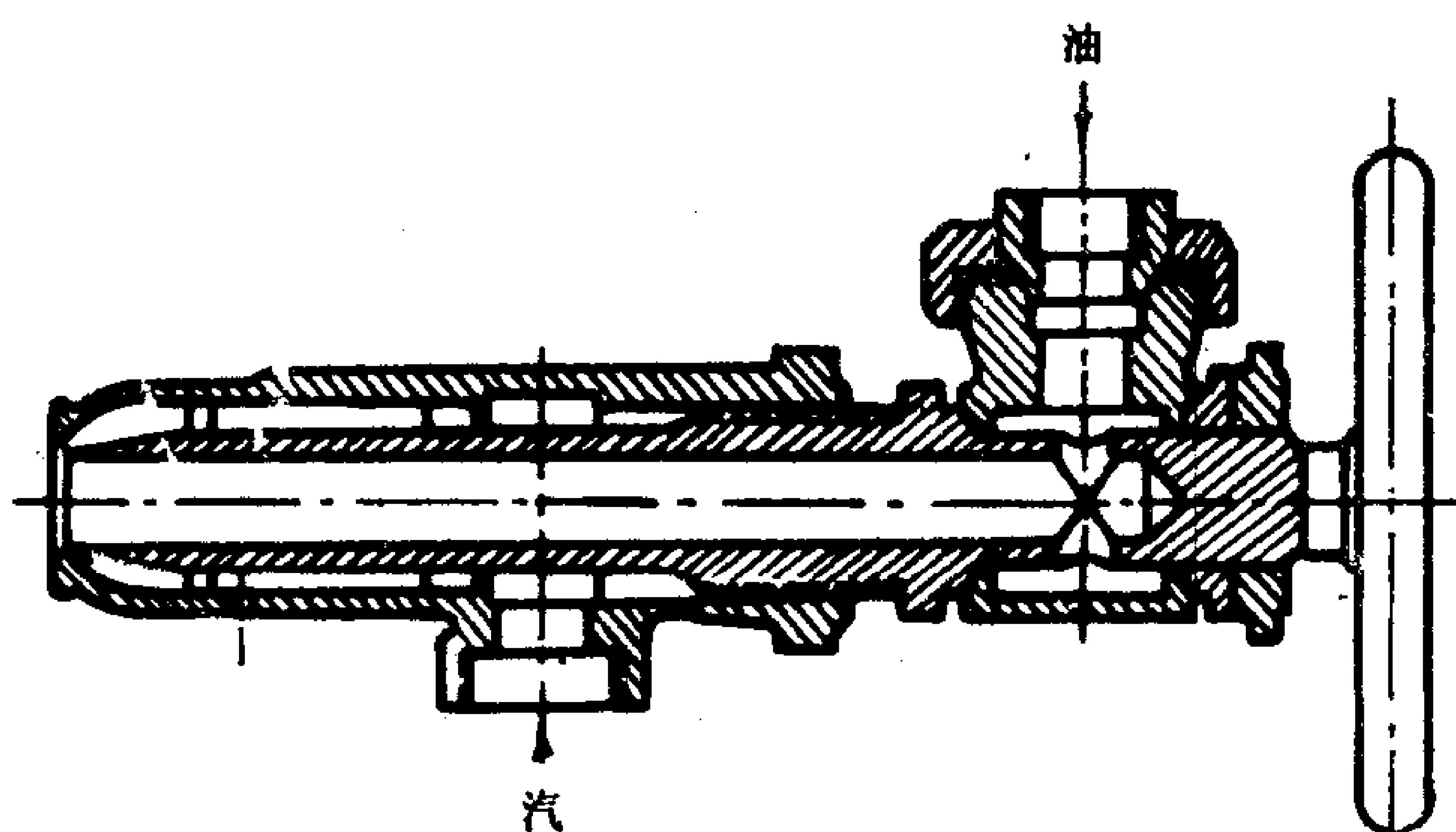


图 4.2.3-6 蒸汽喷油器（集中油流式）

喷油器的流量系数μ既取决于结构尺寸，又与燃油的粘度（当然和油的预热温度）有关，所谓结构尺寸就是Σf、R、r_{pk}。根据理论分析μ和喷油器的结构特性系数A有关

$$A=\frac{\pi r_{pk}R}{\Sigma f} \tag{4.2.3-2}$$

油槽总断面积 $\Sigma f=nbh$ (4.2.3-3)

式中：b——槽宽，mm；

h——槽深，mm；

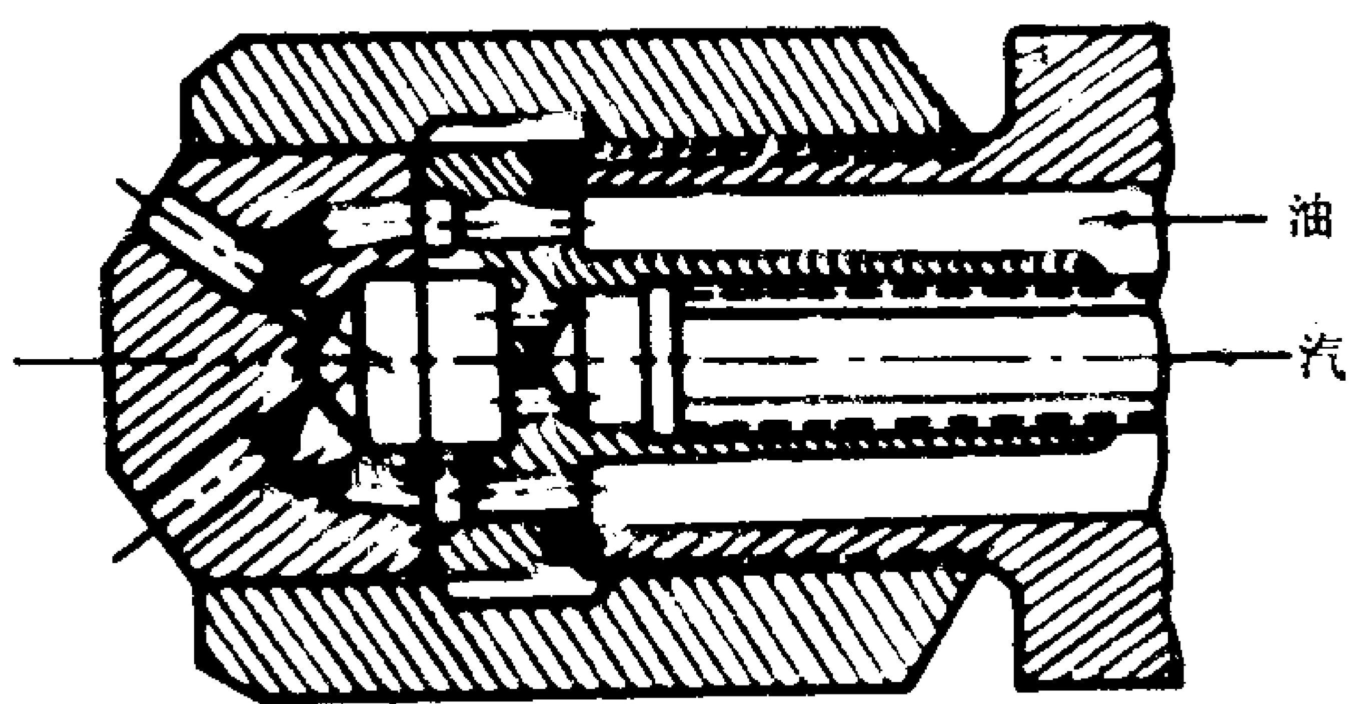


图 4.2.3-7 “Y”型蒸汽喷油器

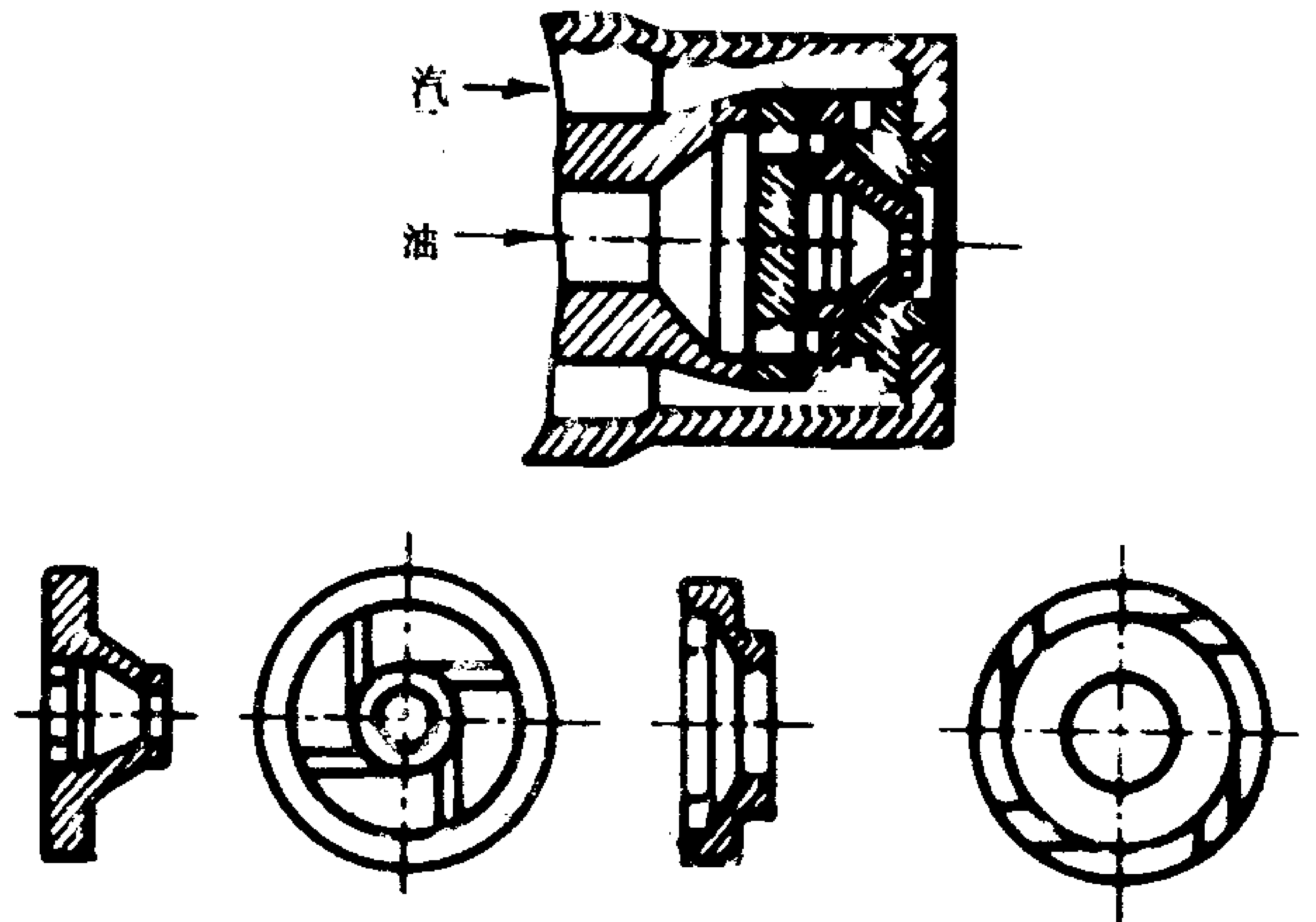


图 4.2.3-8 蒸汽离心式（外混式）喷油器

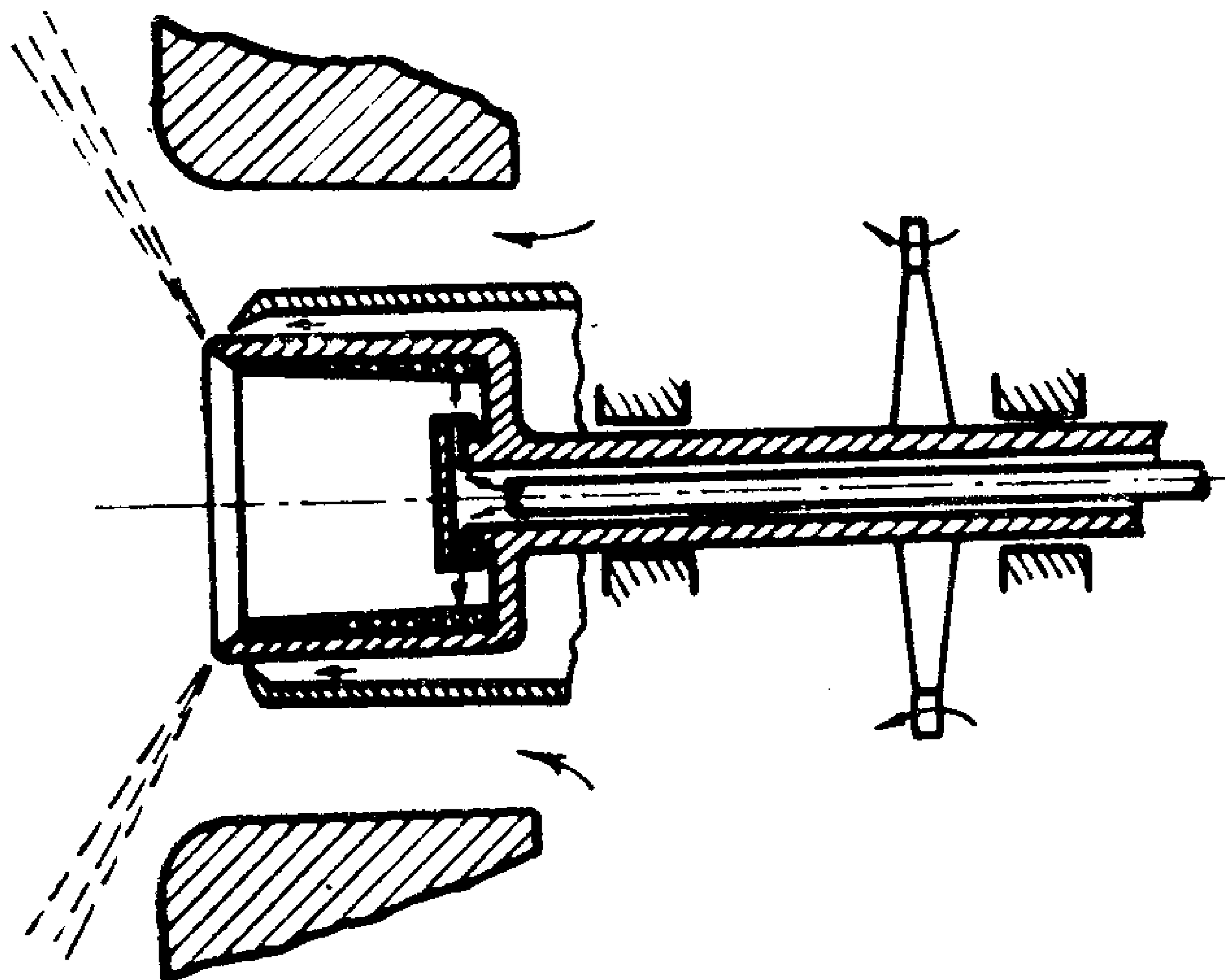


图 4.2.3-9 转杯式喷油器

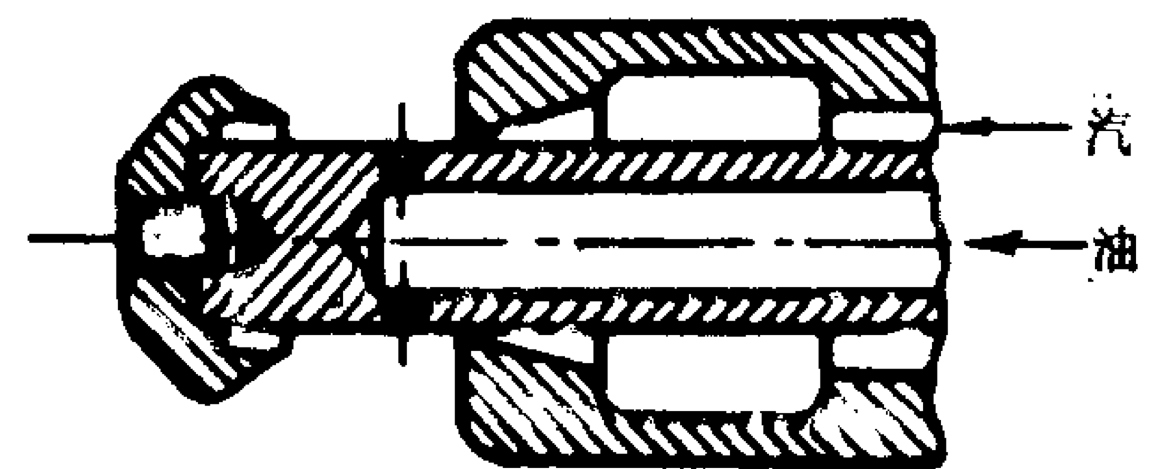


图 4.2.3-10 超声波喷油器

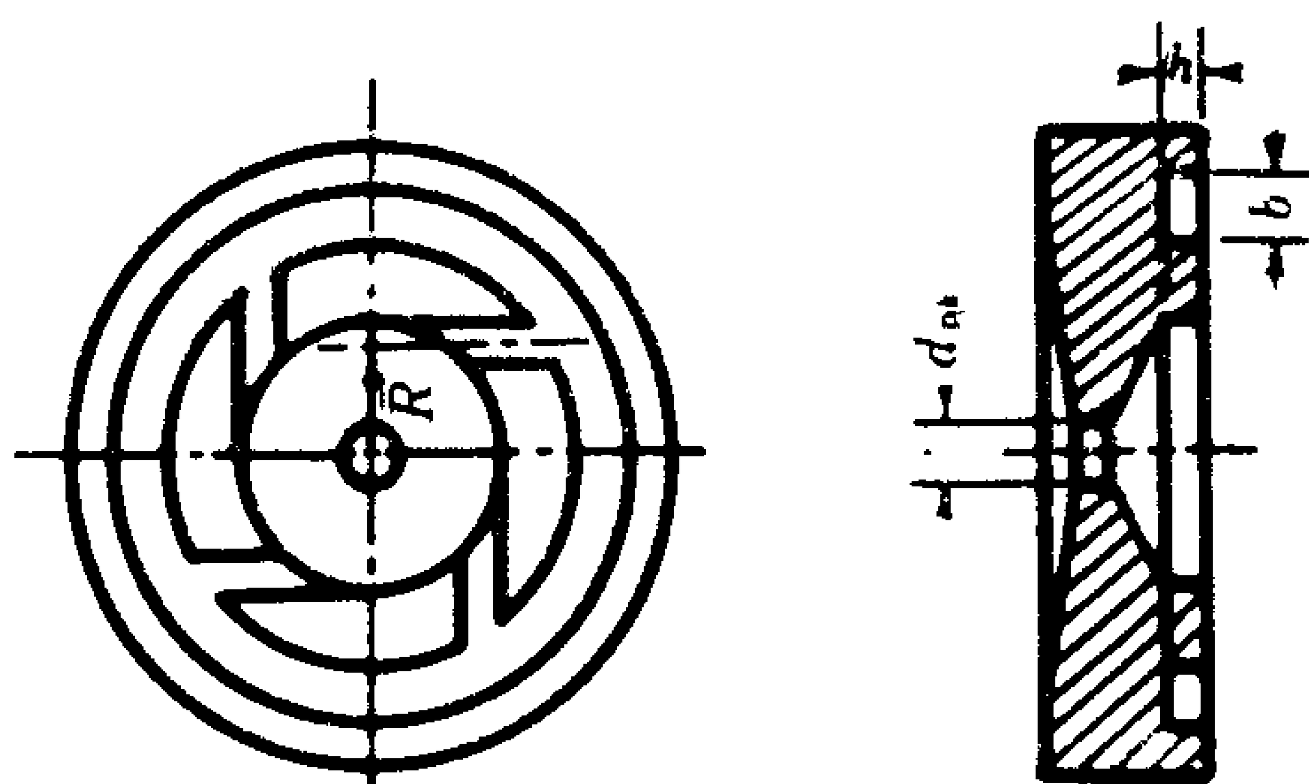


图 4.2.3-11 离心式喷油器的雾化片

n——槽数。

式（4.2.3-2）中r_{pk}和R均用mm计。

在理想流体条件下μ和A的关系如图 4.2.3-12 中曲线所示。

增大喷口半径r_{pk}时喷油流量会增加，进切线油槽油流量增多，在旋流油室中切向流速增大，油流旋转加强，从式（4.2.3-2）来看，A增大，μ会减小。但总的影响结果喷油量B还是增加的，雾化角也要增大。

切线油槽数目不宜过少，否则会使旋流油室中油流不能均匀旋转；过多则加工有困难。一般为 3 到 6 个，不得少于 2 个。油槽断面积增加时，A值减少，旋流油室内油流回转速度降低，喷口内环形油流加厚，μ增加，结果喷油量B增加，而雾化角 2 α却下降。

旋流油室半径R增加，A将增加，按理想流体的假设，油流动量力矩恒定不变，在喷口内回转速度会增加。因而环形油层减薄，μ减少，喷油量B会减少，而雾化角 2α却增大。

以上这些分析只是定性地判断。在实际喷油器中油流是有粘性的，在流动过程中不可能没有各种阻力。实际的流量系数μ_{sj}和雾化角 $2\alpha_{sj}$都要比理想情况下的小，要想用解析的方法计入油流的粘度和由此引起的各种阻力，目前还没有一个比较完善的通用计算公式。

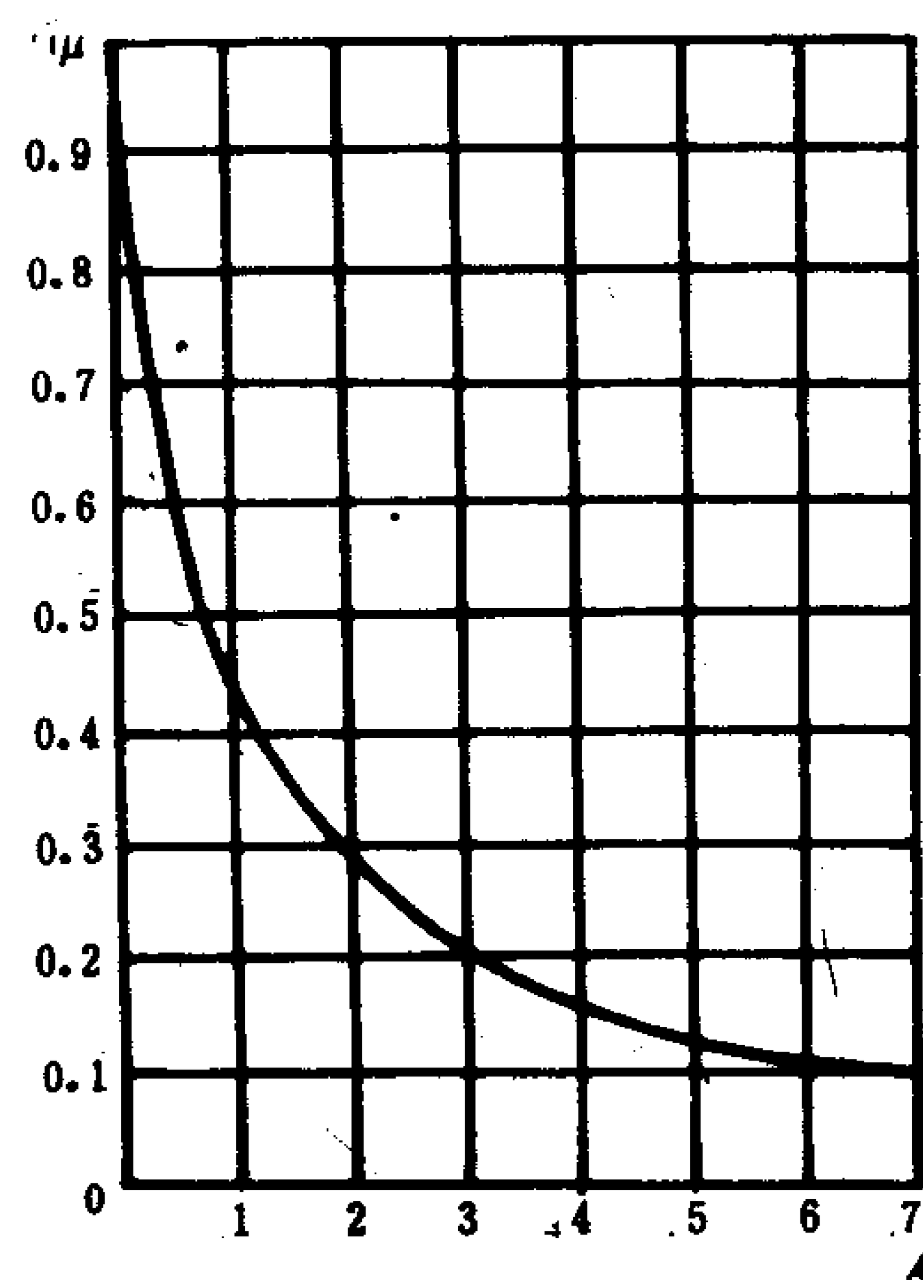


图 4.2.3-12 μ-A曲线

根据我国西安热工研究所等单位的试验研究结果，认为

$$\mu_{sj}=0.88\mu \qquad (4.2.3\text{-}4)$$

$$2\alpha_{sj}=0.87\ (2\alpha) \qquad (4.2.3\text{-}5)$$

哈尔滨锅炉厂推荐的μ_{sj}公式为

$$\mu_{sj}=0.815\mu \qquad (4.2.3\text{-}4')$$

还有许多这类经验公式或半经验公式，但都有局限性，只是在某种离心式喷油器、某一喷油量才适用。因此可以根据已知喷油器的运行参数和实际结构尺寸，从式(4.2.3-1)反算出流量系数μ_{sj}来，以便以后改变油压等运行条件时估算其喷油量和雾化角。

由于油流出口口后并不是成一直边的中空锥形，所以其雾化角的测量是有一定条件的，参考图 4.2.3-13。通常袭用在离喷口x处作一垂直于喷口轴线的水平线。此线和油雾边界相交得两交点。将此两交点和喷口出口中心点相连，连线的夹角即为实际的条件雾化角 $2\alpha_x$，一般为$x=200$ 或 250 mm。这一雾化角便于测量而且也能更接近实际油雾运动的方向。

1.1.2 油滴直径

雾化油滴的直径是雾化质量的主要指标。实际油流出喷口后因紊流脉动而破裂成雾状细滴，其直径各不相同。离喷口后在炉内介质中飞行，因有摩阻，可能粗油滴再分裂。但在离喷口后一段距离处也有可能细小油滴相凝聚，又形成较大油滴，所以油滴颗粒直径的大小常

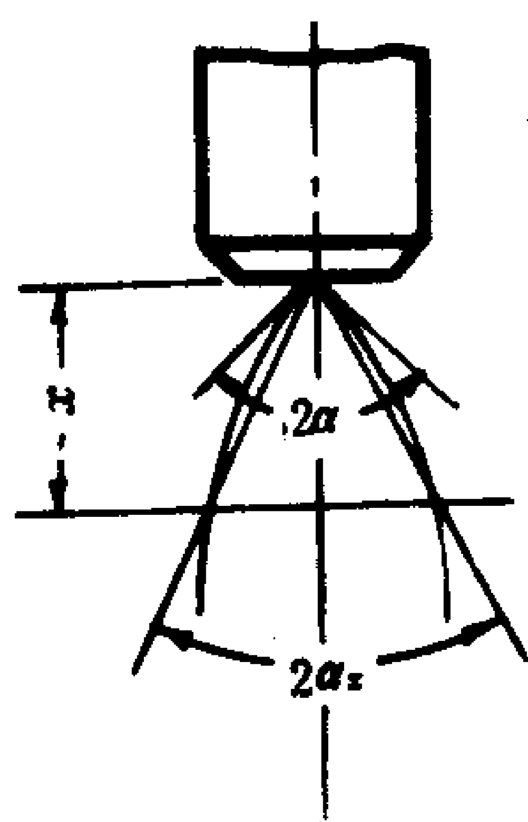


图 4.2.3-13 雾化角的测量示意图

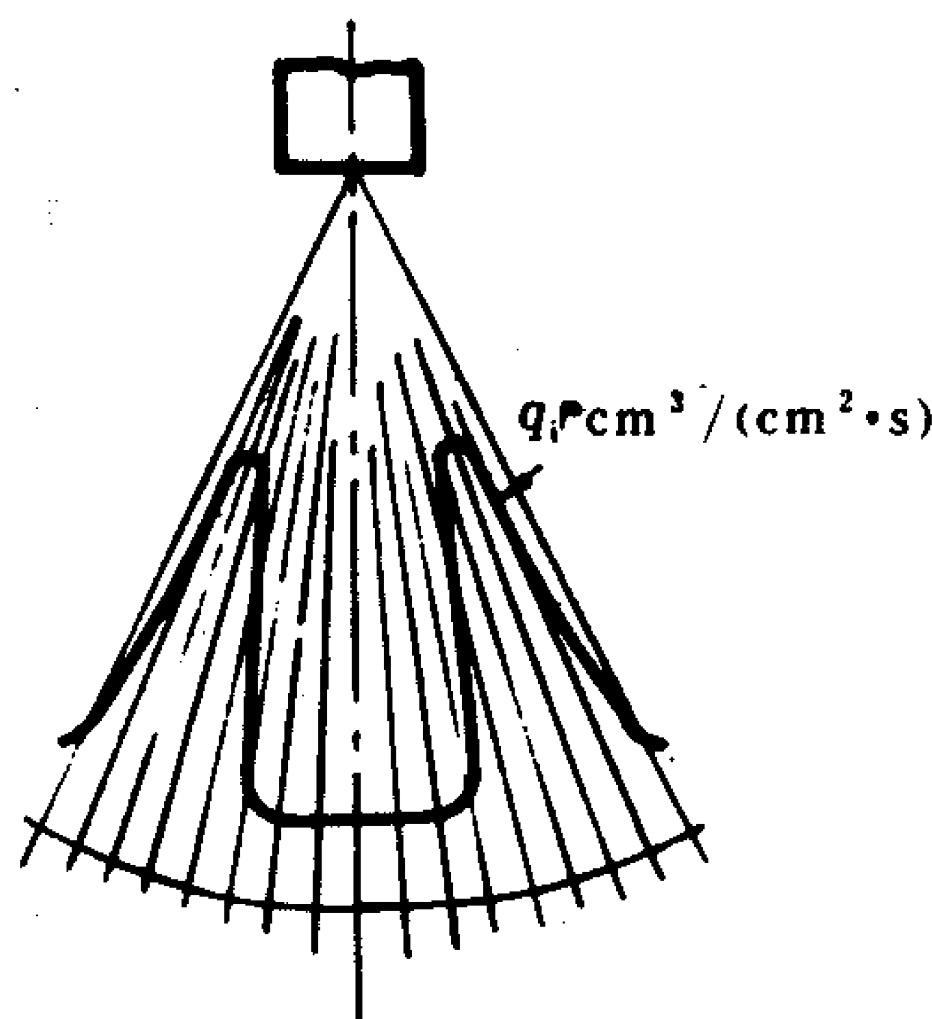


图 4.2.3-14 喷散流量密度分布曲线

用平均直径的方式来表示。通常用所谓面积平均直径（SMD），即

$$\bar{d}=\frac{\Sigma n_i d_i^3}{\Sigma n_i d_i^2},\qquad \mu\text{m} \tag{4.2.3-6}$$

这种用平均方法计算的工作量很大，要沿油雾半径取样5000颗（或在密集处至少取样200颗以上），再进行统计计算。也有用最大直径法的，即在取样中选择相对较少数目的大油滴，利用统计计算方法推算出可能最大油滴的直径d_{max}。在炉内燃烧完全与否主要取决于最大直径的油滴。一般来说，在船舶锅炉炉膛内若$\bar{d}\leq 200$ μm可以保证在炉内燃尽。

1.1.3　流量密度

流量密度是指在垂直于油雾速度方向上的单位面积所流过的燃料体积，用q_i表示，单位为$cm^3/(cm^2\cdot s)$。一般离心式喷油器的流量密度分布情况如图4.2.3-14所示。通常不希望在中心部分油量分布较多。这一区域是高温烟气回流区，含氧少，油滴就不易充分燃烧。

1.1.4　影响雾化质量的因素

1）根据试验证实，燃油压力低于1.0～1.2 MPa时雾化质量下降。这就限制了单纯利用油压来调节喷油量。从式（4.2.3-1）知$B\sim\sqrt{p}$。为了扩大调节范围，下限受雾化质量限制，势必要求上限压力提高才行。但这对油泵耗能和喷油器磨损都不利。通常油压较少超过4 MPa，因而调节比$\left(i=\frac{B_{max}}{B_{min}}\right)$不过2而已。油压一般对雾化角2$\alpha$影响不大。

2）当油温预热不够时燃油质量密度增加，粘度也增加。虽然从旋流油室内阻力增加会使喷口中环形油层加厚，但是喷油器的流动阻力增加，会使出口轴向流速降低，总的影响喷油器的喷油量减少。至于对雾化角的影响则并不明显。雾化质量显然会因油滴变粗而下降。为了保证雾化质量，要求燃油粘度不大于12～20 mm^2/s（相当于2～3 °E）。根据所用燃油品种温度和粘度的关系，必须保证喷油器工作时把油加热到一定的温度。如果油温过高，则会引起喷油器雾化片结焦。

1.2　运行时的注意事项

1）离心式喷油器在停用时必须利用专门的蒸汽吹洗，将其中残余重油吹出，以免结焦。如无吹洗系统时，应拆卸喷油器清洁其雾化片。

2）有时喷油器可能发生漏油现象，这可以从炉膛底部的积油成结焦来判断。对于简单的喷油器可能因雾化片平面加工精度不够，或喷油器端盖未拧紧，工作时部分重油不经雾化片而直接由喷口流出。对于回油式喷油器在不工作时因回油阀漏油，其它喷油器工作时经此阀返流入喷口。这些都是引起喷油器或炉底结焦的主要原因。

3）一般喷口结焦可以从燃烧火炬中有黑色条纹或不对称来发现。因此发现结焦时，应将喷油器取下，拆出雾化片，泡在轻柴油内一待结焦泡软后用硬木片或竹片刮去。禁止用刮刀、废锯条、钢丝刷等工具清刷结焦。

4）雾化片使用一段时间后（一般500 h以上）会磨损，应作质量检查（在专门试验台上检查其B、2α、喷出油雾锥形有否变形等宏观测定）。一般B若超过额定值的10%时应进行研磨，磨薄雾化片，也就是降低切线油槽深度，喷油器结构特性系数A增加，流量系数μ即减少。但雾化角会稍增大，若磨损不均匀，则会使喷出油雾锥形歪曲。雾化片磨损严重如图4.2.3-15所示时，必须换用新的备用雾化片。

在接收新锅炉时雾化片备用件须保证有200%，以便磨损后换新，否则加工费时而且费

用较高。

5）喷油器和它的套管之间有一定间隙，套管上开有小孔，经此小孔冷却空气可以通过。当其它燃烧设备工作时可以起到冷却不工作喷油器的作用。喷油器筒身上有三个凸起支点以保持这一间隙。不能用此支点作为旋紧或拆开喷油器的支点。

6）如果喷油器端盖未拧紧，有时油可能沿套管上小孔流入空气夹层，以致锅炉工作时引起夹层起火。夹层内积油宜在锅炉停炉后立即放出，锅炉冷态时此积油不易放尽。

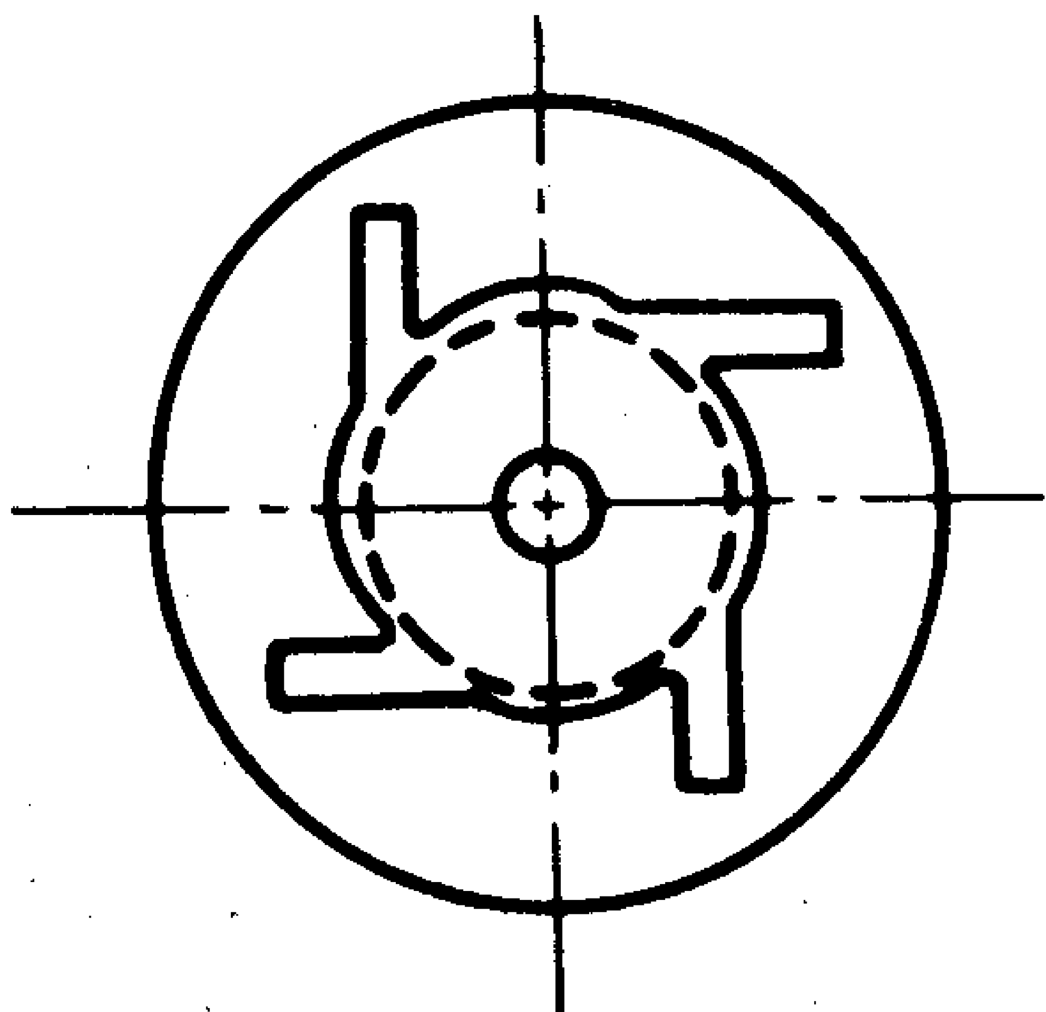


图 4.2.3-15　雾化片磨损图

7）油中含水时会使燃烧时火炬辟拍作响，严重时导至突然熄灭。这种现象易发生在油已用至油柜底部或大风浪天气。

8）应经常注意过滤器两端油压差，若压差超过 0.05 MPa，说明滤器内已很脏，应及时转用备用滤器。此滤器应及时拆开清洁后再装上。

9）雾化片所用材料大多属于耐高温耐磨的合金钢，如 3 Cr13、4 Cr13、1 Cr18 Ni 9 Ti等。加工要求较高，喷口尺寸相差 0.01 mm会使耗油量相差好几千克每小时。喷口表面粗糙度不大于$\overset{1.6}{\bigtriangledown}$而贴合面不大于$\overset{0.4}{\bigtriangledown}$。此外切线油槽入油室处要求平滑相切。加工不佳时往往会发现接合处形成一台阶。这种雾化片雾化质量变劣。

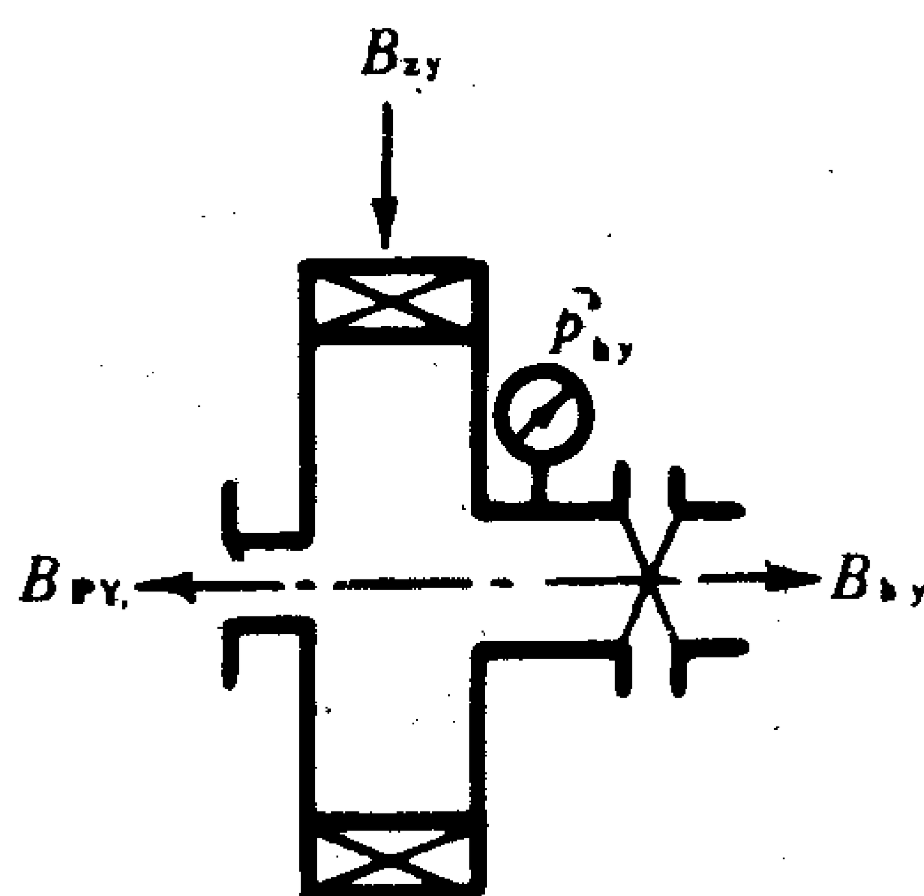


图 4.2.3-16　油室回油喷油器示意图

10）国外一些专门制造燃烧器的工厂有系列产品。雾化片孔径按线规标准作为标记号码。选用时可按其特性曲线查出相应油压下的喷油量。

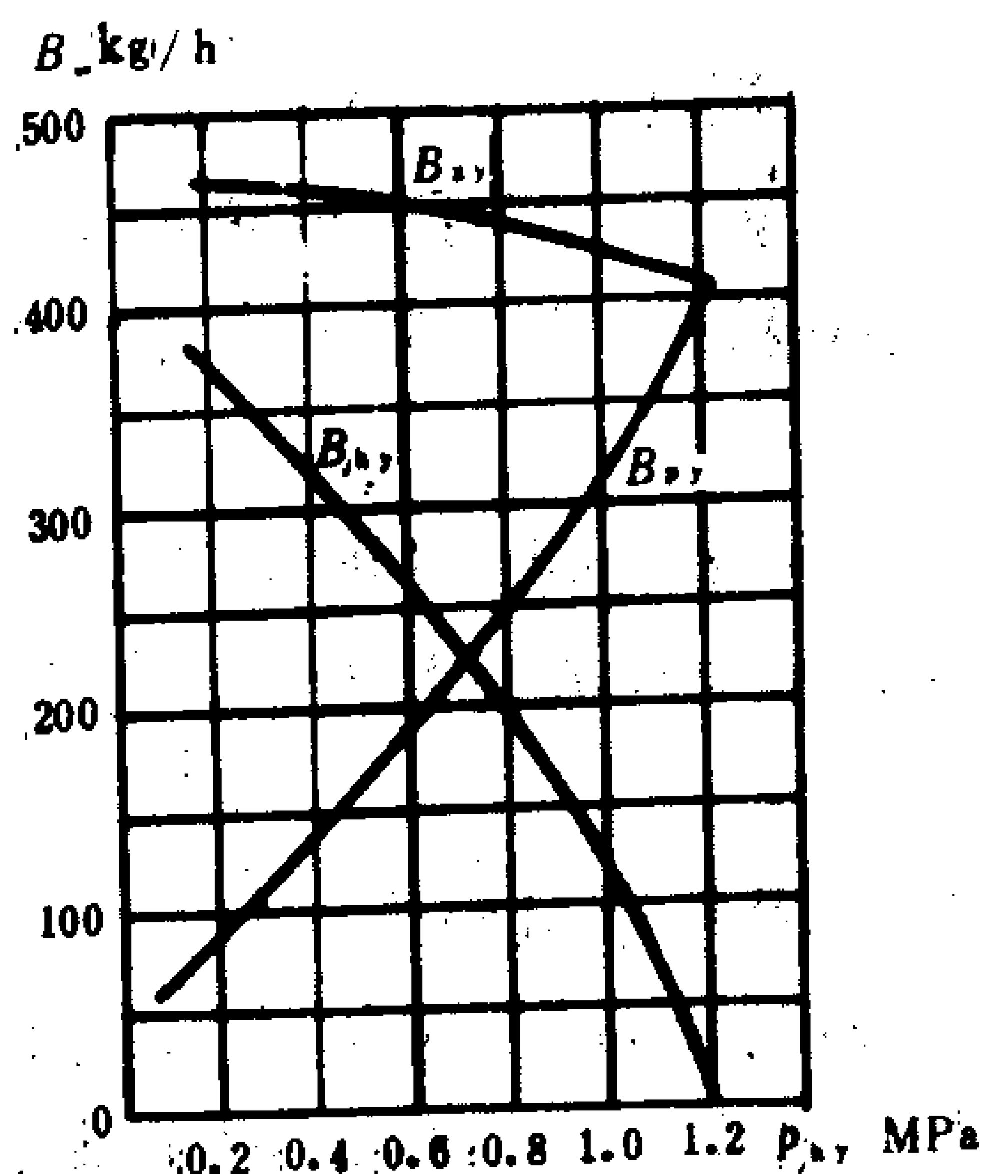


图 4.2.3-17　油室回油喷油器特性曲线 p_{hy}

1.3　可调式喷油器

要求喷油器能在锅炉不同负荷下平滑地调节其喷油量，以适应锅炉负荷的需要。

1.3.1　离心式可调喷油器

这种可调式喷油器用得较普遍，大多属于回油式，其中从旋流油室回油的更为普遍。其结构如图 4.2.3-2 所示，可以看成是增加了喷口面积，相当于两个相背的喷油器，回油量控制通过回油管路上的一个回油阀，如图 4.2.3-16 所示。

进喷油器的总油量B_{zy}系喷油量B_{py}和回油

量B_{hy}之和，即$B_{zy}=B_{py}+B_{hy}$。在回油阀和喷油器之间装有回油压力表。关小回油阀时回油压力增加。此时相当于减少了总流出喷口面积，使B_{zy}减少。因回油阀关小，直接使B_{hy}减少，其减少量比B_{zy}减少得多，所以此时喷油量B_{py}是增加的。它的流量变化特性曲线如图4.2.3-17所示。

喷油量B_{py}减少时，进喷油器总油量B_{zy}增加，旋流油室中油流切线回转速度较大，雾化角要增加，喷口内环形油层减薄，雾化质量得到改善。

这种喷油器的缺点就在于喷油量B_{py}越少时，将有越多的热油要回流入油柜。还有雾化角的增大会使风口内壁沾上油雾结焦。它的调节比很少超过3，一般用到2。

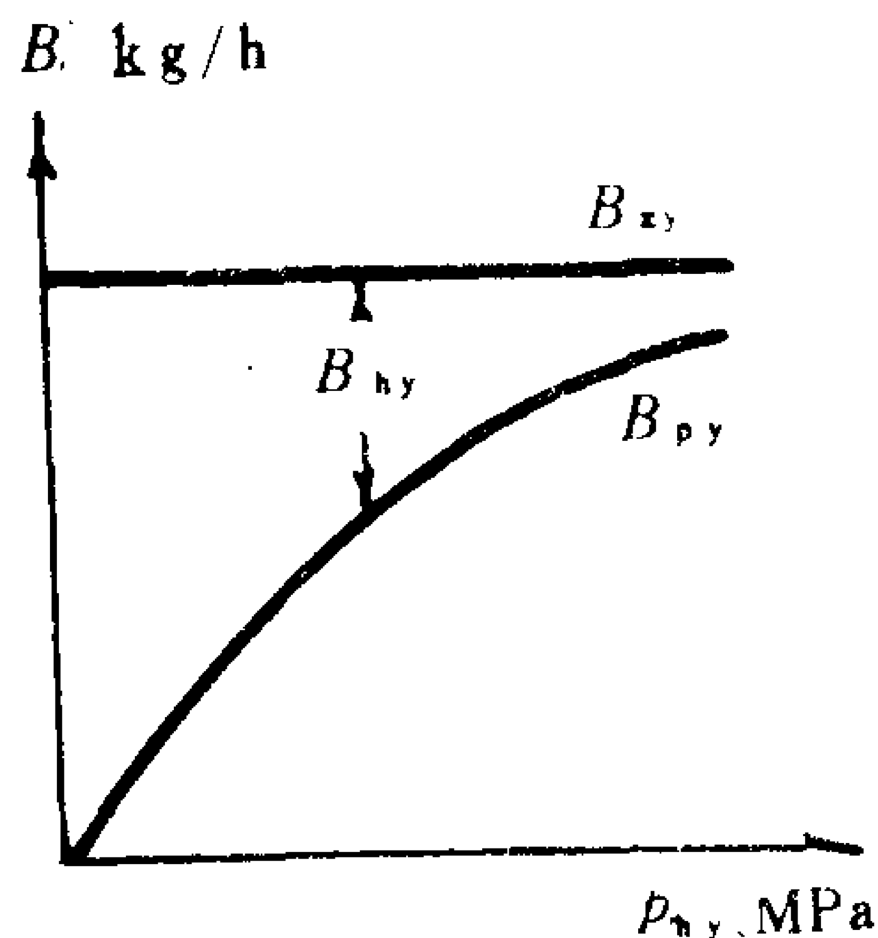


图4.2.3-18 喷口回油式喷油器特性曲线

喷口回油式喷油器的流量特性曲线如图4.2.3-18所示。在调节过程中总进油量B_{zy}可以保持不变。但是它的结构比较复杂，加工精度要求高，特性曲线太陡，不宜成对运行。

利用柱塞改变切向油孔数目的离心式喷油器，其B_{zy}等于B_{py}，不存在回流热油问题。但其缺点是柱塞移动要求有间隙(与柱体内腔之间)，难免漏油，影响雾化质量。

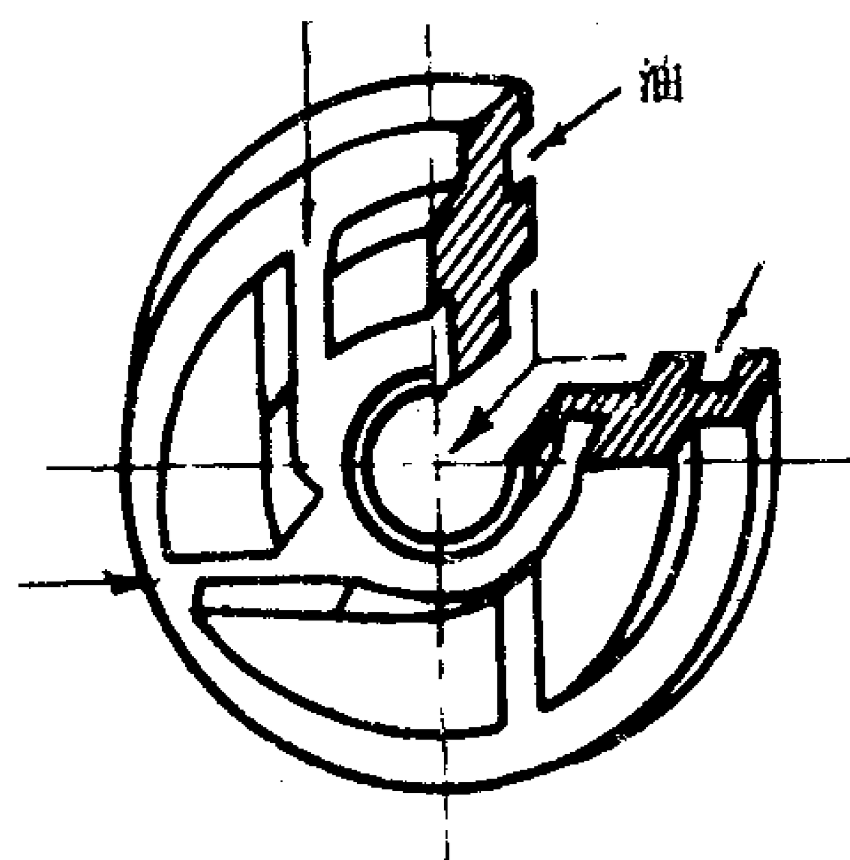


图4.2.3-19 蒸汽离心式喷油器的雾化片

1.3.2 其它可调式喷油器

1）用另外工质雾化油流的喷油器

可以用压缩空气或蒸汽作为雾化重油的工质。但前者往往只用作点火喷油器，当锅炉有汽时就用蒸汽雾化重油。最早的集中油流式蒸汽喷油器因耗汽量太大，已经淘汰。

新式的蒸汽雾化喷油器有两种。

一种是将油流分散成若干股细流，蒸汽分别引入一混合室，然后一起从各个细孔喷出，达到雾化的目的。所谓“Y”型喷油器，其特点除表4.2.3-1中所列外，还有：①油压比离心式喷油器低得多；②单个喷油器最大喷油量可高达10 t/h，通常船舶锅炉上所用的为1～1.5 t/h；③耗汽量比集中油流式低得多；④雾化质量比离心式喷油器好，而且与孔的加工质量关系不大，因为它主要靠高速汽流雾化；⑤使用寿命长。其缺点为：①有噪声，这对水面舰艇不利；②有时可能结焦堵孔，如果孔数多(3～20)，孔径小，雾化质量更好，但加工上增加困难。孔数少，孔径大，雾化就差。

另外一种为蒸汽离心式喷油器(图4.2.3-8)，这种喷油器也称外混式，以区别“Y”型(称为内混式)，因为燃油经雾化片流出喷口后再被旋流蒸汽所冲击，加强雾化。从结构上看比较复杂，但它可以在喷油量大时单纯靠油流离心力雾化；喷油小时(油压小时)，则用蒸汽雾化。所以调节范围广。耗汽量比内混式大。也有将油流雾化片和蒸汽旋流片作成一件的(图4.2.3-19)。当然这种雾化片结构更复杂。

2）旋转油杯式喷油器

高速油杯转速达3000～6000 r/min。除表4.2.3-1中所述诸特点外，还有：①油压只用

于控制喷油量，对雾化不起作用，因此比简单离心式喷油器要求油压低，而且调节幅度大得多；②单个喷油器的喷油量可高达5000 kg/h，调节比可达6～20。一般船舶主锅炉上所用的约在1000～1500 kg/h左右，辅锅炉上所用的不过200 kg/h，甚至更小；③适用劣质燃油。即使燃油温度仅30～40℃同样可得良好的雾化效果，而且不易发生零件被堵现象；④雾化质量较好，尤其在低负荷时，油杯内油膜薄，雾化更好，有利于完全燃烧；⑤设计时选择不同坡度的锥形油杯，可以控制火炬的宽窄，以适应炉膛轮廓的要求；⑥便于实现燃烧自动化，因为燃油系统简单；⑦噪声比蒸汽式喷油器小得多。主要缺点是有高速旋转零件，对材料要求高，制造工艺和运行维护都比较复杂。这些在一定程度上妨碍它在船舶锅炉上的应用。一般在自动化程度高的辅锅炉上大多采用电动旋转油杯式喷油器。

3)超声波式喷油器

由于利用工质高速超声振荡，因此雾化油滴颗粒细小而均匀，有利于小炉膛高容积负荷的锅炉燃烧。油压和汽压大致为0.05～0.7 MPa。结构简单，运行方便，可以低氧燃烧。是一种有前途的喷油器。

1.4 综合调节喷油量的方法

最初使用的离心式喷油器靠改变油压调节喷油量，但调节幅度有限。之后，锅炉上安装大量小喷油量的喷油器，以求得尽可能相对平滑地调节喷油量。尽管这对提高炉膛充满度有好处，可是实现自动调节燃烧时管系太多，结构复杂化，后来采用回油式喷油器，不过其单个喷油器的调节比不大。在这种情况下为了更扩大调节范围，就综合利用上述各种方法。

例如，图4.2.3-20所示系利用五个离心式回油喷油器，每个调节比为2。在锅炉50%以下负荷时，保持一定进油压力，逐个接通五个喷油器，利用它们的回油消除油耗变化出现阶梯情况，50%以上负荷时增加油压，以达到100%负荷，这样可使锅炉耗油量变化从100%一直到5%。整个锅炉耗油量调节比达到$i=20$。

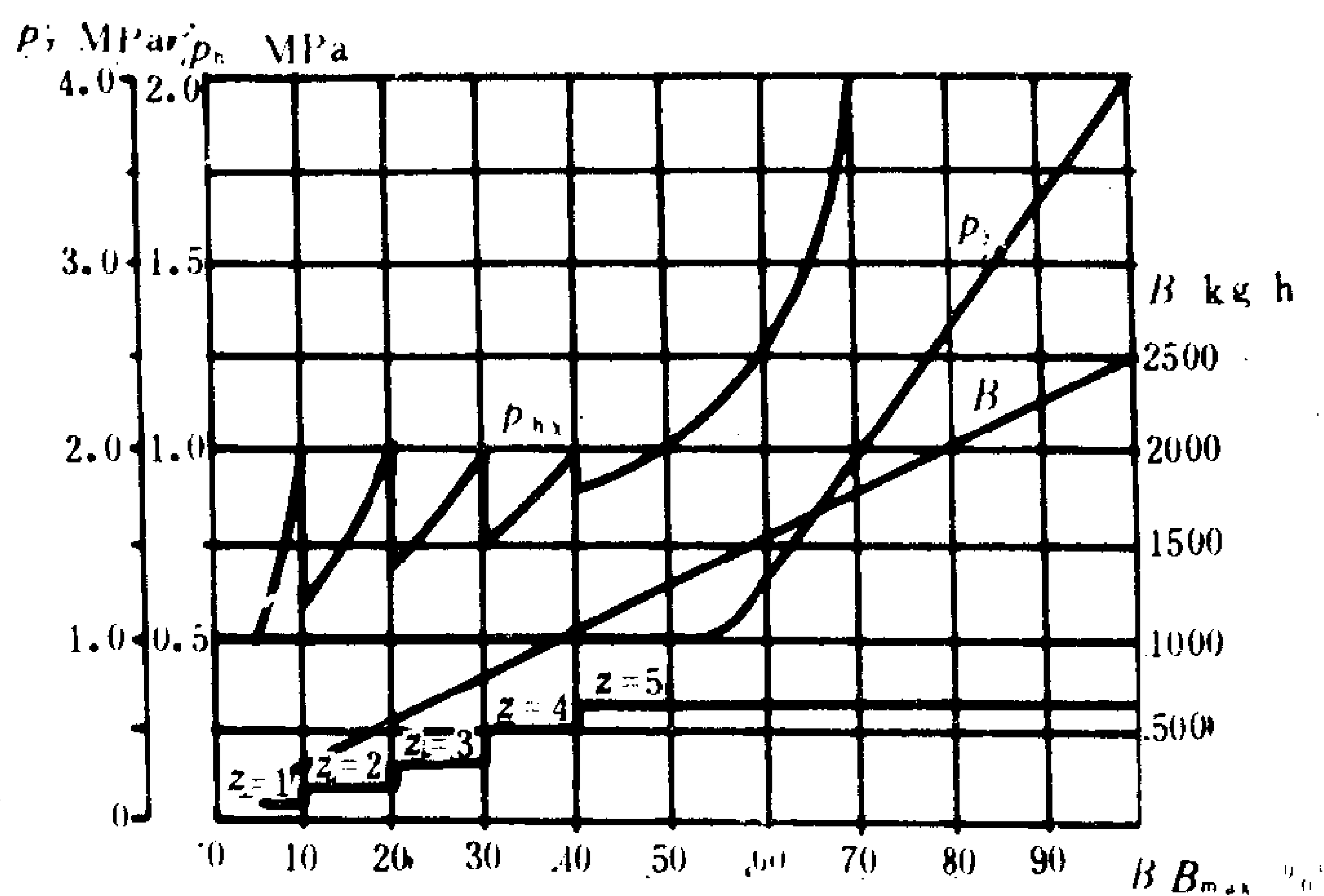


图4.2.3-20 综合调节法

由于大容量大调节比的各种新式可调喷油器的出现，近代船舶锅炉又趋向于用数目少而容量大的新式可调喷油器，而且这也有利于实现燃烧自动调节。

2 配风器

所有配风器不仅要使助燃空气能充分混合油雾，保证燃烧完全，还应给油雾和空气的混合物燃烧创造条件，即保证油雾迅速汽化、着火、保持一定的燃烧温度，以便稳定和迅速燃

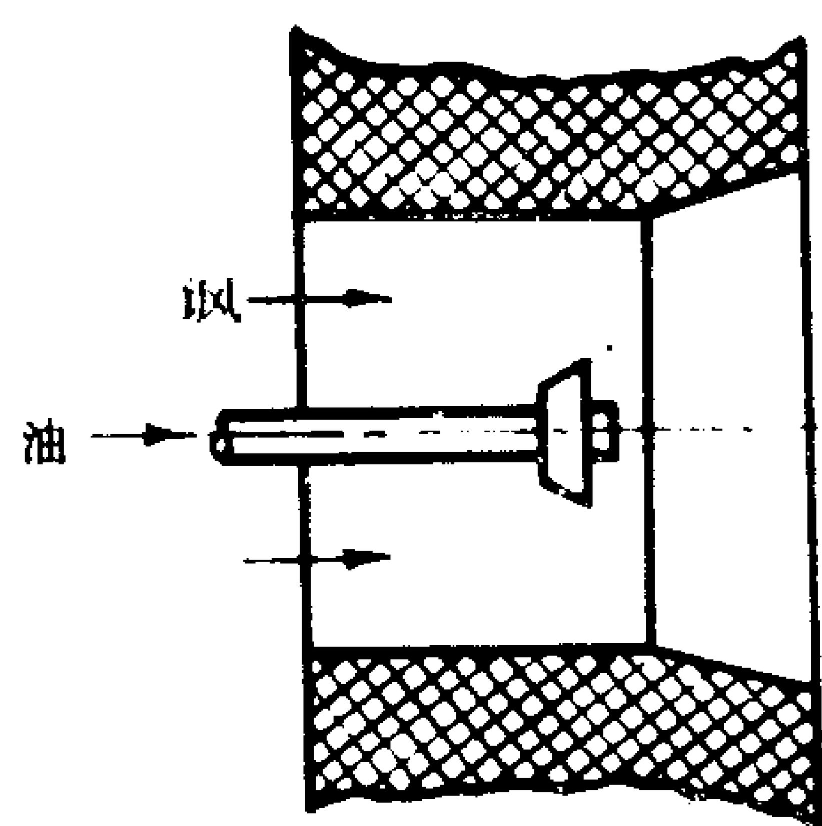


图 4.2.3-21　直流式配风器

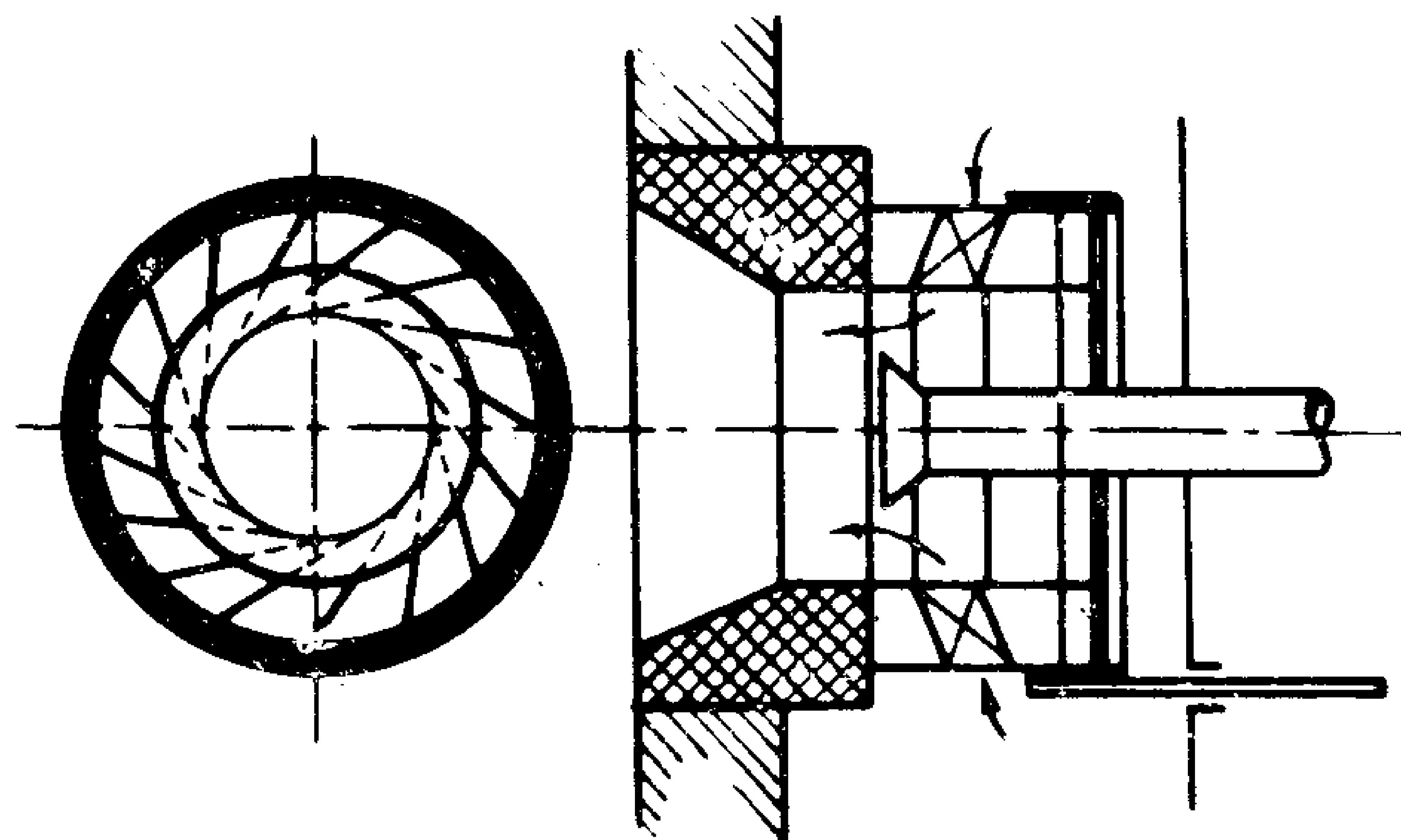


图 4.2.3-22　切向旋流式单通道配风器

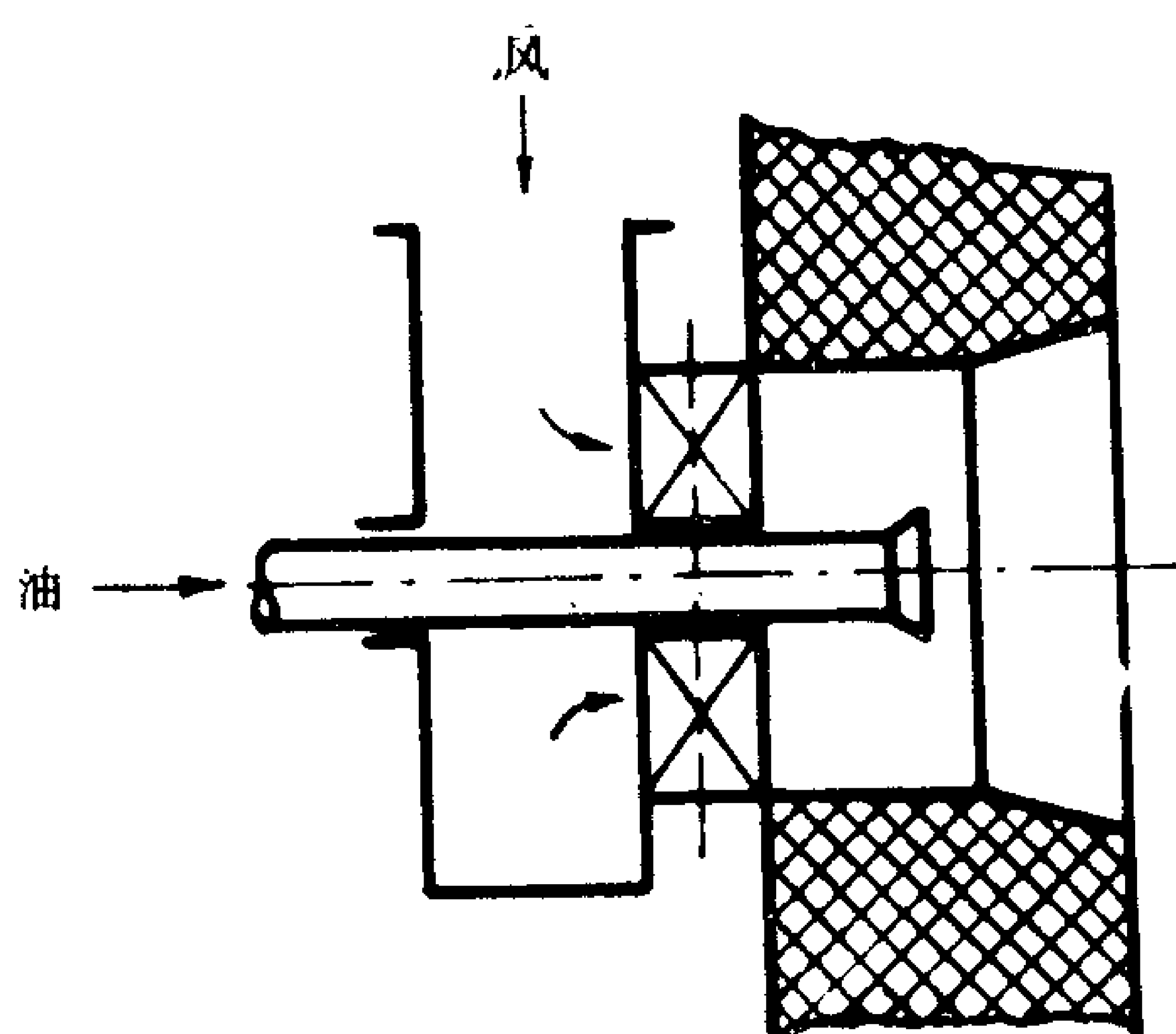


图 4.2.3-23　轴向旋流式配风器

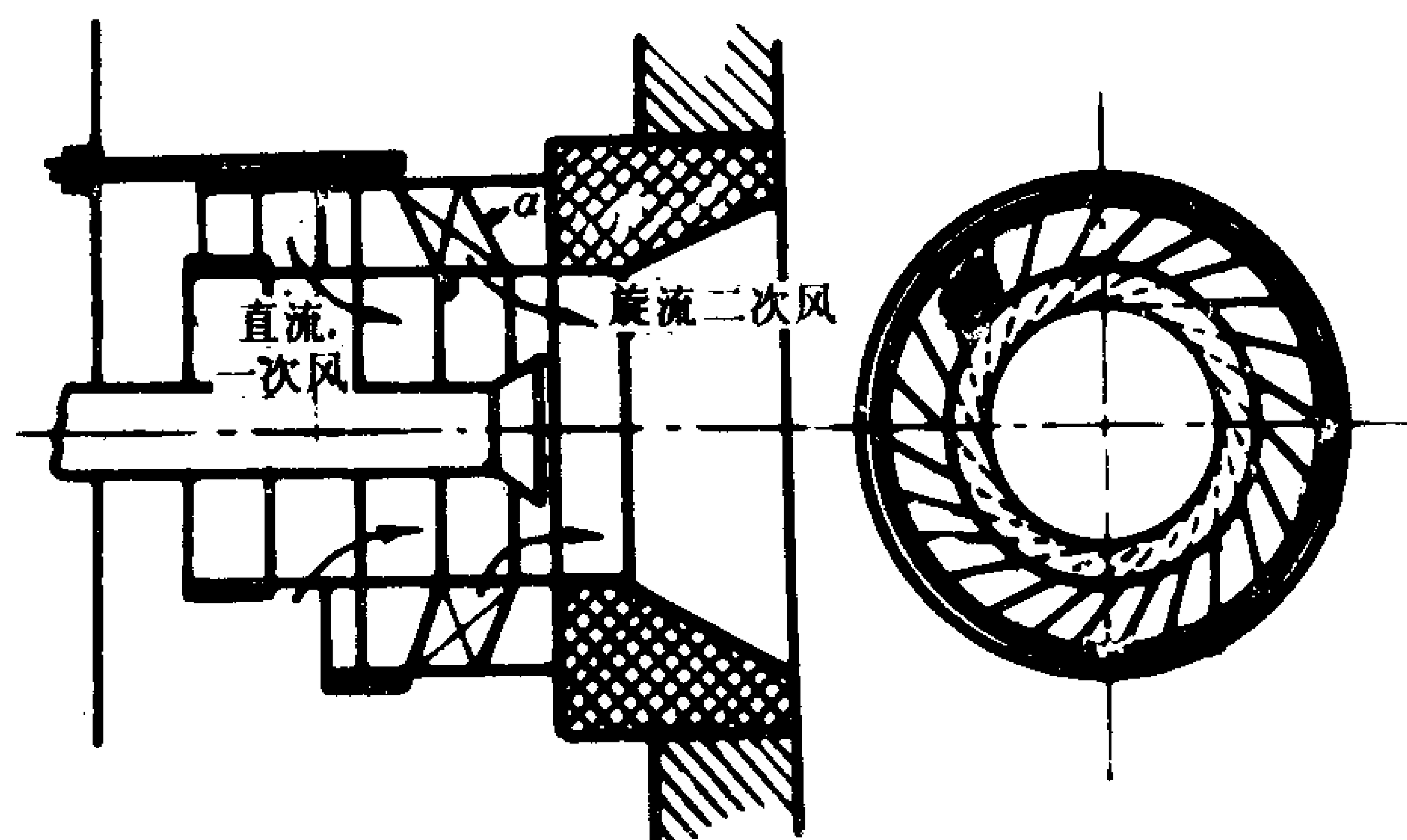


图 4.2.3-24　双通道配风器

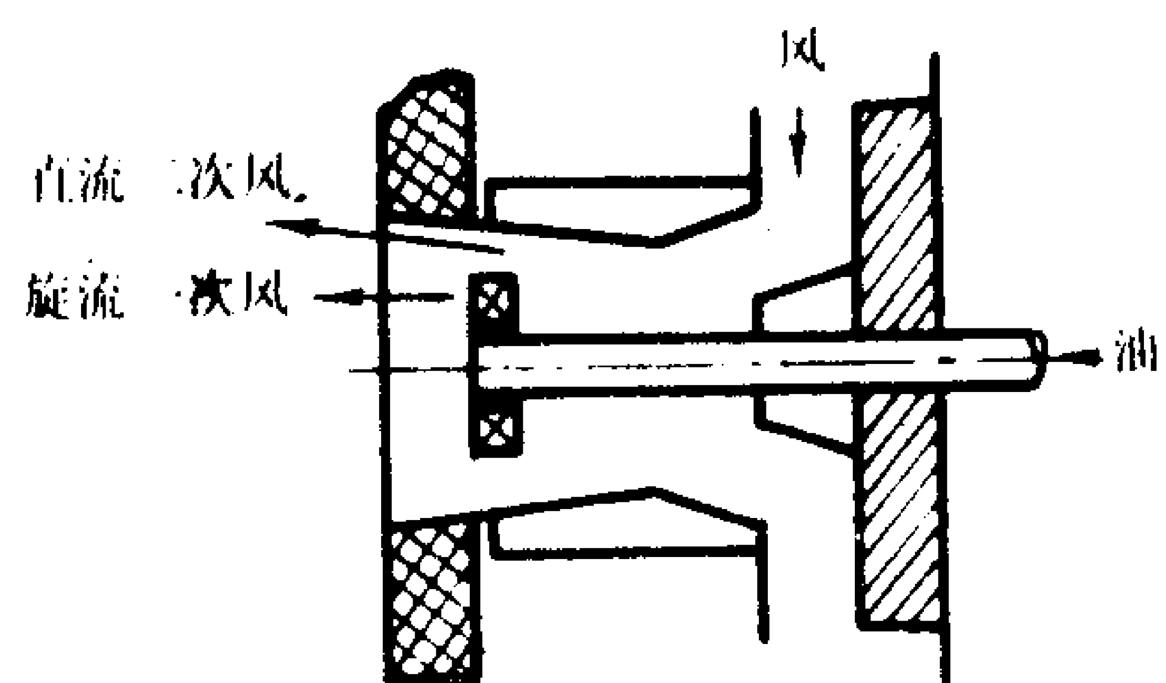


图 4.2.3-25　平流式配风器

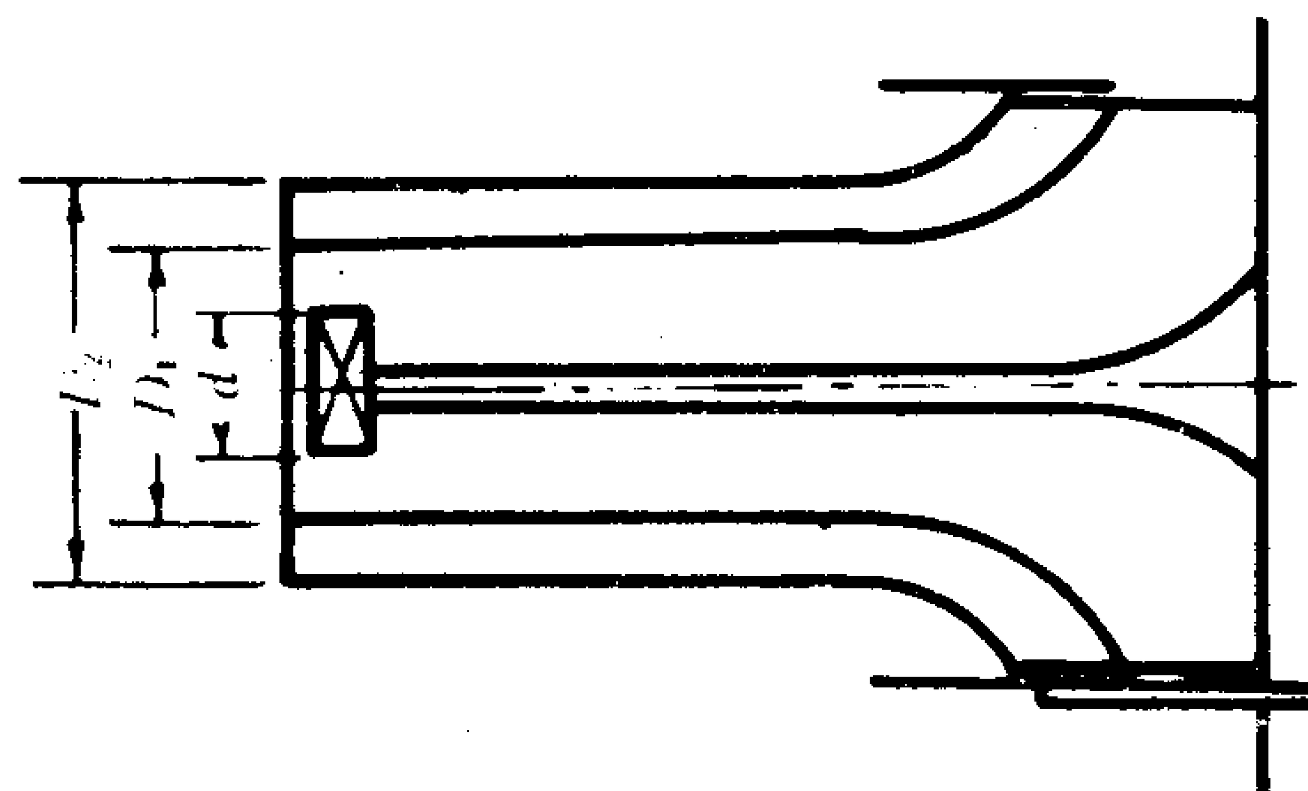


图 4.2.3-26　可调式平流配风器

尽所有油滴。

具体地说，对燃油燃烧的配风基本原则应是：

1）有一大小和位置适当的高温烟气返流区。目的是利用高温烟气的热量迅速预热可燃混合气（油雾和空气），这样才能使火炬燃烧稳定而迅速。

2）燃烧早期应使助燃空气和油雾强烈混合。旋转气流比直气流有利。

3）应有少量的根部风，即将少量助燃空气引入油雾根部，防止油雾单纯热分解而产生大量烟炱。

4）为了保证燃烧中所产生的烟炱和较大的油滴能在燃烧后期充分燃烧，应使火炬尾部仍有足够的助燃空气充分混合。

配风器的类型参考表 4.2.3-2 所示。

表 4.2.3-2　常见配风器的类型和特点

类型		工作特点
直流式（图 4.2.3-21）		助燃空气由圆筒形喷口直接喷入炉膛，近似自由射流。出口处气流轴向速度可以视作均匀分布，但有紊流作用，油雾和空气的混合靠紊流。射流向外扩张锥形角～30°，在混合过程中从外围高温烟气被卷入而获得热量，以预热可燃混合气。要加强混合必须提高出口流速，但有限制，一般流速超过 60 m/s，易吹熄火炬。这种配风器只用于辅锅炉上。一定范围内可以调节风量
旋流式	切向进风（图 4.2.3-22）轴向进风（图 4.2.3-23）	助燃空气经过斜向布置的导向叶片，进入炉膛时形成回转气流。回转气流既有轴向速度，又有回转速度，还有径向脉动速度。这样不仅能卷入周围高温烟气，还因回转而形成气流中心区域负压，吸入轴向返流高温烟气，以达到稳定和迅速燃烧的目的。回转气流对加强早期混合有利，但容易很快消失动能，因而对后期混合不利。单纯旋流式配风器没有根部风，易产生大量烟炱。旋流式配风器的空气流动阻力要比直流式大得多
混合式	双通道（图 4.2.3-24）	主要助燃空气系采用旋流方式进入炉内，而少量空气系采用直流方式从中心送入，起到根部风作用，并能达到加强后期混合的作用。但是大部分空气要作旋转运动，通风阻力仍相当大
	平流式（图 4.2.3-25）	与上述双通道相反，采用少量空气以旋流方式中心送入，达到混合目的，而大部分空气采用直流从周围输入，这样使后期混合仍能得持强烈。通风阻力相对要小些，但是燃烧火焰比双通道相对地会拉长
可调式（图 4.2.3-26）		以上各种配风器都不能调节风量。组织燃烧不仅风量要与喷油量相适应，还必须考虑配风器后空气动力场的结构与喷油器喷出油雾锥体相配合的问题。在全负荷下适用，部分负荷下不一定适用。只有平流式配风器较易实现调节风量。在负荷低于 40%时用关小外风道，使所有空气经内风道。当负荷超过 40%时逐渐开大外风道，早期混合和根部风靠中心旋流实现。

3　燃油设备的一些其它附件

燃油设备除喷油器和配风器外，还有一些其它附件，如风口，稳焰器、伺服器、电点火装置等。

3.1　风口

常用三种型式风口。（图 4.2.3-27 和表 4.2.3-3）。各种不同型式的风口要与配风器的结构相匹配。

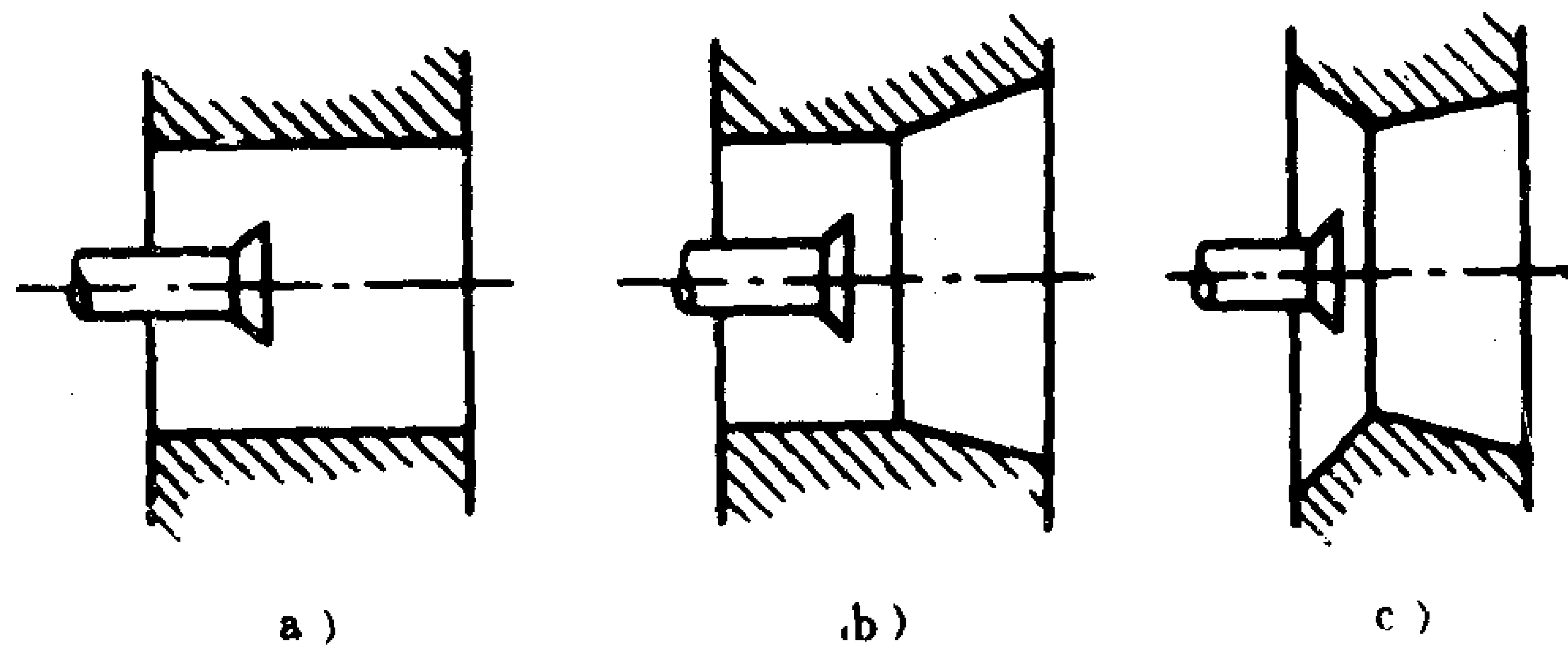


图 4.2.3-27　风口形状

a）圆筒风口；b）扩张风口；c）收缩风口

风口用刚性异形耐火粘土砖砌成，但往往易开裂。不工作的燃烧设备受炉内高温火炬辐射热烤灼，一旦转入工作时先送风，温度骤降，在应力集中的棱边处会产生裂纹。若锅炉工作时稍有振动，就易剥落。每次航行结束就要及时修补。现我国已研制成高铝耐火纤维型砖，既轻便又耐热负荷冲击，有足够弹性。

3.2 稳焰器

起到加强返流高温烟气、稳定火焰的作用。在风口出口处气流流速较高时会将火炬着火区推向炉膛深处。这样不易保证燃烧稳定进行。放在喷油器出口处装一锥形稳焰器，使中心部位卷入高温气流以提高着火，起稳定火焰作用。可以通过改变稳焰器在轴向前后的位置，以求得控制着火位置和火炬形状。

表 4.2.3-3 风口类型

类型	工作特点
圆筒风口（图 4.2.3-27 a）	结构最简单，保证助燃空气射流在燃烧后期仍能强烈混合，大多用于直流式配风器上
扩张风口（图 4.2.3-27 b）	风口后形成的火炬扩散角较大。扩口角β一般为 15°左右，不宜超过 30°。扩口角适当时旋转气流受风口壁约束。如果扩口过大，旋转气流和扩口脱体，产生气流和风口壁之间的涡流、扩口起不到导流作用，会使火炬不均匀、不稳定，在风口内气流晃动。有时旋流强烈时返流烟气区域扩大，造成火焰离开风口沿四周壁面流动（飞边现象）
收缩风口（图 4.2.3-27 c）。	可以将助燃空气通过缩口引向油雾，起到加强油风混合作用，但会增加配风器的流动阻力

3.3 伺服器

用于燃烧自动调节时点燃燃烧设备。在点火时保证先送风后供油，停火时可以先断油后关风门。在我国某些船舶锅炉上装有如图 4.2.3-28 所示的伺服器。点燃喷油器时重油引入伺服器内腔T形活塞的上部。活塞上部总压力大于中间一段定压油向上的总压力。T形活塞下移，通过活塞杆下端连接的杠杆拉开配风器的风门，保证先进入助燃空气。当活塞下移到上端档圈压在喷油阀下端的凸肩时，才开始拉开喷油阀，喷油器进油。T形活塞下移时定压腔室油流可通过活塞和缸体之间的间隙和活塞上的溢油孔流至溢油腔室，保证平稳下移。活塞底面和缸体底面不易加工贴合，在使用中易卡住，造成漏油。如在活塞底面开若干同心圆的小凹槽，可起到密封作用。

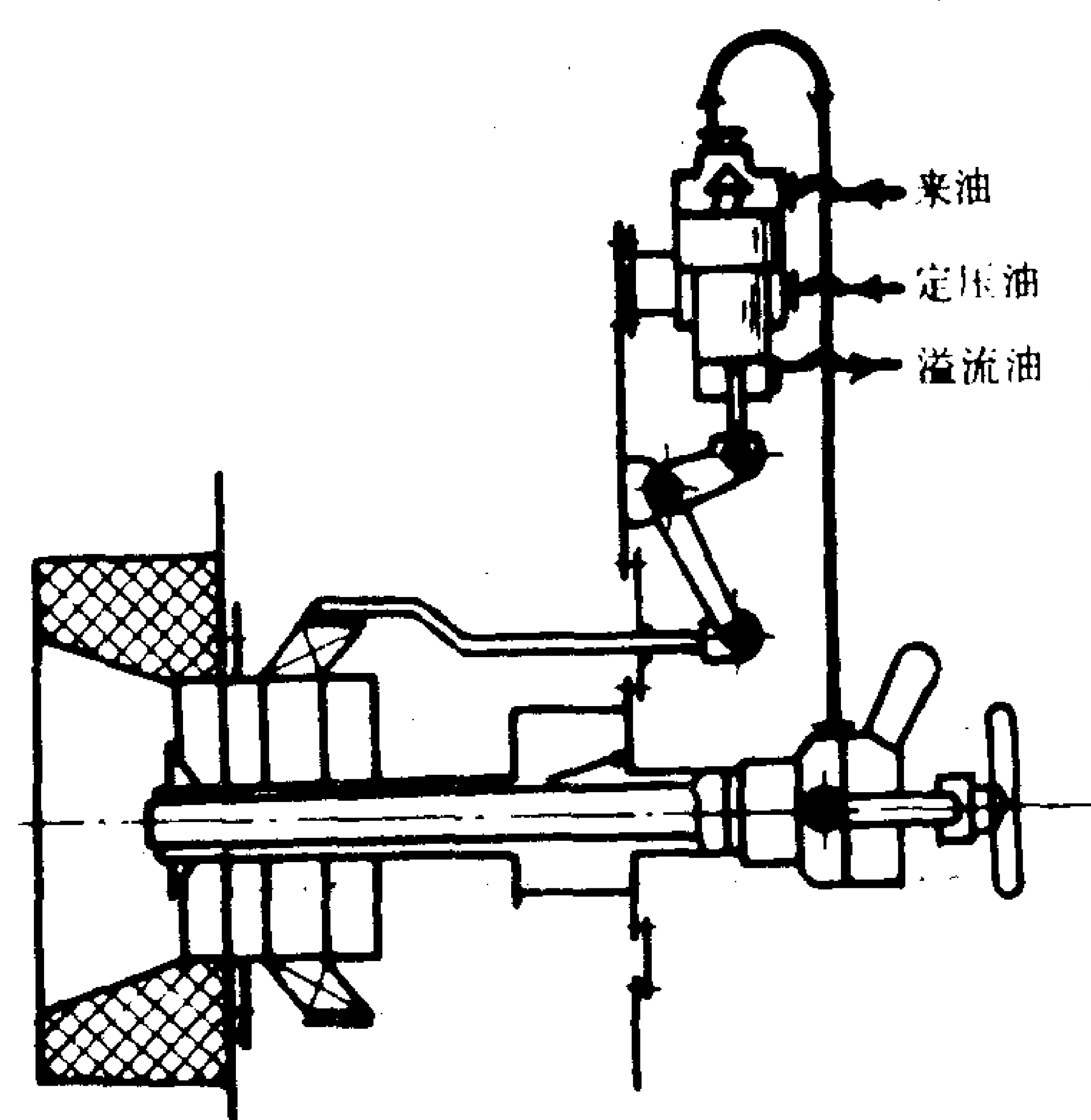


图 4.2.3-28 燃烧设备伺服器

3.4 电动点火装置

国外过去用碳极电弧式自动点火装置。现国内已有电火花点火装置，可以自

本表各值按下列各式计算。

表 7.1.1—52 **焊接钢管管壁厚度及允许腐蚀深度表** mm

管子内径 d	$p_N \leqslant 0.4MPa$					$p_N \leqslant 1MPa$					$p_N \leqslant 3MPa$				
	设计厚度 δ	极限厚度 δ_j	余量系数 φ%	允许腐蚀深度		设计厚度 δ	极限厚度 δ_j	余量系数 φ%	允许腐蚀深度		设计厚度 δ	极限厚度 δ_j	余量系数 φ%	允许腐蚀深度	
				h_1	h_2				h_1	h_2				h_1	h_2
15	2.04	0.63	69	1.12	0.52	2.11	0.67	68	1.15	0.55	2.33	0.82	64	1.20	0.60
20	2.06	0.64	68	1.13	0.53	2.14	0.69	67	1.16	0.56	2.44	0.89	63	1.24	0.64
25	2.07	0.65	68	1.13	0.53	2.18	0.72	66	1.16	0.56	2.54	0.96	62	1.26	0.66
32	2.09	0.66	68	1.14	0.54	2.23	0.75	66	1.18	0.58	2.70	1.06	60	1.31	0.71
40	2.11	0.68	67	1.14	0.54	2.29	0.79	65	1.20	0.60	2.87	1.17	59	1.36	0.76
50	2.14	0.69	67	1.16	0.56	2.36	0.84	64	1.21	0.61	3.09	1.32	57	1.41	0.81
65	2.19	0.72	67	1.17	0.57	2.46	0.91	63	1.24	0.64	3.42	1.53	55	1.51	0.91
80	2.23	0.75	66	1.18	0.58	2.57	0.98	61	1.27	0.67	3.74	1.74	53	1.60	1.00
100	2.28	0.79	65	1.19	0.59	2.72	1.07	60	1.32	0.72	4.18	2.203	51	1.72	1.12
125	2.36	0.84	64	1.21	0.61	2.89	1.19	58	1.36	0.76	4.72	2.39	49	1.86	1.26
150	2.43	0.88	63	1.24	0.64	3.07	1.31	57	1.40	0.80	5.27	2.75	47	2.01	1.41

$\delta=\frac{pDi}{2[\sigma]-p}+C$,mm　　$\delta_j=\frac{p_sD_i}{2[\sigma]_j-p_s}+C_j$,mm　　$\varphi=\frac{\delta-\delta_j}{\delta}\times 100\%$　　$h_1=0.8(\delta-\delta_j)$,mm　　$h_2=0.8(\delta-\delta_j)-0.6$,mm

式中：C ——腐蚀余量，取 2mm；

$[\sigma]$——许用应力，$[\sigma]=86.3MPa(8.8kgf/mm^2)$

p_s ——试验压力，$p_s=1.5p$,MPa；

C_j ——极限腐蚀余量，$C_j=0.6mm$；

$[\sigma]_j$ ——极限许用应力，$[\sigma]_j=0.95\sigma_s$；

σ_s ——屈服限，$\sigma_s=206MPa$。

本表各值是按下列各式计算的：

$\delta=\frac{pD_i}{2[\sigma]-p}+C$　　及 $\delta_j=\frac{p_sD_i}{2[\sigma]_j-p_s}+C_j$

式中：$[\sigma]$及$[\sigma]_j$ 均取无缝钢管的 80%

表 7.1.1—53

铜管管壁厚度及允许腐蚀深度表 mm

管子内径 d_j	$p_N \leqslant 0.4MPa$					$p_N \leqslant 1MPa$					$p_N \leqslant 3MPa$					$p_N \leqslant 64MPa$					$p_N \leqslant 16MPa$					$p_N \leqslant 25MPa$				
	设计厚度 δ	极限厚度 δ_j	余量系数 φ%	允许腐蚀深度 h_1	允许腐蚀深度 h_2	设计厚度 δ	极限厚度 δ_j	余量系数 φ%	允许腐蚀深度 h_1	允许腐蚀深度 h_2	设计厚度 δ	极限厚度 δ_j	余量系数 φ%	允许腐蚀深度 h_1	允许腐蚀深度 h_2	设计厚度 δ	极限厚度 δ_j	余量系数 φ%	允许腐蚀深度 h_1	允许腐蚀深度 h_2	设计厚度 δ	极限厚度 δ_j	余量系数 φ%	允许腐蚀深度 h_1	允许腐蚀深度 h_2	设计厚度 δ	极限厚度 δ_j	余量系数 φ%	允许腐蚀深度 h_1	允许腐蚀深度 h_2
15	1.10	0.24	78	0.69	0.47	1.25	0.30	76	0.76	0.54	1.79	0.51	72	1.02	0.80	2.79	0.88	68	1.53	1.31	6.46	2.01	69	3.56	3.34	1.71	3.23	72	6.87	6.56
20	1.13	0.25	78	0.70	0.48	1.34	0.34	75	0.80	0.60	2.05	0.61	70	1.15	0.93	3.39	1.10	68	1.83	1.61	8.27	22.61	68	4.53	4.31	15.29	4.24	72	8.84	8.62
25	1.17	0.27	77	0.72	0.50	1.42	0.37	74	0.84	0.62	2.32	0.72	69	1.28	1.06	3.99	1.33	67	2.13	1.91	10.09	3.22	68	5.50	5.28	18.86	5.25	72	10.89	10.67
32	1.21	0.29	76	0.74	0.52	1.54	0.42	73	0.90	0.68	2.68	0.86	68	1.45	1.23	4.82	1.64	66	2.54	2.32	12.64	4.06	68	6.86	6.64	23.86	6.67	72	13.75	13.53
40	1.27	0.31	76	0.77	0.55	1.68	0.47	72	0.97	0.75	3.11	1.02	67	1.67	1.45	5.78	2.00	65	3.02	2.80	15.55	5.02	68	8.42	8.20	29.57	8.29	72	17.02	16.80
50	1.34	0.33	75	0.81	0.59	1.85	0.54	71	1.05	0.83	3.63	1.23	66	1.92	1.70	6.97	2.45	65	3.62	3.40	19.18	6.23	68	10.36	10.14					
65	1.44	0.38	74	0.85	0.63	2.10	0.64	70	1.17	0.95	4.42	1.54	65	2.30	2.08	8.76	3.12	64	4.51	4.29	24.64	8.04	67	13.28	13.06					
80	1.54	0.42	73	0.90	0.68	2.36	0.74	69	1.30	1.08	5.21	1.85	64	2.69	2.47	10.55	3.80	64	5.40	5.18	30.09	9.85	67	16.19	15.97					
100	1.67	0.47	72	0.96	0.74	2.70	0.88	67	1.46	1.24	6.26	2.26	64	3.20	2.98	12.94	4.70	64	6.59	6.37										
125	1.84	0.54	71	1.04	0.82	3.12	1.05	66	1.66	1.44	7.58	2.77	63	3.85	3.63	15.93	5.82	63	8.09	7.87										
150	2.01	0.61	70	1.12	0.90	3.54	1.22	66	1.86	1.64	8.90	3.29	63	4.49	4.27	18.91	6.95	63	9.57	9.35										
175	2.17	0.67	69	1.20	0.98	3.97	1.39	65	2.06	1.84	10.21	3.80	63	5.13	4.91	21.90	8.07	63	11.06	10.84										
200	2.34	0.74	68	1.28	1.06	4.39	1.55	65	2.27	2.05	11.53	4.32	63	5.77	5.55	24.88	9.20	63	12.54	12.32										
225	2.51	0.81	68	1.36	1.14	4.81	1.72	64	2.47	2.25	12.84	4.83	62	6.41	6.19	27.87	10.32	63	14.04	13.82										
250	2.68	0.88	67	1.44	1.22	5.24	1.89	64	2.68	2.46	14.16	5.35	62	7.05	6.83	30.85	11.45	63	15.52	15.30										

表 7.1.1—54

铝合金管管壁厚度及允许腐蚀深度表 mm

管子内径 d	p_N=0.1MPa					p_N=0.25MPa					p_N=0.4MPa					p_N=0.6MPa					p_N=1MPa				
	设计厚度 δ	极限厚度 $δ_j$	余量系数 φ%	允许腐蚀深度 h_1	h_2	设计厚度 δ	极限厚度 $δ_j$	余量系数 φ%	允许腐蚀深度 h_1	h_2	设计厚度 δ	极限厚度 $δ_j$	余量系数 φ%	允许腐蚀深度 h_1	h_2	设计厚度 δ	极限厚度 $δ_j$	余量系数 φ%	允许腐蚀深度 h_1	h_2	设计厚度 δ	极限厚度 $δ_j$	余量系数 φ%	允许腐蚀深度 h_1	h_2
15	1.03	0.22	78	0.65	0.45	1.07	0.24	77	0.66	0.46	1.11	0.27	75	0.67	0.47	1.16	0.30	74	0.69	0.49	1.27	0.37	70	0.72	0.52
20	1.03	0.22	78	0.65	0.45	1.09	0.26	76	0.66	0.46	1.14	0.29	74	0.68	0.48	1.21	0.34	71	0.70	0.50	1.36	0.43	68	0.74	0.54
25	1.04	0.23	77	0.65	0.45	1.11	0.27	75	0.67	0.47	1.18	0.31	73	0.70	0.50	1.27	0.37	70	0.72	0.52	1.45	0.49	66	0.77	0.57
32	1.06	0.24	77	0.66	0.46	1.14	0.29	74	0.68	0.48	1.23	0.35	71	0.70	0.50	1.34	0.42	68	0.74	0.54	1.57	0.57	63	0.80	0.60
40	1.07	0.25	76	0.66	0.46	1.18	0.31	73	0.69	0.49	1.28	0.38	70	0.72	0.52	1.43	0.47	67	0.77	0.57	1.72	0.66	61	0.85	0.65
50	1.09	0.26	76	0.66	0.46	1.22	0.34	72	0.71	0.51	1.35	0.43	68	0.74	0.54	1.53	0.54	64	0.79	0.59	1.90	0.77	59	0.90	0.70
65	1.11	0.27	75	0.67	0.47	1.29	0.38	70	0.73	0.53	1.46	0.49	66	0.78	0.58	1.69	0.64	62	0.84	0.64	2.16	0.94	56	0.98	0.78
80	1.14	0.29	74	0.68	0.48	1.35	0.43	68	0.75	0.55	1.57	0.56	64	0.81	0.61	1.85	0.75	59	0.88	0.68	2.43	1.11	54	1.06	0.89
100	1.16	0.31	73	0.70	0.50	1.44	0.48	66	0.77	0.57	1.71	0.65	61	0.85	0.65	2.07	0.88	57	0.95	0.75	2.79	1.34	51	1.16	0.96
125	1.22	0.34	72	0.70	0.50	1.55	0.55	64	0.80	0.60	1.89	0.77	59	0.90	0.70	2.33	1.05	54	1.02	0.82	3.24	1.63	49	1.29	1.09
150	1.25	0.37	70	0.71	0.51	1.66	0.62	62	0.83	0.63	2.01	0.88	56	0.90	0.70	2.60	1.22	53	1.10	0.90	3.69	1.91	48	1.42	1.22
175	1.31	0.40	69	0.73	0.53	1.77	0.69	61	0.86	0.66	2.24	0.99	55	1.00	0.80	2.87	1.39	51	1.18	0.98	4.14	2.20	46	1.55	1.35
200	1.35	0.43	68	0.74	0.54	1.88	0.77	58	0.89	0.69	2.42	1.11	54	1.05	0.85	3.14	1.56	50	1.26	1.06	4.58	2.48	45	1.68	1.48

1.2 自然循环的平衡图

1.2.1 简单循环回路平衡图

图 4.2.4-2 所示为简单循环回路平衡图。$\Delta p_{xj}=f_1(G_{xj})$曲线称为下降管特性曲线，$S_{yx}=f_2(G_{ss})$曲线称为上升管特性曲线。

两条曲线的交点M即为循环回路的稳定工作点。

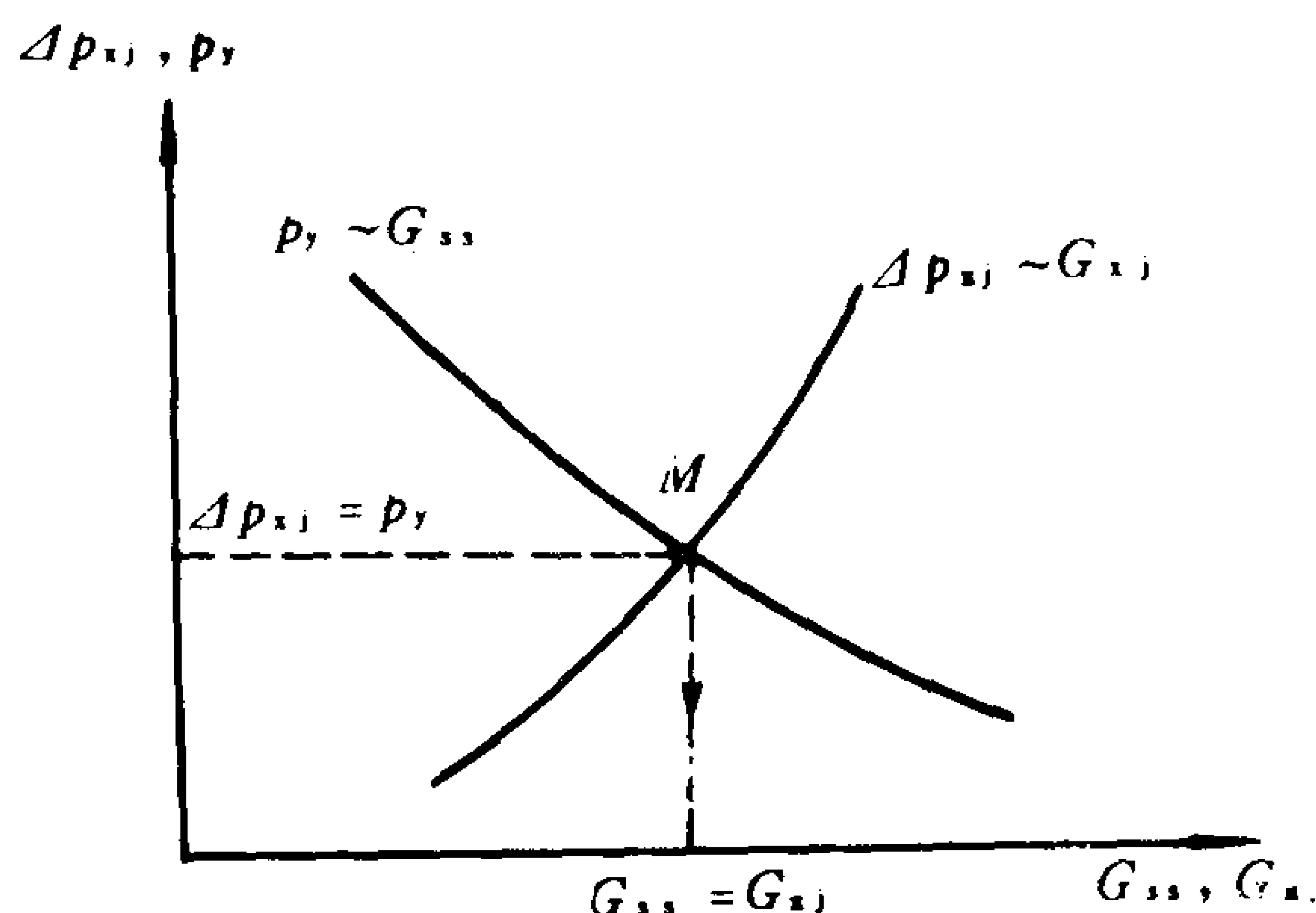


图 4.2.4-2 简单循环回路平衡图

1.2.2 实际循环回路平衡图

图 4.2.4-3 所示为实际循环回路平衡图，它是绘有下降管特性曲线、每列上升管特性曲线以及总的上升管特性曲线的坐标图。

总的上升管特性曲线与下降管特性曲线的交点M为循环回路稳定工作点。通过M点作一水平线与各上升管特性曲线交点的横坐标就是各上升管的流量。

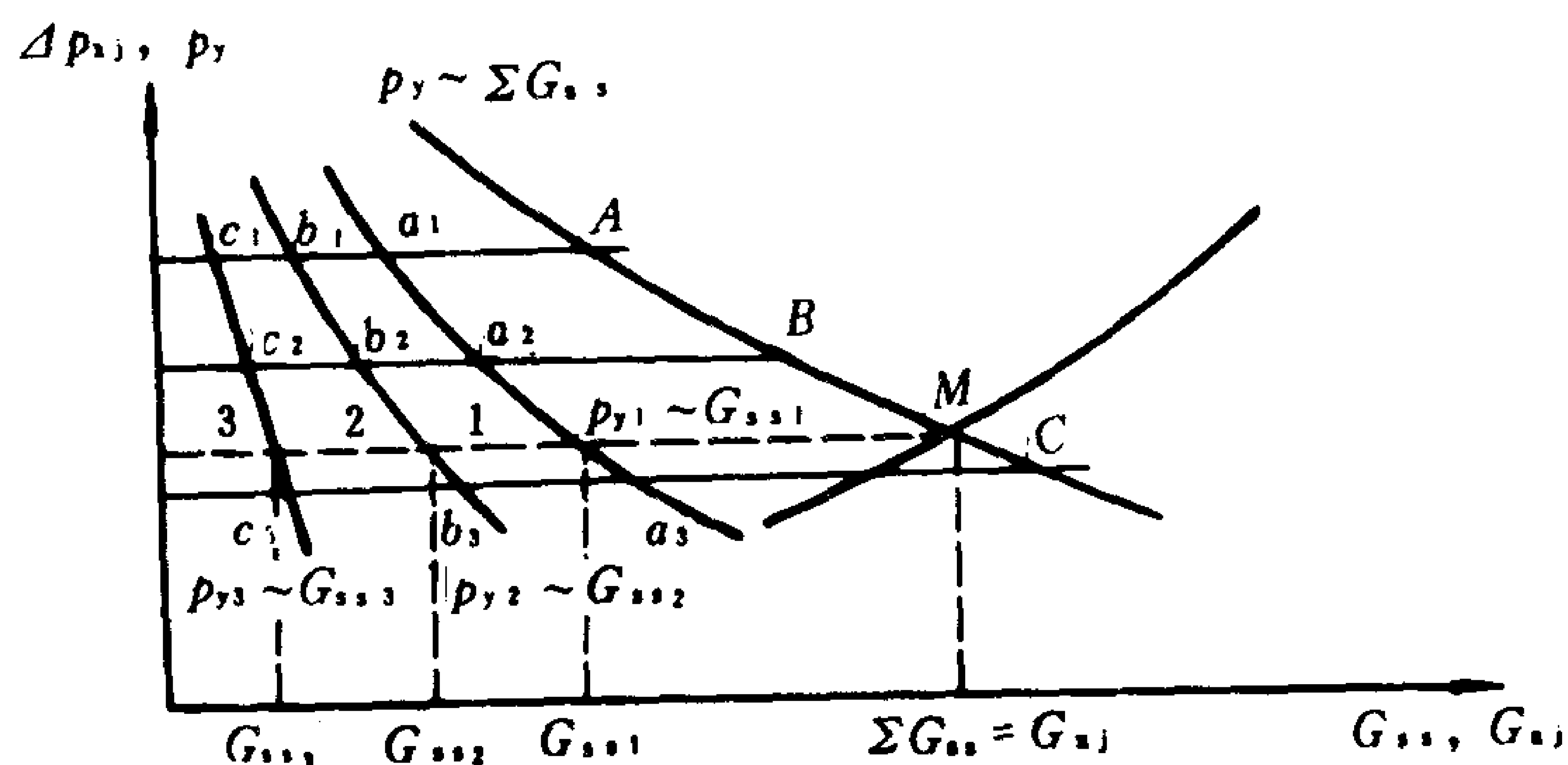


图 4.2.4-3 实际循环回路平衡图

1.3 影响水循环的因素

1.3.1 热负荷

上升管热负荷越大，管中工质的含汽率就越大，因而循环回路的运动压头也就越大，其流量也增加。即热负荷高的上升管，其特性曲线偏右排列。这种现象称为自然循环的自补偿能力。但热负荷过大，可能导致膜态沸腾，使管壁冷却恶化。

1.3.2 工作压力

工作压力越高，水和蒸汽的重度差别越小，运动压头也就越小，循环水流量随之减少。

1.3.3 受热面高度

在限制x的条件下，受热面高度越大，运动压头越大，循环水流量也随之增加。为此应尽量减少上升管水平段的长度。

1.3.4 结构因素

应尽量减小上升管和下降管的流阻系数，以增加循环水流量。

1.4 水循环的故障和预防

.4.1 船舶自然循环水管锅炉正常水循环性能数据

在额定负荷（100%）时，某些船舶锅炉的循环倍率和其它性能数据列于表 4.2.4-1 中。

表 4.2.4-1　船舶自然循环水管锅炉在额定负荷下的循环倍率和其它性能数据

名　称	燃油的船舶自然循环水管锅炉				
	低强化	中强化	中高强化	高强化	超高强化
蒸汽工作压力 p MPa(kgf/cm²)	4.5(45)	2.2(22)	3.0(30)	6(60)	6(60)
炉膛热负荷 q_v kW/m³	988	1861	3490	6980	17450
第一回路循环倍率	13～32	17～38	10～19	7.5～12.5	4.5～9.0
第二回路循环倍率	45～55	—	28～40	6.5～12.5	—
第一回路循环流速 w_0, m/s	0.6～1.1	0.25～0.9	0.75～1.0	0.65～1.0	0.9～1.05
第二回路循环流速 w_0, m/s	0.15～0.48	—	0.45～0.75	0.55～0.7	—
第一回路下降管内水速 m/s	1.72	1.45	2.2	1.55	1.3[illegible]
第二回路下降管内水速 m/s	1.55	—	1.45	2.4	—
第一回路下降管内水流动阻力 Δp_{xj}, Pa	5982	3923	8287	3511	2059
第二回路下降管内水流动阻力 Δp_{xj}, Pa	2403	—	3138	5051	—
下降管断面积与上升管断面积之比 f_{xj}/f_{ss}	第一回路 0.55 第二回路 0.22	0.37	不受热下降管 0.4 受热下降管 0.2	第一回路 0.4 第二回路 0.2	0.7[illegible]

1.4.2 水循环故障的现象、产生原因、后果及预防措施

水循环故障的现象、产生原因、后果及预防措施列于表 4.2.4-2 中。

表 4.2.4-2　水循环故障的现象、产生原因、后果及预防措施

类别	现　象	产 生 原 因	后　果	预 防 措 施
停滞	上升管循环速度 w_0极低 $G=D$	1)热负荷过低 2)运行中水冷壁、蒸发受热面积灰结渣 3)运行中汽压突然升高	汽泡附于壁面，使管壁冷却条件恶化	1)把热负荷比较相近的上升管组织在几个独立的循环回路中 2)尽量防止结渣并及时清除
自由水面	上升管上部出现几乎静止不动的自由水面	上升管接到汽筒蒸汽空间并发生停滞	自由水面以上的管子将迅速烧坏，自由水面处于出现水面波动产生热疲劳	蒸发受热面中难以确定循环方向的管子应与汽筒的水空间相接，管子上部应布置在烟温较低的地区，并尽量减小其阻力系数，特别要避免急剧的转变
倒流	上升管中工质向下流动	热负荷过小	倒流速度不大而含汽率又较大时，可能形成汽塞，使管子过热烧坏。有汽塞时，循环不稳定，出现脉动式进水，导致热疲劳	在组织蒸发受热面时，应力求避免出现这种情况，如果管外烟气温度不高，低于管材所允许的承受温度，则影响不大
汽水分层	蒸气在上升管上部分流动，水在管的下部分流动	上升管倾角过小且流速又较低	上部壁面的冷却条件恶化，分界而易产生热疲劳	倾角一般应大于 15°，当倾角小时，应提高w_0或外敷耐火材料以降低x

续上表

类别	现　象	产生原因	后　果	防止措施
下降管带汽		1)下降管入口处形成漏斗形水面而卷入蒸汽 2)下降管入口处产生空蚀 3)下降管直接吸入上升管出来的蒸汽 4)运行中汽压突降、汽筒和下降管中的水沸腾 5)燃烧不稳定经常瞬间灭火，造成汽压剧烈波动	循环水量减少，下降管中含汽量较多时，形成汽塞使水循环遭到破坏	1)合理选择下降管入口水速，一般≤3 m/s，大直径下降管应在入口处加十字形栅格，下降管上方的水层高度应大于150～200 mm 2)使进入下降管的水有一定的过冷度，下降管到汽筒最低水位的垂直距离要大于管子内径4倍 3)汽筒上升管与下降管之间的距离应大于250 mm 4)防止主汽轮机增速过快造成用汽量突增，使汽筒内汽压下降过快过低

1.5 运行时的注意事项

为保证良好的水循环，在运行管理中要做到：

1）力求均匀加热受热面管簇，为此①增减燃烧器个数时，应按规定程序进行；②防止进入蒸发管簇的烟气中有残余的微滴燃油燃烧；③尽量防止受热面上结渣和积灰。

2）防止汽筒内水位过低。

3）尽量避免用汽量突增或突减，以免造成汽筒内汽压剧烈波动。

4）锅炉工作时，禁止在下联箱处进行排污。

5）避免长期低负荷运行。

1.6 强制循环式水管锅炉

锅炉工作压力大于18.5 MPa时，已不能保证形成稳定的自然循环。到达临界压力时，已无法形成自然循环。工质在蒸发受热面中的流动依靠装在下降管与上升管之间的循环水泵来完成的锅炉，称为强制循环锅炉。循环水泵的压力一般为0.25～0.35 MPa。

船舶锅炉目前使用的蒸汽压力不超过10 MPa，采用强制循环主要考虑：①蒸发受热面的布置不受自然循环所规定的限制，可以根据炉舱的地位进行紧凑布置；②蒸发受热面可采用小口径管子，使锅炉尺寸大大减小。在近代柴油机动力装置的船舶上，强制循环式余热锅炉得到较广泛的应用。强制循环式水管锅炉的蒸发受热面中存在二相流体不稳定的流动。为使其流动趋于稳定，规定这种锅炉的循环倍率不低于8，并在管子的进口端加装节流孔板。这种锅炉的缺点为：①水质要求很高；②吸热多的并列蒸发管进水量反而少；③管子一旦破损，就难以修复；④不适用于负荷变化大的场合。

2 汽水分离

由汽筒引出的饱和蒸汽带水过多，会严重影响锅炉工作的安全性和经济性。而在蒸发受热面中，蒸汽与水是混合在一起的，进入汽筒以后，要进行蒸汽和水的分离。

汽水分离装置的类型很多，一般依据下列基本原理工作。

1）自然分离，系利用蒸汽和水的重度差进行汽水分离。

2）接触分离，系利用蒸汽流动方向改变时产生的惯性力，使分离出来的水滴粘附在金属壁面上达到汽水分离。

3）强制分离，系利用蒸汽流旋转运动时产生的离心力进行汽水分离。

2.1 自然分离

影响自然分离的因素为蒸发面负荷R、蒸汽空间高度H及锅水含盐量Cl^-。

2.1.1 蒸发面负荷R

它为汽筒内每平方米蒸发面积上所产生的蒸汽的体积流量，即

$$R=\frac{D}{\rho'' F} \tag{4.2.4-1}$$

式中：R——蒸发面负荷，$\frac{m^3}{s \cdot m^2}$；

D——锅炉产汽量，kg/s；

ρ''——锅炉工作压力下饱和蒸汽的密度，kg/m^3；

F——锅筒蒸发面积，m^2。

R实质上为蒸发面上蒸汽的平均逸出速度w''m/s。R（或w''）越大，自然分离越困难，一般$w''<0.4$ m/s。

2.1.2 蒸汽空间高度H

在一定范围内，H越大，自然分离效果越好。当H超过0.5 m以后，自然分离效果改善很小。

2.1.3 锅水含盐量 Cl^-

当Cl^-超过某一极限值时，将使蒸汽带水量急剧增加。锅炉工作压力越高，极限含盐量越低。极限含盐量与压力的关系如表4.2.4-3所示。

表4.2.4-3 **极限含盐量与压力的关系**

锅炉工作压力 MPa	≤1	1～2.5	2.5～4.9	4.9～6
极限含盐量 mg/L（Cl^-）	600	420	240	210

2.2 集汽设备

集汽设备的功能为均衡蒸汽空间的蒸汽负荷（单位时间流往汽筒单位蒸汽空间容积的蒸汽体积称为蒸汽空间的蒸汽负荷）和改变汽流方向进行汽水分离。典型设备为集汽管和顶部多孔板。

2.2.1 集汽管

它采用ϕ108×4，ϕ133×5，ϕ159×9的管子，在汽筒顶部沿长度布置。饱和蒸汽引出管可在集汽管中间引出，两端封死。管的一侧开缝，缝的宽度沿蒸汽流动方向逐渐减小，始端缝宽取等于集汽管直径的一半，终端缝宽可由图4.2.4-4查得。

集汽管底部可接一疏水管到水面以下。集汽管上也可以不开缝而在上部开孔，采用不均匀开孔法，小孔直径可取10 mm，孔中流速为7～10 m/s。

2.2.2 顶部多孔板

用厚度为 3～4 mm钢板制成。采用不均匀开孔法，孔径 10 mm，通过小孔的蒸汽流速为 12～15 m/s。孔板布置的位置应尽量提高，孔板上方沿锅筒长度蒸汽的纵向流速应低于孔中流速的一半，蒸汽引出管中的流速应小于孔中流速的 70%。

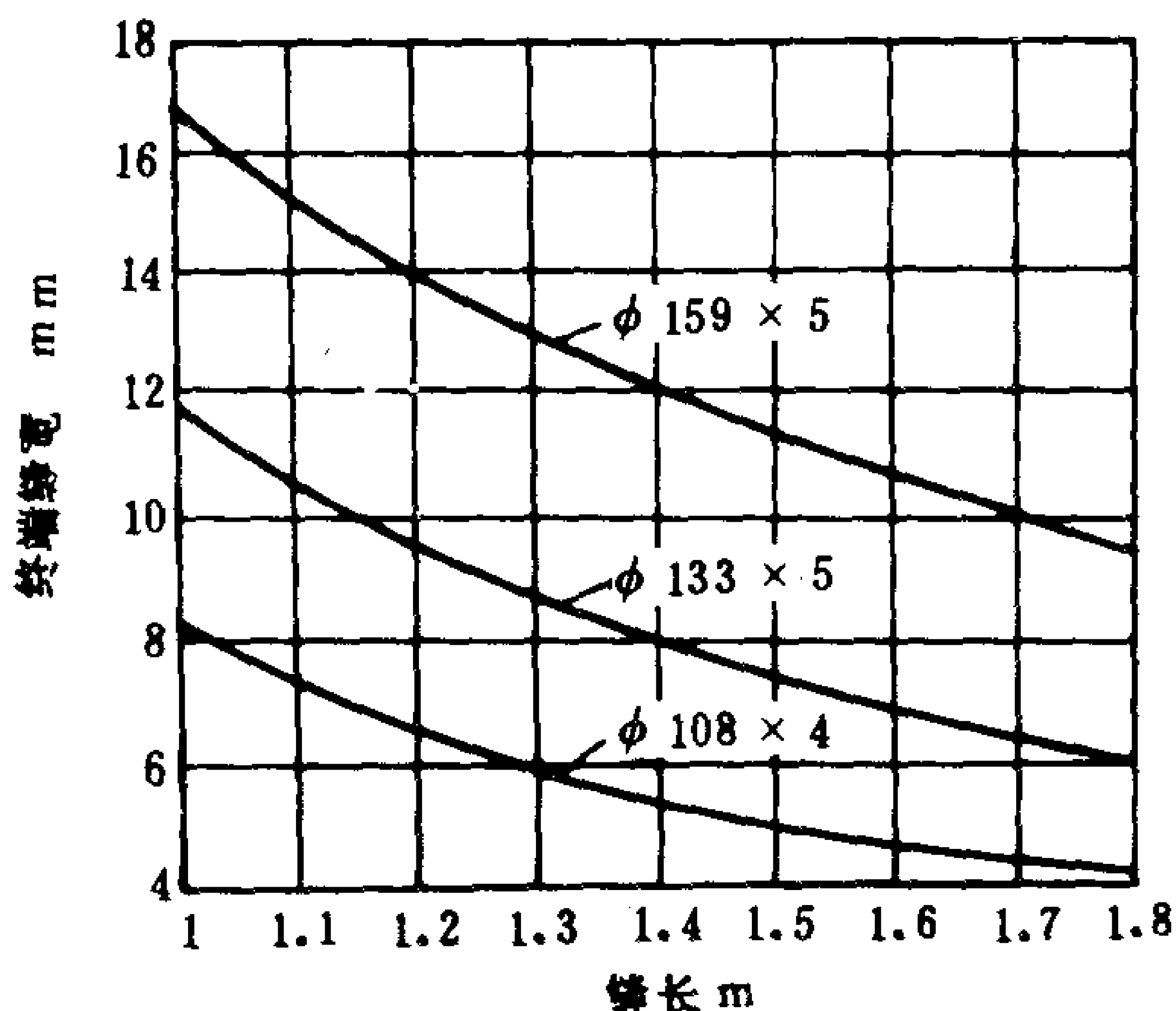


图 4.2.4-4　集汽管终端缝宽

2.3　接触分离

典型设备为波形板和挡板。

2.3.1　波形板

由密集布置的波形板组成，水平布置在汽筒顶部，波形板前的蒸汽流速应不大于 0.5～1 m/s。波形板后一般都装有顶部多孔板，两者距离为 30～40 mm。

2.3.2　挡板

其功能除了可进行接触分离外，还用来消除汽水混合物的动能并起导向作用。它装在汽水混合物引入管的进口处（图 4.2.4-5）。

汽水混合物进入挡板时应尽量平稳，为此挡板与汽流之间的夹角应不大于 45°，挡板布置在离进口大于两倍上升管直径的距离上。挡板出口处的蒸汽流速为 1～1.5 m/s。每列上升管设置一块挡板。

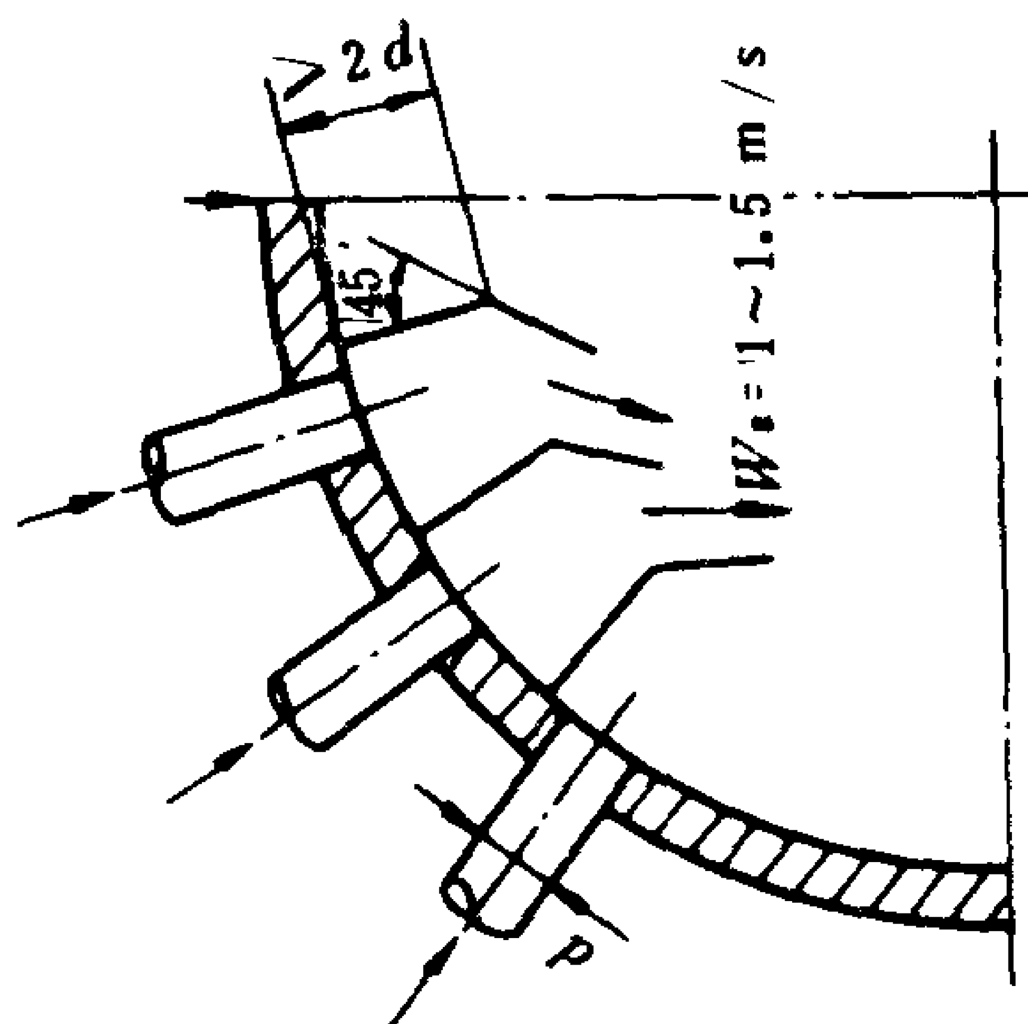


图 4.2.4-5　挡板

2.4　强制分离

典型设备为旋风器。旋风器直径为 300～400 mm，其分离能力为 2～4 t/h，汽水混合物的进口流速为 8～10 m/s。有的旋风器顶部再装有波形板，使逸出的蒸汽在其中进一步进行接触分离，并将蒸汽平稳地引入蒸汽空间。通过波形板的蒸汽速度应小于 0.7 m/s。旋风器底部中间盖死而周围装有导向叶片，使分离出来的水平稳地导入水空间，底部应浸入水中，其深度应在最低水位以下 200 mm。

2.5　蒸汽品质恶化的原因

引起蒸汽品质恶化的原因有：①用汽量突增，造成汽水共腾现象；②高负荷下高水位运行；③锅水含盐量超过极限值，尤其是锅水碱度超过 12～14 N。

3　锅炉用水处理

3.1　水中的含杂物及其对锅炉的危害

3.1.1　水中的含杂物

水中含有各种盐类、气体、油污和悬浮物，盐类在水中又离解为各种离子。水中主要杂质为：

1）金属阳离子：Ca^{++}、Mg^{++}、Na^{+}、Fe^{++}。

2）阴离子：（自然界水中含有的）Cl^{-}、SO_4^{--}、HCO_3^{-}、SiO_2^{-}和（锅水中由加入水处理药剂后生成的）OH^{-}、CO_3^{--}、PO_4^{---}、NO_3^{-}。

3）气体：O_2、CO_2。

4）油污和悬浮物。

3.1.2 水中含杂物对锅炉的危害

1）在受热面上形成水垢　水垢形成的主要原因是锅水中含有溶解度较小的钙、镁盐类。水在锅炉中不断蒸发，蒸汽一般不带盐或带盐很少，因而使锅水不断浓缩，钙、镁盐类形成沉淀，这种沉淀物形成坚硬的水垢和泥渣（流动性或粘性的）。它们使受热面的传热系数减小，因而使排烟温度增高，锅炉效率降低。（试验表明，受热面管壁产生1 mm的水垢，就要多消耗燃料3%～5%左右）还使受热面传热恶化，引起受热面金属的过热，降低其机械强度。结水垢后，往往会引起垢下腐蚀、加速受热面管子的损坏。此外，结垢严重时，还将减小受热面管内水的流通截面，而使流阻增加，甚至使管子完全堵塞、从而破坏了锅炉水循环的正常工作。

2）促进受热面的腐蚀　当锅水的碱性不足，并且溶有较多的氧或二氧化碳以及含有大量的盐和氯离子时，将会促进锅炉受热面的电化学腐蚀过程。当锅水的碱性太强，同时又缺少硝酸盐、磷酸盐这些保护性盐类时，在应力集中处的金属晶界上会产生细微裂纹，称之为苛性脆化。垢下腐蚀又往往和这点有关，属于苛性腐蚀。

3）降低蒸汽品质　当锅水中溶解的盐类（尤其碱类）、悬浮物及油污时，在锅炉的蒸发水面上会产生高达十几厘米且长时间不消散的泡沫，使蒸汽含水量增加。严重时，会使锅炉内大量锅水随蒸汽一起冲入蒸汽管内，造成汽水共腾现象。

3.2 锅炉用水的种类和水质指标

3.2.1 锅炉用水的种类

1）（冷）凝水　系各种用汽设备返回的蒸汽经冷凝器冷凝而成的水。

2）补给水　系补充装置汽水系统中汽、水损失的水。低压锅炉通常以自来水作补给水，中、高压锅炉则需用软化水或蒸馏水。

3）给水　系由给水泵输入锅炉的水，由冷凝水和补给水组成。

4）锅水　系锅炉内产生蒸汽的循环水。

3.2.2 锅炉用水的水质指标

锅炉用水的水质指标，我国海运部门目前尚未制定统一标准，1981年交通部颁布的《交通部直属水运船用锅炉水质标准及处理规程（试行）》中规定的水质标准如表4.2.4-4和表4.2.4-5所示。

表4.2.4-4　**船舶锅炉给水标准**

		自来水	软化水	蒸馏水	凝水
悬浮物	mg/L	≤20			
总硬度	N	≤3.5	≤0.04	≤0.04	≤0.04
含盐量	mg/L（NaCl）	<30	<30	<10	<10
含油量	mg/L	近似0	近似0	0	<5

表 4.2.4-5　　船舶锅炉锅水标准

水质指标 \ 锅炉工作压力 MPa	≤1.0	1~2.5	2.5~4.9	封存船舶
酚酞碱度 N	3.0~6.0	2.5~5.0	2.5~5.0	
总碱度 N	<12	<10	<10	≈12
pH值	10~12	10~12	10~12	
含盐量 mg/L (NaCl)	<1000	<700	<400	
磷酸根 (PO_4^{-3}) mg/L	10~30	10~30	10~30	
含油量 mg/L	<20	<15	<5	

上述两表中所列数据仅供参考，因为这往往与所用的锅水内部处理方法有关，在某些远洋轮上，由于所用的药剂不同(这和生产水处理所用药剂的公司有关)，其对给水和锅水标准各异，选用的药剂还应根据锅炉工作压力、结构形式等条件来定。

在正常情况下，船舶化验水质项目应按表 4.2.4-6 的规定进行。

表 4.2.4-6　　船舶水质的化验项目

水质		化验周期	化验项目	
			海船	江船
给水	锅水舱自来水	每次装水时	含盐量	
给水	离子交换软化水	交换器运行时	硬度（软化水出口处） 含盐量（冲洗水出口处）	硬度（软化水出口处） 含盐量（冲洗水出口处）
给水	蒸馏水舱蒸馏水	每天1次	含盐量	
给水	凝水	每天1次	含盐量	若冷凝器漏泄，须化验硬度是否增高
锅水		每天1次	酚酞碱度，含盐量　总碱度，磷酸根	酚酞碱度，总碱度　磷酸根

注：①海河交界船舶参照海船规定。

②遇有锅水水质不正常时，应适当增加化验次数，认真查找原因，及时解决。

3.2.3 锅水水质运行控制指标及出现异常情况的处理

锅水化验出现的异常情况及其处理如表 4.2.4-7 所示

表 4.2.4-7　　异常情况及其处理

异常情况	处理方法
含盐量急剧上升	1)分别迅速化验凝水、交换器出水、自来水舱、软化水舱存水的含盐量，以确定何处漏入海水，并迅速加以修复或采取应急措施 2)检查是否用错水处理药剂 3)加强排污或换水
碱度急剧升高、磷酸根下降	1)停用阳离子交换器、直接用备用水柜的水作补给水，直到锅水指标恢复正常 2)停止投放磷酸三钠，改投磷酸二氢钠 3)加强排污

异常情况	处理方法
磷酸根消失太快	1)检查离子交换器出水硬度是否符合标准、离子交换树脂是否失效 2)检查冷凝水回收量是否减少、补给水量是否增加，找出原因并采取相应措施 3)检查补水硬度是否增高
锅水不正常混浊(发红褐色或乳白水)	1)检查热水井、交换器筒体、自来水舱等有关设备无锈蚀，如有则进行处理 2)检查热水井是否油污严重，调整有关机械滑油耗量、避免用油过多

3.3 锅炉水质处理

3.3.1 锅炉用水的预先处理（见上册第2卷第5编第4章）

3.3.2 锅内水处理

锅内水处理是向锅内（通过给水）投入一定量的有关水质处理药剂，再配以适当的排污等措施，以防止和减轻锅水中杂质的危害性。

锅内水处理的具体作用：①软化水质，使水中Ca^{++}、Mg^{++}等盐类形成泥渣，便于从下排污排走，不致在受热面上生成坚硬水垢；②除掉汽水系统带入的溶解氧体（氧和二氧化碳），以防止或减轻腐蚀；③使锅水保持一定碱性（pH＝9.5～11）抑制锅内电化学腐蚀；④防止锅内起沫或汽水共腾，以免在过热器中形成二次性水垢。

3.3.2.1 锅内水处理常用药剂

常用的锅水处理药剂示于表4.2.4-8中。从表中可以看出所选用药剂不仅需从锅炉具体结构、工作压力等技术角度出发，还应从经济角度考虑。

表4.2.4-8 锅内水处理常用药剂

药剂名称和分子式	主要性质	用途	使用特点	使用保管注意事项
碳酸钠(苏打) Na_2CO_3	白色粉末，相对密度2.5，溶液成强碱性，0.5N时溶液pH值为10.9	保持锅水碱性，防蚀，只能除去SO_4^{--}类硬盐，对CO_3^{--}不起作用	1)只适用于低压锅炉，高温分解成NaOH； 2)用量过多易使锅水起沫； 3)使用时间过多要注意防止引起苛性脆化	
磷酸钠(俗称三钠) $Na_3PO_4 \cdot 12H_2O$	无色晶体，相对密度1.63，熔点73.4℃，溶液成强碱性	去掉水中硬盐，保持锅水碱性	1)使硬盐结成流动性好的泥渣，便于下排污除去； 2)能使已结的硬水垢松散脱落； 3)能保持锅水适当的pH值，不致引起苛性脆化，中低压锅炉也可使用； 4)使金属面生成磷化膜防止腐蚀， 5)价贵，用量多(因分子量大)， 6)用量过多，易起沫，一般不宜使锅水中残余量超过50 ppmPO_4^{3-}	在一般室温下不太易溶，应先用60℃水溶解成溶液

续上表

药剂名称和分子式	主要性质	用途	使用特点	使用保管注意事项
磷酸氢二钠（俗称二钠）$Na_2HPO_4 \cdot 12H_2O$	无色晶体，相对密度1.63，熔点38℃，易在空气中风化，溶液成弱碱性	锅水碱性足够时去硬度用，在用磷酸盐配位法除硬度时，能与锅水中NaOH作用，以防止苛性腐蚀	1）去锅水中硬盘，还可调整锅水碱度用； 2）价贵，用量多； 3）因熔点低，熔化后称量不便	在炉舱温度下可能熔化，注意选择适当容器，宜密闭保存，以防风化
丹宁（鞣酸）	棕色粉末，略带酸性	起防垢和抑制腐蚀作用	1）通常仅低压锅炉中采用，价贵； 2）会增加水中总的固体含量	
淀粉、明胶类		改变水垢形成泥渣	易使锅水起沫	
硝酸钠 $NaNO_3$	无色结晶，相对密度2.25，易潮解	防止苛性脆化	1）对锅炉无不良作用，能使锅水中NaOH浓度增大时先析出保护金属表面，一般用于磷酸盐一硝酸盐水处理时； 2）增加锅水中总含盐量	密闭保存，防止高温
亚硫酸钠 Na_2SO_3	白色粉末，易与空气中氧结合形成Na_2SO_4失去作用	除锅水中含氧	1）对锅炉无不良作用，用量较多； 2）增加锅水中总含盐量，新式高压锅炉已不用	密闭保存，以防失效
联氨N_2H_4	无色油状液体，相对密度1.011	除氧、使金属面上腐蚀产物Fe_2O_3形成保护膜Fe_3O_4	1）强烈除氧剂，不会使锅水内总盐量增加； 2）剧毒，不宜用于生活锅炉	密闭保存，勿与皮肤接触，通常加在主汽轮机高、低汽缸之间的管路中

3.3.2.2 国内常用的锅内水处理法概述

目前国内常用的锅内水处理方法有下述几种：

1）“海摩尔格”锅内水处理法

这种锅内水处理法目前正逐渐被淘汰，仅仅在某些沿海船舶上仍有采用。所用药剂有M_2和M_3两种。为防止苛性脆化，再加入一定量的硝酸钠。

这两种药剂主要成分都含有磷酸三钠。如M_2含有磷酸三钠（$Na_3PO_4 \cdot 12H_2O$）64.8%、碳酸钠（Na_2CO_3）22.7%、淀粉6%、亚硫酸钠（Na_2SO_3）3%、丹宁3%和明胶0.5%。显然，它可除垢，使形成泥渣；还能保持锅水一定碱度，防蚀以及除氧。所以它被用在锅水分析得出酚酞碱度低于4 N时。M_3则含磷酸三钠90%、淀粉5%、碳酸钠4%和丹宁1%。因含磷酸三钠多，可以使锅水中残留足够PO_4^{3-}，能使已结垢松散脱落。它可用于锅水中有硬度而碱度又高时。有时还要加入硝酸钠是为了防止苛性脆化。根据船上实际使用经验，为了达到预期的酚酞碱度，要比规定加药量增加一倍。

关于具体加药规定量各船都有一定表格可查，结合锅水分析水质结果实施之。

所谓“海摩尔格”锅内水处理方法实质上也就是磷酸盐-硝酸盐处理法的一种。这种方法比较陈旧，处理结果是增加水中总含盐量，而且把处理药剂按固定比例配方，不一定适应具体情况。

2）磷酸盐-硝酸盐处理法

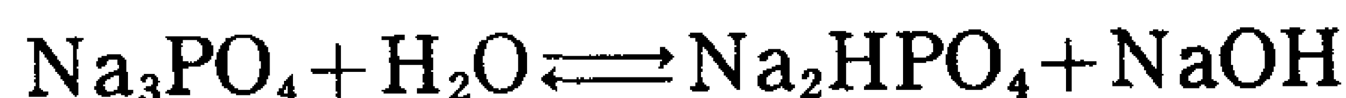
锅水中加入磷酸三钠（$Na_3PO_4 \cdot 12H_2O$）去垢，通常保持锅水中有残余磷酸根30～50 ppmPO_4^{3-}即可。此外，为了预防碱度过大，引起苛性脆化，再加入适量硝酸钠（$NaNO_3$），其量为碱度（用ppmNaOH计）的50%。具体计算公式见本篇式(4.2.8-5)和(4.2.8-6)。

至于除氧则可另加亚硫酸钠（Na_2SO_3），按每ppmO_2，需加入亚硫酸钠4 ppm计。

这种水处理方法是使锅水中总含盐量增多，而且以往认为只要保持锅水中Na^+/PO_4^{3-}之比为3，就说明水中只有"化合碱"而不存在"自由碱"，就不致于产生苛性腐蚀(往往发生在垢下)。但是实践证明这种比值偏高，应保持Na^+/PO_4^{3-}为0.6左右。理论上计算Na^+/PO_4^{3-}为2.75，实践上为2.6较宜，而锅水中PO_4^{3-}浓度为15～25 ppm，pH值为9.8～10.2，按这一锅水质量控制就可消除苛性腐蚀现象。

3)磷酸盐配位水处理法

在高压锅炉中当锅水中磷酸三钠在垢下被浓缩时，它并不只析出Na_3PO_4，实际上因为Na_3PO_4在锅水中水解形成磷酸氢二钠和氢氧化钠，即



$$Na_3PO_4+H_2O \rightleftharpoons Na_2HPO_4+NaOH$$

锅水浓缩时垢下同样会析出磷酸氢二钠和氢氧化钠，而后者会造成苛性腐蚀。因此，保持锅水中离子浓度比Na^+/PO_4^{3-}为3∶1就偏高。根据磷酸盐配位法将Na^+/PO_4^{3-}限制在2.6∶1，即水处理用药不是单纯加Na_3PO_4，而是加入Na_2HPO_4和NaOH，用磷酸氢二钠限制锅水中PO_4^{3-}离子浓度，另外一方面用氢氧化钠控制水中碱度，保持一定pH值。

此外，在给水中还限制铁离子（Fe^{++}）和铜离子（Cu^{++}），因为它们被带入锅水将与受热面金属形成微电池，使后者成为阳极而遭受腐蚀。铜离子来源与冷凝器受热面管子遭腐蚀有关。铁离子则与整个汽水系统管路受腐蚀有关（特别水中有二氧化碳和氧时）。

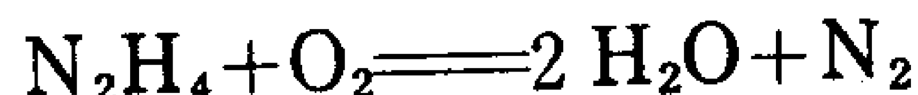
使用本法时的困难在于要求分析精度高，而当水中含有盐度（Cl^-）会影响分析精确性。如果水中有残余的磷酸氢二钠时就可以从上式认为水中不会存在自由碱。

4)锅炉用水除氧方法

在低压锅炉中由于锅水中碱的作用，在金属表面上形成氧化保护膜，金属腐蚀不严重，所以其凝水给水系统是开式的。

随着锅炉工作压力的提高，开式系统使得给水中含氧量不能减少，故改用闭式系统。补给水输入冷凝器除氧。运行实践证明，凝水中存在过冷度会使给水中仍含有不少氧量。

高压锅炉给水除氧可以用：热力除氧法，即给水系统中安装除氧器；化学除氧法，在给水中加入除氧药剂。如加亚硫酸钠Na_2SO_3，缺点是使锅水中总含盐量增多。新式高压锅炉使用联氨N_2H_4除氧。其特点：①联氨和氧作用后生成氮和水，即



$$N_2H_4+O_2=2H_2O+N_2$$

不会使锅水中增加总盐量；②锅水中不宜残余联氨量过多，一般不超过0.1～0.3 ppmN_2H_4，因为在锅水中联氨分解成氨和氮，还可能有氢，即

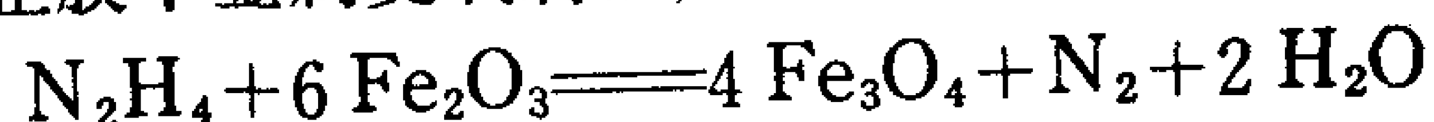


$$3N_2H_4=4NH_3+N_2$$



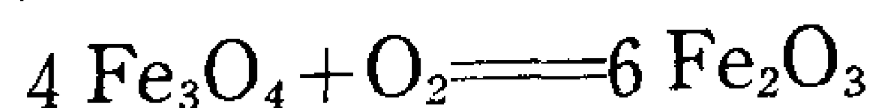
$$2N_2H_4=2NH_3+N_2+H_2$$

氨将使系统中铜及铜合金元件受腐蚀；③联氨可使不起保护作用的氧化铁（Fe_2O_3）膜氧化为磁铁膜（Fe_3O_4），防止膜下金属受氧腐蚀，即



$$N_2H_4+6Fe_2O_3=4Fe_3O_4+N_2+2H_2O$$

磁铁膜本身又是吸氧剂，可以吸收锅水中氧，即



$$4Fe_3O_4+O_2=6Fe_2O_3$$

表 7.1.2—2 船舶系统一般采用的管子

介质种类	系统名称	管路名称	适用区域	管子种类	备注
水	海水系统	日用给、排海水管路	甲板舱室	镀锌钢管 紫铜管 塑料管	塑料管只限于干舷甲板以上使用
	饮水系统	饮水管路 沸水管路 饮水注入管		不锈钢管 紫铜管 钢管	钢管尽量不使用
	压载水系统	压载水管路	压载舱内	镀锌无缝或焊接钢管、塑料管	
			燃油及货油舱内	无缝钢管	按规范管壁加厚，也有用焊接钢管
		其余压载水管路	在压载水舱以外	镀锌无缝或焊接钢管、塑料管	
	舱底水系统	舱底水管路	燃油及货油舱内	无缝或焊接钢管	
			其他	镀锌无缝或焊接钢管	
	生活污水系统	厨房及生活污水 排泄管路 粪便排泄管路 甲板落水管	干舷甲板以上	镀锌焊接钢管、塑料管	
			干舷甲板以下	按规范要求	
			干舷甲板以上	镀锌焊接钢管、塑料管	
			干舷甲板以下	按规范要求	
	热水系统	饮用沸水（开水）管路		不锈钢管 紫铜管	
		洗濯热水管路 热水取暖管路		镀锌无缝或焊接钢管、铜管	<80℃
		货油舱热水清洗管路		镀锌无缝钢管	
	水灭火系统	灭火水管路兼甲板冲洗管路	舱（室）内	镀锌无缝钢管	
			其他	镀锌焊接钢管	
		甲板洒水管路		镀锌无缝或焊接钢管	

续上表

介质种类	系统名称	管路名称	适用区域	管子种类	备注
蒸汽	蒸汽取暖系统	蒸汽取暖干管至暖气器支管	由干管接至暖气器部分	无缝或焊接钢管紫铜管	
	蒸汽灭火系统			无缝 钢管	
	油舱加热系统	油舱加热管	油舱内	无缝 钢管，翅片式黄铜管，翅片式铸铁管	
		加热蒸汽管路凝水管路		无缝钢管	
	油舱蒸洗管路	蒸洗蒸汽管路		无缝钢管	
	甲板机械蒸汽管路	蒸汽管路		无缝 钢管	
		排汽管路		焊接钢管	
	通海阀及舷旁阀吹洗管路	吹洗蒸汽管路		无缝钢管	
空气	压缩空气系统	压缩空气管路	压缩空气供至消耗处——机械、器具、气笛、泵空气室、压力柜充气管	镀锌无缝或焊接钢管	
	通海阀及舷旁阀吹洗管路	吹洗空气管路			
	风动工具空气系统	空气管路			
	控制空气系统	控制空气管路	舱内	无缝黄铜管、尼龙管	
			其他	镀锌无缝钢管、紫铜管、尼龙管	
	应急消防水泵空气系统	空气管路	进气	镀锌无缝钢管	
			排气	镀锌焊接钢管	

介质种类	系统名称	管路名称	适用区域	管子种类	备注
油	货油装卸系统	货油泵吸入管路货油舱内吸入阀与吸入喇叭之间的管路、甲板上管路		无缝或焊接钢管	
		在压载水舱内管路	在压载水舱内	无缝 钢管	
	货油舱清洗系统	清舱管路		无缝或焊接钢管	
	液压油系统	操舵液压油管路		无缝钢管、紫铜管	
		舱盖板驱动液压油管路	压力油管路		
			回油管路		
		甲板机械驱动液压油管路	压力油管路	无缝钢管	
			回油管路		
CO_2	CO_2灭火系统	压力管路		无缝钢管	
		施放管路			
其他	泡沫灭火系统			镀锌无缝或焊接钢管	
	火灾探测系统	火灾探测管路		镀锌无缝或焊接钢管	
	冷藏系统	冷却管路	在冷库内		
	惰性气体系统				内壁涂环氧树脂
	测量管			镀锌无缝钢管、塑料管	)通过燃油舱和压载水舱管壁加厚 2）通过燃油舱的管子不镀锌
	甲板落水管				
	空气管			镀锌无缝或焊接钢管	
	电缆管		油水舱内	镀锌无缝钢管	
			露天部位	镀锌无缝钢管、塑料管	

1.4 塑 料 管

塑料管的优点是轻、耐腐；缺点是耐温性和耐火性差。温度低于0℃时开始脆化，韧性降低，而温度高于60℃时又开始软化，强度又迅速下降。从各国船级社的规定看，都是既同意使用，又对使用范围进行限制。

船舶用的塑料管是用耐冲击的硬聚氯乙烯塑料管。它适用于船上的管路范围，见表7.1.2—3和7.1.2—4。

表7.1.2—3 **海洋干货船、拖船、渔船及工程船塑料管的适用管路范围**

序号	适用管路	采用部位
1	露天甲板落水管	不引入冷藏舱，但排入船内的排水管
2	疏排水管	同上
3	粪便管	干舷甲板以上及排入粪便柜部分
4	压载水管	压载水舱内的压载水管
5	卫生水(舷外水)管	干舷甲板以上
6	测量管	货舱测量管
7	电缆管	除机舱和屏蔽要求外，局部管段使用

5.2 主停汽阀

用来接通或截断锅炉通往主汽轮机主蒸汽管系的汽源。一般在船舶上甲板装有远距离操纵手轮，以便在紧急情况下能手动强制关闭和开启阀门。

操纵主停汽阀时，不宜开启过快，以防锅筒内汽压骤降、锅水产生自蒸发现象，使下降管出现汽泡及锅筒内水位升高，从而影响水循环的可靠性及蒸汽品质。

5.3 水位表

它用来观察水位，避免锅炉中出现失水和满水事故。每台锅炉安装二个水位表，分别布置在左右两侧。若两只水位表都损坏时，锅炉应立即熄火。小型辅锅炉可仅装一只。

水位表的类型、结构组成、性能特点及应用范围如表 4.2.4-11 所示。

表 4.2.4-11　　水位表的类型、结构、性能及应用范围

类型	结构组成	性能特点	应用范围
玻璃管水位表	耐热玻璃管（内径有 15 mm 及 20 mm 两种规格）、汽旋塞、水旋塞，放水旋塞	结构简单、价格便宜、使用方便、水位显示不够清晰、承压能力较低	工作压力在 0.8 MPa 以下的低压小容量辅锅炉。应安装可靠的防护装置
平板玻璃水位表	金属框盒、耐热平板玻璃（靠水一侧刻有沟槽）、汽旋塞、水旋塞，放水旋塞	承压能力较高、有单面平板型和双面平板型两种、双面平板型水位显示清晰度比单面好	压力较高的锅炉，其中双面平板型用于水位表位置较高时
云母片式水位表	平板玻璃水位表中平板玻璃靠水一侧加云母片衬	云母片保护平板玻璃不受锅水腐蚀，可延长其使用寿命	压力更高的锅炉
低位水位表	水位转换器、差压计	在操作平台处可以监视锅筒水位，但其水位指示欠准确且反应迟钝，仅供参考。现在有用接触点式电指示水位表，反应较快	水位表位置高于操作平台 6 m 以上时，加装低位水位表

水位表应装在便于观察、吹洗处，并有足够照明，水连接管和汽连接管应水平布置。

在上水时应察看水位表是否完好无损，表面是否清晰透明，并进行冲洗，冲洗后应迅速恢复水位。船舶无倾斜状态下，两只水位表的水位高度应相同。否则，应立即查明原因，予以修复。

在升汽过程中亦应冲洗水位表，使之逐渐加热。

在正常运行时，水位稍有波动，每 4 小时至少冲洗一次。如果在运行中发现水位表内水位不动，应及时进行冲洗并查明原因。玻璃管或平板玻璃应保持清晰明亮。

运行中当水位超出正常水位并继续上升时，应冲洗水位表、关小给水阀。若水位仍继续上升超出最高水位线直至看不到时，应停止燃烧、关闭主蒸汽阀和给水阀、进行上排污，直至水位恢复正常、再恢复正常供汽。

在运行中发现水位下降时，也应冲洗水位表，开大给水阀。若水位仍继续下降直至水位表可见范围以下时，应采取“叫水”措施来判断水位是否下降到危险水位（“失水”）。若确已“失水”而且不知“失水”的时间，应立即熄火并停止供汽。

“叫水”的操作步骤如表 4.2.4-12 所示。

表 4.2.4-12　　水位表“叫水”时的操作步骤

操作顺序	结果	处理意见
(1)开冲洗阀、关通水阀、冲洗后关通汽阀	听见汽流声甚大，表明汽路通畅	如不通畅，可连续开、关通汽阀或通水阀数次，利用汽或水的冲击力将污物冲走
(2)开通水阀，冲洗后关阀	听见水流声甚大，表明水路通畅	
(3)关冲洗阀、慢慢开启通水阀予以“叫水”	1)因此时通汽阀关闭，所以如水位高于水连通管，则水位一直上升至水位表顶部 2)如无水出现，则锅水已位于水连通管以下，锅炉已处于失水危险状态	1)表明情况正常，可继续进行第4步操作 2)如明确知道，在前数分钟水位仍处于正常位置，则可加大给水量，迅速恢复水位；如失水时间不清楚，应立即熄火，停止供汽
(4)开通汽阀	1)水位下降至水位表中段、表明情况正常 2)如水位下降至水位表玻璃以下，表明锅水少但水位仍在水连通管以上 3)如水位仍在顶部不降下来，表明锅炉已处于满水状态	1)可投入工作 2)加大给水量，迅速恢复正常水位 3)首先停止供汽，开启上排污阀放水，使水位恢复正常

5.4 筒内设备

5.4.1 排污漏斗

在汽筒内设置上排污系统，以维持锅水含盐量不超过允许值。排污漏斗通过排污引出管引到汽筒外，并与上排污阀相连。排污漏斗由钢板制成，其上边缘放在汽筒低水位的平面上。设置2个还是3个上排污漏斗由锅炉产汽量或者汽筒的长度来确定。

汽筒内布置水下孔板时，用排污插管代替上排污漏斗。沿汽筒长度方向可布置4～5个插管。插管上端开45°斜口，管上开有斜缝。全部插管下部均与一排污管相连，并接到汽筒外部的排污阀。排污管直径为20～40 mm。

5.4.2 水下孔板

水下孔板的作用是防止蒸汽速度局部过高，减弱汽水混合物的动能和稳定汽筒内的水面。

水下孔板安装在：①汽筒最低水位下100～150 mm；②水下孔板的开孔区应躲开下降管的位置；③孔板一侧与汽筒内壁之间留有120～200 mm距离，使孔板上的水顺利流入水空间；④水下孔板的平面到汽筒最低点的距离应大于300～350 mm。

水下孔板厚度为4～5 mm，孔径为10～15 mm，孔板上的孔数由通过孔板的蒸汽流速来决定。通常，高压船舶锅炉蒸汽流速为1.5～2 m/s；中、低压锅炉蒸汽流速为3～3.5 m/s。

5.4.3 排油器

其功能为排除汽筒表面浮油和泡沫和减少锅水中的杂质。

排油器安装在水位波动小，泡沫、浮油易积聚的汽筒两端的工作水位下50 mm处。

一般布置2～4个。

第5章 热力估算和热工试验

常用符号

A——燃料中含灰量，%

B——燃料耗量，kg/h

B_0'——波兹曼指数

C——燃料中含碳量，%

c——比热，kJ/(kg·℃)或kJ/(m³·℃)

D——蒸汽流量；产汽量，kg/h或t/h

d——管径，m或mm；空气中含水分g/kg

F——流通面积，m²

G——工质流量，kg/h

g——雾化用汽量，kg/kg

H——燃料中含氢量，%

I——烟气焓，kJ/kg

i——水、汽焓，kJ/kg

K——对流传热系数，kW/(m²·℃)

k_{CH}——燃料碳氢比

L——气体质量，kg/kg

l——长度，m

N——燃料中含氮量，%

n——每列管数目

O——燃料中含氧量，%

Pr——普兰特数

Q——热值，kJ/kg；吸热量；kW或kJ/h

Q_1——有效利用热量，kW或kJ/h

Q_2、q_2——排烟热耗损，kJ/kg、%

Q_3、q_3——化学未完全燃烧热耗损，kJ/kg、%

Q_4、q_4——机械未完全燃烧热耗损，kJ/kg、%

Q_5、q_5——散热耗损，kJ/kg、%

q_{dl}——对流受热面热负荷，kW/m²

q_f——辐射受热面热负荷，kW／m²

q_{max}——最大热负荷，kW/m²

q_V——炉膛容积热负荷，kW/m³

$RO_2 = CO_2 + SO_2$——烟气中三原子气体组成，%

r——汽化潜热，kJ/kg

S——燃料中含硫量，%

s_1、s_2——管簇中纵横管距，m或mm

s_2'——管簇中斜管距，$s_2' = \sqrt{0.25 s_1^2 + s_2^2}$，m或mm

T——热力学温度，K

t——工质温度，℃

V——气体体积(比容)，m³/kg

W——燃料中含水量，%；管簇宽度、炉膛壁面宽度，m

w——流速，m/s

x——蒸汽干度，%

z——管列数

α——空气过剩系数；放热系数，kW/(m²·℃)；温度修正系数，1/℃

α_1——烟气对管壁的放热系数，kW/(m²·℃)

α_2——管壁对工质的放热系数，kW/(m²·℃)

β——燃料特性系数

ρ_4^t——相对密度

δ——厚度，m或mm

ε——烟灰热阻(沾污系数)，m²·℃/kW

η——效率，%

Ⓗ——无量纲热力学温度

θ——烟气温度，℃

λ——导热系数，kW/(m·℃)

ν——运动粘度，m^2/s
ξ——受热面利用系数
Σ——总和
σ——管距比，$\sigma_1=s_1/d_w$；$\sigma_2=s_2/d_w$；$\sigma_2'=s_2'/d_w$
φ——保热系数
ω——烟气冲刷完全性系数

下角说明

0——理论的
b——壁的
cl——出炉
D——低的
dl——对流
F——分配的
f——辐射
G——高的
g——锅炉
gk——干空气；过剩空气
gr——过热
gs——给水
jj——经济器
jw——减温
jz——金属
l——炉膛；流体
max——最大的
n——内部
py——排烟
qb——全部
s——湿的；饱和的
sg——水垢
sj——实际
sk——湿空气
w——外部
y——油；烟
yh——烟灰
yx——有效
zf——蒸发

上角符号

′——进受热面
″——出受热面
y——应用基

1 燃料和燃烧产物

1.1 燃料成分

船舶锅炉所用燃料，绝大多数为重油，极少用煤，个别舰艇上也有用柴油作为锅炉燃料的。国产燃料的成分如表 4.2.5-1 所示。

表 4.2.5-1 国产锅炉用重油的成分

成分 油种类	C^y	H^y	O^y	N^y	S^y	W^y	a^y	Q_D(MJ/kg)
大庆重油	86.47	12.47	0.29	0.28	0.21	0.2	0.08	39.905
胜利重油	85.97	11.97	0.62	0.34	1.06	1.3	0.04	41.307
海军专用 0 号重油	85.82	12.46	0.25	0.30	0.17	1.0	0.04	40.042

燃料在使用时从实用角度出发所分析的各种元素成分，可用公式表示其重量百分比组成：

$$C^y+H^y+O^y+N^y+S^y+W^y+A^y=100\% \quad (4.2.5\text{-}1)$$

重油中可燃部分元素的大致含量为C85%、H12%、S(0.15~2)%。

燃料燃烧时产生的热量 80%是靠其中所含的C。含氢量虽然不多，可是它的热值比C高

续上表

序　号	公称通径 D_N mm	钢管外径 D_o mm	壁　　厚 δ,mm
20	450	457	9.0,12,20
		(480)	
21	500	508	9.0,12,14
		(530)	

注:表中带括号的尺寸,不推荐使用。

1.7.2 钢管长度

通常热轧钢管为3～12m;冷拔钢管为3～10m。

表7.1.2—10　　　　**水煤气钢管的壁厚和重量**

D_N		D_o	普通钢管		加厚钢管		螺　纹		
A	B		δ	重　量	δ	重　量	螺纹外径	每英寸螺纹数	螺纹最大长　度
mm	in	mm	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	—	mm
8	$\frac{1}{4}$	13.50	2.25	0.62	2.75	0.73	—	—	—
10	$\frac{3}{8}$	17.00	2.25	0.82	2.75	0.97	—	—	—
15	$\frac{1}{2}$	21.25	2.75	1.25	3.25	1.41	20.956	14	14
20	$\frac{3}{4}$	26.75	2.75	1.63	3.50	2.01	26.442	14	16
25	1	33.50	3.25	2.42	4.00	2.91	33.250	11	18
32	$1\frac{1}{4}$	42.25	3.25	3.13	4.00	3.77	41.912	11	20
40	$1\frac{1}{2}$	48.00	3.50	3.84	4.25	4.58	47.805	11	22
50	2	60.00	3.50	4.88	4.50	6.16	59.616	11	24
65	$2\frac{1}{2}$	75.50	3.75	6.64	4.50	7.88	75.187	11	27
80	3	88.50	4.00	8.34	4.75	9.81	87.887	11	30
100	4	114.0	4.00	10.85	5.00	13.44	113.034	11	36
125	5	140.0	4.50	15.04	5.50	18.24	138.435	11	38
150	6	165.0	4.50	17.81	5.50	21.63	163.836	11	42

注:①镀锌焊接钢管,按表中重量加3%;

②按管端形式分为不带螺纹(光管)和带螺纹钢管;

③钢管长度:不镀锌的为4～10m,镀锌的为4～9m;

④用于工作压力<1MPa的管路,最大不得超过3MPa。

1.7.3 钢管的理论重量,可按下式估算(钢的 $\rho=7.85,g/cm^2$)

$$W=0.02466156(D_o-\delta)\quad kg/m \tag{7.1.2—5}$$

式中: δ——管子壁厚,mm;

D_o——管子外径,mm。

1.7.4 水煤气钢管标准(YB234)(见表7.1.2—10)

重油比热与油温t有关。在t_y℃下的比热可用下式计算，即

$$c_y = 1.737 + 0.0025 t_y, \text{ kJ/(kg·℃)} \quad (4.2.5\text{-}5)$$

一般估算预热重油所需热量时的比热可取为$c_y = 1.884$ kJ/(kg·℃)

燃料油的粘度与其温度有关。一般温度升高，粘度下降。因此，在标记燃油的粘度时必须标明此时的油温。对海军专用0号重油，则是以其凝点为标准。为保证雾化质量，重油雾化时的粘度应在12～20 mm²/s(相对于2～3°E)以下。所以一般在雾化前必须先将油加热，以降低其粘度。不同温度下国产0号重油粘度的变化曲线如图4.2.5-1所示。

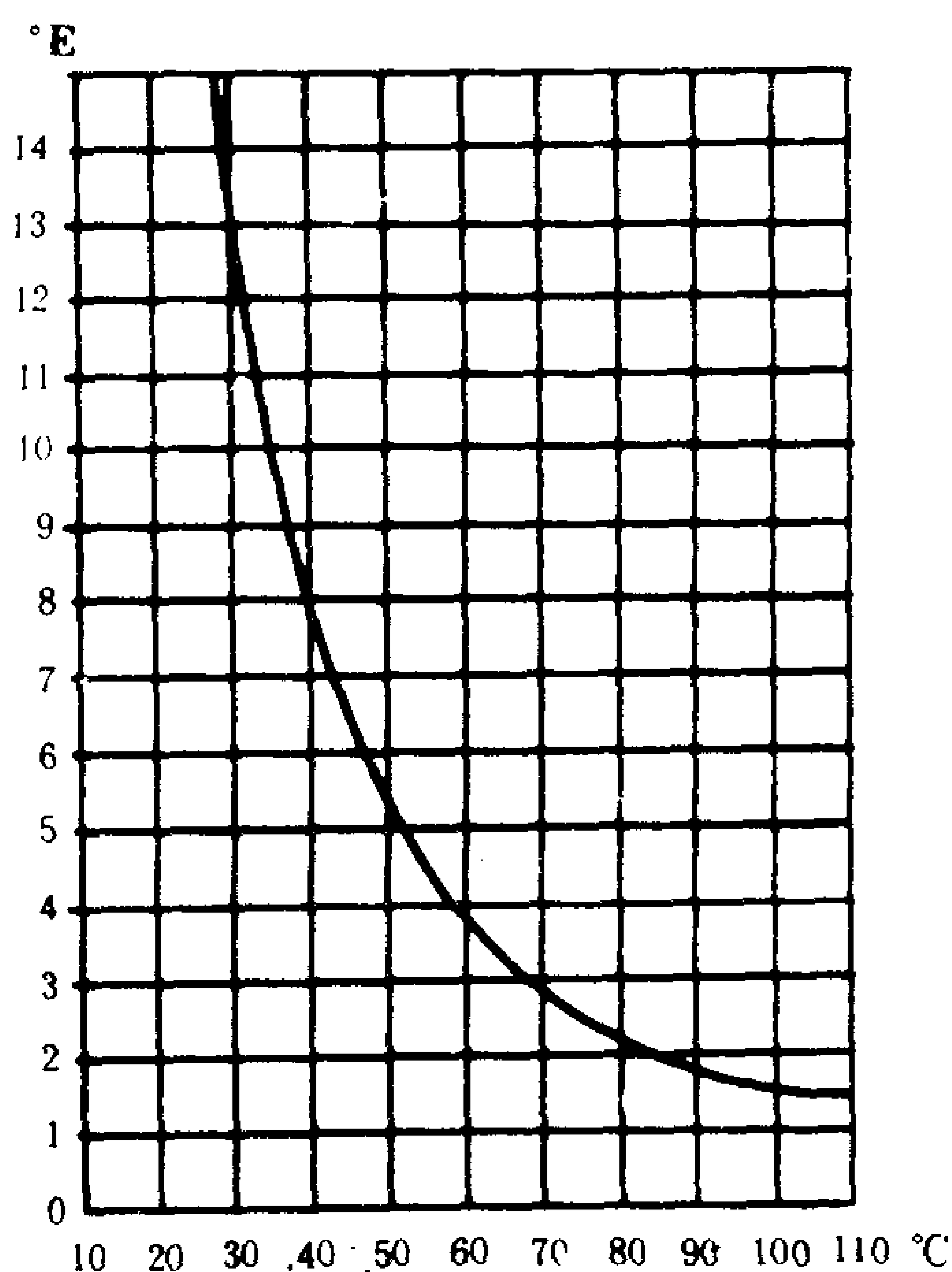


图4.2.5-1 国产0号重油粘度与温度关系曲线

重油的凝点与其化学组成成分有关。我国海军专用重油凝点为0℃，故称做0号重油。

油的闪点和凝点与油贮运安全有关。

关于国产的常用重油的主要物理特性如表4.2.5-3所示。

表4.2.5-3 国产重油物理特性

质量指标			0号	20号	60号	100号	200号
恩氏粘度，	$°E_{30}$	不大于	4～6	5.0	11.0	15.5	—
恩氏粘度，	$°E_{100}$	不大于	—	—	—	—	5.5～9.5
闪点(开口)，	℃	不低于	80	80	100	120	130
凝固点，	℃	不高于	0	15	20	25	36
灰　分，	%	不大于	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
水　分，	%	不大于	1.0	1.0	1.5	2.0	2.0
含硫量，	%	不大于	0.8	1.0	1.5	2.0	3.0
机械杂质，	%	不大于	0.25	1.5	2.0	2.5	2.5

1.3 重油燃烧所需的空气量

认为在标准状态下每千克分子量的气体平均容积为22.4 m³。所有公式中的燃料元素成分用其百分比数值代入，如含C 85%，则以$C^y = 85$代入。

根据燃料中可燃元素C、H、S与氧化学反应方程和按质量干空气中含氧为23.2%，含氮为76.8%。标准状态下干空气的密度为1.293 kg/m³。燃烧1 kg燃料理论所需的干空气量为：

$$L_0 = 0.115(C^y + 0.375 S^y) + 0.345 H^y - 0.0431 O^y, \text{ kg/kg} \quad (4.2.5\text{-}6)$$

所需干空气容积为：

$$V_0 = \frac{L_0}{1.293} = 0.089 C^y + 0.265 H^y + 0.033(S^y - O^y) \text{m}^3/\text{kg} \quad (4.2.5\text{-}7)$$

实际空气中含有水分，通常用d（$g/kg_{干空气}$）表示所含水分量。一般$d=(8\sim12)g/kg_{干空气}$，故燃烧1kg燃料理论所需湿空气量为：

$$L_{os}=L_o\ (1+\frac{d}{1000})\quad kg/kg \tag{4.2.5-8}$$

容积为：

$$V_{os}=V_o\ (1+\frac{d}{627})\ m^3/kg \tag{4.2.5-9}$$

若取空气中含水分$d=10\ g/kg_{干空气}$，则所用的湿空气将为：

$$V_{os}=1.0161\,V_o\quad m^3/kg \tag{4.2.5-9'}$$

1.3.1　空气过剩系数α

为保证燃料完全燃烧，实际燃烧时所消耗的空气量L_{sj}和V_{sj}比理论所需的L_{os}和V_{os}要多。它们之比叫做空气过剩系数α：

$$\alpha=\frac{L_{sj}}{L_{os}}=\frac{V_{sj}}{V_{os}} \tag{4.2.5-10}$$

空气过剩系数α过大时，多余的空气量并不参加燃烧反应，以致降低整个锅炉内的烟气温度，减少传热；另外，过多的过剩空气徒然被加热到排烟温度而从烟囱排走，增加排烟耗损；此外使风机增加能耗。但如果空气过剩量太小，则难以保证燃料完全燃烧。因此，要求在保证燃料完全燃烧的前提下尽可能减小空气过剩系数。

通常船舶燃油锅炉中α值可控制在1.1～1.2左右（指额定负荷下）。近年来采用低氧燃烧，已可使α低到1.05以下。当然，这首先和燃烧设备的改善直接有关。

1.4　重油燃烧后所产生的烟气量

有两种计算方法。一种是设计计算，按可选用的燃烧设备确定空气过余系数α，根据燃料已知成分，算出助燃所需的实际空气量。然后，在假定完全燃烧的前提下计算出烟气量。另一种是锅炉试验时根据实际锅炉所用的燃料成分和烟气分析结果，算出实际的空气过剩系数，以及烟气中各气体成分。

1.4.1　设计计算燃烧所产生的烟气量

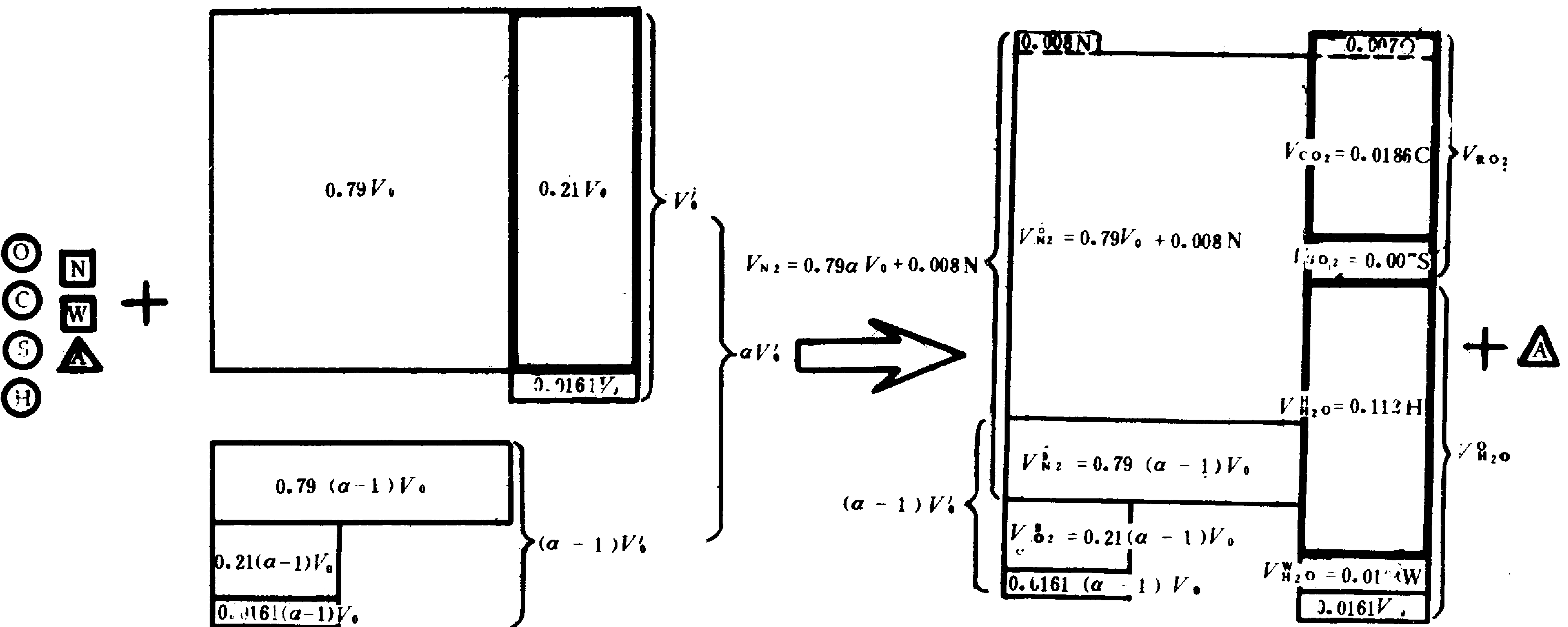
以1kg燃料为标准，计算完全燃烧时所产生的烟气中各气体成分和总的容积，可利用图4.2.5-2所示方法，烟气量即为：

$$L_y=1.0161\alpha L_o+1\quad kg/kg \tag{4.2.5-11}$$

利用表格形式列出计算程序（表4.2.5-4）。

表4.2.5-4　**设计计算烟气容积表**

名　　称	符号	单　位	计算公式或来源	计算结果
空气过剩系数	α	—	给定	
理论所需干空气量	V_o	m^3/kg	$0.089C^y+0.267H^y+0.033(S^y-O^y)$	
理论氮容积	$V^0_{N_2}$	m^3/kg	$0.008N^y+0.79V_o$	
三原子气体容积	V_{RO_2}	m^3/kg	$0.0186(C^y+0.375S^y)$	
理论水汽容积($d=10\ g/kg_{干空气}$)	$V^0_{H_2O}$	m^3/kg	$0.112H^y+0.0124W^y+0.0161V_o$	
过剩干空气容积	V_{gk}	m^3/kg	$(\alpha-1)V_o$	
$\alpha>1$时烟气中总的水汽容积	V_{H_2O}	m^3/kg	$V^0_{H_2O}+0.0161(\alpha-1)V_o$	
烟气总容积	V^y	m^3/kg	$V_{RO_2}+V^0_{N_2}+V_{H_2O}+(\alpha-1)V_o$	
三原子气体容积份额	r_{RO_2}	—	V_{RO_2}/V^y	
水汽容积分额	r_{H_2O}	—	V_{H_2O}/V^y	



助燃空气量 $\alpha V_0' = 1.0161\alpha V_0$

○等 —— 参与燃烧成分

□等 —— 不参与燃烧直接进入烟气成分

△ —— 灰分（固体）

本图中所有容积单位为（Nm^3/kg）

烟气中各气体容积

（1） 三原子气体 $V_{RO_2} = 0.0186(C + 0.375S)$

（2） 水气 $V_{H_2O} = V^{o}_{H_2O} + 0.0161(\alpha - 1)V_0$

$= 0.112H + 0.0124W + 0.0161\alpha V_0$

（3） 氮 $V_N = 0.79\alpha V_0 + 0.008N$

（4） 过剩氧 $V_{O_2}' = 0.21(\alpha - 1)V_0$

烟气总容积

$V_Y = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_N + V_O$

$V_Y = \alpha V_0' + 0.008N + 0.007O + 0.0124W$

图 4.2.5-2 助燃空气和形成烟气的图示法

1.4.2 锅炉试验时的烟气分析

通常利用各种烟气分析器，测出烟气中的气体组成成分。

1）用奥塞特式化学烟气分析器可测得干烟气中一些气体的容积百分比，计有$RO_2=SO_2+CO_2$、O_2和CO。此时$N_2=100-RO_2-O_2-CO$，而空气过剩系数

$$\alpha=\frac{1}{1-3.762\frac{O_2\times CO/2}{N_2}} \tag{4.2.5-12}$$

有时CO含量很少，不易测出，可用下式计算CO：

$$CO=\frac{21-(1+\beta)RO_2-O_2}{0.605+\beta} \tag{4.2.5-13}$$

在完全燃烧时，$21-(1+\beta)RO_2-O_2=0$ （4.2.5-14）

这里β为燃料特性，取决于燃料成分

$$\beta=2.38\frac{H-\frac{O}{8}+0.038N}{C+0.375S} \tag{4.2.5-15}$$

理想燃烧条件下$\alpha=1$，即$O_2=0$；又完全燃烧$CO=0$，此时可得RO_2的最大值

$$RO_{2\max}=\frac{21}{1+\beta} \tag{4.2.5-16}$$

国产锅炉用重油$\beta=0.28\sim0.35$；$RO_{2\max}=$（15.5~16.4）%。

2）用电测二氧化碳器可测得烟气中CO_2，在正常情况下燃油锅炉可以认为燃烧完全，而且烟气中SO_2含量甚微，此时$RO_2\approx CO_2$，故

$$\alpha=\frac{RO_{2\max}}{RO_2} \tag{4.2.5-17}$$

3）用氧化锆氧量计分析烟气时可测得烟气中含氧量O_2。如果认为燃油锅炉中燃烧也是完全的，此时

$$\alpha=\frac{21}{21-O_2} \tag{4.2.5-18}$$

用以上各种方法计算出运行锅炉中的空气过剩系数α，知道了燃料的元素成分，同样可算出1 kg燃料完全燃烧时所需空气量和所形成的烟气量。

1.5 烟气的焓温（$I\sim\theta$）关系

燃烧1 kg燃料所得的烟气在θ℃下的焓I kJ/kg，是指加热这些烟气从0℃到θ℃所需的热量。烟气是一混合气体，其焓I可用下式计算。

温度θ℃下理论烟气容积的焓I_y^o为：

$$I_y^o=(V_{RO_2}c_{RO_2}+V_{N_2}^o c_{N_2}+V_{H_2O}^o c_{H_2O})\ \theta,\ \text{kJ/kg} \tag{4.2.5-19}$$

烟气中过剩空气的焓

$$\begin{aligned}I_{gk}&=[(\alpha-1)V_o c_{gk}+0.0161(\alpha-1)V_o c_{H_2O}]\theta\\&=(\alpha-1)V_o c_{sk}\theta\quad \text{kJ/kg}\end{aligned} \tag{4.2.5-20}$$

这里干空气比热为c_{gk}，而湿空气比热为

$$c_{sk}=c_{gk}+0.0161c_{H_2O},\ \text{kJ/(℃}\cdot\text{m}^3_{干空气}) \tag{4.2.5-21}$$

这样，θ℃下烟气的焓即为：

$$I_y = I_y^o + I_{gk},\ \mathrm{kJ/kg} \tag{4.2.5-22}$$

在不同温度下烟气中各气体成分的容积平均比热见表 4.2.5-5。

表 4.2.5-5　**定压下各种气体的平均比热 c (kJ/m³·℃) 和 $c\theta$ 值 (kJ/m³)**

θ	RO_2		N_2		H_2O		干空气		湿空气(d=10 g/kg干空气)	
℃	c_{RO2}	$c_{RO2}\theta$	c_{N_2}	$c_{N_2}\theta$	c_{H_2O}	$c_{H_2O}\theta$	c_{gk}	$c_{gk}\theta$	c_{SK}	$c_{SK}\theta$
0	1.5998	—	1.2946	—	1.4943	—	1.2971	—	1.3188	—
100	1.7003	170.03	1.2958	129.58	1.5052	150.52	1.3004	130.04	1.3243	132.43
200	1.7873	357.46	1.2996	259.92	1.5223	304.46	1.3071	261.42	1.3318	266.36
300	1.8627	558.81	1.3067	392.01	1.5424	462.72	1.3172	395.16	1.3423	402.69
400	1.9297	771.88	1.3164	526.56	1.5664	626.56	1.3289	531.56	1.3544	541.76
500	1.9887	994.35	1.3276	663.80	1.5897	794.85	1.3427	671.35	1.3682	684.10
600	2.0411	1224.66	1.3402	804.12	1.6148	968.88	1.3565	813.90	1.3829	829.74
700	2.0884	1461.88	1.3536	947.52	1.6412	1148.84	1.3708	959.56	1.3976	978.32
800	2.1311	1704.88	1.3670	1093.60	1.6680	1334.40	1.3842	1107.36	1.4114	1129.12
900	2.1692	1952.28	1.3796	1241.64	1.6957	1526.13	1.3976	1257.84	1.4248	1282.32
1000	2.2035	2203.50	1.3917	1391.70	1.7229	1722.90	1.4097	1409.7	1.4373	1437.30
1100	2.2349	2458.39	1.4034	1543.74	1.7501	1925.11	1.4214	1563.54	1.4499	1594.89
1200	2.2638	2716.56	1.4143	1697.16	1.7769	2132.28	1.4327	1719.24	1.4612	1753.44
1300	2.2898	2976.74	1.4252	1852.76	1.8028	2343.64	1.4432	1876.16	1.4725	1914.25
1400	2.3136	3239.04	1.4348	2008.72	1.8280	2559.20	1.4528	2033.92	1.4830	2076.20
1500	2.3354	3503.10	1.4440	2166.00	1.8527	2779.05	1.4620	2193.00	1.4926	2238.90
1600	2.3555	3768.80	1.4528	2324.48	1.8761	3001.76	1.4708	2353.28	1.5018	2402.88
1700	2.3743	4036.31	1.4612	2484.04	1.8996	3229.32	1.4788	2513.96	1.5102	2567.34
1800	2.3915	4304.70	1.4687	2643.66	1.9213	3458.34	1.4867	2676.06	1.5177	2731.86
1900	2.4074	4574.06	1.4758	2804.02	1.9423	3690.37	1.4939	2838.41	1.5257	2898.83
2000	2.4220	4844.00	1.4825	2965.00	1.9628	3925.60	1.5010	3002.00	1.5328	3065.60
2100	2.4359	5115.39	1.4892	3127.32	1.9824	4163.04	1.5072	3165.12	1.5399	3233.79
2200	2.4484	5386.48	1.4951	3289.22	2.0009	4401.98	1.5135	3329.70	15.462	3401.46

计算烟气焓 I_y 所用的表格如表 4.2.5-6 所示。

表 4.2.5-6　**烟气焓的计算表格式** (α=)

θ(℃)	V_{RO_2}= m³/kg		$V_{N_2}^o$= m³/kg		$V_{H_2O}^o$= m³/kg		I_y^o kJ/kg	$(\alpha-1)V_0$= m³/kg		$I_y = I_y^o + (\alpha-1)V_0 c_{sk}\theta$
	$c_{RO_2}\theta$	$(Vc\theta)_{RO_2}^o$	$c_{N_2}\theta$	$(Vc\theta)_{N_2}^o$	$c_{H_2O}\theta$	$(Vc\theta)_{H_2O}^o$		$c_{sk}\theta$	$(Vc\theta)_{sk}$	
100										
200										
300										
……										
……										
……										
……										
……										
2000										
2100										
2200										

2 锅炉的热平衡和热效率

以1 kg燃油为标准，研究锅炉内热量的平衡。

2.1 输入锅炉的分配热量

输入锅炉的热量有：燃料的低热值Q_{D}^{y} kJ/kg；助燃空气带入的热量$\alpha V_{os}c_{sk}t_{k}$ kJ/kg；重油预热热量$c_{y}t_{y}$，kJ/kg。若用蒸汽雾化重油时，还要计入雾化用蒸汽所带入的热量gi kJ/kg。输入锅炉的分配热量Q_{F}即为：

$$Q_{F}=Q_{D}^{y}+c_{y}t_{y}+gi \qquad \text{kJ/kg} \tag{4.2.5-23}$$

2.2 锅炉中各项热耗损和热平衡

2.2.1 化学的未完全燃烧热耗损Q_3、q_3

在炉内燃烧重油时所形成的烟气中有若干还可以燃烧而未能继续燃尽的气体，如CO、CH_4等。它们未发出的热量即属于化学的未完全燃烧的热耗损Q_3 kJ/kg。通常计算时只考虑烟气中的CO，即

$$Q_3=\frac{23.7CO}{RO_2+CO} \qquad \text{kJ/kg} \tag{4.2.5-24}$$

用%计时，即q_3

$$q_3=\frac{Q_3}{Q_F}100\% \tag{4.2.5-25}$$

在正常情况下$q_3=$（0.3～0.5）%

2.2.2 机械的未完全燃烧热耗损Q_4、q_4

在燃煤炉膛内混入灰渣中随烟气流出炉膛和经炉篦掉入灰坑的若干可燃的细小煤粒块即属这类耗损。在燃油时认为$q_4=0$，燃煤时q_4有时可能超过10%。

2.2.3 散热耗损Q_5、q_5

锅炉筒身、外壳等暴露在外的表面，其温度要比周围环境温度高，因而要不断散失热量。在具体计算方法上要精确算准时，确有不少困难，这里不作介绍。这一热耗损的绝对值BQ_5 kJ/h在锅炉不同负荷下变化不大，但在低负荷时却占有当时百分比，不容忽视，所以锅炉应选用良好的隔热材料，这对创造炉舱良好的工作条件和保证安全也是不可忽视的。

2.2.4 排烟耗损Q_2、q_2

锅炉排烟带走的热量也是属于一种耗损。排烟本身的焓$I_{py}=\Sigma Vc\theta_{py}$ kJ/kg，取决于空气过剩系数α和排烟温度θ_{py}。

$$Q_2=\Sigma Vc\theta_{PY}-\alpha Vc_{sk}t_{k}, \quad \text{kJ/kg} \tag{4.2.5-26}$$

而

$$q_2=\frac{Q_2}{Q_F}100\% \tag{4.2.5-27}$$

q_3数值占所有热耗损中最大的分额，它随锅炉负荷的增加而增加。在船舶锅炉额定负荷下其值可从5%到25%。这取决于锅炉用于哪类船舶上，轻型舰艇锅炉的排烟耗损属于高值。

2.2.5 锅炉中的有用热量Q_1和效率η_g

它是输入锅炉的给水吸收热量后形成各种蒸汽所得的热焓增量之和，即

$$Q_1=D_{gr}(i_{gr}-i_{gs})+D_{x}(i_{x}-i_{gs})+D_{jw}(i_{jw}-i_{gs}) \quad \text{kJ/h} \tag{4.2.5-28}$$

Q_1所占分配热量的百分比即为锅炉热效率

$$\eta_g=\frac{Q_1}{BQ_F}100\% \tag{4.2.5-29}$$

2.2.6 锅炉热平衡公式

从以上各条可以写出输入锅炉和输出锅炉的热量平衡公式，即

$$Q_D^Y+c_yt_y+gi+\alpha V_0c_{sk}t_k=\frac{Q_1}{B}+Q_3+Q_4+Q_5+\Sigma Vc\theta_{py}$$

或

$$Q_F=\frac{Q_1}{B}+(\Sigma Vc\theta_{py}-\alpha V_0c_{sk}t_k)+Q_3+Q_4+Q_5 \tag{4.2.5-30}$$

$$100\%=\eta_g+q_2+q_3+q_4+q_5 \tag{4.2.5-31}$$

2.2.7 锅炉的正热平衡和反热平衡

根据锅炉有用热量或热耗损，可以分成正热平衡与反热平衡

2.2.7.1 锅炉正热平衡

利用锅炉吸收的有用热量公式写出计算热效率式：

$$\eta_g=\frac{\Sigma D(i-i_{gs})}{BQ_F}100\% \tag{4.2.5-32}$$

用这种方法测定锅炉效率的叫做正热平衡法，通常都用此法。

2.2.7.2 锅炉反热平衡

锅炉试验时测定各项热耗损，然后利用输入锅炉的热量减去诸热耗损，剩余的百分比即为锅炉效率。

$$\eta_g'=(100-\sum_2^5 q)\% \tag{4.2.5-33}$$

这种测定方法既繁琐又不易测准，一般只是用来校核正热平衡方法所得的结果是否合理。往往利用式$q_3+q_5=100-(\eta_g+q_2)$作为热平衡试验的“闭合差”。如果$q_3+q_5\leq 0$，显然正热平衡测定结果不准。

2.2.7.3 不同负荷下的效率曲线

船舶锅炉（尤其舰艇锅炉）负荷变化范围较广，在不同负荷下的各种热耗损和效率曲线可从图 4.2.5-3 中看出。

在锅炉很低负荷时（10%以下）效率很低，这是散热耗损q_5增加的缘故。

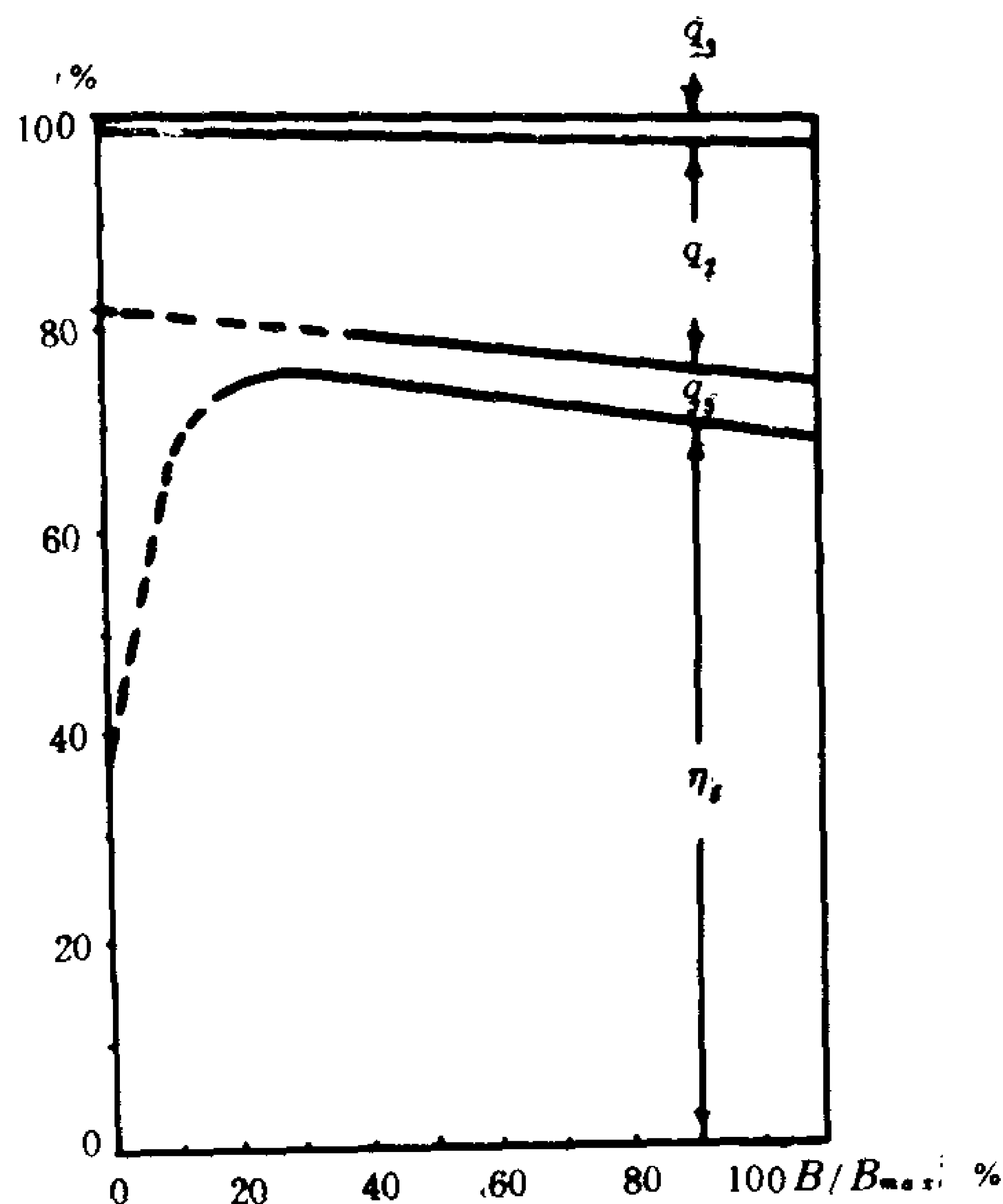


图 4.2.5-3 锅炉效率曲线

2.2.8 运行中提高锅炉经济性的注意要点

船舶锅炉不可能始终只在一种负荷下运行，额定负荷的效率（也就是指在一系列特定条件下的铭牌效率，如一定的油耗、空气过剩系数、给水温度、大气温度、…）不能代替实际运行的经济性。实际上在船上运行时应该用一平均的“运行效率”的概念，就是指在使用过程中平均热效率来反映锅炉工作的经济性。它比固定负荷下的效率要低，所谓平均可以是一个航程的或是一个

阶段的（一个月或一年），对它进行具体计算没有什么必要，然而如何提高这一运行效率却是很有意义的，其要点为：

1）经常检查燃烧设备，保证燃烧处于良好状态，即在保证燃烧完全的前提下，尽可能用低的空气过剩系数（消除配风器风门过分漏风等）。

2）定期进行受热面内外的清洁，保证传热良好。

3）尽可能避免不必要的改变点燃喷油器的数目，即尽量少变动负荷。

4）力求减少必要的升汽和停炉次数。

5）保证锅炉良好的隔热。

6）严格控制给水品质，尽可能减少不必要的排污，杜绝漏汽、漏水。

3 锅炉传热的估算方法

3.1 炉膛传热的估算方法

3.1.1 幅射受热面积H_f

按暴露在炉膛内能被火炬光照到的全部受热面投影面积计算，即

$$H_f=\Sigma lw \qquad m^2 \tag{4.2.5-34}$$

3.1.2 燃烧理论温度θ_0

指燃烧后未经传热所形成烟气的最高温度。此时烟气的焓叫做烟气理论焓I_0，用下式计算：

$$I_0=(Q_D^Y+c_Y t_Y)(1-q_3)+\alpha V_0 c_{sk} t_k+gi \qquad kJ/kg \tag{4.2.5-35}$$

根据I_0和空气过余系数α可由烟气焓温表上查出温度θ_0，相应的热力学温度$T_0=\theta_0+273$ K。

3.1.3 波兹曼指数B_0'

波兹曼指数B_0'用下式计算：

$$B_0'=\frac{\varphi B\Sigma Vc\times10^8}{c_0 H_f T_0^3} \tag{4.2.5-36}$$

φ一般可取为99.5%。ΣVc指在温度T_0和T_{c1}区间的平均值，即

$$\Sigma Vc=\frac{I_0-I_{c1}}{T_0-T_{c1}}=\frac{I_0-I_{c1}}{\theta_0-\theta_{c1}} \qquad kJ/(kg\cdot℃) \tag{4.2.5-37}$$

辐射常数C_0的数值为20.78 kJ/(m³·h·K⁴)

按П.И.ПУШКИН等人的统计试验数据，认为：

$$B_0'=\frac{C}{1-\Theta_{c1}} \tag{4.2.5-38}$$

这里Θ_{c1}为出炉膛温度的无量纲值，即$\Theta_{c1}=\frac{T_{c1}}{T_0}$。式中$C$值取决于$B_0'$，如图4.2.5-4中所示的关系曲线。

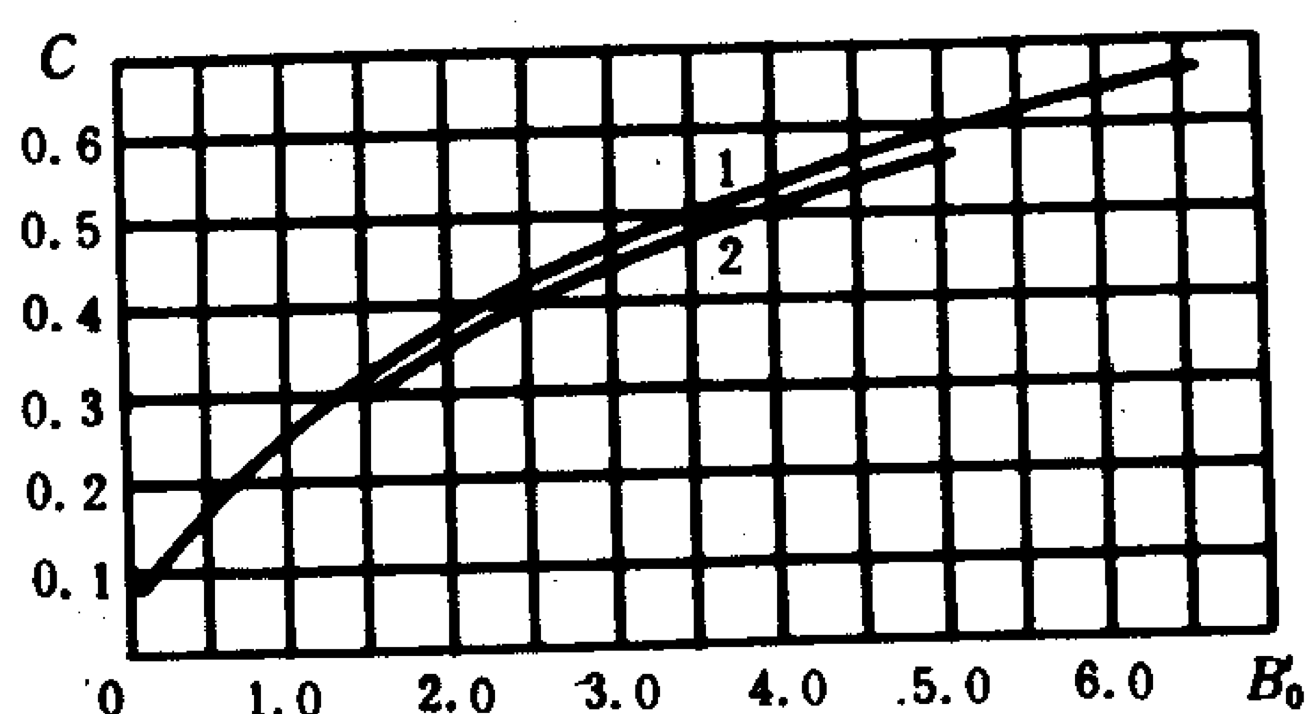


图4.2.5-4 B_0'-C曲线

1-ϕ=0.64~0.78，α=1.15~1.4；2-ϕ=0.88~0.92 增压炉膛

3.1.4 估算炉膛吸收辐射热的程序

1）先假设θ_{c1}。

2）算出平均的烟气热容量ΣVc。

3）将有关数值代入式（4.2.5-36）算出B_0'。

4）由图 4.2.5-4 曲线查出C，再由式（4.2.5-38）算出Θ_{c1}，从而得$\theta'_{c1}=\Theta_{c1}T_o-273$℃，直到$\theta'_{c1}=\theta_{c1}$，两者相差不超过 50℃ 即为符合要求。从烟气焓温表查出I_{c1}。

5）此时炉膛辐射受热面所吸收的辐射热量即为：

$$Q_1=\varphi B(I_o-I_{c1})\quad kJ/h \qquad (4.2.5\text{-}39)$$

或

$$Q_1=\varphi B(I_o-I_c)/3600\quad kW \qquad (4.2.5\text{-}39')$$

3.2 对流受热面传热的估算方法

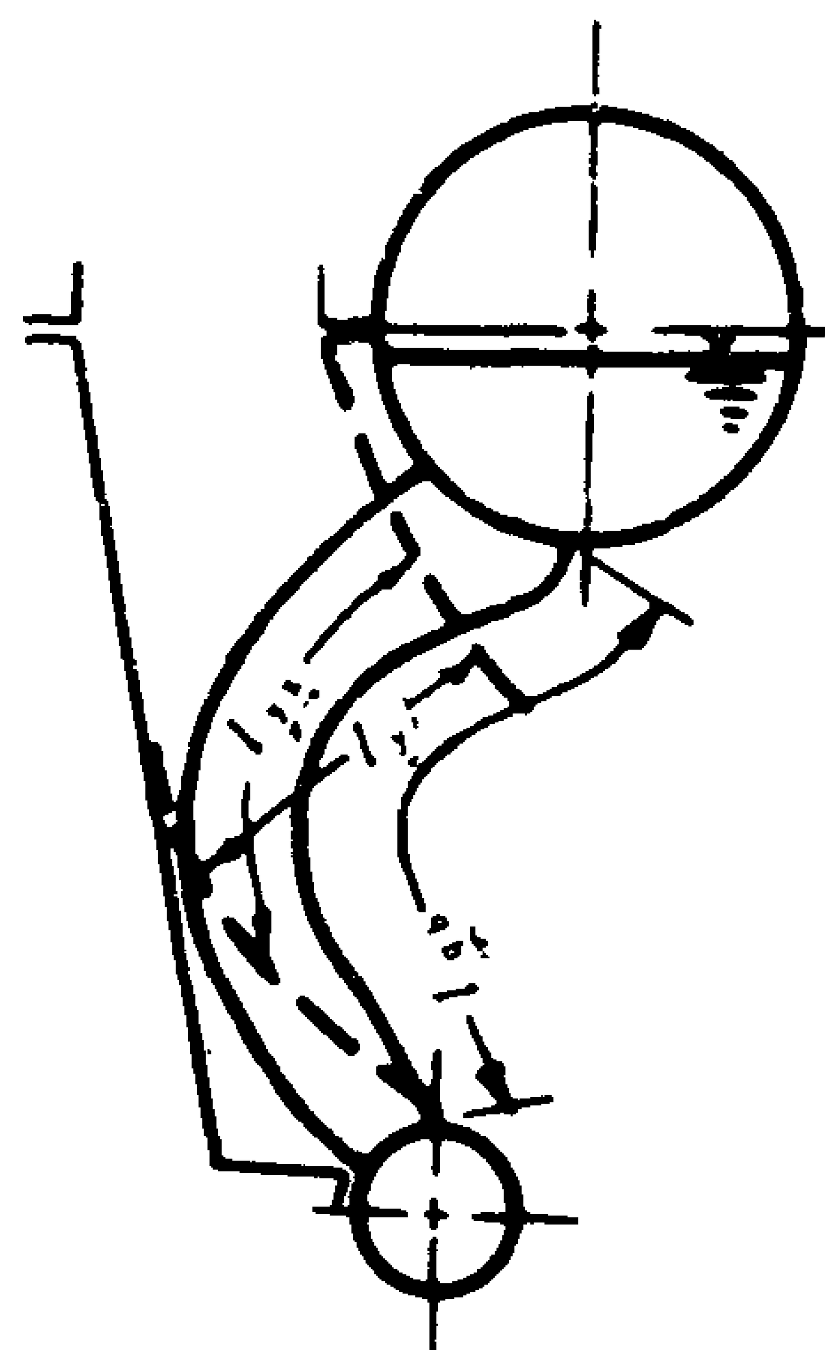


图 4.2.5-5 烟气流线图

计算对流传热的通用公式为：

$$Q_{d1}=KH_{d1}\cdot \Delta t \quad kW \qquad (4.2.5\text{-}40)$$

式中各项的计算如下述

3.2.1 对流受热面积的计算

由图 4.2.5-5 可见管子全长为l_{qb} m。烟气冲刷管子不可能是全部长度，只是在流线之间的那段长度，称为管子有效长度l_{yx} m。因此，相应的受热面积为：

管簇全部受热面积

$$H_{qb}=\sum_1^z \pi d_w n l_{qb}=\pi d_w \sum_1^z n l_{qb}\quad m^2 \qquad (4.2.5\text{-}41)$$

管簇有效受热面积：

$$H_{yx}=\pi d_w \sum_1^z n l_{yx}\quad m^2 \qquad (4.2.5\text{-}42)$$

两者之比叫做烟气冲刷完全性系数ω，即

$$\omega=\frac{H_{yx}}{H_{qb}}=\frac{\pi d_w \sum_1^z n l_{yx}}{\pi d_w \sum_1^z n l_{qb}}=\frac{\bar{l}_{yx}}{\bar{l}_{qb}} \qquad (4.2.5\text{-}43)$$

这里$\bar{l}_{qb}$和$\bar{l}_{yx}$就是管簇中相应的平均长度。

某些船舶锅炉的ω值可参考表 4.2.5-7，表中所对应的锅炉示意图如图 4.2.5-6 所示。

表 4.2.5-7　相当于锅炉全负荷下一些船舶锅炉对流管簇的冲刷完全性系数ω

图例 / 受热面名称	a)		b)		c)		d)	
	z	ω	z	ω	z	ω	z	ω
近炉蒸发管簇粗管	2	0.88	2	0.88	3	0.72	3	0.75
近炉蒸发管簇(首几列粗管不计)	5	0.73	6	0.78	—	—	—	—
过热器	17	0.74	6	0.88	8	0.9	8	0.88
外国蒸发管簇	17	0.72	—	—	13	0.88	13	0.87
经济器	18	0.98	18	0.98	12	0.98	12	0.98

在作对流传热计算时取H_{qb}或H'_{yx}取决于总传热计算系数K的规定。这里一律以全部受热面积H_{qb}为准。

3.2.2 总传热系数K

在水管锅炉内管状受热面的总对流传热系数K都可近似地用多层平壁传热的公式来计算，即

3)升降式止回阀：

它只有止逆作用，升降式止回阀的结构，如图7.1.2—17 所示。阀盘的上部做成空心的短管，伸入阀盖突出部分的导筒内，引导阀盘作上下升降。当介质作用于阀盘下部的力大于上部的作用力时，阀盘被介质顶起，开通管路；当介质逆流时，由于阀盘本身重量的作用，阀盘自动关闭；阻止介质逆流。

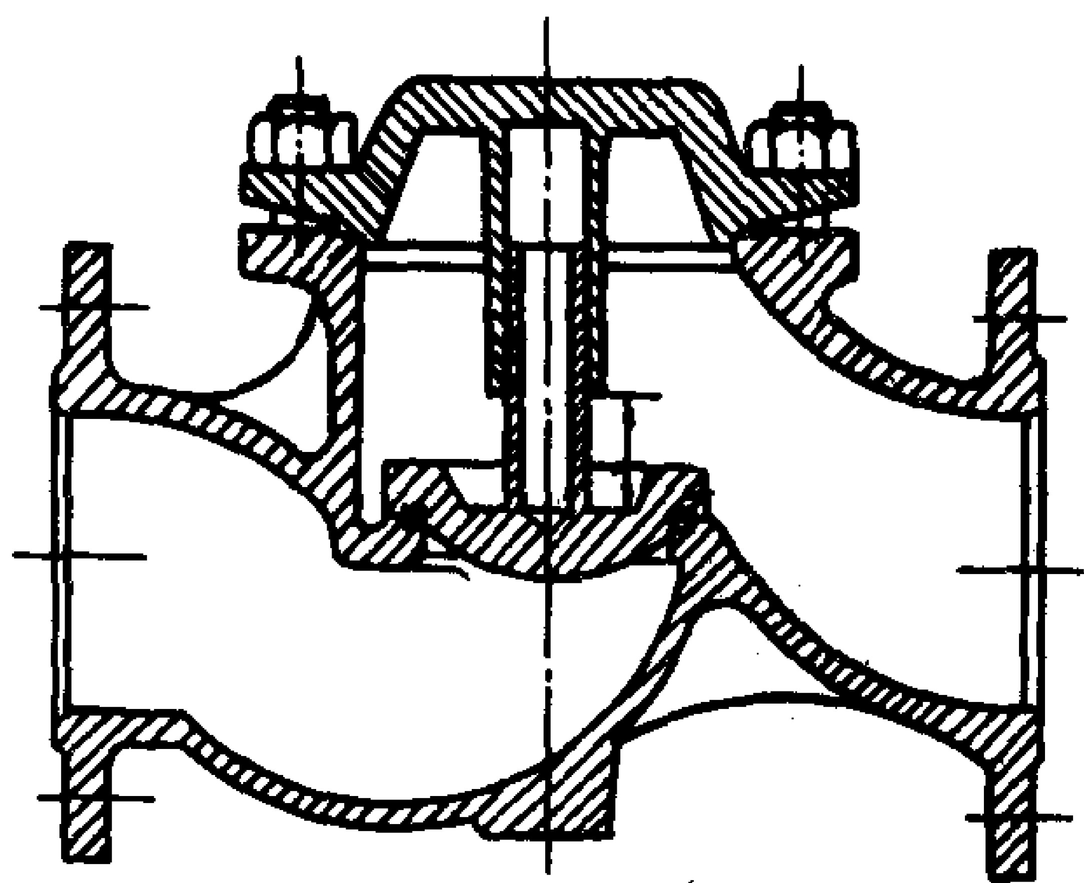


图 7.1.2—17 船用法兰铸铁直通止回阀

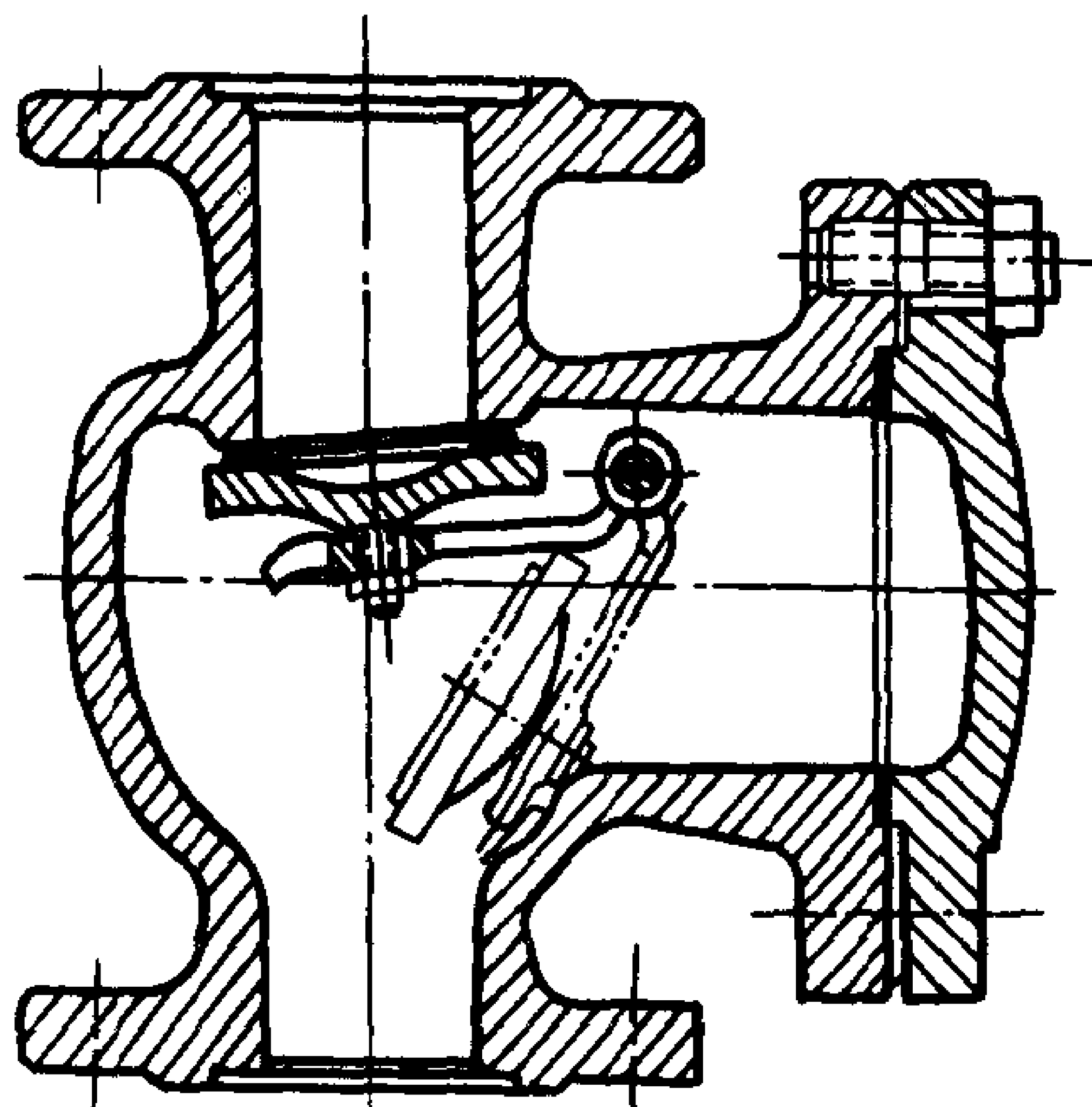


图 7.1.2—18

4)旋启式止回阀：

它靠两侧的压力差而自动地关闭，因此在低压情况下的密封性不如升降式止回阀，其结构如图 7.1.2—18 所示。这种阀在船舶上采用不多，只在粪便水系统中用作防浪阀(CB＊618)。

各种止回阀的安装方式很重要，对升降式止回阀，阀盘必须垂直安装有管路上，如需倾斜，不得偏过阀盘沿垂线 15°。

所有止回阀中的介质流向，都应自阀盘下方向上流动。

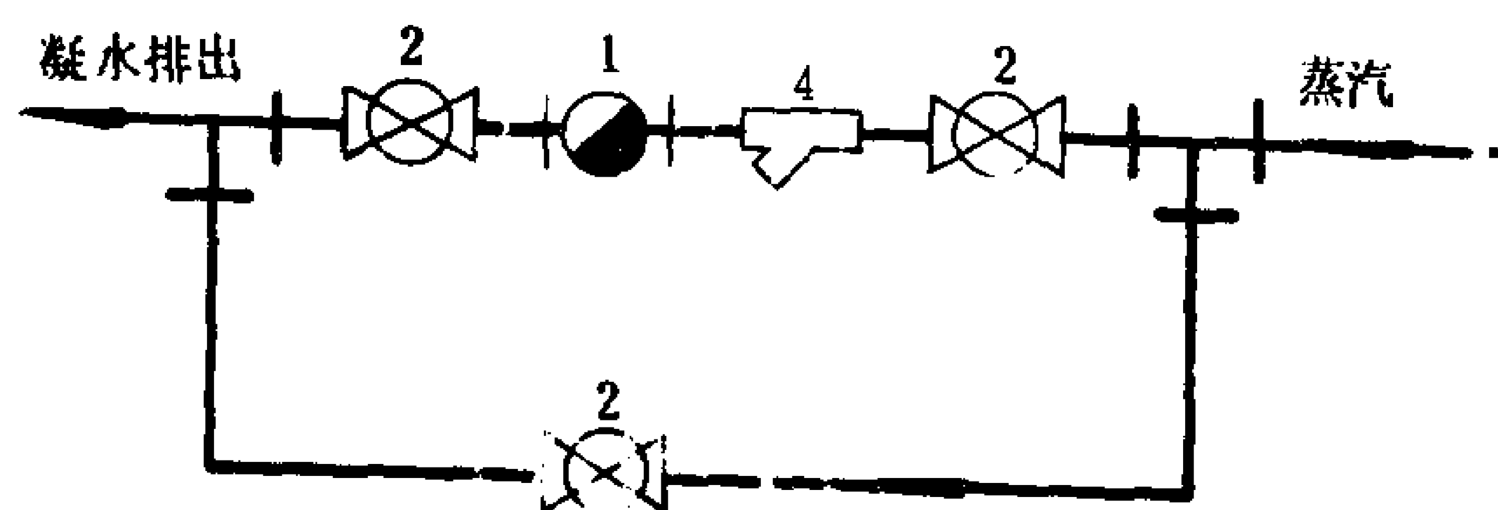
2.3.2.4 疏水器

疏水器(又名凝水阻汽器、凝水自动排除器等)是装在排(凝水)管或蒸汽管放泄凝水管路上的节能器具，用来阻止蒸汽(排汽)通过，但能自动地排出凝水。

疏水器在船上广泛用于蒸汽取暖、中央空调器、热水柜、油舱(柜)等加热蒸汽的排汽(凝水)系统和蒸汽管路的放泄凝水管中。

当蒸汽加热时，加热管内的凝水要尽可能地排净，才能保证高的加热效率。蒸汽管路中的凝水也要及时排出，以防止管路中的水击及其对相关管路的故障和损坏，故需装设疏水器。

为保证疏水器检修和可靠地工作，除个别疏水器本身具有旁通管外，一般均应装设旁通管及其有关附件，如图 7.1.2—19 所示。



a)无反压时，疏水器的安装原理图

图 7.1.2—19

许水垢层厚度超过0.3 mm，否则要进行化学清洗或软化后机械清刷。在某些船舶锅炉上也有用高压水（压力达10 MPa以上）直接冲刷管内去垢的。水垢中含油对受热面安全威胁最大。认真注意锅炉用水的处理，保证水质，是减少结垢的最根本性措施。

管内壁对沸腾水的放热在双相（汽相和水相）流动时，靠受热面内表面附面层中汽泡的扰动能明显地提高放热系数α_2。此时α_2可高达50 000 kW/(m²·℃)以上。在这种所谓“沫态沸腾”下受热面热负荷越高，则α_2越大。但当汽泡众多，连成片时出现“膜态沸腾”，α_2会急剧下降，相应的热阻剧增，对近炉高温区（尤其吸收辐射热时）的蒸发受热面是很危险的。

在经济器中一般是单相水流动，α_2可以达到6000～10 000 kW/(m²·℃)，因此正常情况下热阻$\frac{1}{\alpha_2}$也可略而不计。

2）对蒸汽过热器（包括空气预热器），总传热系数K的形式为：

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\varepsilon+\frac{1}{\alpha_2}} \tag{4.2.5-45 b}$$

蒸汽过热器中α_2只有1000～2500 kW/(m²·℃)左右。空气预热器中α_2值通常和烟气的放热系数α_1相近，不过几十到一百多而已。

3）有时在锅炉对积灰的经验数据不足时，可以利用下式计算总传热系数

$$K=\xi(\alpha_{d1}+\alpha_f) \tag{4.2.5-45 c}$$

或

$$K=\xi\frac{(\alpha_{d1}+\alpha_f)\alpha_2}{\alpha_{d1}+\alpha_f+\alpha_2} \tag{4.2.5-45 d}$$

某些锅炉ξ的经验数据如表4.2.5-8中所示，并参考图4.2.5-6。

表4.2.5-8　　**对流受热面的利用系数ξ①**

管簇名称	ξ值	某船舶主锅炉热计算中所选用的ξ值
近炉第一管簇的首三列管	0.45～0.6	0.5
第二管簇三到七列管	0.5～0.75	0.65～0.68
第三管簇八到二十列管	0.7～0.85	0.9～0.97
置于蒸发管簇间的内部过热器管簇	0.6～0.75	—
外围过热器管簇	0.7～0.9	0.95～1.33②
裸管式经济器	0.65～0.75	0.9～1(鳍片式)
空气预热器	0.7～0.8	

① 表中ξ值仅适用于图4.2.5-6所示的锅炉，其中d)即为装在“红旗号”万吨级干货船上的锅炉。

② 选用ξ值还与所选的计算α_2的公式有关，这里$\xi>1$从物理意义上难以讲得通。一般出现在低负荷时凭试验结果加以修正的数值。

实质上ξ是概括了受热面的冲刷完全性系数ω和烟灰热阻ε的一个综合性折算系数。对锅炉作研究性试验，可以利用它来概括理论计算放热系数和实际传热系数之间的差别，以便在做类似锅炉的热计算时参考。

3.2.3　烟气对管壁的对流放热系数α_{d1}

3.2.3.1　烟气、蒸汽、未沸腾水或空气在管内流动的放热系数α_{d1}用下式计算：

$$\alpha_{d1}=0.023\frac{\lambda}{d_n}\left(\frac{wd_n}{\nu}\right)^{0.8}P_r^{0.4}C_lC_t \quad \mathrm{kW/(m^2\cdot ℃)} \tag{4.2.5-46}$$

当$l/d_n<50$时C_l用图4.2.5-7曲线查得；$l/d_n\geqslant50$时，$C_l=1$。在工质被冷却时$C_t=1$；被加

浮球式疏水器的优点是排量大、排水快。缺点是活动件多，噪声大，防摇抗振性差，体积大，重量重，蒸汽漏泄量大，当前后压力差 Δp＝0.2MPa 时，漏汽量占蒸汽量的 6～9％；Δp＝0.3 MPa 时为 7.6～11.4％；Δp＝0.4MPa 时为 10～15％。

2）热动力式疏水器：

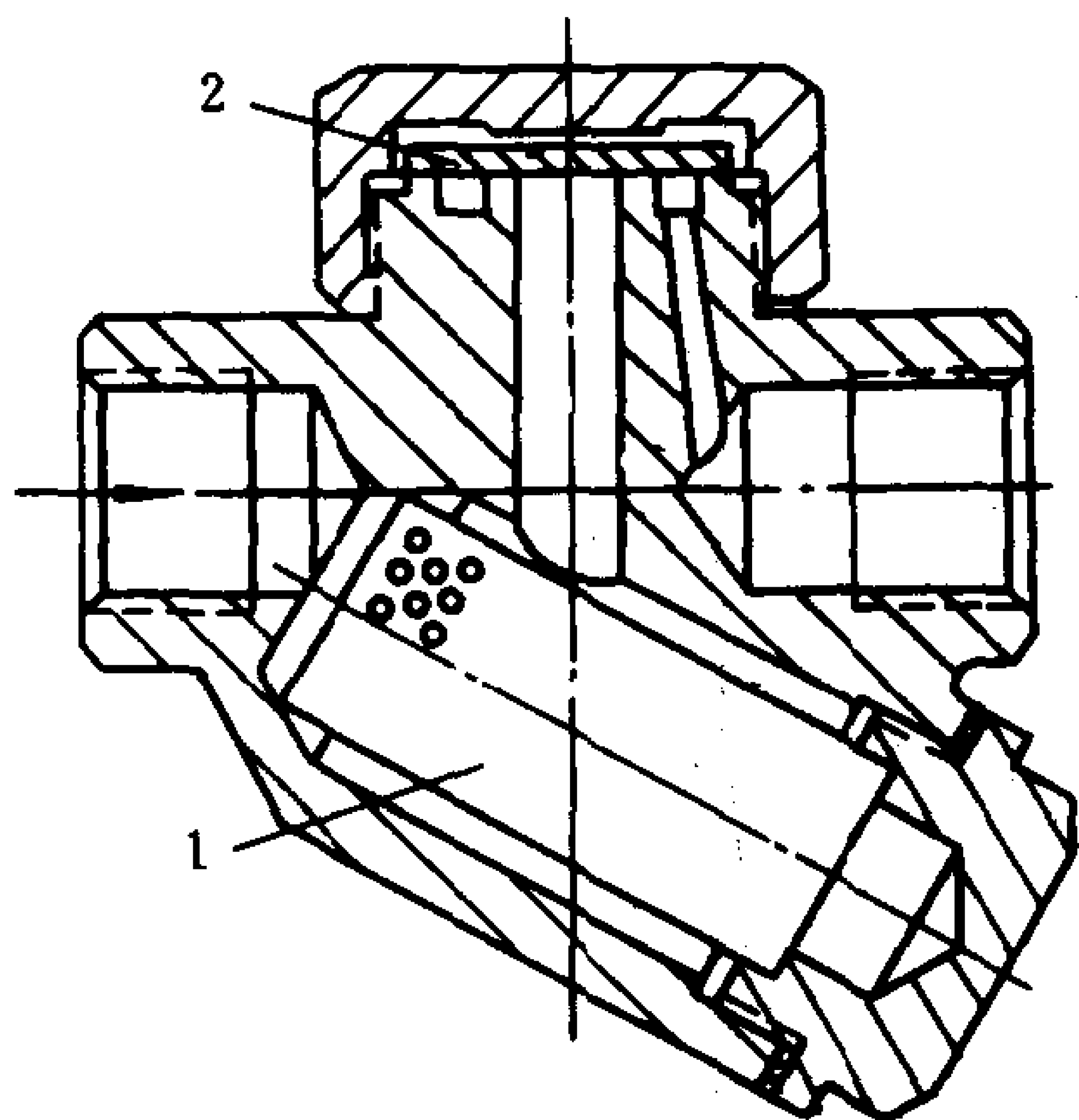


图 7.1.2—21 热动力式疏水器
1一滤器；2一金属薄片

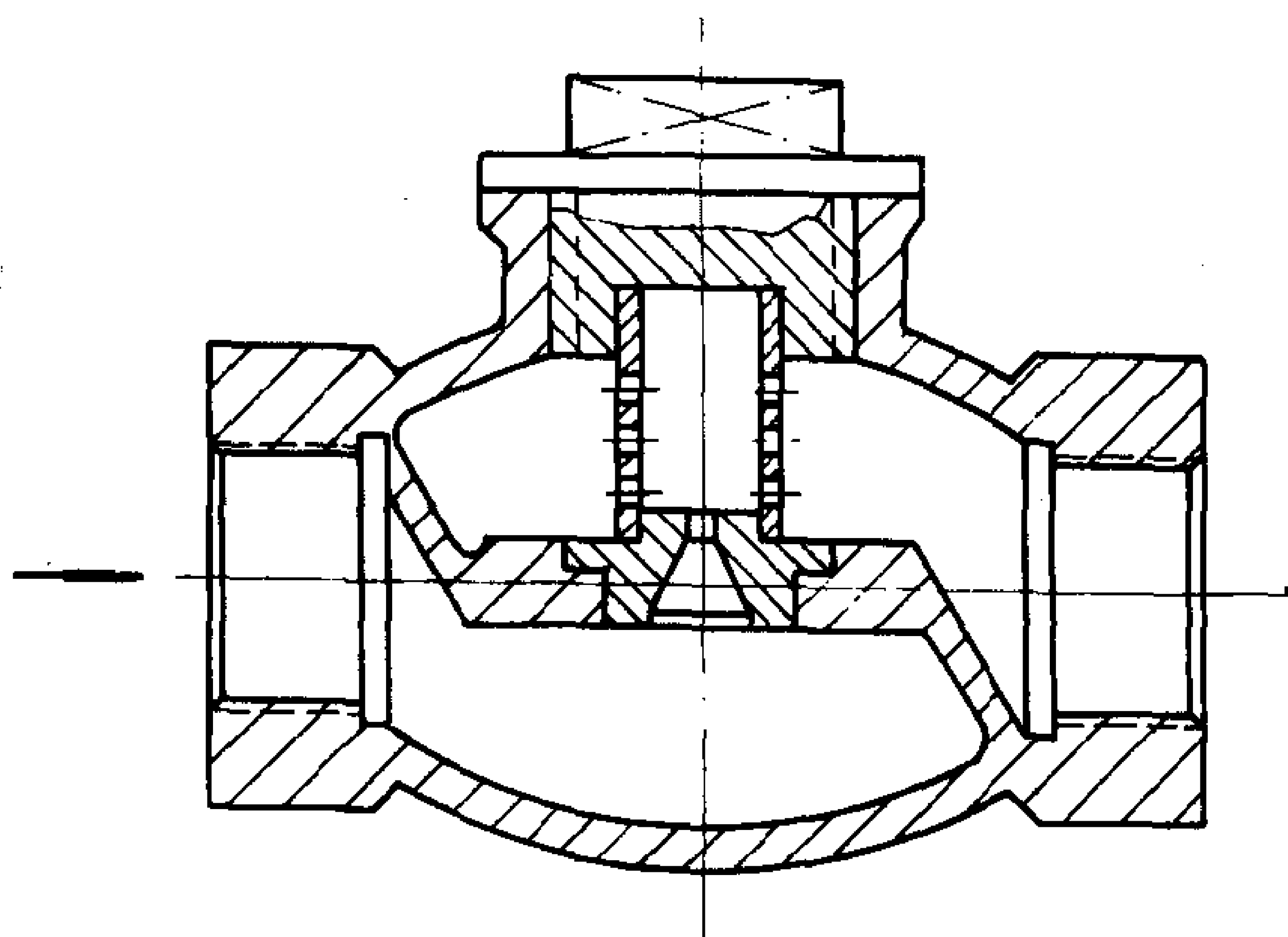


图 7.1.2—22 单喷嘴式疏水器

热动力式疏水器的工作原理，见图 7.1.2—21。当有压力的凝水流入时，顶开薄片经出口排出，同时凝水也流到薄片的上方，所以薄片的上、下方均受到相同的压力，薄片在自重的作用下落下，但随着薄片的落下，薄片上方凝水压力迅速降低，它又被下方的压力凝水顶起，薄片处于浮悬状态，连续排水。当蒸汽流入时，薄片也会升起，这时薄片上、下方都受到相等的蒸汽压力，薄片下落关闭出口，上方的蒸汽压力虽略有降低，但蒸汽作用在薄片面积上的总压力，远远大于进口面积上的总压力，这样，薄片被紧紧压在阀座上，阻止蒸汽的排出。随后，薄片上方的蒸汽冷凝，压力降低，薄片又开启，蒸汽又到薄片上方，薄片又下落关闭出口，如此反复进行，断续排出凝水。但该疏水器在开始运行时，可以有空气进入薄片上方，也能将薄片压在阀座上。由于空气不会冷凝而保持一定压力，薄片就不能顶开，因而冷空气就无法排出，这是这种疏水器的一大缺点。

热动力式疏水器的优点是活动件少，结构简单，可安装在任何位置，且适合在船舶恶劣条件下工作，故船上普遍采用，缺点是排不出冷空气和饱和水，有间歇性的漏汽，开、闭时有敲击声，且容易堵塞，因此，采用这种疏水器，进口侧要装滤器和旁通管，出口管路上还宜装止回阀。

属于热动力式类的疏水器，还有喷嘴式和迷宫式（或多喷嘴式），如图 7.1.2－22 和 7.1.2—23 所示。

3）热静力式疏水器：

热静力式疏水器有恒温式（波纹管式）和双金属片式等。

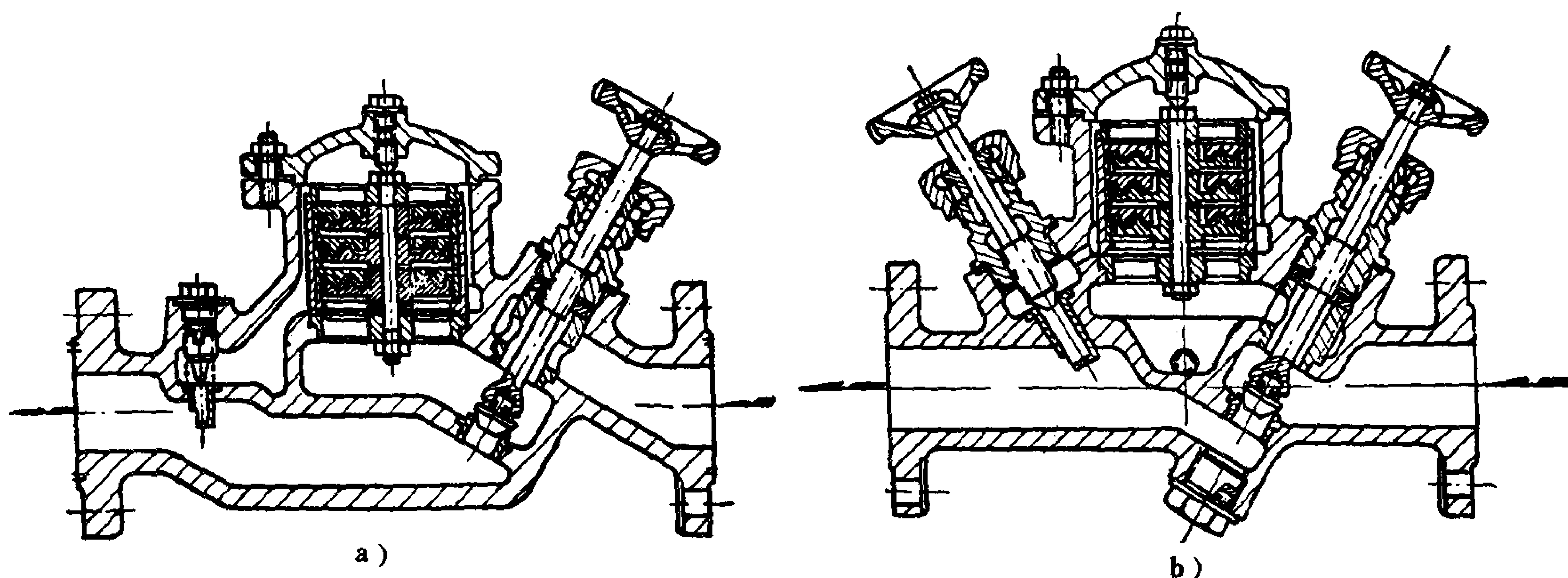


图 7.1.2—23 迷宫式(多喷嘴式)疏水器

a)改进前； b)改进后

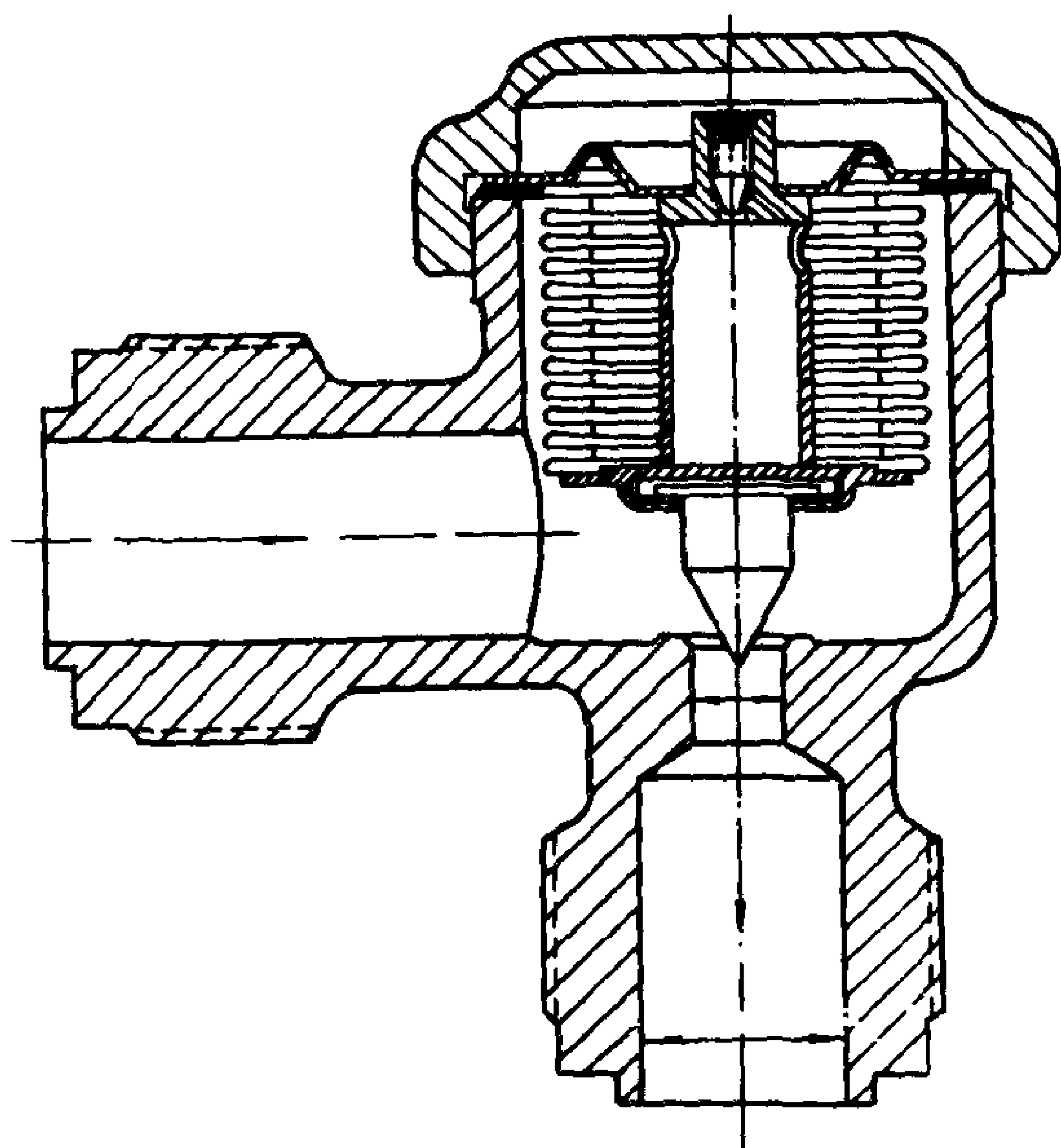


图 7.1.2—24 恒温式疏水器

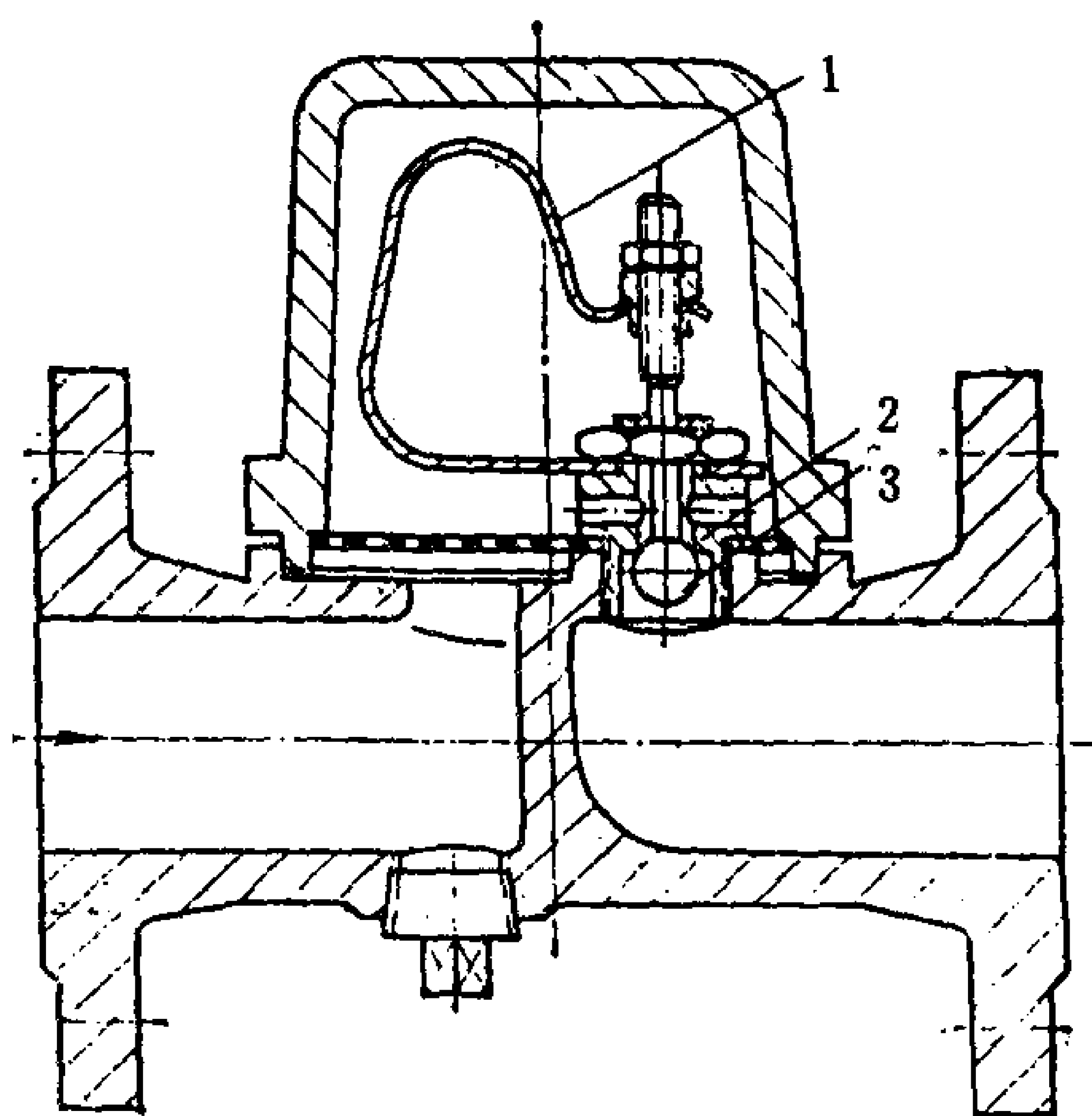


图 7.1.2—25 双金属片疏水器

1—双金属片;2—阀座;3—阀

恒温式疏水器的结构,如图 7.1.2—24 所示。它利用波纹管的热胀冷缩来开关阀门。脉冲装置 2(包括波纹管、针形阀和支持管三个零件焊接成一整体)、内腔抽空,注入易挥发的感温液[乙醚、乙醇(酒 精)、合丁醇混合液等]后,钎焊密封 。这时,它在大气压力下是处于被压缩状态,进出口相通。运行时,当蒸汽通过时,由于温度较高,波纹管内感温液受热挥发,压力升高,波纹管膨胀伸长,推动阀头关闭通道,阻止蒸汽从疏水器排出。当蒸汽冷凝后,凝水温度逐步降低,波纹管感受降低的温度,内腔中的蒸汽压力降低,波纹管便缩短,带动阀头离开阀座而开启通道,凝水从疏水器排出。

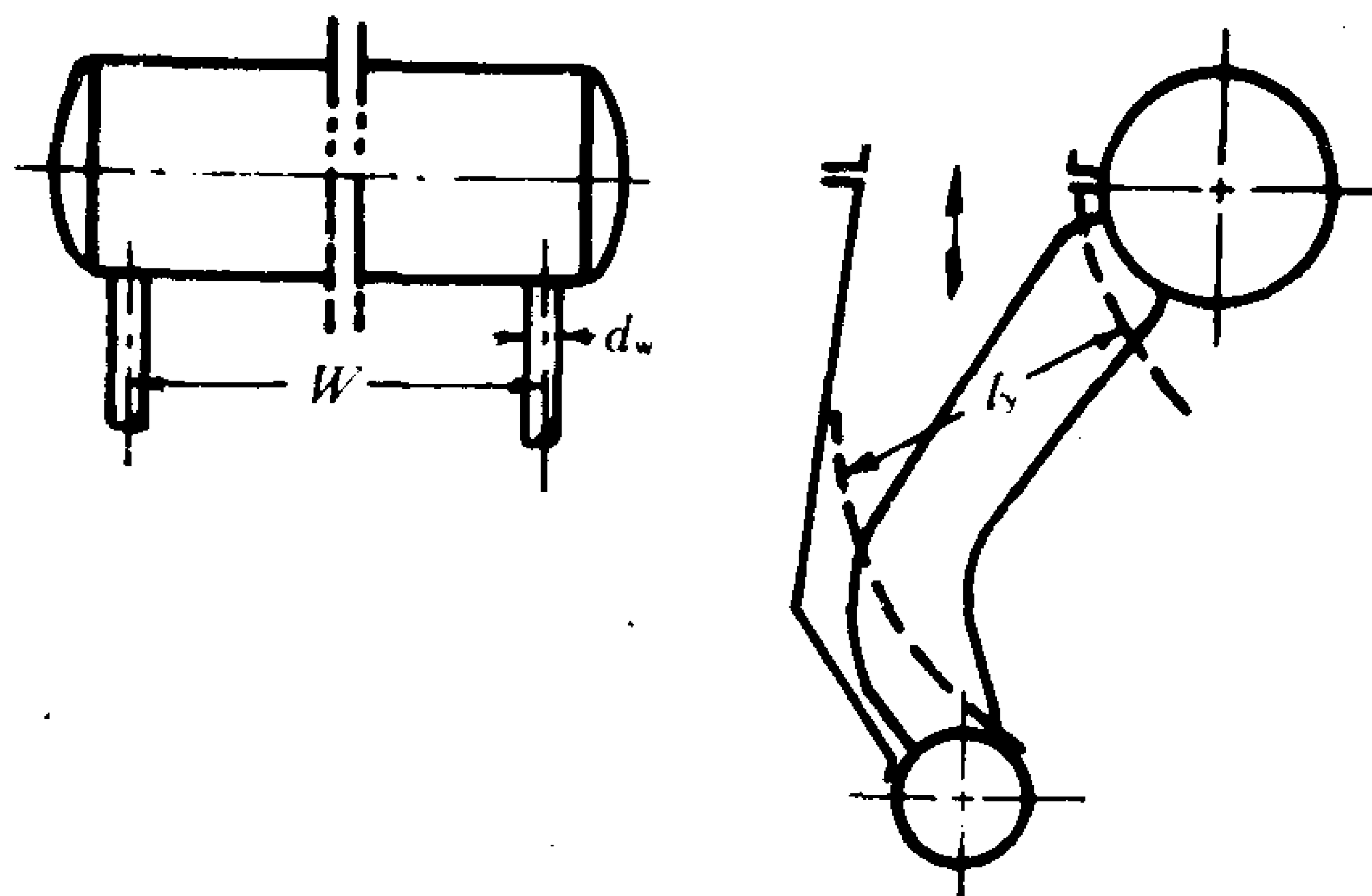


图 4.2.5-13 烟气流通断面计算示意图

平均温差Δt的计算取决于换热工质的相对流向。这里只介绍针对蒸发受热面的Δt:

$$\Delta t=\frac{\theta'-\theta''}{\ln\frac{\theta'-t_s}{\theta''-t_s}} \quad ℃ \qquad (4.2.5\text{-}52)$$

由于锅炉中各种受热面布置不同，可能遇到顺流、逆流、交叉流、混流等排列，则有关的平均温差Δt计算可查相应的传热手册。

3.2.9 对流传热的具体计算方法

对于已有的锅炉进行热校核计算，进管簇的烟气温度θ'是已知的。故可先假定烟气排出管簇时的温度θ''，然后按下列两式计算结果，给成两曲线$\theta''\sim\theta'_{ld}$和$\theta''\sim\theta''_{ld}$（图 4.2.5-14）。

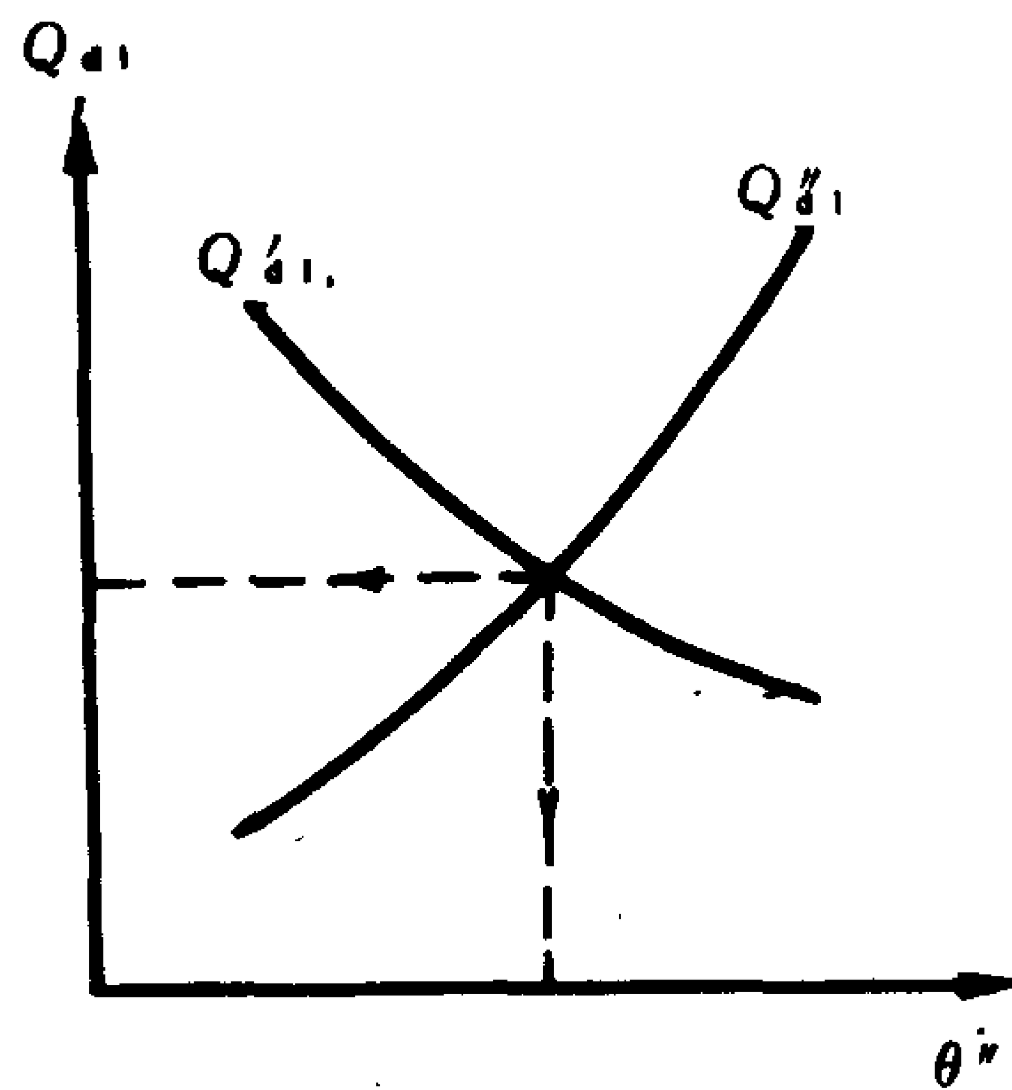


图 4.2.5-14 对流传热计算图解法

3.2.10 锅炉各部分的热平衡公式

根据上述各条算出锅炉各部分的吸热量后可从写以写出下式

$$Q=G(i''-i') \quad \text{kJ/h} \qquad (4.2.5\text{-}53)$$

而

$$i''=i'+\frac{Q}{G} \quad \text{kJ/kg} \qquad (4.2.5\text{-}54)$$

3.3 常见的一些热性能指标

1）炉膛容积热负荷q_t

作为衡量船舶锅炉工作强烈程度的q_v是锅炉热性能主要指标之一，其定义为：

$$q_v=\frac{BQ_D^Y}{V_1} \quad \text{kJ/(m}^3\cdot\text{h)} \qquad (4.2.5\text{-}55)$$

或

$$q_v=\frac{BQ_D^Y}{V_1}\cdot\frac{1}{3600} \quad \text{kW/m}^3 \qquad (4.2.5\text{-}55')$$

一般非增压锅炉的q_v值约为 0.5～6 MW/m³。低值属于辅锅炉，高值为舰艇主锅炉。通常船舶锅炉为 1～2 MW/m³。增压锅炉的q_v值高达 8～12 MW/m³。由此可见增压锅炉炉膛（决定锅炉尺寸的主要因素之一）可以做得很小。

2）辐射受热面积的平均辐射热负荷q_f，其定义为：

$$q_f=\frac{Q_1}{H_f} \quad kW/m^2 \tag{4.2.5-56}$$

它反映炉膛辐射受热面积的负荷强烈程度。

3）对流受热面积的平均对流热负荷q_{dl}，其定义为：

$$q_{dl}=\frac{Q_{dl}}{H_{dl}} \quad kW/m^2 \tag{4.2.5-57}$$

上式也就是 $q_{dl}=K\Delta t$ kW/m² (4.2.5-57′)

q_{dl}的数值范围很大，取决于锅炉本身的结构、受热面所处的烟气温度区域等等。可以由20 kW/m²到200 kW/m²。

以往还常常用每单位面积产汽量（kg/(m²·h)）作为指标，这样在比较时涉及蒸汽的参数不同，以致有的利用折合标准蒸汽相比的，其实质和这里所用的单位面积负荷相似。

4）最大热负荷q_{max}

它是指锅炉中受热面积承受的热负荷中最大的。一般在炉膛内既吸收辐射热又吸收对流热的第一列管列所受的热负荷最大。由于燃烧设备布置位置不同，这列管中某几根管（如双面燃烧的炉膛靠中间的几根管子）热负荷最大。即使是吸热最强的一根管子，沿周径以面对炉膛的一点热负荷最强。沿管长热负荷也不一样，以最近燃烧火炬的那段最强。确定选用哪种管材时要用这一最大热负荷q_{max}作为计算依据。具体算法可查有关锅炉计算书籍。这里介绍q_{max}的目的在于检查锅炉受热面时应重点注意受热面热负荷最强的部位。

关于过热器的安全问题可从其壁温计算公式看出：

$$t_{wb}=t_{gr}'+q_{max}\left[\frac{1}{\alpha_2}+\left(\frac{\delta}{\pi}\right)_{sg}+\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{jz}\right] \tag{4.2.5-58}$$

影响因素不仅要看流程内过热蒸汽的温度t_{gr}'，还要看该流程的最大热负荷q_{max}。有些锅炉上将过热器的出口流程置于烟气较低温度区域，也就是为了避免用更高档次的合金钢材。

4 锅炉运行中对传热方面应注意的要点

1）炉膛吸热量Q_1一般占全部有用热量Q_1的（15～20）%。在空气过剩系数α由1.1增加到1.4时会使炉内平均燃烧温度下降近300℃。这就会使Q_1下降达50%。所以应力求在燃烧完全的前提下，尽可能用较低的空气过剩系数。

2）空气过剩系数过高同样会使锅炉整个烟气通道内烟气温度降低，因而也使对流受热面的吸热量减少。

3）要减少双流传热中的热阻，所有热阻中受热面上积灰占相当数值。锅炉经一定时间（一般200～300 h运行后），必须进行清灰工作。

4）受热面内侧结垢与给水品质、是否严格遵守锅水处理制度、及时排污等有关。目前规定的各种水质处理制度，只要严格贯彻执行，可以做到在一定时间内受热面内侧无垢运行。

当有油类杂质（如滑油、重油等）进入给水而被带入锅炉时，对近炉的蒸发受热面特别危险，每易引起爆管。这可从锅炉停炉后水位表中水面附近有油判断出来。锅炉水中进油时若未消除进油原因和进行彻底清洗时不宜再使锅炉工作。

经济器出口水温偏低与其外侧积灰、内侧积油和垢有关。

5）过热蒸汽温度偏低除了外表积灰原因外，往往与饱和蒸汽湿度过高有关。

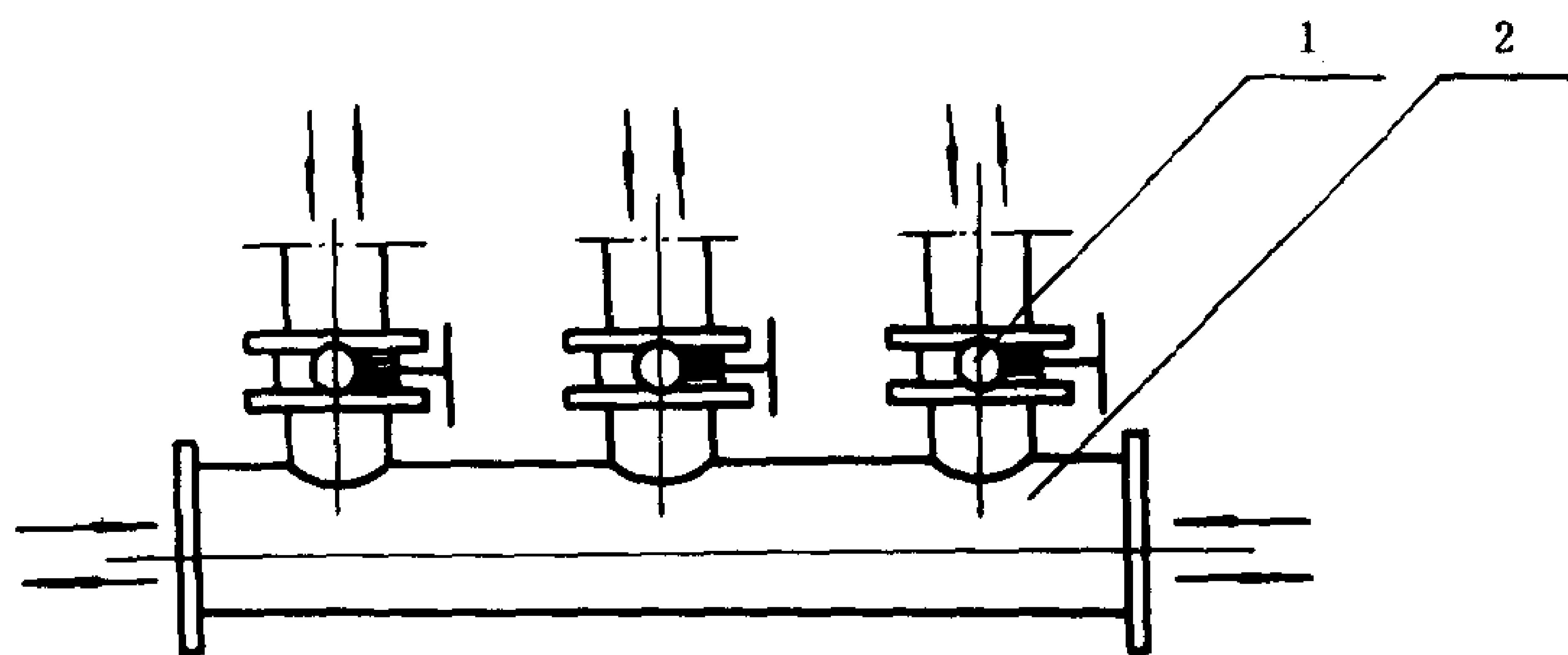


图 7.1.2—31 吸入或排出蝶阀管阀箱

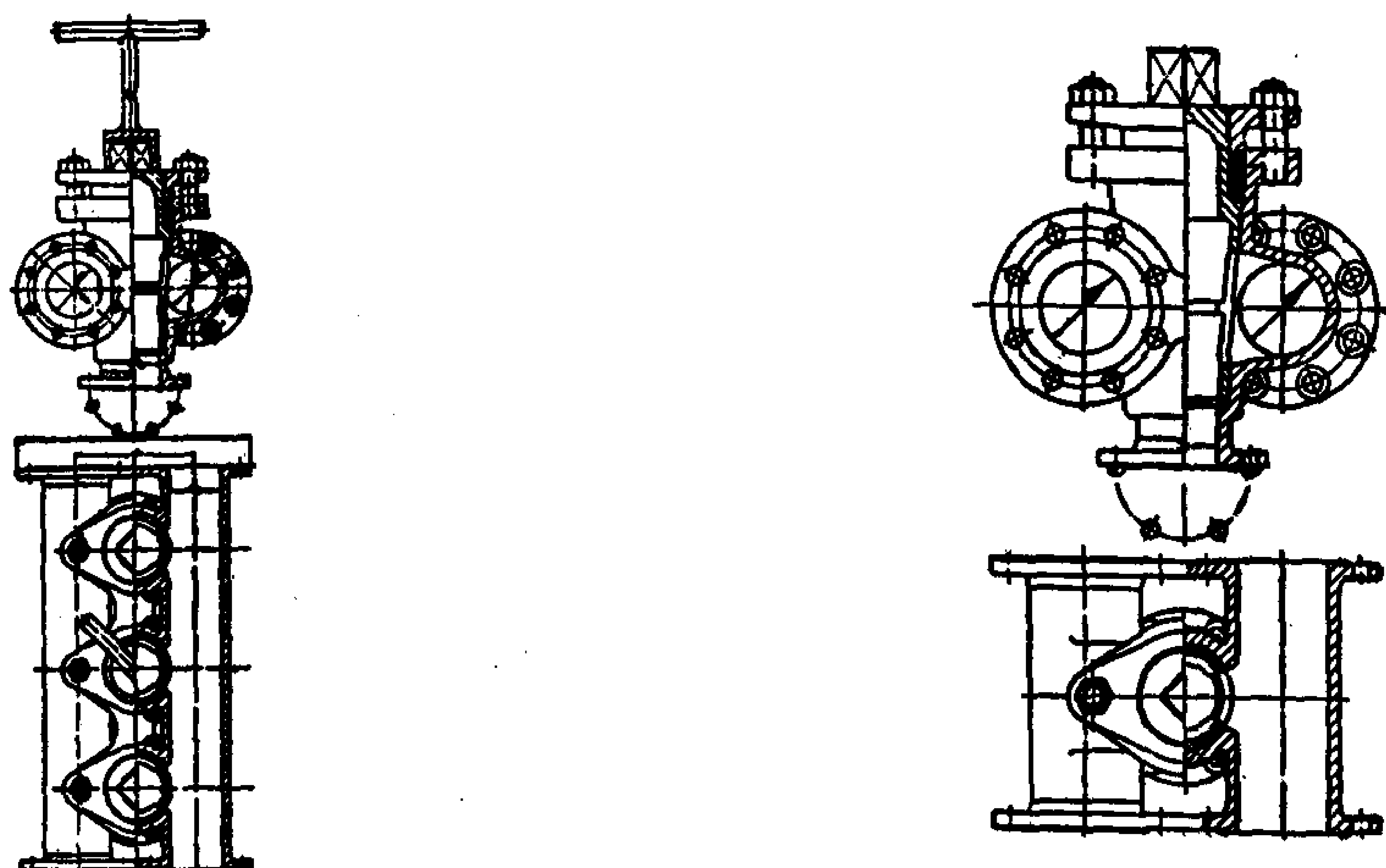


图 7.1.2—32 旋塞式吸用阀箱

表 7.1.2—15

几种远距离液位计

型式	浮筒式	气泡式		静电容量式	超声波式	压力式	差压式
原理	液面的浮筒升降拉动钢丝绳通过滑轮指示重块和刻度尺或指示器而测出液位的高低	利用细空气管中压力空气排挤舱柜内管段中的液体的平衡作用，由U形管测出液位的高低		依靠液位的变化，使舱柜内的静电棒和舱柜型的静电容量产生变化，而测出液位的高低	根据脉冲声波的反射时间而测出液位的高低	利用液体的静压头而测出液位的高低	根据与基准液面的差压而测出液位的高低
优点	对液体比重温度的影响小	无运动部件，结构简单，安全可靠，价格低廉		无运动部件，对液体比重、温度的影响小	无运动部件，对液体比重、舱柜内压力无影响	全气波式	全气泡式
缺点	运动部件多，结构复杂，对舱柜内液体温度变化有影响，无法修正，所以指示有误差	有液体比重、温度变化的影响；空气压力输送时间缓慢；；有管内凝水的影响		电容平的影响大	有温度，汽化密度的影响；有固导波内的腐蚀干扰反射的影响	有液体比重、温度变化的影响	全压力式
付送方式	有各种可能	空气压力	直流电流	直流电流	声脉冲信号	液体压力	液体压力

续上表

型　　式	浮　筒　式	气　泡　式		静电容量式	超声波式	压　力　式	差　压　式
指示方式	模拟、数字	液柱、流体压力计	模拟	模拟	数字	液柱	液柱
计测范围	0.1～30m	1～50m	20mm以上	20mm～50m	0～40m	1～30m	1～50m
实用精度	±5～40mm	±50mm±2%		重显性±2%（全刻度）	原油等±50mm 水±10mm	±10mm	±10mm
用途	液体、船舶吃水	液体、船舶吃水		液体、粉末、颗粒、块状	液体、船舶吃水	液体	液体
防爆性能	本身安全耐压防爆	—		耐压防爆	耐压防爆	—	—

2.3.4 液位指示附件类

这类附件主要是用来指示舱（柜）和容器内的液位。本节介绍的是远距离液位计、它们的型式、原理和优缺点等，见表 7.1.2—15。

近年生产的两种新型就地检测的液位计，一种是利用三菱镜折射的双色液位计，另一是利用磁铁吸动不平衡能翻动的指示块（反面涂红漆），都能精确地指示出箱（舱、柜）内的液位。这些液位计的优点是简单可靠，无连通管，表计与箱柜完全隔离。

图 7.1.2—33 所示为用于大型油舱（柜）的 A 型内装式 D_N150 船用浮筒式液位计（系列标准 CB* 3210）。

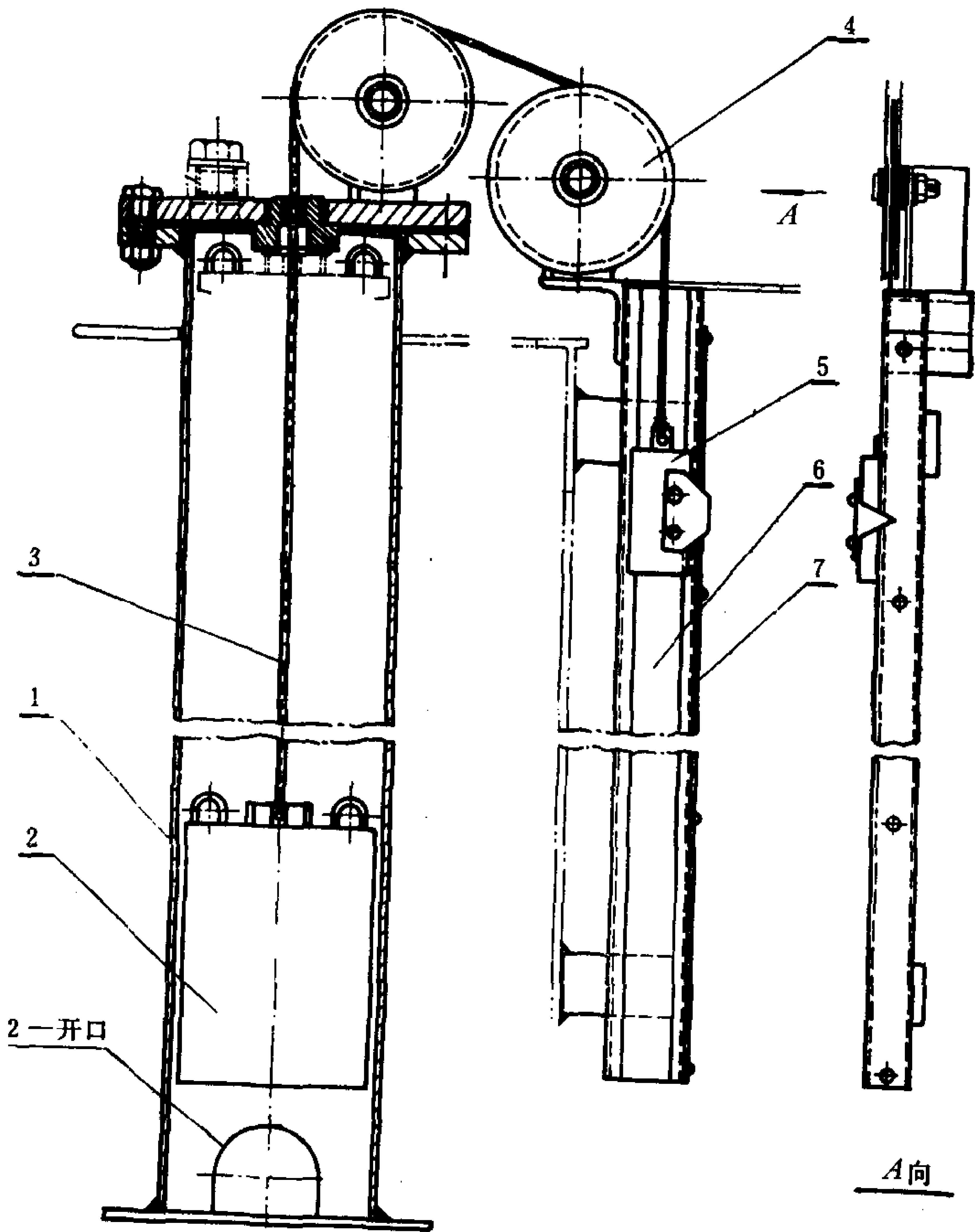


图 7.1.2—33　A 型 D_N150 船用浮筒式液位计

1—本体；2—浮筒；3—钢丝绳；4—滑轮；5—重块；6—重块导轨；7—刻度尺

2.3.5 连接件类

1）法兰：法兰是船舶管系用得最多的一种传统接头。法兰尺寸由 3 个参数（工作压力、螺栓孔中心圆直径

或部件的几何尺寸、形状决定其数值。

1）管道转弯时的局部阻力系数$\zeta=B\cdot C$，B按转弯的形式由表4.2.6-1查取，C按转弯的角度由表4.2.6-2查取。

表4.2.6-1　　系数B值

名称	转弯形式		系数B值								
缓转弯		R/b	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0
		B	1.0	0.68	0.47	0.36	0.27	0.20	0.15	0.12	0.10
焊接弯头		R/d	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	2.0	3.0	4.0	
		B	1.0	0.86	0.79	0.74	0.70	0.34	0.23	0.18	
带圆角的急转弯		r/b	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6			
		B	0.83	0.53	0.38	0.31	0.27	0.25			

表4.2.6-2　　系数C值

转弯角度 形式	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
缓转弯及带圆角的急转弯	0	0.45	0.78	1.00	1.15	1.30	1.40
带锐边的急转弯	0	0.14	0.41	1.00	1.90	2.60	3.00

气流在管簇内转弯时，其局部阻力系数ζ由表4.2.6-3查取。

表4.2.6-3　　气流在管簇内转弯时的ζ

转角	180°	90°	45°
局部阻力系数ζ	2.0	1.0	0.65

2）管道截面突变时的局部阻力系数由表4.2.6-4查取。其速度头按小截面的流速计算。

表 7.1.2—16　　　　　　　　船用法兰类型和公称通径范围

类型	圆形										椭圆形	
	钢制法兰	铸铁法兰	铸钢法兰	搭焊钢法兰	对焊钢法兰							
标准编号	GB	GB	GB	GB	GB							
简图												
公称压力 MPa	0.25 0.6 1.0 1.6 2.5	0.25 0.6 1.0 1.6 2.5 4.0 6.4	0.25 0.6 1.0 1.6 2.5 4.0	0.25 0.6 1.0 1.6	2.5 4.0 6.4	0.6 1.0 1.6 2.5	1.0 1.6 4.0	2.5 4.0	0.6 1.0 1.6 2.5	0.6	0.6	0.6

公称通径 DN mm：10　15　20　25　32　40　50　65　80　100　125　150　175　200　225　250　300　350　400　450　500　600　700　800　900　1000　1200　1400　1600　1800　2000

4）完全开启的转动档板，其局部阻力系数为0.1。

5）空气预热器空气连通箱的局部阻力系数，转弯180°时为3.5，转弯90°时为0.9。

3.3 横向冲刷受热面管簇流阻的计算

气流横向冲刷受热面管簇时的流阻计算公式与通道局部流阻相同，只需根据受热面管簇的结构特性确定其阻力系数。

3.3.1 横向冲刷顺列裸管受热面管簇

阻力系数ζ按下式计算：

$$\zeta=\zeta_0 z_2 \tag{4.2.6-4}$$

式中：z_2——沿气流方向的管子列数；

ζ_0——每列管子的基准阻力系数，与s_1/d、$\psi=\frac{s_1-d}{s_2-d}$及雷诺数Re有关。s_1、s_2为管簇的横向和纵向管距，d为管子外径。当$s_1\leq s_2$和$0.12\leq\psi\leq1$时，

$$\zeta_0=1.52(s_1/d-1)^{-0.5}\psi^{-0.2}Re^{-0.2}$$

当$s_1>s_2$和$1<\psi\leq8$时，

$$\zeta_0=0.32(s_1/d-1)^{-0.5}(\psi-0.9)^{-0.68}Re^{-\frac{0.3}{\psi^2}}$$

也可按线算图计算ζ：

当$s_1\leq s_2$时，$\zeta=\zeta_0 C_s z_2$；当$s_1>s_2$时，$\zeta=\zeta_0 C_s C_{Re} z_2$。$\zeta_0$为一列管子的基准阻力系数，按图4.2.6-1查取。z_2为沿气流方向的管子列数。C_s和C_{Re}为修正系数，按图4.2.6-1右边查取。

3.3.2 横向冲刷叉列裸管受热面管簇

其阻力系数ζ按下式计算：

$$\zeta=\zeta_0\ (z+1) \tag{4.2.6-5}$$

ζ_0按下式计算：

$$\zeta_0=C_s Re^{-0.27}$$

当$0.14\leq\psi\leq0.7$、$s_1/d<2.0$时$\left(\psi=\frac{s_1-d}{s_2'-d}、s_2'=\sqrt{\frac{s_1^2}{4}+s_2^2}\right)$

$$C_s=3.2+(4.6-2.7\psi)(2-s_1/d)$$

此时如$s_1/d\geq2.0$时，$C_s=3.2$。

当$1.7\leq\psi\leq5.2$时，

$$C_s=0.44(\psi+1)^2$$

横向冲刷叉列管簇的流动阻力亦可按线算图计算：

$$\Delta h=C_s C_d \Delta h_0(z_2+1) \tag{4.2.6-6}$$

式中：Δh——横向冲刷叉列管簇的流动阻力，Pa；

Δh_0——一列管子的基准流动阻力，Pa；

C_s——管簇形状修正系数；

C_d——管径修正系数；

z_2——沿气流方向的管子列数。

h_0按图4.2.6-2查取。C_s可按图4.2.6-3查取。C_d可由图4.2.6-2上右下角小图中查取。

3.3.3 斜向冲刷裸管受热面管簇

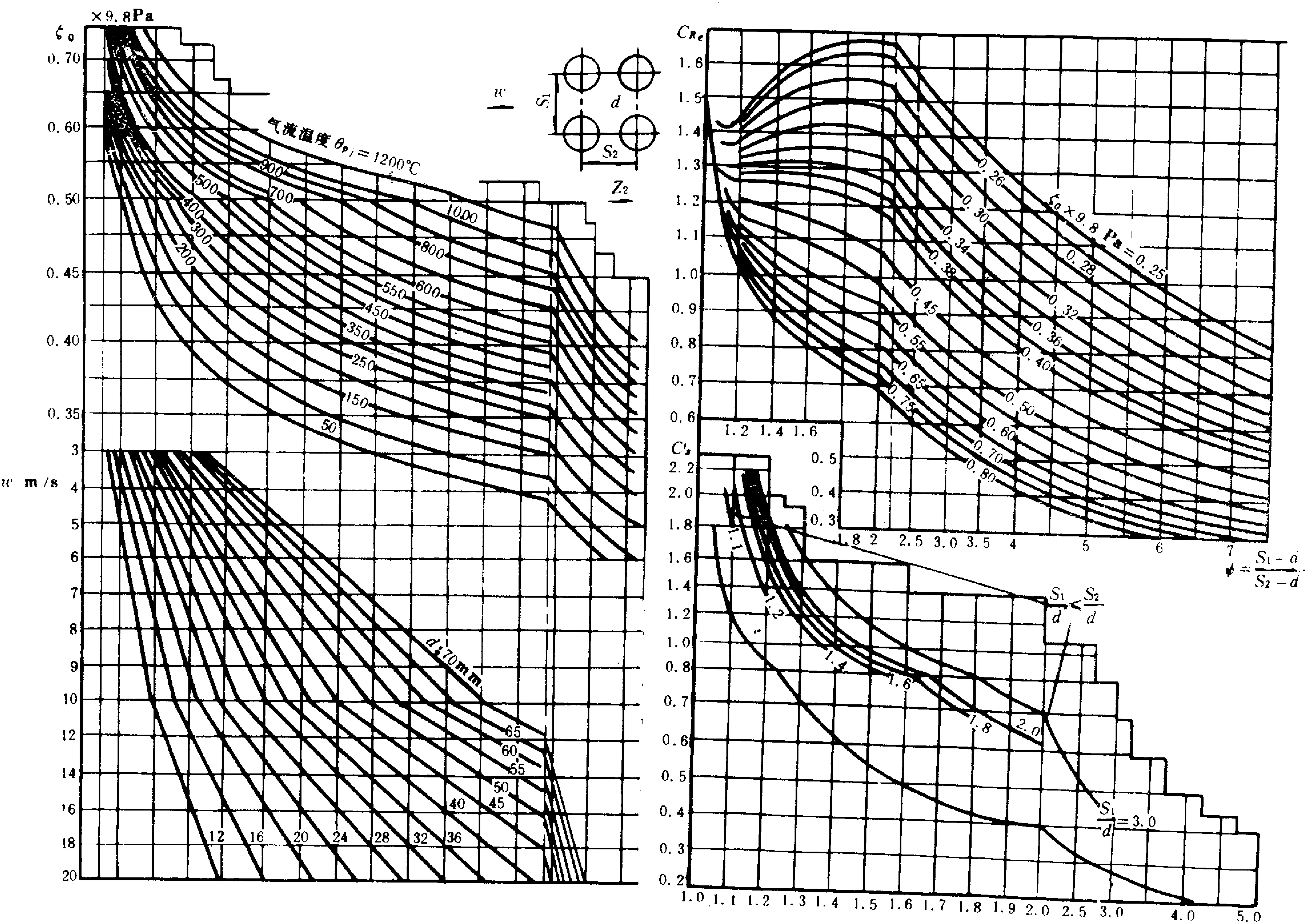


图 4.2.6-1 顺列管簇基准阻力系数

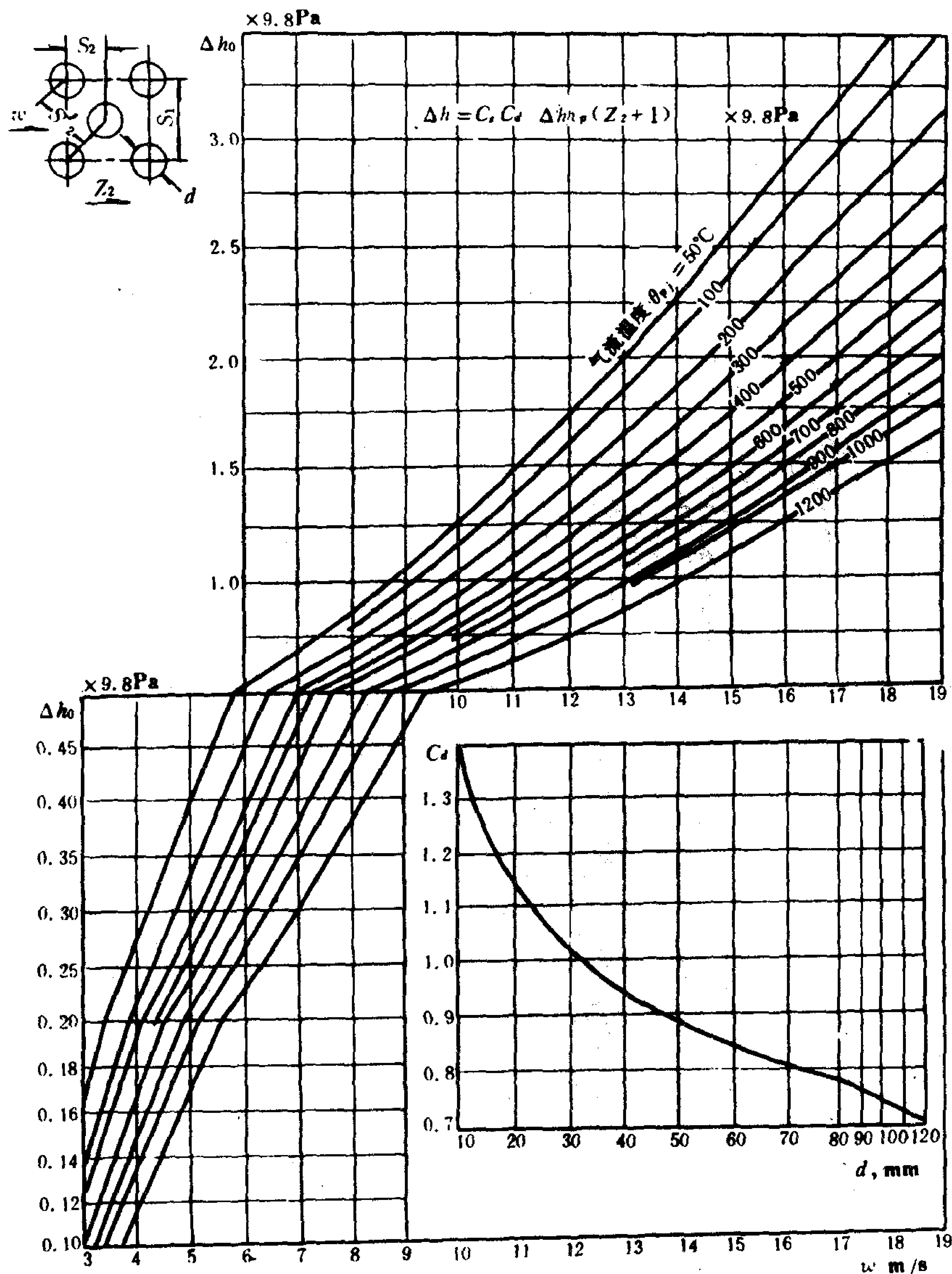


图 4.2.6-2 叉列管簇基准流动阻力

当气流斜向流经管簇与管簇夹角小于 75°时，管簇阻力先按横向冲刷计算，然后将流动阻力加大 10%即可。

当气流流经管簇的行程中有转弯时，应计入气流转弯产生的局部流阻。每一转弯的局部流阻按局部流阻公式计算，即

表 7.1.2—19　　船舶系统的管路附件图形符号

管子和管子接头符号		符　　号
序号	名　　称	
1	单流向管	
2	双流向管	
3	不连接交叉管	
4	连接交叉管	
5	T 型管	
6	上行管	
7	下行管	
8	焊接接头	
9	螺纹接头	
10	法兰接头	
11	快速接头	
12	套管接头	
13	尾端软管接头	
14	伸缩接头	

$$S=3530\left(\frac{1}{273+t_{\mathrm{R}}}-\frac{1}{273+t_{y}}\right)H \tag{4.2.6-7}$$

式中：S——自然通风压力，Pa；

H——烟囱高度，m；

t_k——外界空气温度,℃；

t_y——烟囱内烟气平均温度，近似等于锅炉排烟温度,℃。

一般每米烟囱高度的自然通风压力为 3～4 Pa。

烟囱出口处的烟气流速在机械通风时不应小于 4～5 m/s，以防空气倒灌。推荐速度为 10～20 m/s。

烟囱直径D按下式计算：

$$D=\sqrt{\frac{V_y^0 B}{900\,\pi u}\times\frac{273+t_y}{273}} \tag{4.2.6-8}$$

式中：D——烟囱出口直径，m；

u——烟囱出口烟气流速，m/s；

$V_y{}^o$——标准状态下的烟气体积，Nm^3/kg；

B——燃料耗量，kg/h。

5 通风设备的选择

在平衡通风时，送风机和引风机压头、排量的确定：

5.1 送风机

5.1.1 送风机排出压头Δh_S

$$\Delta h_S=1.2\ (\Delta h_k-\Sigma h_{z-}h_1')\ \frac{273+t_{1k}}{273+20}\times\frac{760}{b} \tag{4.2.6-9}$$

式中：Δh_S——送风机排出压头，Pa；

Δh_k——空气侧总阻力，Pa，包括空气通道、空气预热器、燃烧器流阻；

Σh_z——空气侧自然通风力总和，（从燃烧器出口到炉膛出口）；

h'_1——空气进入炉膛处负压，Pa，按下式计算：

$$h'_1=h''_1+9.5H$$

h''_1——炉膛出口负压，Pa；

H——燃烧器出口到炉膛出口的垂直高度，m；

t_{1k}——送风机入口冷空气温度,℃；

b——当地大气压，mmHg。

5.1.2 送风机排量Q_S

$$Q_S=1.1\,B\ (\alpha''_1-\Delta\alpha+\Delta\alpha_k)\ V_o\frac{273+t_{1k}}{273}\times\frac{760}{b} \tag{4.2.6-10}$$

式中：Q_S——送风机排量，m^3/h；

V_o——标准状态下理论空气量，Nm^3/kg；

α_l''——炉膛出口空气过剩系数；

$\Delta\alpha$——炉膛漏风系数；

$\Delta\alpha_k$——空气预热器漏风系数。

5.2 引风机

5.2.1 引风机压头Δh_{yf}

$$\Delta h_{yf}=1.2\left(h''_{1}+\Delta h_{y}-\Sigma h_{y}\right)\frac{273+t_{py}}{273+200}\times\frac{760}{b}\times\frac{1.29}{1.34} \quad (4.2.6\text{-}11)$$

式中：Δh_{yf}——引风机压头，Pa；

Δh_{y}——烟气侧总阻力，Pa，包括蒸发管簇、过热器、空气预热器及烟道流阻；

Σh_{y}——烟气自然通风压力（从炉膛出口到烟囱出口）Pa；

t_{py}——排烟温度,℃；

200——工厂引风机设计温度,℃。

5.2.2 引风机排量Q_{yf}

$$Q_{yf}=1.1B\left(V^{o}_{py}+\Delta\alpha V^{o}\right)\frac{t_{y}+273}{273}\times\frac{760}{b} \quad (4.2.6\text{-}12)$$

式中：Q_{yf}——引风机排量，m^3/h；

V^{o}_{py}——标准状态下排烟体积，Nm^3/kg；

$\Delta\alpha$——由锅炉排烟口到引风机入口烟道的漏风系数；

t_{y}——引风机入口烟气温度,℃。

5.3 风机电动机的功率

$$N=\beta\frac{Q\Delta h}{3600\cdot\eta}\times10^{-3}$$

式中：N——风机电动机功率，kW；

B——电动机功率的安全系数，送风机为1.15，引风机为1.3；

Q——送风机或引风机排量，m^3/h；

Δh——送风机或引风机压头，Pa；

η——送风机或引风机效率。

6 风机工作的调整

锅炉风机设计工作点的风量应等于锅炉最高负荷下的风量，风机的工作点应处在风机的高效率区。锅炉低负荷运行时，要求减少风量，为此必须对风机的工作进行调整。一般采用三种调整方法。

1）节流调整　在烟、风道中装设节流挡板，以增大流阻。通过改变节流挡板的开度，即改变流阻来控制风量。这种调整方法会造成很大的节流损失，并容易使风机的工作点偏离高效率区。节流调整不经济，但方法简单。在小型锅炉中广泛应用。

2）变速调整　依靠降低风机转速使其风量和压头同时减小来完成风量的减少。没有节流损失，较节流调整经济，但需要用直流或交流整流子调速的电动机或用液力联轴器变速装置，或者采用汽轮风机。绝大多数用于功率大而负荷变化范围广的锅炉上，小型锅炉极少采用。

3）导向器调整　在风机的进口处装设导向器来改变风机的工作特性。借助改变导向器导向叶片的角度，即改变气流进风机叶轮时的方向，从而改变风机产生的压头来调整风量。

采用导向器调整会降低风机效率，但调整幅度不很大时，其经济性比节流调整高得多，且导向器结构简单、操作维护方便，得到广泛应用。

第7章 辅 锅 炉

辅锅炉及余热锅炉应用于内燃机船时，其主要用途为供应全船加热系统和生活杂用所需之蒸汽。亦可利用其蒸汽作为部分辅助机械，如辅锅炉蒸汽给水泵，油船货油泵等的能源及利用余热锅炉产生的蒸汽驱动汽轮发电机等。

辅锅炉的种类很多，有烟管锅炉和水管锅炉，有自然循环锅炉和强制循环锅炉，有立式和卧式等等。余热锅炉也有自然循环和强制循环两种形式。

辅锅炉的产汽量由1到几十吨/时，蒸汽压力一般为0.5～0.8 MPa，很少超过1.2 MPa，并且是饱和蒸汽，只有在大型货船和大中型油船上，利用蒸汽供给原动机带动发电机或货油泵，并为了提高原动机的经济性和使用寿命才采用较高压力和低过热度的蒸汽。

1 辅锅炉

辅锅炉的选型原则是结构简单，维护操作方便；重量、尺寸尽可能小，尤其是对尾部机舱布置的船舶；工作安全、可靠、寿命长。

辅锅炉的基本型式与主锅炉相似，但产汽量和蒸汽压力一般较低，对锅炉的经济性要求不高，结构上就比较简单。

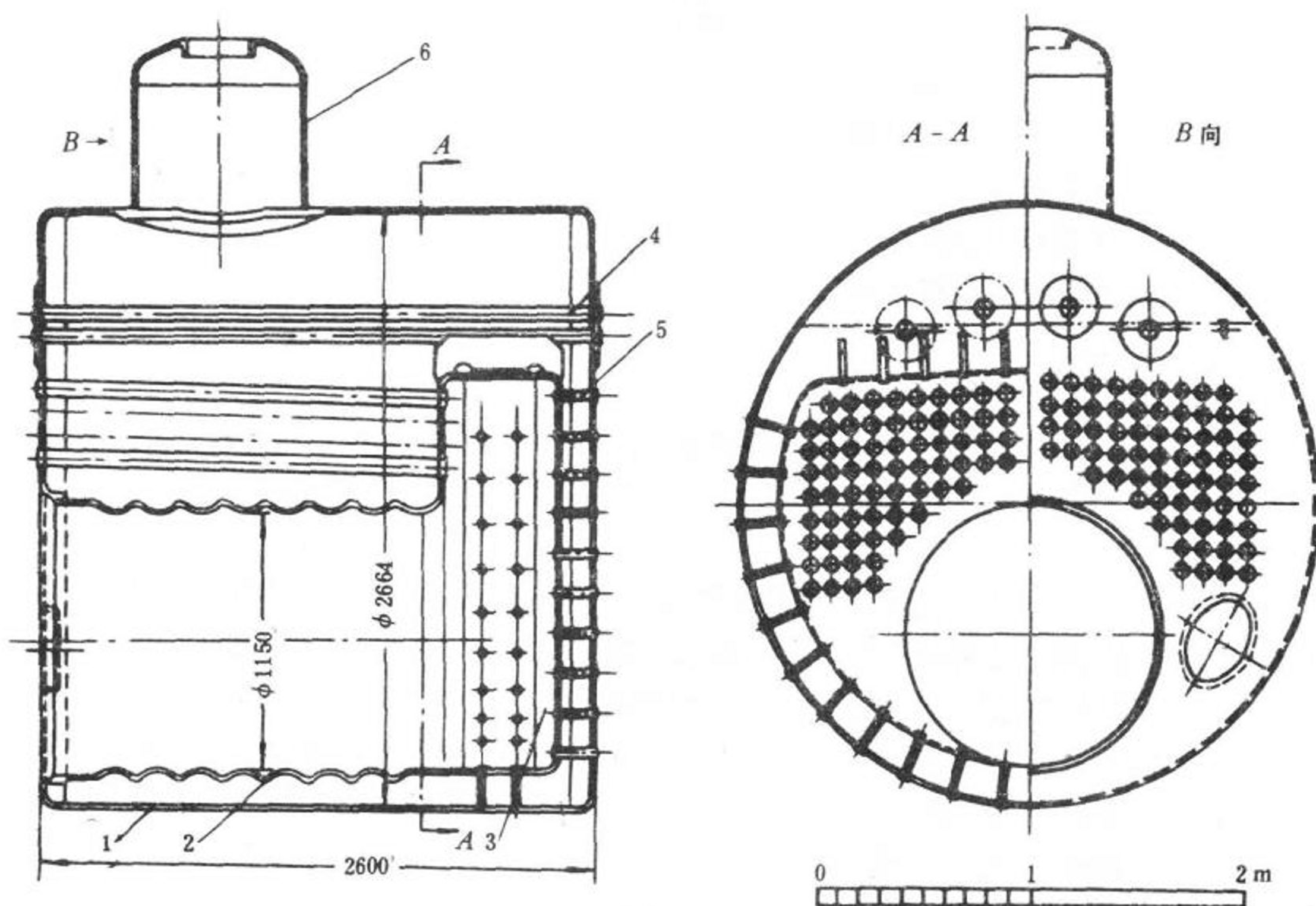


图4.2.7-1 卧式烟管锅炉（苏格兰锅炉）

1-锅筒；2-波纹形炉膛；3-燃烧室；4-长牵条；5-短牵条；6-汽包（将军帽）

1.1 烟管锅炉

1.1.1 卧式烟管锅炉（苏格兰锅炉）

其结构如图 4.2.7-1 所示。

其优点是蓄水量大，约为产汽量的 8～10 倍，对水质要求低，工作安全可靠，管理和维护简单。缺点是水循环差、升汽极慢，变工况性能差，爆炸时破坏性大。

此类锅炉有单侧式和双侧式，单侧式受热面最大可达 300 m²，双侧式则为 600 m²。炉膛数目按受热面大小而定。单炉膛受热面积为 20～75 m²，双炉膛为 55～185 m²，三炉膛是 140～280 m²。

炉膛长度约 2～3 m，炉膛直径 600～1300 mm，锅炉直径D与炉膛直径d的比：单炉膛$D=2800$ mm，$\frac{D}{d}=2.4\sim2.7$；双炉膛$D=3900$ mm，$\frac{D}{d}=3.5\sim3.8$；三炉膛$D=4700$ mm，$\frac{D}{d}=3.9\sim4.3$。烟管直径为 70～89 mm。

受热面的分布大致为：炉膛为 6%～8%，燃烧室为 9%～12%，烟管为 79%～89%，烟箱为1.3%～2%。

这类锅炉的主要性能数据。示于表 4.2.7-1。

表 4.2.7-1 **卧式烟管锅炉主要性能数据**

蒸汽压力	最大达 1.6 MPa
产汽率	18～22 kg/（m²·h）
产汽量	最大达 7～8 t/h
单位质量	300～360 kg/m²受热面
单位水质量	95～120 kg/m²受热面
燃烧室长	0.4～0.7 m
锅炉效率	0.65～0.75

1.1.2 联合式锅炉（布鲁登-哥普司锅炉）

联合式锅炉是苏格兰锅炉的改进型。产汽量为 5～6 t/h，蒸汽压力为 1.3 MPa左右。作为油船辅助锅炉。它有三个炉膛，一个公用的燃烧室。在锅炉后部的燃烧室里布置水管，燃烧室上部有四个水管联箱，下部有两个水管联箱，联箱的一端直接与锅炉的后封头相连，上下联箱之间用水管联接，这些水管增加了锅炉的辐射受热面和对流受热面，并且形成独立的水循环回路，提高了锅炉的效率和产汽量。

其结构示于图 4.2.7-2。

1.1.3 立式横烟管锅炉（考克兰锅炉）

它有一个直立的锅筒，其直径为 1500～2600 mm。顶部是椭圆形封头。炉膛由球形顶和底部环形槽构成，其后上方与燃烧室相通。燃烧室由后壳板和后管板围成，前管板与前盖板围成烟箱，烟管焊接或扩接在前后管板上，并用壁厚较大的牵条管加强。结构如图 4.2.7-3 所示。

炉膛和燃烧室的辐射受热面占总受热面的 10%，通过辐射传给锅水的热量占总吸热量的一半以上。烟管直径一般为ϕ 44.5，ϕ 51 或ϕ 58 mm。由于烟气在烟管内纵向流动、流速低，受热面的产汽率一般仅为 25 kg/（m²·h）。

锅炉的汽水空间分为三部分。第一部分位于锅筒下部，在炉膛的外围，这部分锅水主要

续上表

器具符号				
序号	名　称	符　号	备　用　符　号	
			俯　视	侧　视
8	传话器		—	—
9	气笛或雾笛		—	—
10	散热器			

指示和测量仪表符号		
序号	名　称	符　号
1	压力表	或 P
2	真空表	或 V
3	压力真空表	或 PV
4	温度表	或 T
5	差示压力表	Pd
6	汞温度表	
7	流量表	
8	液流指示器	

续上表

序号	名　　称	符　　　号
9	观察口(窗)	
10	自动报警器	

管头附件符号

序号	名　　称	符　　号	备用符号
			俯　　视
1	水(空)舱帽形空气管头		
2	油舱帽形空气管头(带铜丝网)		
3	水舱鹅颈空气管头		
4	油舱鹅颈空气管头(带铜丝网)		
5	油舱可闭鹅颈空气管头(带铜丝网)		
6	测深或注入管头		
7	自闭测深头		
8	开式甲板漏水口(圆形或椭圆形)		
9	可闭甲板漏水口		
10	水封甲板漏水口		

续上表

序号	名　　称	符　　号	备　用　符　号
			俯　　视
11	水封可闭甲板漏水口		
12	漏斗		
13	水封管		
14	喇叭口管头		

卫生附件符号

序号	名　　称	符　　号	备　用　符　号	
			俯　　视	侧　　视
1	龙头(阀或旋塞)		—	—
2	旋转放水阀		—	—
3	脸盆自闭龙头(阀)		—	—
4	浮球阀		—	
5	直通便器冲洗阀		—	
6	直角便器冲洗阀			
7	冷热水混合阀		—	—
8	带喷嘴旋转混合阀		—	—
9	浴缸淋浴及排出嘴组合附件		—	—

续上表

序号	名　　称	符　　号	备　用　符　号	
			俯　　视	侧　　视
10	浴缸手持喷头及排出嘴组合附件		—	—
11	淋浴莲蓬头		—	

注：①管路附件连接方式，一般有法兰、螺纹、套管和焊接连接等四种。绘制管路图时，附件如为法兰连接，按图 7.1.2—42 a)形式绘制；如为螺纹连接，按图 7.1.2—42c)形式绘制；如为套管连接，按图 7.1.2—42b)形式绘制；如为焊接连接，按图 7.1.2—42 d)绘制。

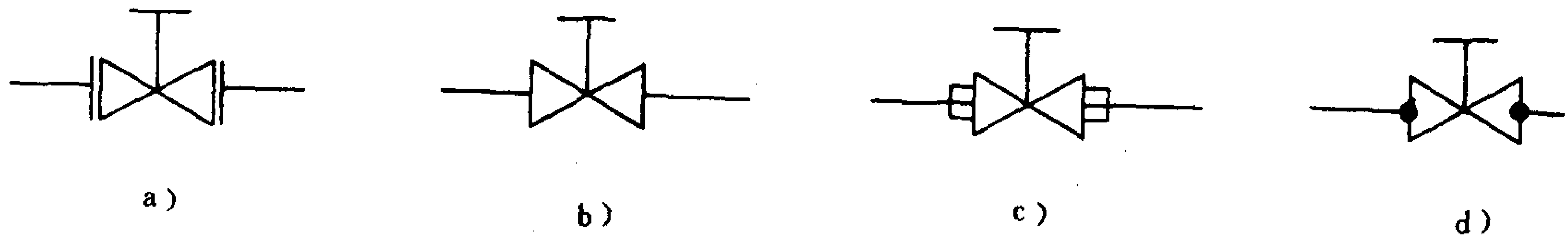


图 7.1.2—42　附件连接图形符号

②绘制双线管路图时，一般应加绘管路中心线，如图 7.1.2—43 所示。

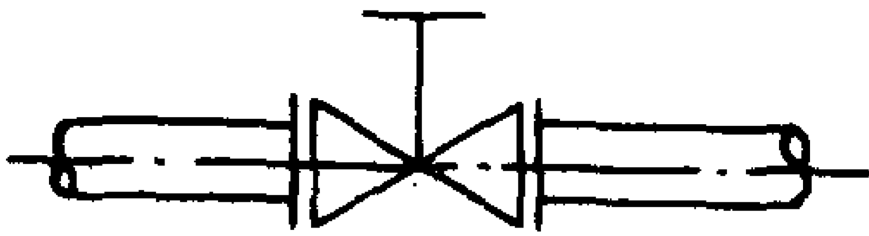


图 7.1.2—43　双线管路附件图形符号

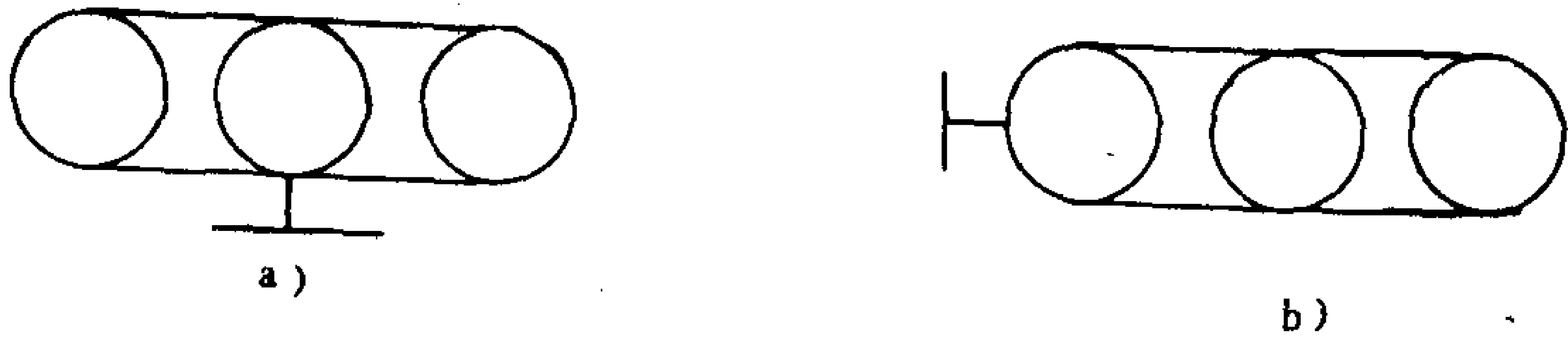
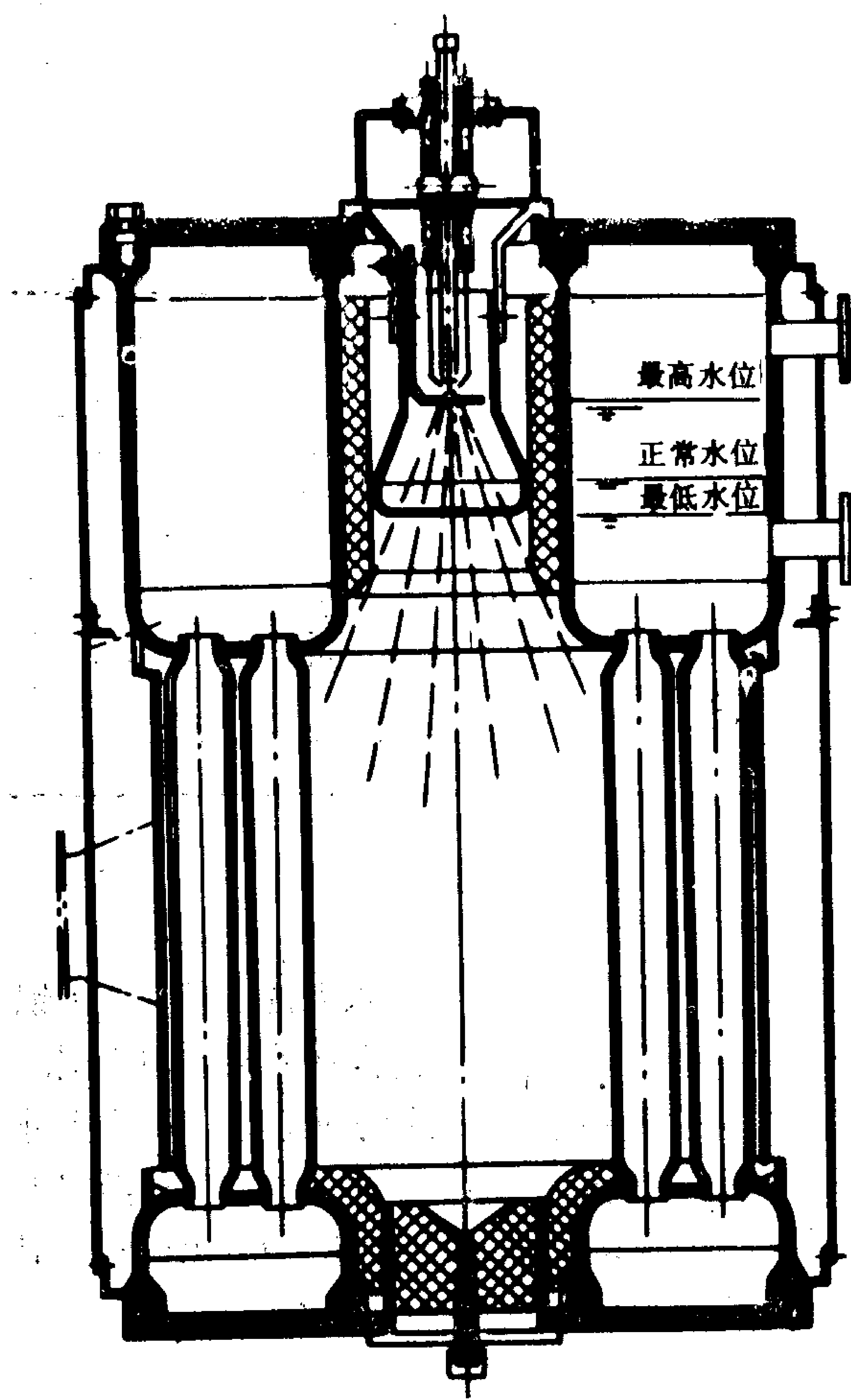


图 7.1.2—44　阀箱图形符号(三路)

③本标准规定的阀箱图形符号，均表示二路形式，若为三路的，则应按图 7.1.2—44 所示的绘法，更多分路的按此类推。



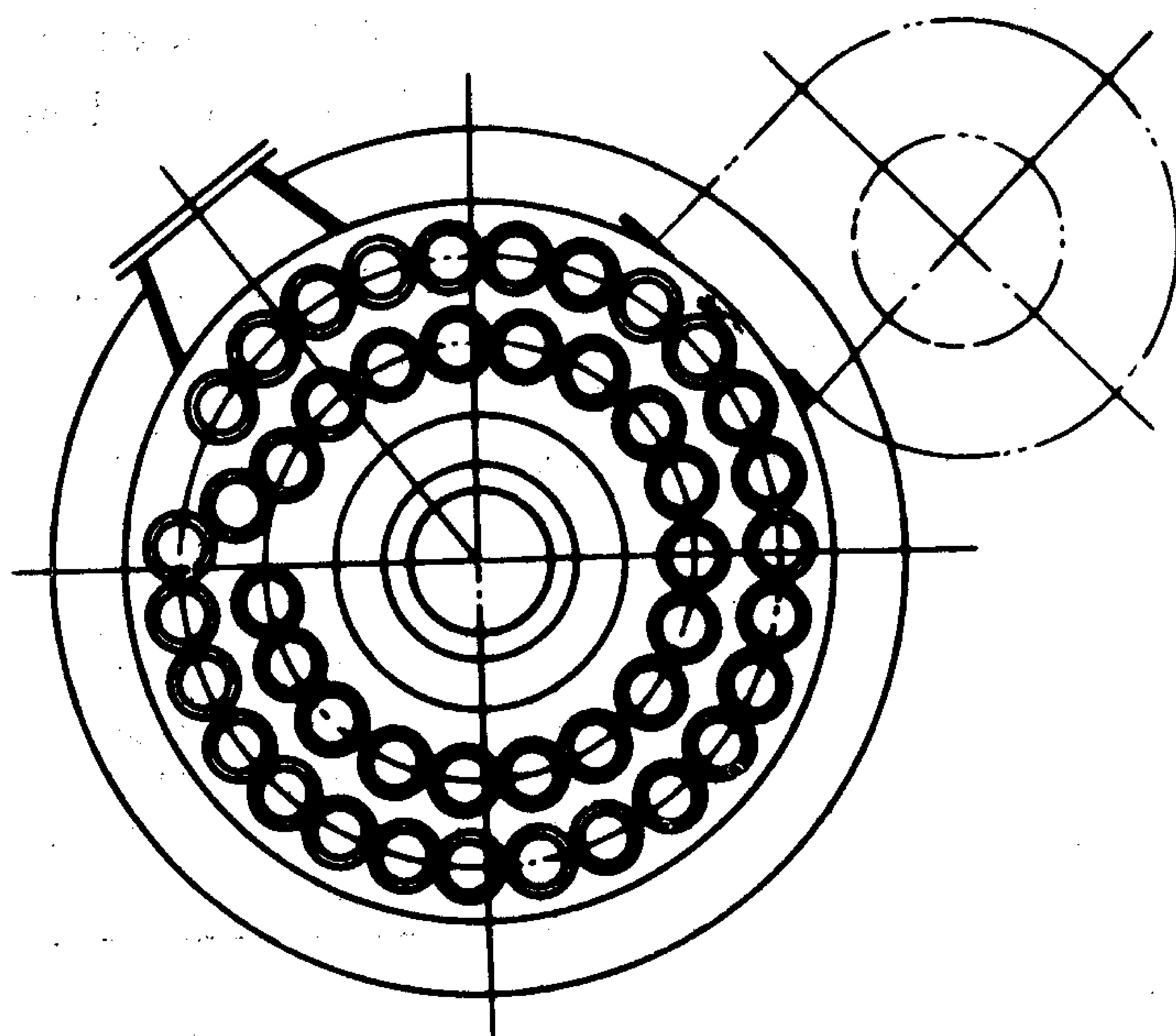


图 4.2.7-7 长直水管锅炉

蒸发管按同心圆布置成三层，最内层的管子为鳍片管，围成圆筒形炉膛。燃烧器布置在侧面，为了形成炉膛的开口部分，采用环形的小联箱，燃烧器上部的蒸发管簇焊在汽筒和小联箱上，下部短的蒸发管簇则焊在小联箱上。在燃烧器的对面，有一根联接汽筒和水筒的大直径管，表面用耐火泥覆盖，成为不受热的下降管。锅炉采用带空气夹层的双层外壳。夹层的宽度为 150 mm。内壳的前半部分，接触的烟气温度较高，用耐火涂料加以保护，后半部分靠近烟气出口，温度较低，直接与烟气接触。

这种锅炉的特点是效率高，在 50%～100%负荷的范围内，它在 85%以上；质量和尺寸小；锅炉水容量小，产汽量为 1000 kg/h 的锅炉，水容量仅 504 kg；受热面产汽率高，达 50 kg/（m^2·h）；水循环可靠。

其结构如图 4.2.7-9 所示。

1.2.3 角管锅炉

船舶角管锅炉是一个单锅筒的水管-烟管混合式锅炉，外形呈矩形。其特点是锅筒内有烟管受热面，如图 4.2.7-10 所示。

锅炉本体由锅筒、上升管、下降管、汽水混合物的集合管组成。锅炉的角管由直径 100 mm 或 123 mm的管子组成，角管同时作为锅炉的支架，支持锅筒及外壳。

锅炉的侧墙及后墙布置垂直水冷壁受热面，前墙安装燃烧器围成矩形炉膛，在炉膛上方布置一排倾斜的对流管簇，炉前两根垂直角管由锅筒引出做为下

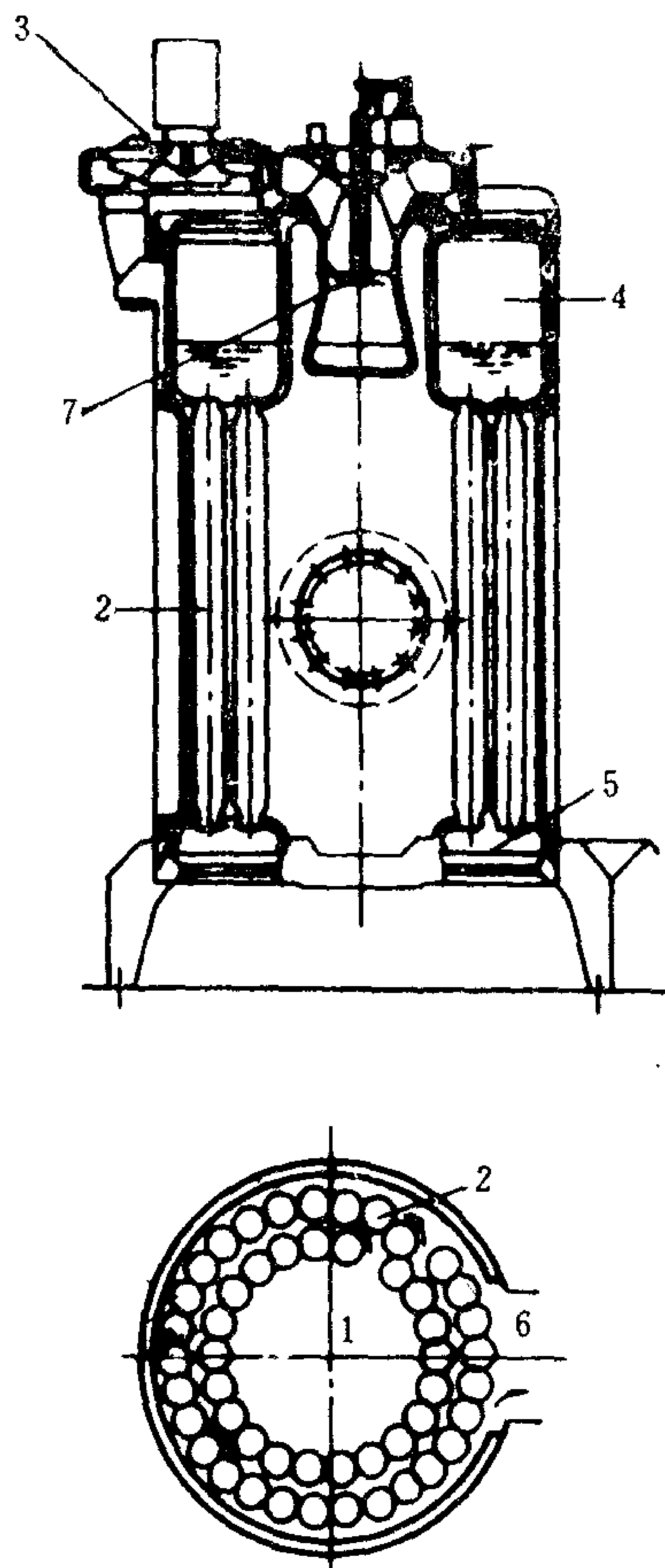


图 4.2.7-8　HK型水管锅炉

1-燃烧室；2-水管；3-风机；4-汽筒；5-水筒；6-烟道；7-燃烧器

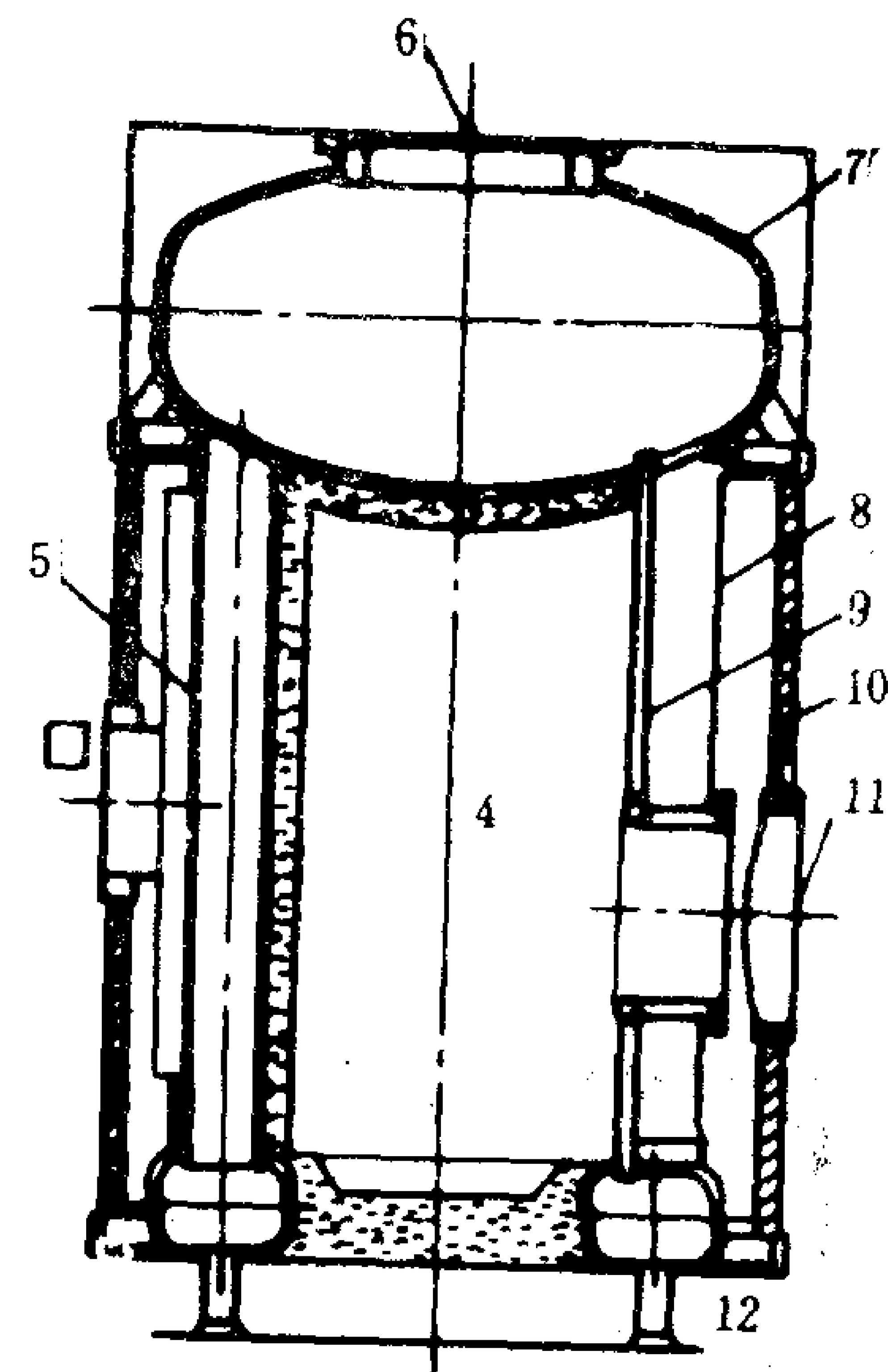


图 4.2.7-9　BH型水管锅炉

1-烟气出口；2、5-下降管；3、8-内壳板；4-燃烧室；6-人孔；7-汽筒；9-蒸发管；10-外壳板；11-燃烧器安装口；12-管座

降管，锅水由其引出后，进入与水冷壁相连的横角管和与对流管簇相连的横直管。然后经上升管与汽水混合物的集合管回到锅筒。

这种锅炉是德国拉蒙特公司的专利，产汽量从 0.6 t/h到 5 t/h，最大可达 10 t/h。几种代表性产品的技术参数列于表 4.2.7-5 中。

表 4.2.7-5　**角管锅炉的主要技术参数**

产汽量（正常/最大）　t/h	2/2.3	1/1.1	0.6
工作压力　MPa	0.8	0.7	0.7
给水温度　℃	80	55	50
燃料消耗量　kg/h	142	79	45
空气过剩系数	1.3	1.3	1.3
排烟温度　℃	310	320	300
炉膛容积热负荷　kJ/（m^2·h）	$4.1868\times31\times10^4$	$4.1868\times27.3\times10^4$	$4.1868\times45.5\times10^4$
锅炉效率　%	82	80	82
蒸发受热面　m^2	76.5	37	28

续上表

产汽量（正常/最大） t/h	2/2.3	1/1.1	0.6
水冷度	0.65	0.45	0.70
辐射受热面管径 mm	51	57	57
对流管簇管径 mm	44.5	57	57
锅筒内烟管直径 mm	51	57	57
锅炉质量 湿/干 t	9.7/8.4	7.2/6.0	5.15/4.75

角管锅炉也有锅筒内不设烟管的，此时锅筒直径较小，锅筒前部也不再有烟箱。

1.2.4 双锅筒锅炉（D型锅炉）

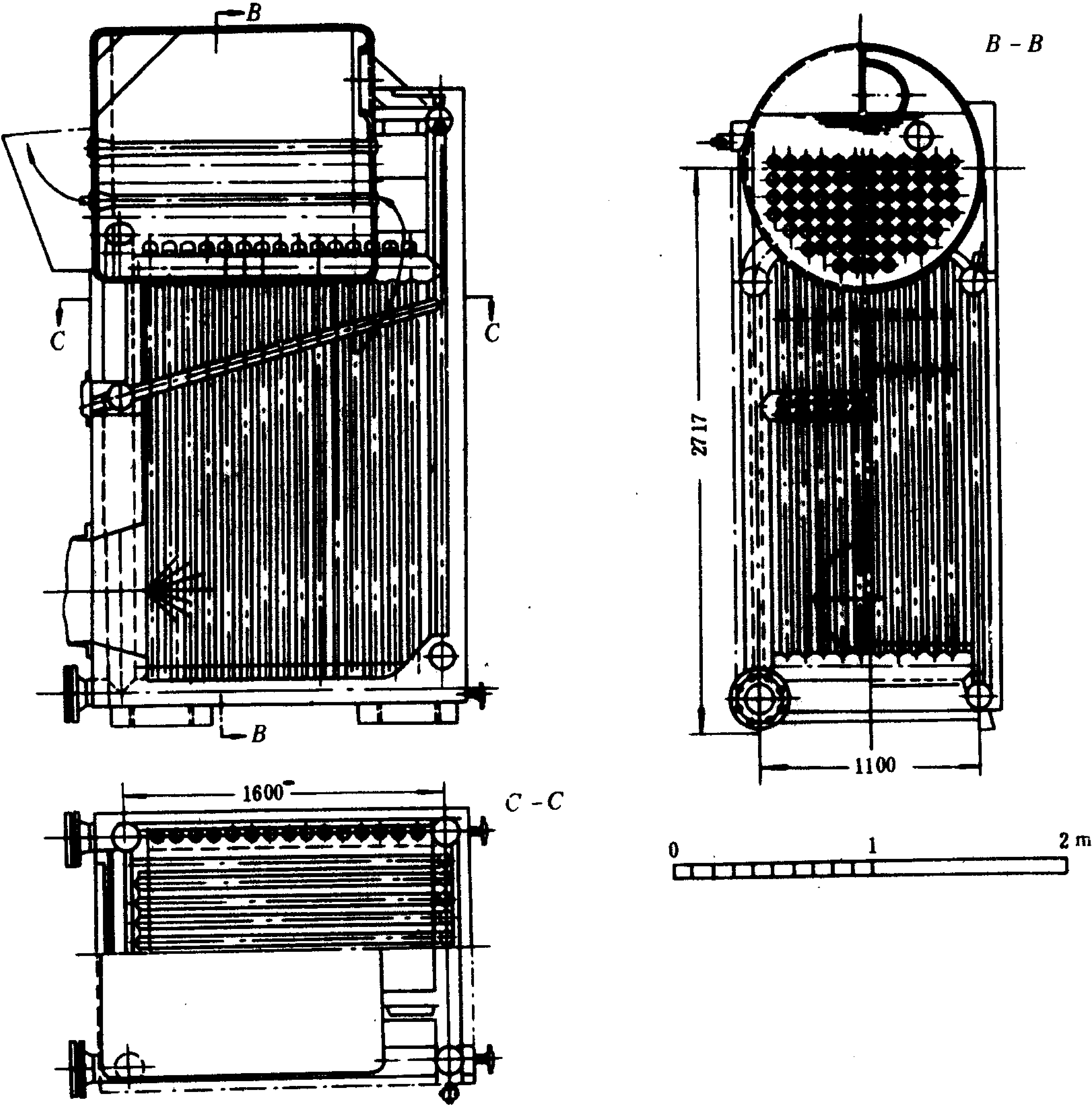


图 4.2.7-10 角管锅炉

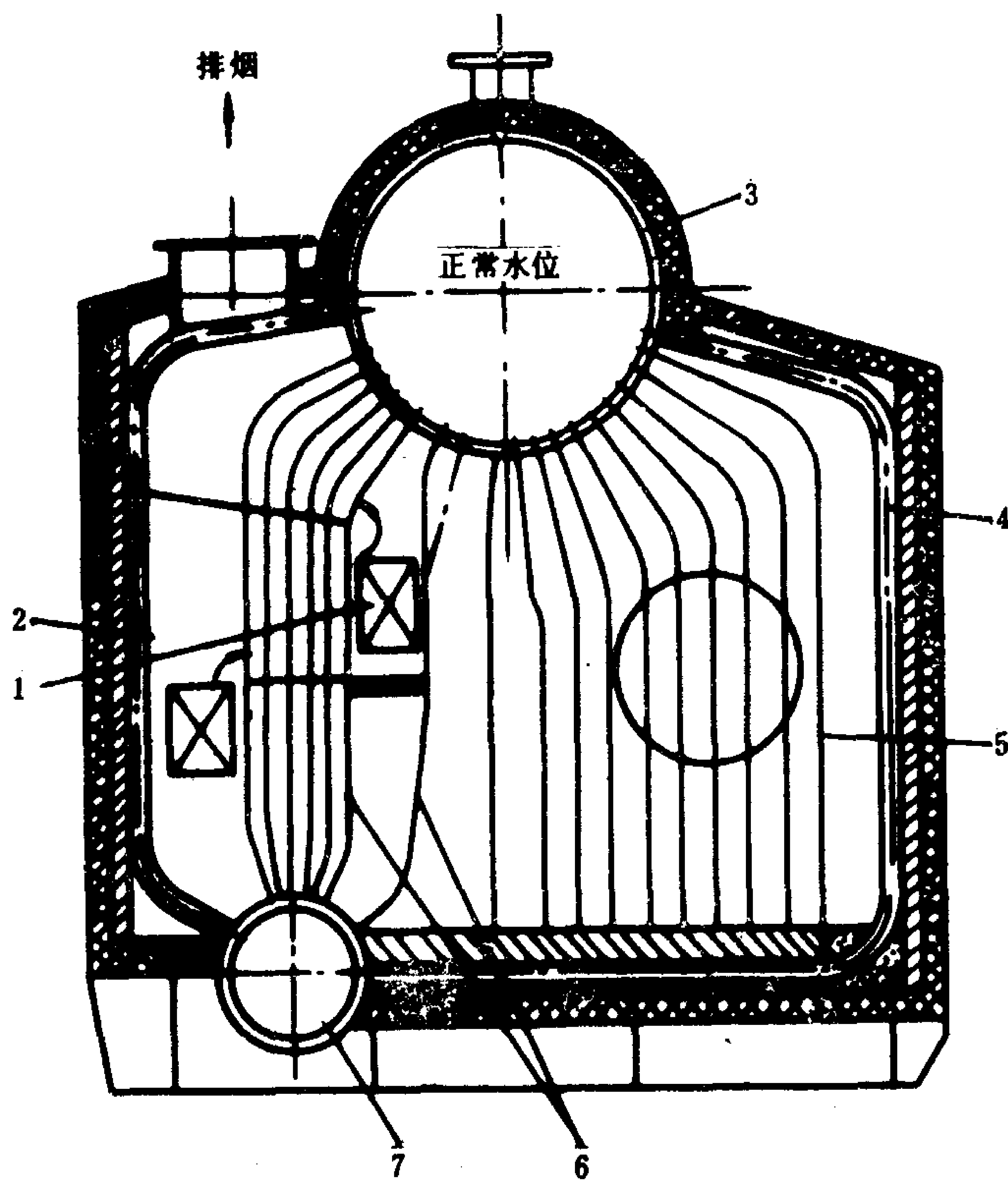


图 4.2.7-11　双锅筒锅炉

1-人孔；2-吹灰器；3-汽筒；4-侧水冷壁；5-后水冷壁；6-对流管簇；7-水筒

多用于油船上作为辅锅炉。工作压力可达 1.6 MPa，产汽量可达 20 t/h甚至更大。

它由上、下两个锅筒组成，一为汽筒、一为水筒。锅筒之间由蒸发管簇相连。汽筒直径为 1000 mm左右，水筒直径为 500 mm左右。

侧水冷壁、后水冷壁和蒸发管簇围成D字形炉膛，炉前布置燃烧器。在汽筒的前后两端有四根直径较大的不受热下降管。

其结构如图 4.2.7-11 所示。

油船上大容量的D型辅锅炉在对流管簇后设置经济器和空气预热器。其特点是水循环可靠，产汽率高达 40 kg/（m^2·h)；锅炉效率高达 91%。

1.3　强制循环锅炉

强制循环锅炉有单管和多管两种形式。单管式锅炉的受热面只由一根长管子组成，循环泵出来的锅水全部进入这根管子，加热后产生蒸汽。多管式由几根管子并联组成受热面，循环泵出来的锅水，先进入联箱，然后分配给每一根管子。多管式一般适用于大型辅锅炉或余热锅炉。

1.3.1　国产强制循环锅炉

其蒸发受热面只由一根总长约 300 m的管子组成。首先用直径 44.5×4 mm的管子自下而上在炉膛上部盘几圈，构成炉膛水冷壁，然后在水平方向以U形蜿蜒，作为上部盘香管的支承，盘香管直径为 38.5×3.5 mm，共绕成 13 层。

锅水由强制循环泵泵入，经受热面加热汽化，出口含汽量控制在 65%左右，然后进入汽水分离筒，蒸汽由筒的上部引出供使用，锅水由筒的下部经循环泵重新送回锅炉。

其结构示于图 4.2.7-12。

由于管内锅水系强制循环，管外烟气流速较高，炉膛容积热负荷高达 $4.1868\times1.47\times10^6$ kJ/（m^3·h)，锅炉水容量小，使其结构紧凑，质量轻；机动性好，从起动到使用只需 4～5 min。但补给水需做锅外预处理；在水容量少的情况下，除了常用的熄火保护、极限低水位保护、低风压保护和温差保护以外，还增加蒸汽过热保护，以防因缺水或断水造成蒸发管烧坏；由于蒸汽容量少，需采用燃烧比例调节来满足 1∶2 范围内的负荷变动，超过此范围，双位式开关动作。

图 4.2.7-13 为国产单管强制循环锅炉的燃油-汽水系统原理。

1.3.2 KSK蒸汽发生器

是一种单管直流锅炉，在日本的油船、渔船上广泛使用。外形呈圆筒形，炉壳可以拆开，便于清洗和检修，其特点是结构紧凑、效率高，适用范围广。

KSK蒸汽发生器由一根单管弯成螺旋管、分成内外几层，最内层密排布置，围成圆柱形炉膛。炉膛上部的内层螺旋管涂有耐火泥，避免管子直接与高温火焰接触。燃烧器布置在顶部，烟气自上而下，从炉膛出口处进入由内外几层螺旋管组成的蒸发管簇，自下而上冲刷，最后从上部出口排入烟囱。其结构如图 4.2.7-14 所示。图 4.2.7-15 为该蒸汽发生器的系统原理图。

蒸发管出口处的蒸汽干度为 80%～90%。给水系统中设置简易除氧器。采用全自动控制。

KSK已形成系列化产品，产汽量为 300～4000 kg/h。

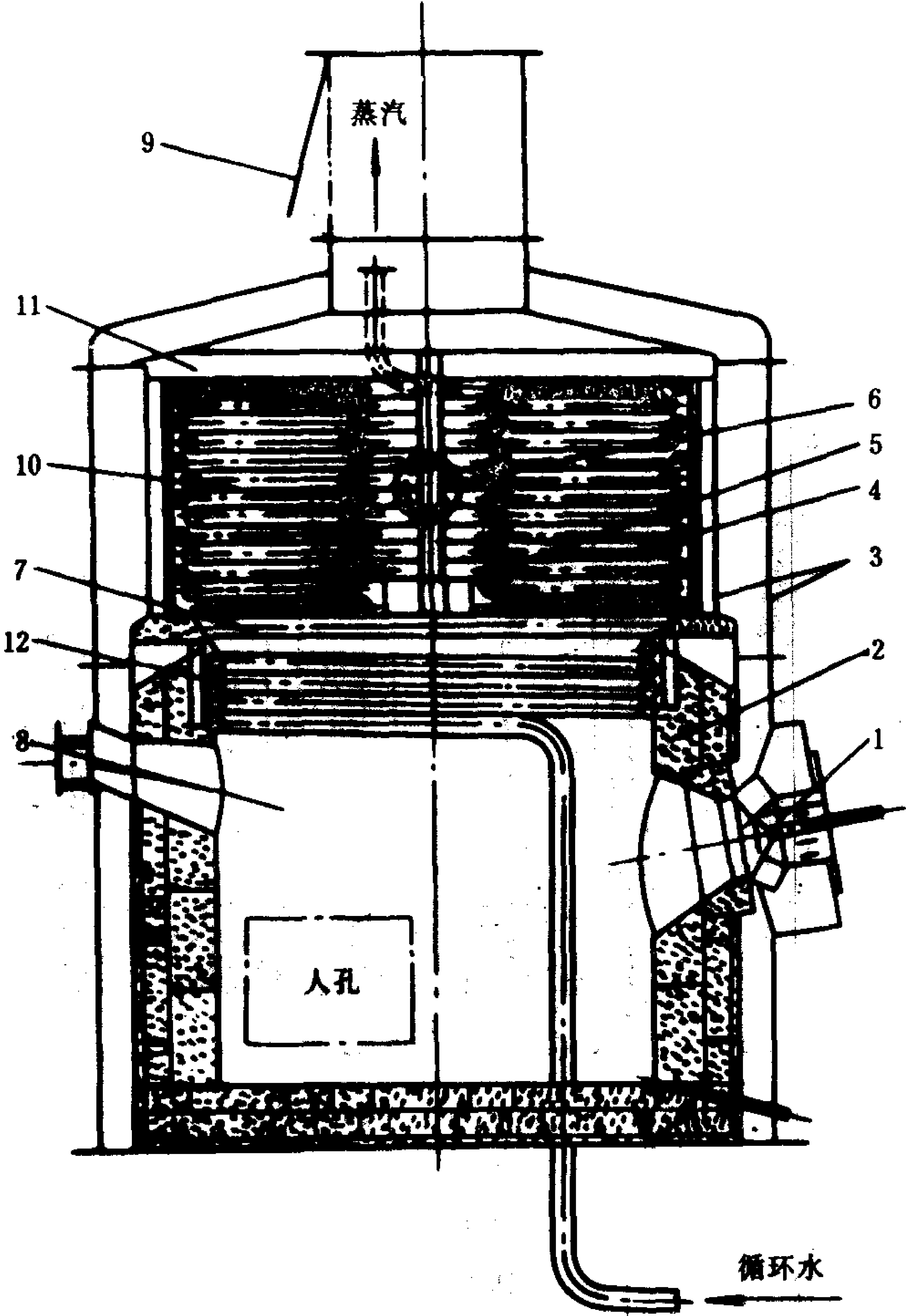


图 4.2.7-12 国产强制循环锅炉

1-燃烧器；2-炉墙；3-双层壳；4-盘香管；5-挡烟板；6-检查门；7-支持管；8-看火孔；9-防爆门；10-盘香管隔条；11-吊架；12-水冷壁

表 4.2.7-6 为几种常用型号的技术参数。

表 4.2.7-6 KSK蒸汽发生器的技术参数

型号 技术参数	SGF SGB-300	SGF SGB-450	SGF-1000 SGB-M 1000	SGF SGB-M 1500	SGF SGB-M 2000	SGF SGB-M 3000
实际产汽量 kg/h	300	650	1000	1500	2000	3000
最高使用压力 MPa	1	1	1 (1.6)	1.6	1.6	1.6
蒸发受热面 m^2	6.8	13.1	18.5	28.0	38.0	48.4
经济器受热面 m^2	2.3	6.0	9.5	14.0	18.0	37.6
炉膛容积 m^3	0.17	0.33	0.51	0.98	1.47	2.49
燃料消耗量 kg/h	23	51	78	118	158	236
锅炉质量 t	1.1	2.0	2.5	3.8	5.6	7.8
锅炉长度 m	1.41	1.75	1.90	2.35	2.66	2.92
锅炉宽度 m	1.15	1.25	1.35	1.65	2.15	2.40
锅炉高度 m	1.63	2.0	2.05	2.73	3.02	3.18

图 4.2.7-15 是KSK蒸汽发生器的系统原理图。

6.1.2 器具数与给水单位(举例)

干管序号	器具名称	供水管径 D_N,mm	给水单位 个	器具数目 个	共计给水单位 fuD 个	$\sqrt{\Sigma fuD}$	备注
x号干管	洗脸盆(冷热水并用)	15	1.5	12	18	$\sqrt{18+6}=49$	淡水系统
	洗濯池	15	1	6	6		
x号干管	洗脸盆	15	0.75	12	9	$\sqrt{9+4.5}$ =3.7	配备独立的冷淡水泵及热水泵
	洗濯池	15	0.75	6	4.5		
x号干管	大便器	15	1	6	6	$\sqrt{6+4}=3.2$	舷外水系统
	小便器	15	1	4	4		

注:①以一根干管的供水对象为一单元,求出一单元的各给水单位之平方根值,如 $\sqrt{18+6}$,$\sqrt{9+4.5}$;

②总给水单位为各干管给水单位与平方根之和;

③共计给水单位(fuD)为器具数目×给水单位。

6.2 海水泵计算

6.2.1 供重力水柜用的海水泵

1)排量 V_p 要求满足在 30min 内打满重力水柜,其计算式为:

$$V_p=\frac{V_g}{0.5}=2V_g,\quad l/h$$
$$=V_g/500,\quad m^3/h \qquad (7.2.1-1)$$

式中:V_g——重力水柜容积,l。

2)压头 H:

H=柜顶到泵出水口轴线高度+管路沿程阻力损失压力头+余量。

6.2.2 供水压力柜用的海水泵

1)排量:

(1)高峰时的量大耗水量 V_h:

$$V_h=\Sigma\sqrt{\Sigma+\mu D}\times 28.39\times k \quad l/min \qquad (7.2.1-2)$$

式中:$f\mu D$——给水单位,1 个给水单位=28.39l/min;

k——系数,取 0.21~0.22。

(2)排量 V_p:

$$V_p=\frac{V_h}{0.75} \quad l/min \qquad (7.2.1-3)$$

2)压头:一般压力取为约 0.4~0.6MPa(40~60mH_2O),视其船舶大小而定。

$$H_p=H_1+H_2+H_3+H_4+H_5+H_6 \quad mH_2O \qquad (7.1.2-4)$$

式中:H_1——实际静压头,m;

H_2——沿程管路阻力损失压头,mH_2o,估算时 H_2=1.8L,mH_2o;L 为管路实际长度,m;

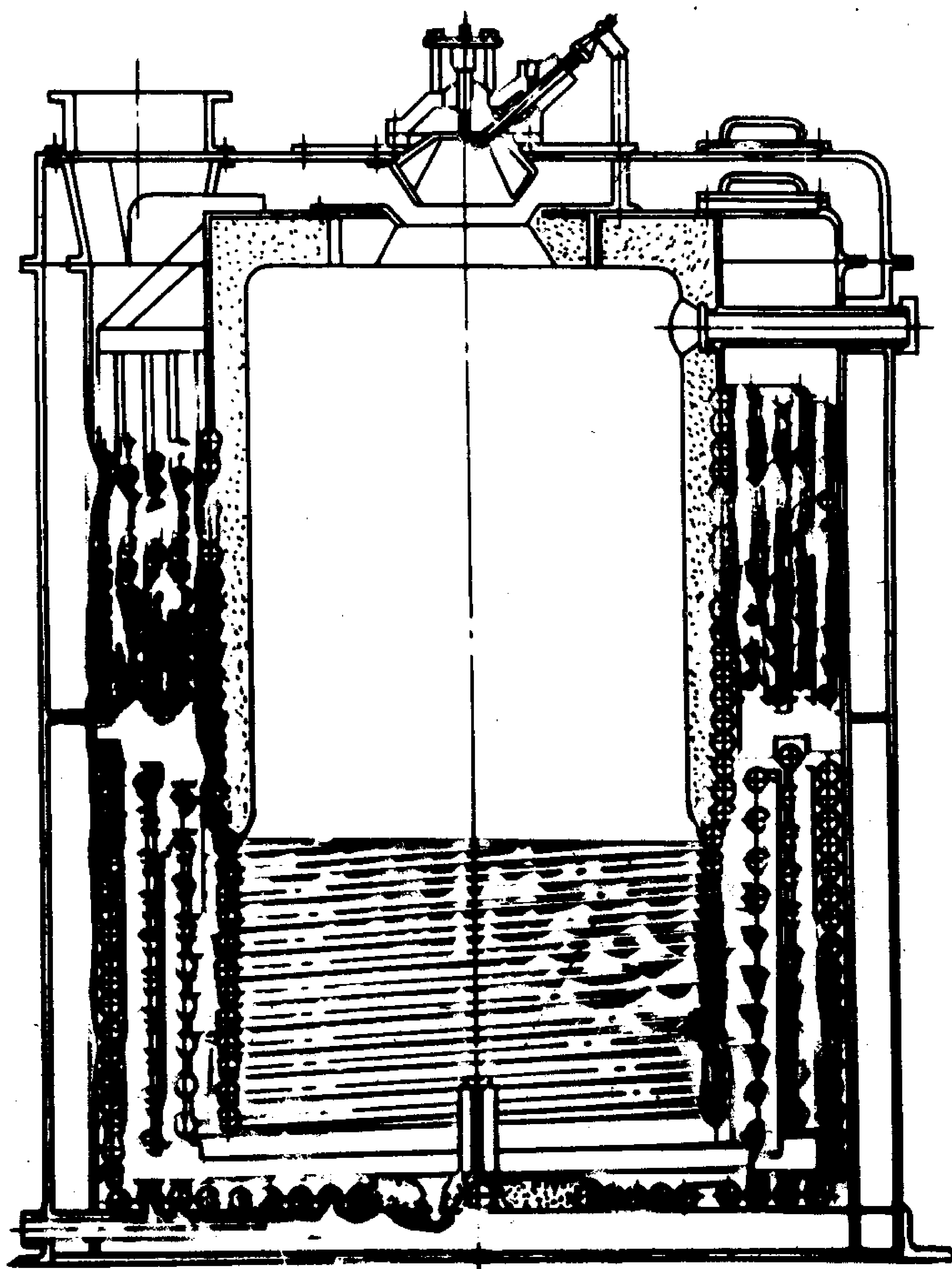


图 4.2.7-14 KSK蒸汽发生器

1.3.3 克兰顿蒸汽发生器

表 4.2.7-7 克兰顿蒸汽发生器的技术参数

技术参数 \ 蒸汽器型式	RO-15	RO-30	WHO-50	WHO-75	WHO-100	RHO-125	RHO-175
换算产汽量 kg/h	235	470	736	1112	1487	1785	2540
实际产汽量 kg/h	198	395	619	935	1250	1500	2105
工作压力 MPa	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
给水温度 ℃	20	20	20	20	20	20	20
燃 料	轻油	轻油	重油	重油	重油	重油	重油
燃料消耗量 kg/h	14	28.4	48.5	73.8	96.1	113	163
受热面积 m^2	4.6	7.1	9.6	13.9	18.9	20.2	25.0
炉膛容积 m^3	0.034	0.074	0.127	0.238	0.238	0.27	0.34
给水压力 MPa	1.05	1.7	1.5	1.35	1.7	2.8	2.2
锅炉本体干质量kg	530	820	1280	1630	1780	2350	2550
锅炉水容量kg	30	60	110	195	220	250	360
汽水分离筒的干质量kg	320	320	425	425	425	500	500
汽水分离筒的水容量kg	390	390	650	650	650	1000	1000

6.3 一般船舶常用的海水泵排量和压头以及压力水柜(见表 7.2.1—7)

表 7.2.1—7 **常用海水泵和压力水柜的规格参数**

序号	海 水 原 及 电 动 机			压 力 水 柜	
	Vp(m³/h)×p_p(Mpa)	电动机 kW	台数	容量 l	数量,只
1	4×0.4	2.2	2	500	1
2	5×0.4	2.2			
3	5×0.5	3.7		1000	1
4	5×0.6	3.7			
5	8×0.5	5.0			

7 舷外水系统图例

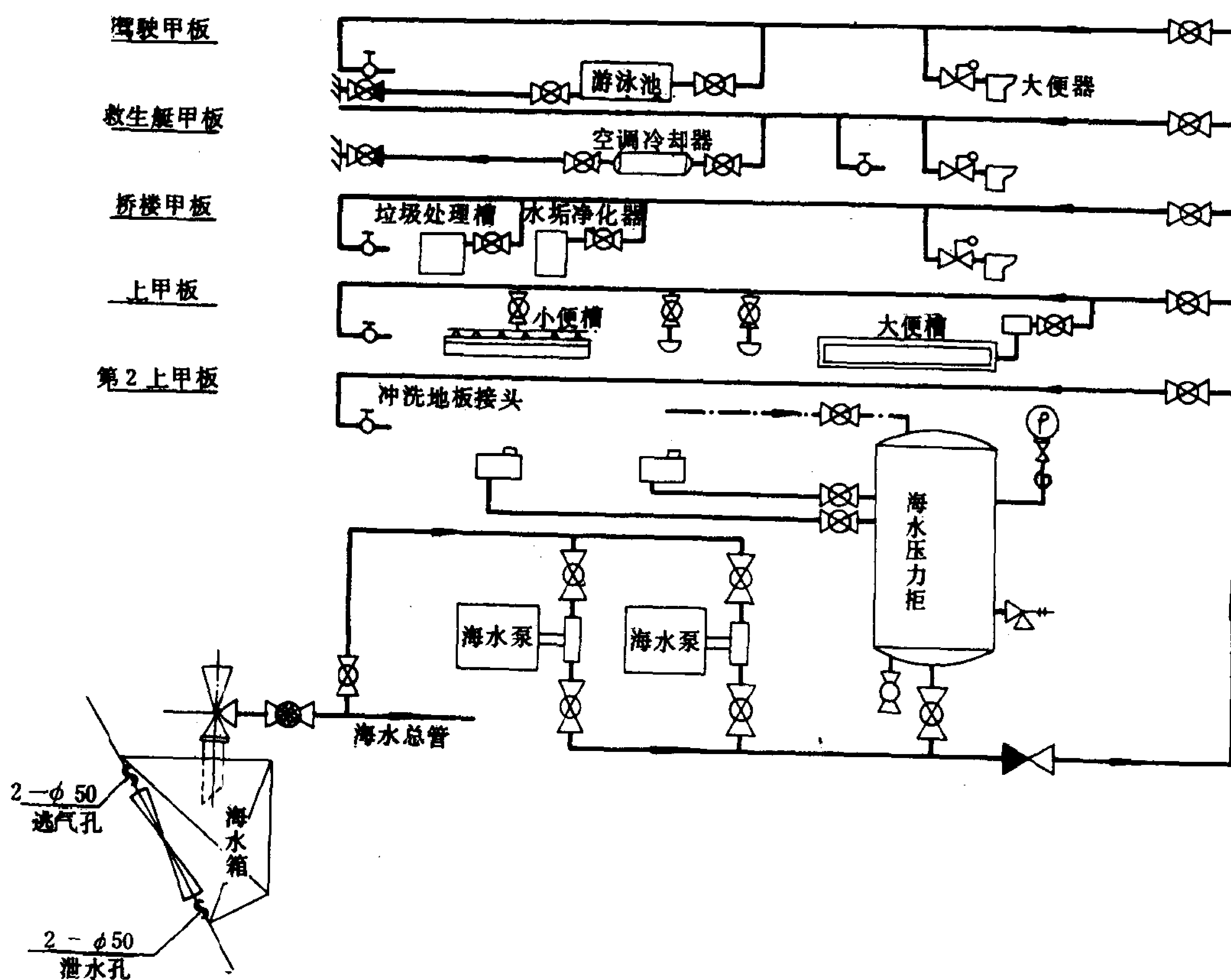


图 7.2.1—1 舷外水系统原理图

图 7.2.1—1 所示为舷外水系统原理图。系统包括 2 台海水泵(其中 1 台备用)及 1 只海水压力柜,自动压力供水,分区管理。舷外水自海水总管接出,但在大型船舶,最好单独设置通海阀和海水箱,避免抢水现象。图中供水器具仅列出其中一部分。

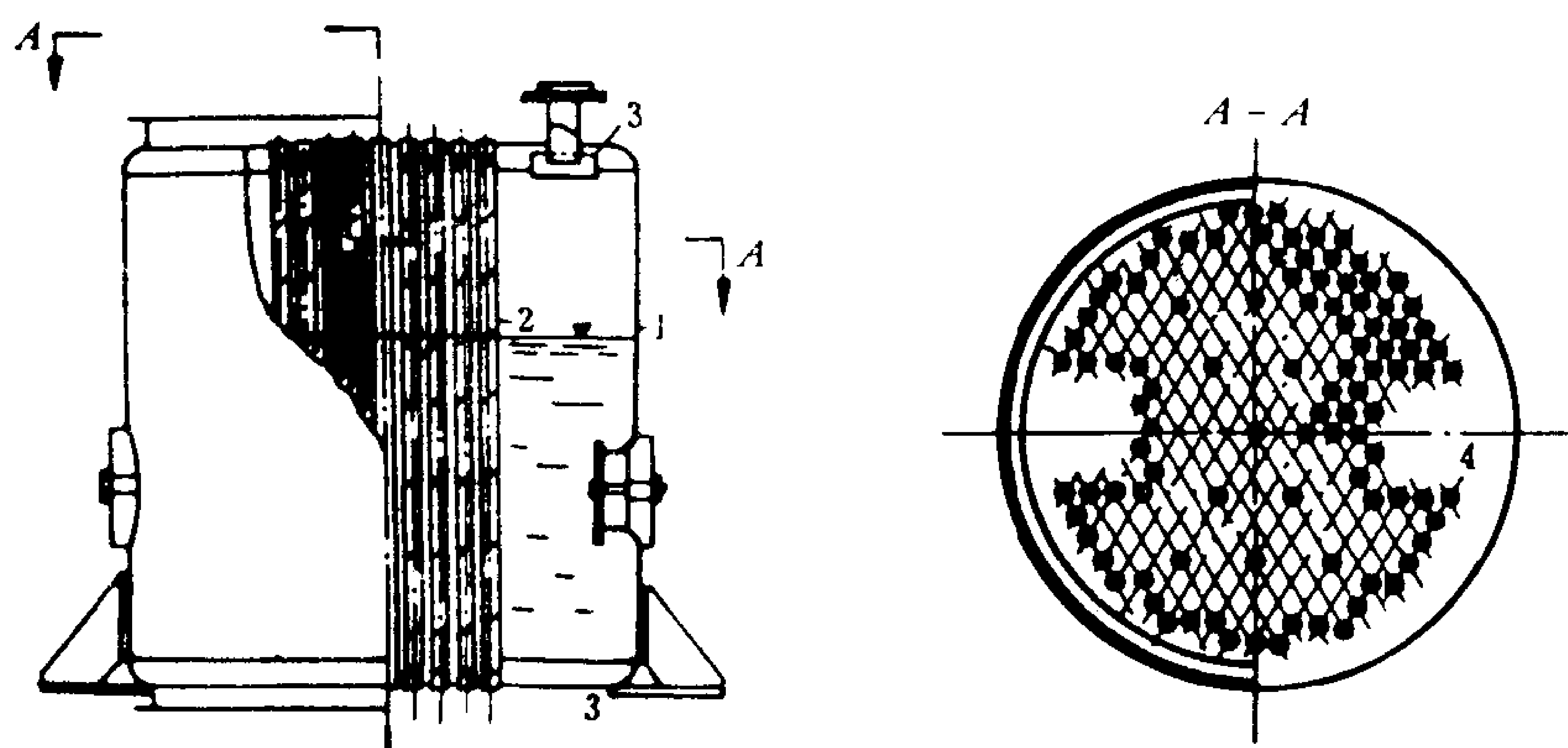


图 4.2.7-16　立式烟管余热锅炉

1-锅壳；2-烟管；3-封头；4-牵条管

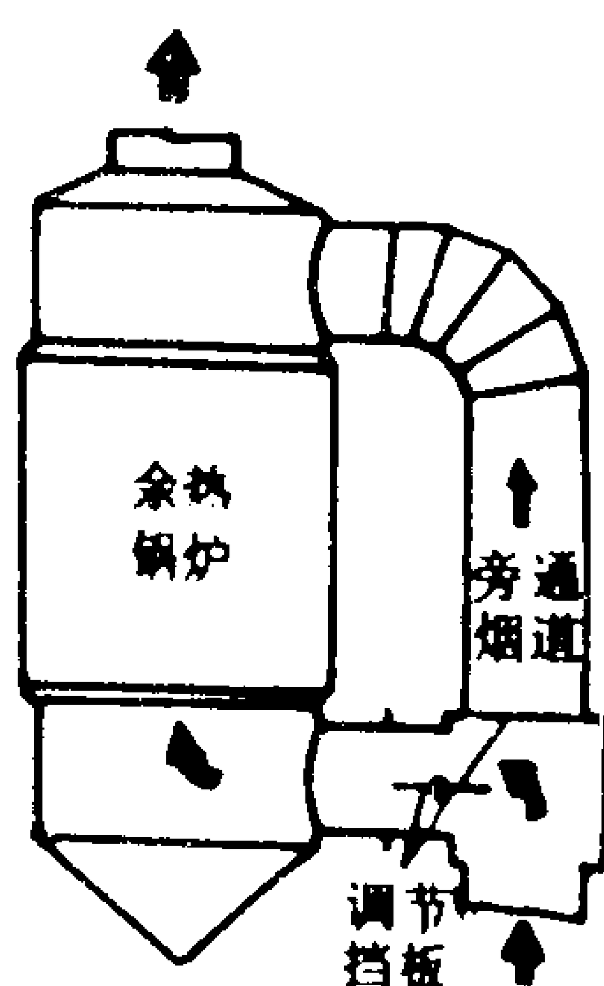


图 4.2.7-17

余热旁通调节产汽量

2）余热锅炉设高、中、低三档工作水位。通过手动控制可选择任一档水位运行。余热锅炉全负荷、中等负荷和低负荷时分别使水位维持在高、中、低三档位置运行，可避免用汽负荷多变或负荷过低时，烟气调节挡板动作过于频繁。

2.2　盘香管式强制循环余热锅炉

整个锅炉由许多水平放置的盘香式水管受热面组成。每一盘香管的进出口分别与二个直立的联箱相连。烟气在盘香管外侧流过。锅水由循环泵从汽水分离筒吸入后压送到进口分配联箱，由此再送至各盘香管，水在管内被加热变成汽水混合物后进入出口联箱，再流回汽水分离筒进行汽水分离。

其特点为：①受热面布置不受水循环限制，可以在一定空间内比一般水管锅炉布置更多受热面，以适应大产汽量的要求；②管内积存的铁锈和水垢无法用机械洗管器清洗，必须使用酸洗；③循环泵由于运转时工作温度较高，工作可靠性较差。其结构如图 4.2.7-18 所示。

盘香管由ϕ 38×3 或ϕ 25×2.5 的管子组成。各个盘香管的进口处皆需安装节流孔板。下层的盘香管吸热较多，锅水流阻较大，需装设孔径较大的孔板；上层可装设孔径较小的孔板。由于采用孔板调整各盘香管的流阻，即可按吸热量适当地分配进入各管的水量，使各盘香管出口的湿蒸汽干度基本上等于 0.1 左右。

盘香管的弹性很大，在加热时不会产生过大的温度应力，而流过余热锅炉的烟气温度总是低于碳钢钢管的允许工作温度 450℃。故可用干烧法来降低锅炉的产汽量，即在进口联箱上将盘香管分为 2～3 组，当蒸汽量需要较少时，即可停止向上层的 1～2 组供水，而只让下层盘香管组工作。

盘香管强制循环余热锅炉，适用于 1470～8824 kW范围内的二冲程直流扫气柴油机，其它型式的柴油机根据具体情况亦可选用。其基本参数及主要尺寸示于表 4.2.7-8。

表 7.2.2—2

处所	器具	阀件	公称通径 D_N	给水单位		备注
			mm	个	总水量 l/min	
个人和公用盥洗室	洗脸盆	自动关闭式或专用水龙头	15	1	28.39	设热水管
	浴缸、浴池	专用水龙头 截止阀	20～25	2～4	56.78～113.56	设热水管
	莲蓬头	截止阀 冷热水混合阀	15	1	28.39	设热水管
	洗手池	专用水龙头	15	1	28.39	设热水管
厨房和配膳室	洗濯盆	截止阀	15	1	28.39	设热水管
	洗濯槽，洗碗机	截止阀	15	1	28.39	设热水管
	烧饭锅	旋转式水龙头	20	2	56.78	不设热水管
洗衣间	家用洗衣机	截止阀	15	1	28.39	设热水管
	工业用洗衣机	截止阀	25	4	113.56	设热水管
	洗衣池	截止阀	15	1	28.39	设热水管
驾驶台前	窗口清洗	清洗喷嘴和截止阀	15	1	28.39	不设热水管
露天甲板	游泳池	截止阀	50～65	17～30	482.63～851.70	不设垫水管

注：① 表中所列的均为每一个供水器具的附件及其管径和水量；

② 远洋船舶的洗濯水系统安装冲洗地板接头。

5 支管和干管

参照舷外水系统的表 7.2.1—3 及表 7.2.1—4 选用干管。

6 淡水泵计算

6.1 供重力水柜用的淡水泵

计算同第 1 章 6.2.1 节。

6.2 供压力水柜用的淡水泵

6.2.1 排量 要求在 3～5min 内供给压力柜有效容积水量，其计算式为：

$$V_p=\frac{V_e}{3\sim5},\quad l/min \tag{7.2.2—1}$$

表 4.2.7-8 盘香管强制循环余热锅炉的技术参数

锅炉型号	受热面积 m²	柴油机功率 kW	锅炉产汽量 kg/h 增压柴油机 锅炉压力 MPa 0.35	0.7	1	非增压柴油机 0.35	0.7	1	外形尺寸 直径×高 mm
GFQ 55-10	55	1470	585	580	470	580	480	485	1000×3900
		2206	790	700	630	730	650	630	
		2940	1155	1025	915	1055	930	870	
GFQ 95-10	95	3676	1360	1205	1080	1260	1120	1005	1250×4200
		4410	1565	1385	1250	1460	1295	1140	
		4410	1740	1535	1350	1600	1430	1270	
GFQ-140-10	140	5147	1955	1725	1520	1800	1600	1410	1500×4500
		5882	2175	1910	1690	2005	1775	1550	
		5882	2310	2070	1850	2125	1900	1710	
GFQ 190-10	190	6618	2525	2245	2010	2330	2070	1865	1750×4700
		7350	2740	2420	2175	2530	2245	2020	
		7350	2950	2625	2350	2705	2415	2135	
GFQ 250-10	250	8088	3155	2885	2535	2930	2605	2820	2000×5000
		8823	3420	3045	2720	3160	2800	2500	
		7350	3120	2800	2505	2870	2580	2280	
GFQ 325-10	325	8088	3360	3015	2690	3095	2775	2475	2250×5400
		8823	3600	3225	2880	3320	2925	2665	

本系列中所列产汽量按柴油机排气温度为350℃（增压及非增压）估算，排气温度每升降25℃产汽量应增减7%。

根据柴油机型式、功率、所需的产汽量、蒸汽参数来决定所采用的锅炉型号。

2.3 生活用热管余热锅炉

热管余热锅炉的热管元件一端置于烟道内，另一端插入锅筒中。工作时烟气放出的热量经热管传给锅筒中的水，使之蒸发成为具有一定压力的饱和蒸汽，供加热及生活使用。因为热管烟气侧和锅水侧的对流放热系数相差很大，热管的加热段较长，并装有鳍片，冷却段较短，为裸管。

与烟管、水管余热锅炉比较，热管余热锅炉具有下列优点：

1)汽筒内水的沸腾及循环过程稳定。热管的冷却段完全淹没在锅水中，使锅筒内水的沸腾和循环过程与烟管锅炉类似。避免了水管锅炉受热面管内出现的汽水分层、停滞、倒流、汽塞等导致水的沸腾及循环不稳定的现象。

2)传热强度高。烟气在热管加热段外横向冲刷，并加装鳍片强化对流换热，使加热段的对流换热与水管锅炉受热面管簇类似，克服了烟管锅炉烟气在受热面管内纵向冲刷的缺点。

3)每根热管均为独立的小换热器，不存在与锅筒或联箱的连接问题。

4)热管元件的安装只有一个固定点，两端可以自由膨胀，减少了装置的热应力。

5)某一热管的漏泄，仅此元件失效，整台锅炉仍可正常运行。

6)装置紧凑、烟气侧流阻小，除灰也方便。

其缺点是存在加热段和冷却段中间隔板上穿过热管处的漏泄及加热段的腐蚀、磨损问题。

3 辅锅炉与余热锅炉的联系

辅锅炉与余热锅炉在船上的安装位置不同，但二者的给水系统和蒸汽系统是联系在一起的。其方式大致有三种：二者独立；余热锅炉为辅锅炉的一个附加受热面；二者合为一体，组成组合式锅炉。

3.1 二者独立

辅锅炉和余热锅炉均有各自的给水管路，由给水泵分别从热水井供水，所产生的蒸汽由各自的蒸汽管道输出，至总蒸汽分配阀箱处才汇集一处。如图 4.2.7-19 a）所示。

这种方式应用于航行时，余热锅炉的产汽量可以满足用汽要求的场合。它的运行管理比较方便，故应用较多。缺点是余热锅炉水位调节系统失灵时，管理较困难。

3.2 余热锅炉为辅锅炉的一个附加受热面

此时，给水仅供至辅锅炉，由强制循环泵将辅锅炉的锅水抽送至余热锅炉使之加热蒸发，并将汽水混合物压回余热锅炉，经汽水分离后，蒸汽由辅锅炉的主汽管输出。如图 4.2.7-19 b)所示。

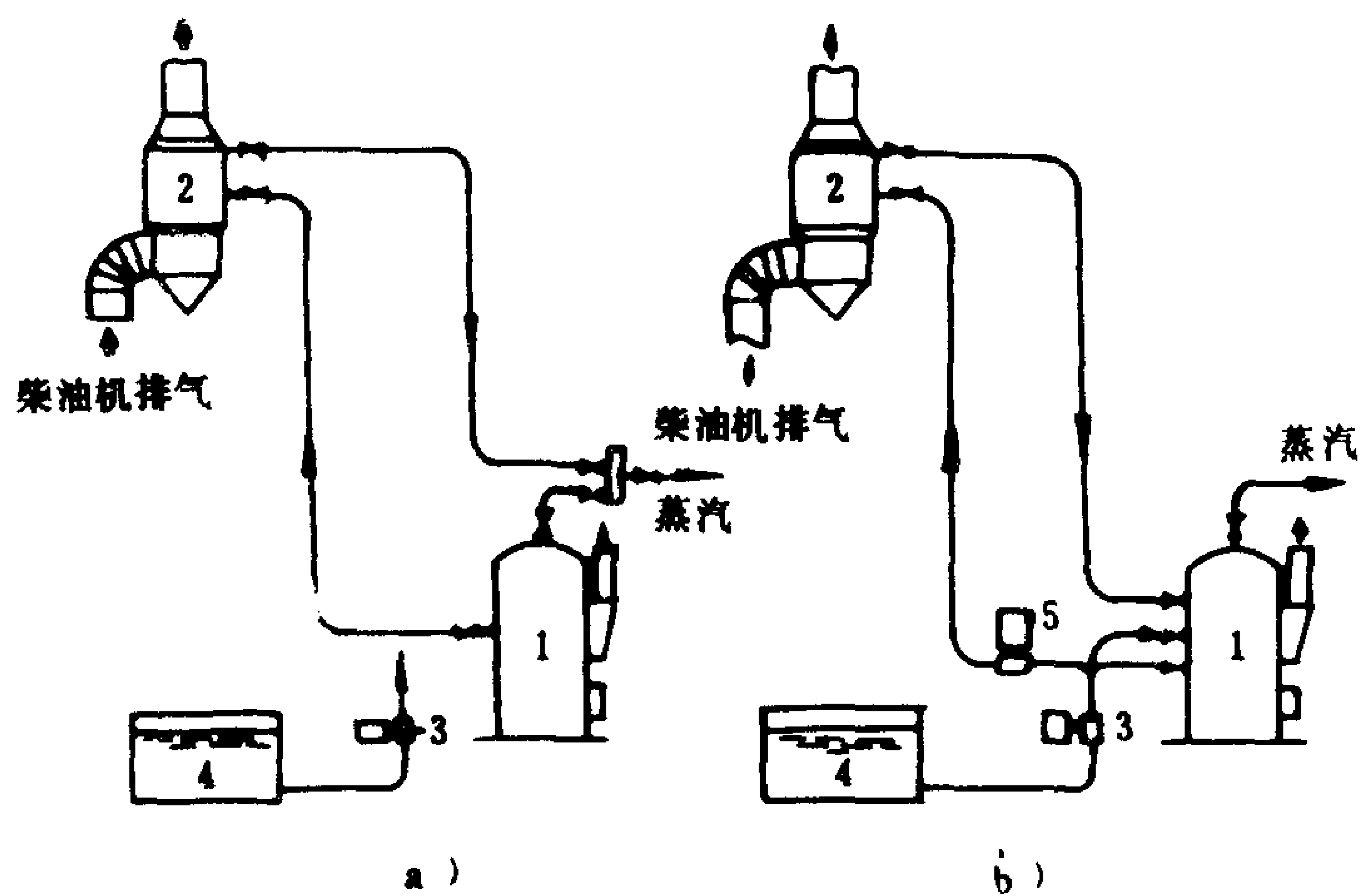


图 4.2.7-19 余热锅炉与辅锅炉的联系

a）二者独立；b）余热锅炉为辅锅炉的一个附加受热面

1-辅锅炉；2-余热锅炉；3-给水泵；4-热水井；5-强制循环泵

这种方式应用于航行时余热锅炉的产汽量满足不了用汽量的油船。余热锅炉为强制循环式，它的水位不需调节，但要多设一台或两台强制循环泵。

3.3 组合式锅炉

组合式锅炉安装在机舱顶部，要求有可靠的远距离水位指示和完善的自动调节设备。目前，我国船舶上应用的组合式锅炉大致有联合工作式和交替工作式两种类型，如图 4.2.7-20 所示。

联合工作式，既可以在航行时或停泊时作为辅锅炉或余热锅炉单独运行，又可以在航行时排气量不足时，借助补燃而以辅锅炉和余热锅炉联合运行。交替工作式不能同时用作辅锅炉和余热锅炉，而必须二者选择其一。

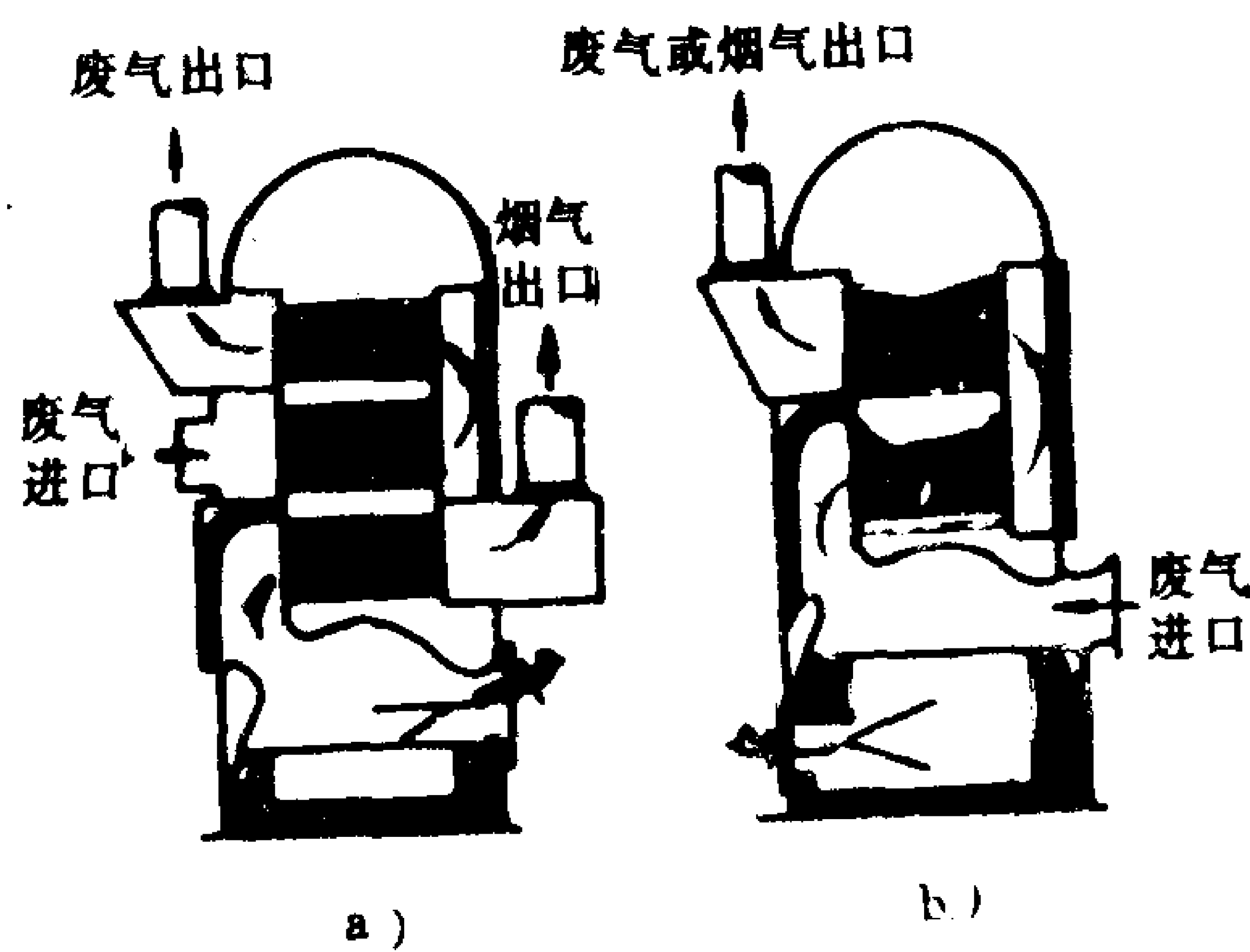


图 4.2.7-20 组合式锅炉

a）联合工作式；b）交替工作式

4 独立供汽装置

目前船舶用低压蒸汽可以由专门独立的供汽装置供应，相当于独立供电装置一样，只需接上电源、水源、燃油管路，排烟管道就可以单独燃烧，供应船用低压蒸汽。尽管其中锅炉结构可能不同，但都包括有燃油泵、风机、给水泵等辅助机械，构成一个整体，安装在总的台架上。国外有所谓steam block者，锅炉本体是卧式烟管锅炉，其特点为便于产品标准化、系列化、船陆通用、检修时可整体吊出，换一新的装置，缩短修船周期，而换下的旧装置可以在陆上车间内修理。

第8章 运行和管理

常用符号

A——实测锅水中所含的磷酸盐值，$ppmPO_4'''$

B——实测锅水的碱值，ppmNaOH

C——要加入锅水的$NaNO_3$量，g

D、D_P——锅炉产汽量和排污量，t/h

G_P——排污量，t

S——实测锅水中所含的硝酸盐值，$ppmNaNO_3$

S'、S''、S_g——锅水排污前、后和给水的盐度，ppmCl'

T——需加入锅水的$Na_3PO_4 \cdot 12H_2O$量，g

T_0——要求达到的锅水磷酸盐值，$ppmPO_4'''$

V——锅炉内部水量，t

y——锅炉饱和蒸汽湿度

ε——所添加药剂的纯度

τ——排污时间，h

1 起动和运行

1.1 点火前的准备和点火升汽

船舶锅炉的点火升汽工作可以分为点火前准备和点火升汽两个阶段。点火前准备工作主要是保证顺利和安全点火。升汽阶段要保持平稳的温度上升，防止失水和锅炉各部分受热不均。从工作性质来分可以分成水汽管理工作和燃烧管理工作两部分，（表4.2.8-1和表4.2.8-2），其注意事项示于表4.2.8-3。

表4.2.8-1 **锅炉点火升汽阶段水汽管理工作**

工作阶段	水汽管理工作	
	水量	水质
点火前的准备	1）确信锅炉内有足够水量。打开水位表排污阀后，水位消失；关上排污阀后，水位逐渐恢复，证实锅炉中确有一定水量。 对水管锅炉点火时应保持低水位，烟管锅炉点火时应保持高水位 2）水量不足时用电动充水泵加水。水量过多时宜排出一部分 3）检查锅炉本体各排污阀，确信紧闭不漏	1）按规定化验锅水及补给水的品质 2）如锅水品质超过规定指标，应局部换水 3）要估计点火过程中过热器排污，损失一部分水量，并且转入工作后水位下产生汽泡，形成锅水浓缩，所以锅水品质限制指标宜取下限值
点火升汽	1）密切注意水位。一般先膨胀上升后又逐渐减少。在能供汽驱动汽动给水泵供水前，防止失水 2）每经5 min吹通水位表一次 3）升到规定汽压供辅机用汽时宜先暖热驱动给水泵	到开始供汽前再次化验锅水，如有必要或排污、或加入锅内水处理药剂

表 4.2.8-2 锅炉点火升汽阶段燃烧管理工作

工作阶段	燃油	空气和烟气
点火前的准备	1）检查日用油柜油量及燃油系统，注意滤器清洁情况 2）检查喷油器雾化设备是否清洁 3）加热燃油至能点燃温度（或转用轻柴油点火），以便点火 4）按规定检查点火用油泵	1）按规定检查点火风机 2）打开烟囱盖。当两炉合用一个烟囱时，不要开错 3）放松拉曳烟囱的钢索 4）检查配风器风门传动机构是否灵活 5）点火前必须打开配风器风门，利用风机对炉膛进行扫气吹风 5 min以上，以驱除炉内残余的可燃性气体 6）检查空气夹层不许有残油留存
点火升汽	1）按规定油耗点火，禁止任意增加油耗，加速升压 2）注意油温、油压和燃烧情况，开始时有可能因炉温低而稍稍冒烟	必须按规定保持空气夹层中风压。风压不足，点火升汽阶段将冒烟，延长升汽时间，锅炉正常运行时会增加热阻

表 4.2.8-3 锅炉点火升汽阶段的注意事项

工作阶段	必须注意的各种事项
点火前的准备	1）树立“要加热、先冷却”的观点。必须保持锅炉内有相应的水量，否则不许点火。必须打开过热器排污阀。如点火阶段有用低压蒸汽冷却过热器的，则必须打开低压蒸汽输入阀，确信过热器管内能流通蒸汽以“冷却”过热器 2）为保证一次点火成功，必须保持一定的油压、油温和风压 3）检查锅炉安全阀铅封情况，确信无人动过 4）检查锅炉基座和上部固定耳环，应有足够的热膨胀间隙 5）检查上甲板紧急关闭各阀的传动机构是否灵便 6）应先松动主、辅停汽阀，打开 1/4 转，以防受热后咬住 7）检查各种安全防火设备
点火升汽	1）必须“先通风、后点火”。一次点火不着，立即通风至少 3 min才能再次点火。禁止一次不着，立即再次点火。否则易发生“冷爆”造成严重事故 2）在锅炉未供汽前禁止任意加大油耗，加速升汽 3）开始供辅机用汽后，经常注意过热蒸汽温度、供汽后再关过热器排污阀 4）注意经济器出口水温，防止超过规定数值 5）注意锅炉基座膨胀移动情况，有无异常。用手摸底部水筒下边外壁的温度，鉴别升汽阶段锅炉内水循环是否正常 6）严格按规定的升汽时间控制燃烧，不允许升汽过速，以免损伤锅炉。一般水管锅炉的升汽时间为～2h，烟管锅炉为～24 h

1.2 正常运行

从锅炉开始供汽即认为锅炉已进入运行，一直到熄火停炉为止。

1.2.1 在正常情况下关于汽、水的管理应遵守的一些规定（表 4.2.8-4）

表 4.2.8-4　　　　正常运行时汽、水的管理工作

水　　量	水　　质	蒸汽压力和温度的保持
1）水位是锅炉工作阶段输入给水和引出蒸汽质量平衡的标志	1）按规定时间和化验项目对给水和锅水进行化学分析。锅水中碱值和盐度偏高时可进行上排污以降低之，水处理所用药剂含量的偏低时要加药	1）蒸汽的压力和温度是锅炉工作阶段输入和输出能量平衡的标志。应按原性能要求保证一定的汽压和汽温
2）水位指示在正常范围内是锅炉安全工作的可靠保证之一。正常运行情况下水位应轻微波动	2）对负荷变化范围大而又频繁的锅炉，高负荷时盐度限制可取高值，低负荷时盐度限制取低值。正常稳定负荷下低负荷时盐度限制可取高值，高负荷时宜取低值。	2）骤然增加供汽量（如主机加速过快、主蒸汽管破裂等）有可能引起汽压迅速下降。汽压下降迅速会影响正常水循环
3）水位停滞不动，应进行吹通水位表的上下连通阀，使恢复正常水位指示（见本篇第 4 章 5-3）	3）严禁锅炉工作时进行下排污	3）骤然减少供汽量（如主机突然减速，或由全速正车转为全速倒车等），汽压会突然增加，应注意勿使安全阀顶开跑汽
4）有时发现水位表中水位已濒临可见部分最下端，可能是水和指示水位用的玻璃亲和力所致，而锅炉中实际水位已低过指示极限	4）锅水中盐度或碱值过高会引起汽水共腾或起泡沫，应采取上排污降低之	4）对流式过热器在锅炉减少负荷时过热蒸汽温度必然会下降，但下降过多，则主要与过热器传热不良（管外积烟灰）、饱和蒸汽湿度过大有关
5）一般主锅炉都有两个水位表，应经常对照两者指示是否一样	5）在运行过程中如果锅水盐度长时间不增加，则可估计此时的饱和蒸汽湿度为 $y=\frac{S_g}{S}$ 如果盐度反而有所下降，则 $y>\frac{S_g}{S}$ 这里 S 与锅水盐度，S_g 为给水盐度	5）过热蒸汽温度偏高，主要与燃烧所用的空气量过大、给水温度偏低、经济器传热不良等有关
6）正常情况下水位下有汽泡，锅炉内真实水位要比指示水位高		
7）稳定高负荷运行时宜保持中低水位，相应低负荷时可保持中高水位		
8）锅炉突然增加负荷，水位会出现虚假上升现象，如果贸然减少供水量，一定时间后水位会迅速下降，由高负荷转入低负荷时会出现相反情况		
9）使用自动给水调节器（双冲量）时，由于刚性反馈作用，高负荷时保持水位略低，低负荷时保持水位略高。若采用浮子式直接作用水位调节器，高负荷时一定低水位，低负荷时必然高水位		

在分析锅水品质时发现盐度过高而必要的水质处理用药含量不足时，综合处理的原则是先排污、后加药。

正常运行中排污和加药计算（用磷酸盐-硝酸盐作锅内水处理）的主要公式如下所列。

1）要使锅水盐度下降，在锅水盐度远大于给水盐度时，应排出的锅水量为：

（1）停炉后排污，若先充水、后排污，经 n 次反复充水排污后，使锅水盐度由 S' 降至 S''，每次排污量应为：

$$G_P=\left(\sqrt[n]{\frac{S'}{S''}}-1\right)V \quad \mathrm{t} \qquad (4.2.8\text{-}1)$$

（2）停炉后排污，若先排污、后充水，经 n 次反复排污充水后，使锅水盐度由 S' 降至 S''，

每次排污量应为：

$$G_P=\left(1-\frac{\sqrt[n]{S''}}{S'}\right)V \quad t \qquad (4.2.8-2)$$

（3）锅炉工作时边供汽边进行上排污，应排出的总水量为：

$$G_P=\frac{V(S'-S'')+D\tau[S_g-\frac{1}{2}y(S'+S'')]}{\frac{1}{2}(S'+S'')\cdot S_g} \quad t \qquad (4.2.8-3)$$

2）如果锅炉采用连续排污，则保持锅水盐度S，应排的流量为：

$$D_P=\frac{DS_g}{S-S_g} \quad t/h \qquad (4.2.8-4)$$

若锅炉要进行下排污，一定要在停炉后经半小时再排。。禁止工作时进行下排污。

3）为了保持锅水中应有的磷酸盐值T_0，应加$Na_3PO_4\cdot 12H_2O$量为：

$$T=\frac{4(T_0-A)V}{\varepsilon} \quad g \qquad (4.2.8-5)$$

4）利用磷酸盐-硝酸盐处理时应加$NaNO_3$量为：

$$C=[\frac{1}{2}(B-0.42T_0)-N]V \quad g \qquad (4.2.8-6)$$

1.2.2 锅炉运行时对燃烧管理工作的要求（表 4.2.8-5）

表 4.2.8-5 **正常运行时燃烧的管理工作**

燃油的管理	空气的管理	注意事项
1）按所用燃油的品种确定预热温度。 2）保持规定的油压。为使雾化质量不致太差，最低油压不宜低于 0.8 MPa（8 kgf/cm²）。在用油压调节喷油量时，这一油压即为许用下限，不许再低。 3）经常注意滤器前后油压差，一般超过 0.05 MPa（0.5 kgf/cm²）时应及时转换，脏的滤器要及时清洁 4）注意燃油中含水多时会突然熄火	保持规定的风压。过高使锅炉经济性下降、过热蒸汽温度上升；过低则燃烧可能不完全，烟囱冒烟，严重时引起锅炉剧烈“喘震”	1）喷油器方面 （1）每班须用蒸汽吹通一次工作的喷油器 （2）发现喷油器结焦时（火炬不正，有暗条等）应换下，将结焦部分侵入煤油中，然后用竹片或硬木片刮去。禁止用刮刀、废锯条、钢丝刷等清除结焦 （3）不工作的喷油器应经常注意有否漏油，尤其是回油式可调喷油器 （4）离心式喷油器雾化片磨损后会使喷油量增加，当超过额定喷油重 10%时或火炬变形时应换新的雾化片 2）配风器方面 （1）注意导向叶片有否变形或结焦 （2）注意稳焰器上有否结焦 （3）配风器风门变形后，在自动调节燃烧时易切断拉杆上的连结销钉，以致不开风门就喷油 3）火炬和风口的配合要既不舐及风口，也不留出过大间隙 4）正常燃烧现象 （1）火炬形状成正圆锥形、发亮橙黄色、没有发暗线条，尾部不带雪花片状火星，也没有黑烟 （2）炉膛清晰，能看清后壁 （3）烟囱冒浅灰色微烟 （4）烟气分析时空气过剩系数在允许范围内，过高说明护板或不工作的配风器漏风

8 饮水泵计算

总耗水量和排量计算，参见第一章中海水泵的计算。

举例：某客船设饮水泵 1 台，自动压力，共分 2 根干管，分别供水至供水对象，见表 7.2.3—5，计算饮水泵排量和压头。

总耗水量：列出器具数目和供水支管管径与给水单位。

表 7.2.3—5 **器具数与给水单位**

干管序号	器具名称	供水管径 D_N,mm	给水单位,个	器具数目,个	共计给水单位 $f\mu D$ 个	$\sqrt{\Sigma f\mu D}$	备注
1号干管	洗濯槽	15	1	1	1	$\frac{\sqrt{1+4+1+1}}{1+1+1+1}$	厨房和配膳室
	蒸饭锅	25	4	1	4		
	汤锅	15	1	1	1		
	开水炉	15	1	1	1		
	万能炊事机械	15	1	1	1		
	和面机	15	1	1	1		
	洗碗机	15	1	1	1		
	洗米机	15	1	1	1		
2号干管	开水炉	25	4	1	4	$\sqrt{4+6+1}$ =3.3	公用
	冷饮水喷头	15	1	6	6		
	医务用水	15	1	1	1		

$$V_n=(\Sigma\sqrt{\Sigma f\mu D})\times 28.39\times k$$
$$=(3.3+3.3)\times 28.39\times 0.21$$
$$=39.4,\text{l/min}$$
$$=2.4,\text{m}^3/\text{h}$$

排量：

$$V_p=\frac{V_h}{0.75}=\frac{2.4}{0.75}=3.2 \qquad \text{m}^3/\text{h}$$

压头：一般取压力约为 0.3～0.5Mpa（30～50mH_2O）。

8.1 一般船舶常用的饮水泵排量和压头以及压力水柜（见表 7.2.3—6）。

表 7.2.3—6 **常用的饮水泵和压力水柜规格参数**

序号	饮水泵及电动机			压力	水柜
	$V_p(m^3/h)\times p_p(MPa)$	电动机,kW	台数	容量,l	数量,只
1	4×0.3	2.0	1	500	1
2	5×0.4	2.2			
3	5×0.45	3.0			
4	5×0.5	3.7			

9　饮水系统图例

图 7.2.3—1 所示为饮水系统原理图。系统中的饮水泵，一般装置 1 台。但大型船舶，特别是大型客船，也有装 2 台的，其中 1 台备用。该系统图是按上述原则和要求进行设计的，但供水器具只是一部分，未全部表示。

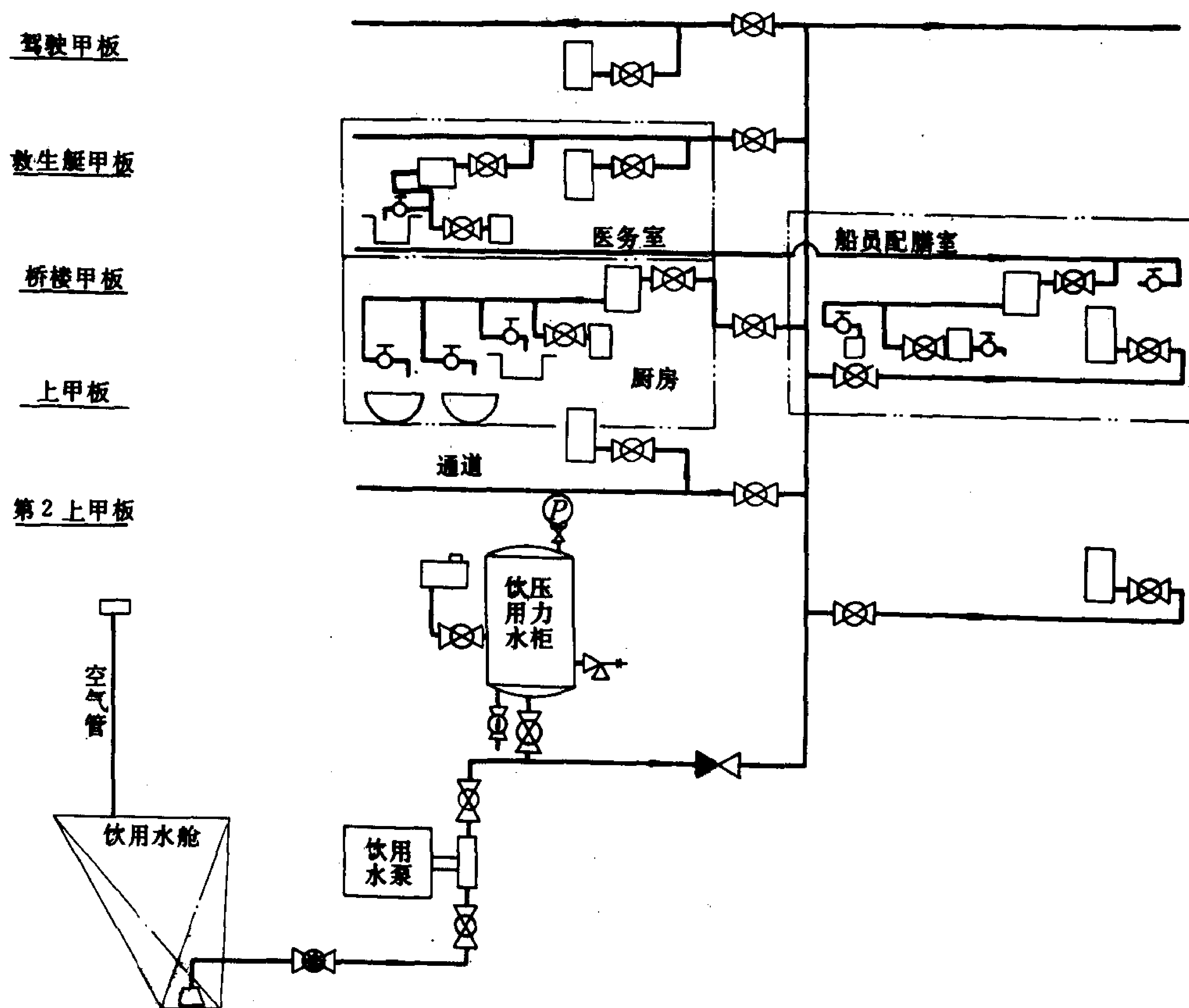


图 7.2.3—1　饮用水系统原理图

第4章　水柜和江水净水器

1 水　柜

供水系统有四种水柜，舷外水（海水）柜、淡水（清水）柜、饮水柜。另外，还有一种热水柜，有蒸汽加热、高温水加热和电加热，或同时装设蒸汽与电加热。形式有重力式和压力式。过去多用重力式，现在用压力式多。

1.1 重力水柜的容积

$$V_g = \tau V_h, \quad l; \tag{7.2.4—1}$$

式中：V_g——重力水柜容积，l；

τ——持续使用时间，取1～3h；

V_h——总耗水量，l/h。

1.2 压力水柜

海水、淡水及饮水三种压力水柜的计算方法相同。

1)压力水柜容积（图7.2.4—1）：

$$V = V_a + V_e + V_o, \quad l \tag{7.2.4—2}$$

(1)充入压缩空气的最大容积（V_a）：压缩空气充气与自然充气相比较，其有效容积（v_e）可增加约1倍。

$$V_a = \frac{p_1 V_e}{p_2 - p_1}, \quad l \tag{7.2.4—3}$$

式中：p_1——压力水柜最低工作压力，一般为0.15～0.3MPa；

p_2——压力水柜最大工作压力，一般为0.4～0.45MPa，视船舶大小而定，但不宜过高；

V_e——压力水柜的有效容积，l。

(2)压力水柜的有效容积，（V_e）：

$$V_e = \tau V_h, \quad l \tag{7.2.4—4}$$

式中：τ——持续供给最大耗水量（即总耗水量V_h）的2～4min的水量容积。船上用水高峰是在07:00～09:00、13:00～14:00与18:00～21:00的范围内。持续用水时间为2～3h。

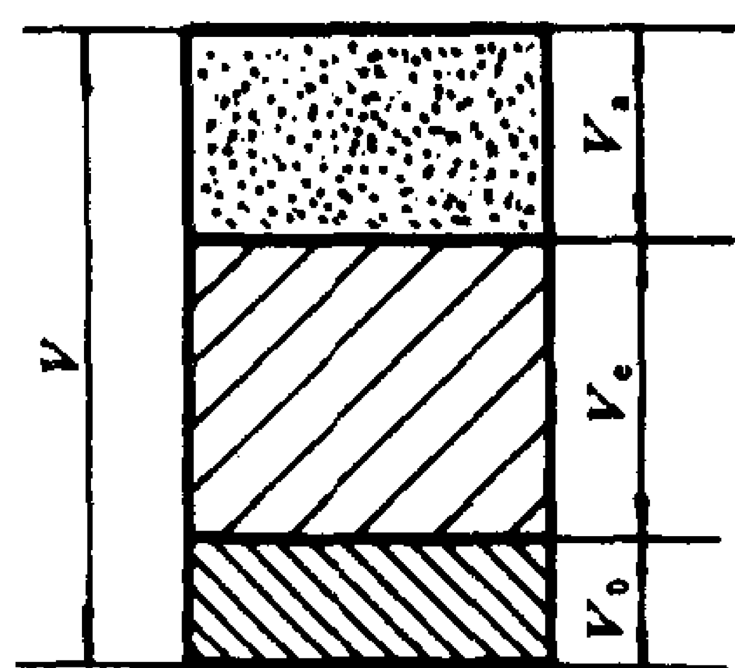


图7.2.4—1
压力水柜容积图

(3)压力水柜的最低水位容积（V_o）：

这部分容积比V_e容积小，一般取为V_e的0.20～0.25倍。但液面高度略高于压力水柜底部出水口，即：

$$V_o = (0.2 \sim 0.25) V_e \quad l \tag{7.2.4—5}$$

(4)举例：某船淡水总耗量V_h=5000l/h，要求p_1=0.2MPa，p_2=0.38MPa，求淡水压力柜总容积（V）。

续上表

次序	故 障 现 象	原 因 和 特 征	正 确 措 施
(4)	两个水位表指示不同	①船舶倾斜 ②一个水位表接管堵塞（它所指示的水位往往停滞不动） ③水位表安装时未作校正	①监视水位，适当提高水位，勿使最高受热面露出水面 ②进行吹通堵塞的水位表，检验它们指示的正确性 ③锅炉停火后检查，以后修船时要求校正
(5)	空气预热器起火	烟炱积贮过多，高温下引起自燃，往往发生在停炉后不久，此时烟囱冒大量火星和浓烟	停止风机工作，关闭烟囱盖和配风器风门，必要时打开吹灰器用冲洗水灭火，力求防止火势蔓延

4 锅炉的清洁

分内部清洁和外部清洁

4.1 内部清洁

去油封时用蒸汽；有垢时(垢厚超过 0.3 mm)用碱煮和清刷，也有直接用高压水冲刷的。

4.1.1 蒸洗

用其它汽源的蒸汽（压力为 0.5 MPa）从锅炉上排污阀通入，利用蒸汽冷凝时放出的热量使锅炉内油污变稀，从上流入下部筒内，再经下排污阀排出。然后用热水逐根冲洗管子。

冲洗后还须进行碱煮和机械清刷管子内部，以确保受热面内侧不沾油污。

现在有机去油活性剂发展很快，可以选用适当的去油活性剂，代替用汽蒸洗。

4.1.2 碱煮和机械清刷

锅炉应定期作内部检查。若发现受热面内侧有垢，垢厚超过 0.3 mm要进行碱煮和机械清刷去垢。碱煮加$Na_3PO_4 \cdot 12H_2O$用量为水量的 5‰，分散放入各底水筒内。在水筒内再加上煤油 2‰(按容积)。然后从下部排污阀通入其它汽源供应的蒸汽（压力为 0.5 MPa）。汽量要能保证在 20～24 h内使其凝水充满到中间水位。锅炉中保持 0.5 MPa汽压下进行 3 ～ 4 次上排污。补给水量仍靠下排污通来的蒸汽冷凝后补充。此后点着一个喷油器，用最低喷油量使锅炉升压到 1 MPa，然后通过下排污阀排干。

机械清刷前除集汽设备外，汽筒内所有设备都拆出。筒身用利刀或钢丝刷清洁，然后涂抹防锈药剂(见干燥保养)。用电动机带动软轴，软轴端部装有钢丝刷头，逐根清刷锅炉本体和过热器的所有管子。

进入筒内工作时应注意：

1)锅炉与其它汽源隔绝。关闭联通的诸阀门，拆去手轮或挂牌示明。

2)确信锅炉已自然冷却，才能进内工作。禁止为加速冷却而用冷水喷淋筒身内壁。

3)先用明火探测，确信筒内有足够空气时，才能入内，以免窒息。

4)筒内不许用明火照明。照明用工作灯的电压不准超过 24 V˚禁止在筒内吸烟。

5)无关用品（如小刀、钢笔、钥匙等）不准带入筒内。必要的使用工具和紧固件要清点登记，并用小盒存放，以免失落。出筒时要检查核对。在上部筒内工作时要用破麻袋或旧帆布铺盖住管口，以防掉入物品。

6)筒内有人工作时，筒外应有人照应。炎热季节应该用手提式通风机向筒内送风。

7）刷管所用软轴应按管长作好记号，防止刷头捅出下端管口而甩断软轴。

刷管结束后用干净淡水冲刷各管。然后用直径为（86～90）%管内径的钢球逐根作通球试验，以检验管内有无异物。此时下部筒身内铺以旧麻袋或帆布，并适当挡住下部筒身的人孔门，以防钢球弹跳出筒身，以致清点钢球时数目不符。

有的在刷管后再用麻屑团捅入管内擦试管内壁，除去垢屑。

国外有直接用高压水（压力达10 MPa）冲管去垢的。还有用酸洗除垢的（常用2%HCl水溶液，加上若丁、乌洛托平、泡化碱等缓蚀剂，容量为0.1%。也有用氨基磺酸（NH_2SO_3H）、但较昂贵）。酸洗时必须有专业化学人员在场指导。力求避免锅炉内有残余酸液。

4.2 外部清洁

主要是清除受热面靠烟气侧积聚的烟炱、灰分、结焦等杂质。可以在日常锅炉运行时喷入除炱剂，其主要成分为$NaNO_3$、KNO_3、NH_4Cl等。或者在停炉后用高压水（压力为2.45 MPa）溶液（水内溶有有机洗涤剂加上$Na_3PO_4 \cdot 12H_2O$保持碱性），水温～60℃，直接冲洗。有的锅炉可通过原来安装的吹灰器冲洗，使用时应注意污水的排放。

此外，劣质燃油可以利用磁化或用均质器研磨燃油，以提高其燃烧质量，对于含硫、钒高的劣质燃油还可使用添加剂（如用MgO、$MgCO_3$等掺入油内），以防止受热面的高温腐蚀和低温腐蚀。一般添加剂都随燃油同时提供（可参考本手册第8卷）。

适当地掺水乳化燃油后有利于完全燃烧，但不能认为这样可使燃油的热值增加。

5 锅炉的保养

分湿保养和干燥保养两种。目的是防止锅炉停用时腐蚀。

5.1 湿保养

亦称满水保养，对短期停用的锅炉（一个月以内）应充满去氧和加碱的淡水以防蚀，具体实施时要注意的事项为：

1）最好用除氧器中已经除氧后的淡水充入锅炉。要求打开最高位置的放空气旋塞，充水到溢水时为止。然后接入膨胀水箱（系一专用水箱，居于锅炉最高位置以上，其中贮水，与锅炉相通，供炉舱温度改变而锅水收缩或膨胀时起吞吐作用）。

2）如果所充淡水未经除氧，则应设法加热至沸腾（用其它汽源、汽压小于0.5 MPa，通入锅炉中加热），或用本锅炉燃烧设备，点燃加热锅水至沸腾。此时应预留供锅水膨胀的空间，且打开放空气旋塞，到汽压表上即将起磅（指针转动）时，停止加热。关闭空气旋塞，接入膨胀水箱，也可加入Na_2SO_3或N_2H_4除氧。注意后者有剧毒，对生活用的锅炉禁止使用。锅水碱值可保持在pH＝9～11，或用$Na_3PO_4 \cdot 12H_2O$，加入量为160 mg/L或160 g/m³即可。

如果湿保养已达一个月，仍需继续保养时，则可再次加热锅水驱氧，但事先一定要放去部分锅水，使锅炉中留出因水加热而膨胀的空间，以免加热时从放空气旋塞中溢水。

再次加热后要分析锅水品质，以决定是否需要添加药剂。

在严寒地区锅炉湿保养要防止锅水结冰（尤其是经济器）。可适当烘烤锅炉。

5.2 干保养

锅炉停用时间超过一个月以上时宜用干保养。原则是防潮和隔绝空气。具体做法有：

续上表

序号	项　　目	重力式	压　力　式		说　　明
			压力水柜	泵连续运转	
8	泵运转时间	较少	少	连续	泵浦运转时间越少越好
9	安装位置	最高甲板层	任意	机舱	
10	占地面积	大	大	小	
11	泵的压头	不变	不变	变	

1.3 热　水　柜

1)热水量:一般为 $V_h/2$,由淡水压力水柜接供。

2)热水柜加热面积计算用的资料,如表 7.2.4—2 所列。

表 7.2.4—2　　　　**热水柜计算数据**

加热用的蒸汽或高温水的温度(t_1)°c	给水温度(t'_1)°c	热水出口温度(t'_2)°c	传热系数(k),W/m²k			污垢系数 φ_s
			加热管材料	蒸汽加热(143℃)	高温水温度(80℃)	
			铜管或黄铜管	1104.9～1163	337.3～348.9	
80～143	10～17	60～70	钢管	523.4	—	0.85

3) 热水套:小型船舶可在主机排气管上设热水套以代替专用的热水柜;大型船舶可在发电机排气管上设热水套以补充热水柜的热水量或作热水柜的预热器,提高进水温度,是节能和废热利用的措施。采用热水套,必须注意安全和排气管腐蚀等问题。

4)船用热水柜标准:标准号 CB456,有 0.3、0.5、1.0m³ 共 3 档规格。

2　江水净水器

JSL 型江水净水器是我国内河和长江船舶的一种先进净水器,它的工艺流程与处理腐蚀度原水的自来水厂相近似,能处理浊度在 2000mg/l 以下的原水,经净化和消毒后的水质符合国家生活饮水水质标准(GB5749)。

2.1 工 作 原 理

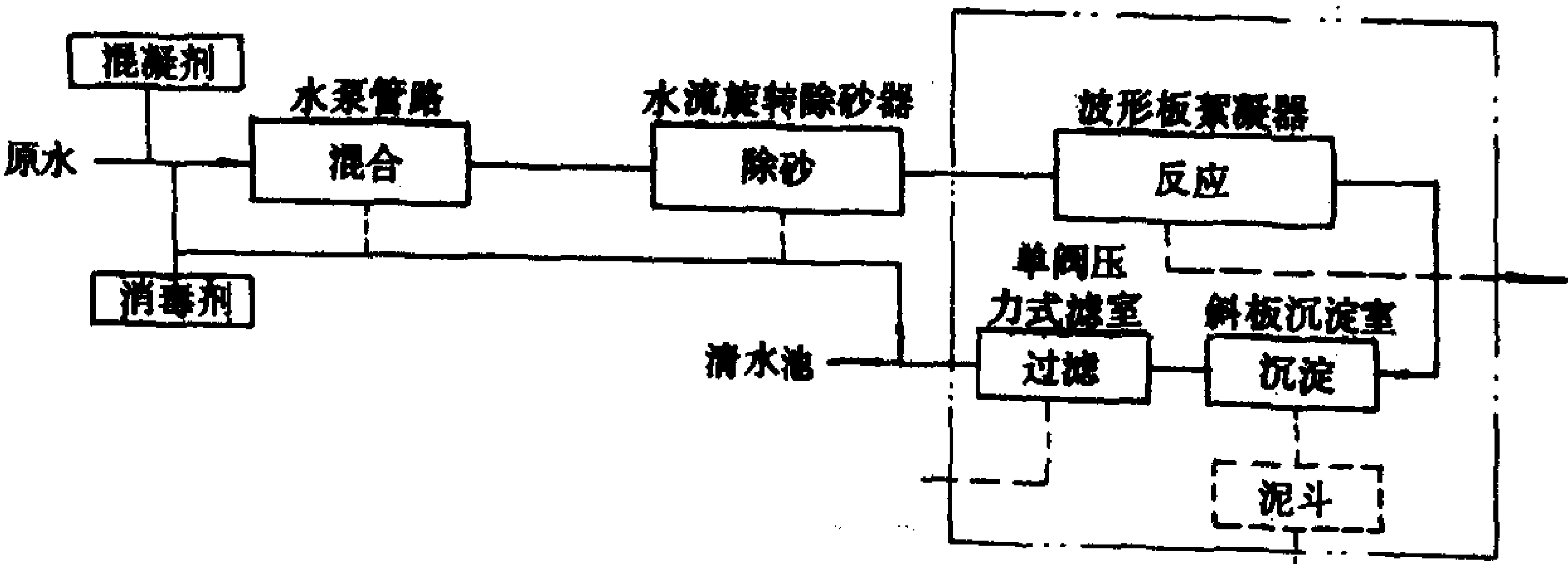


图 7.2.4—4　净水工艺流程图

主要有 6 道工序(功能):混合→除砂→反应→沉淀→过滤→消毒。其工艺流程、净水系统原理图和外形图,如图 7.2.4—4、7.2.4—5 和 7.2.4—6 所示。

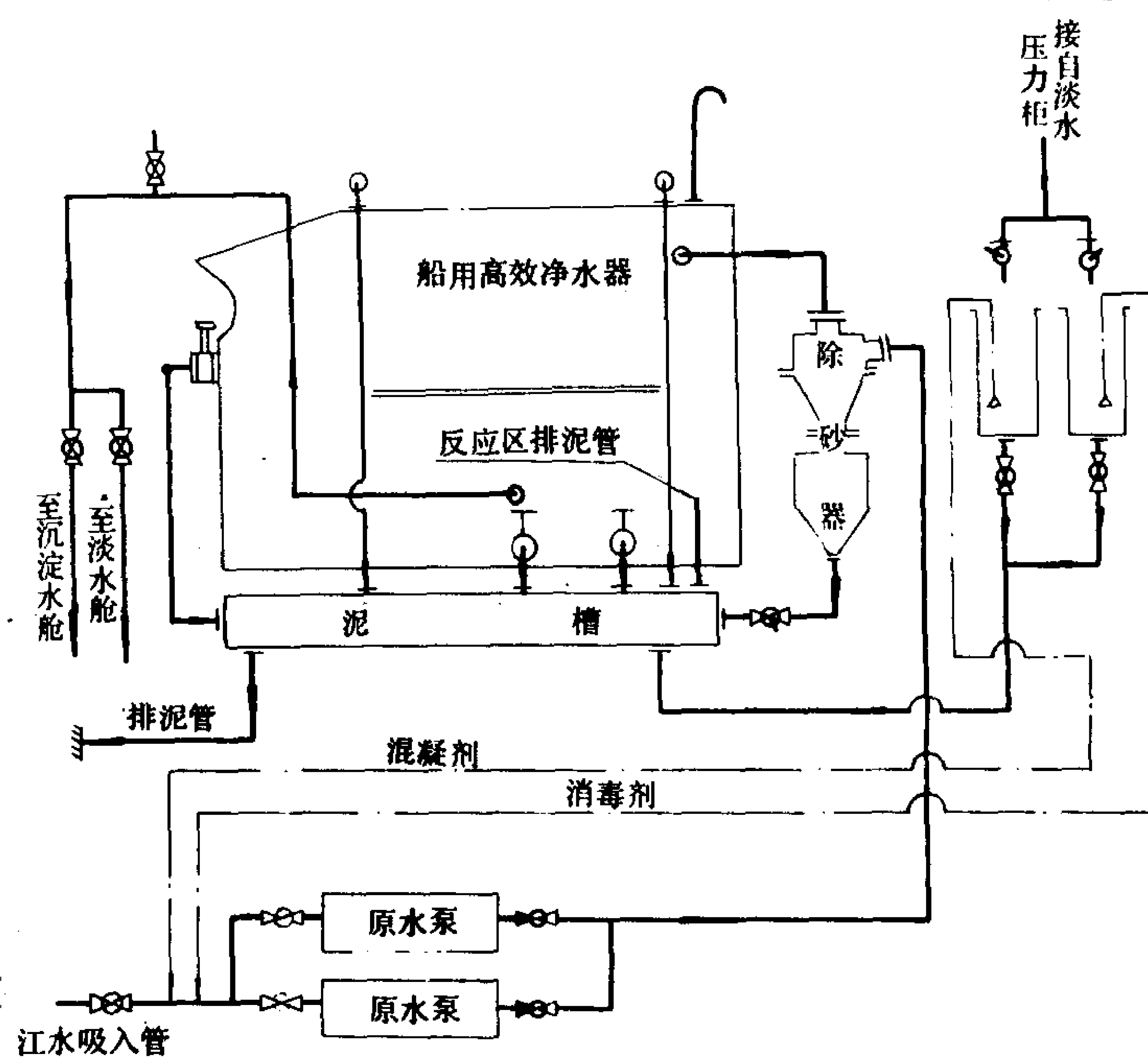


图 7.2.4—5 净水系统原理图

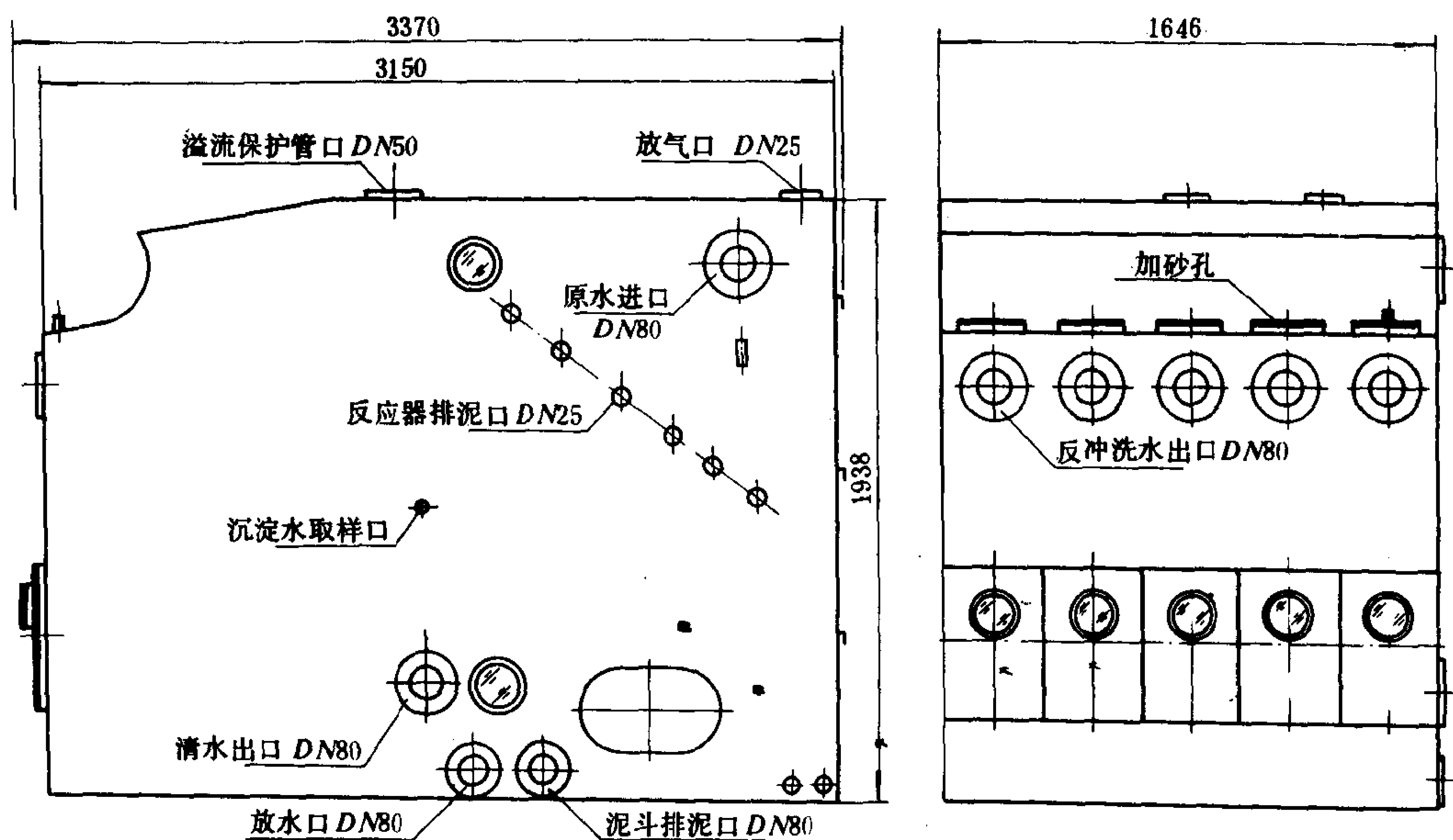


图 7.2.4—6 JSL—20 型净水器外形图

2.2 操作原理

2.2.1 药剂配置

弯曲等)也是很重要的一个要求。此外，良好的导热性、密度小、热膨胀系数小、价格便宜等也不容忽视。至于使用的合金钢材还应立足于国内。

但是，任何钢材不可能全部满足上述要求。应该量材施用，尤其在修理国外生产的锅炉时应对代用钢材有所了解。

用作锅炉受压元件的钢材分两大类：低碳钢和合金钢(以低合金钢居多)。

1.1.1 低碳钢

制造锅炉元件的低碳钢含碳不超过 0.25%，这主要考虑工艺上的可焊接性。除保证钢材化学成分和机械性能外，还限制含硫不超过 0.045%，含磷不超过 0.04%。含硫多时易在 900℃ 以上发生红脆，这对某些需冲压成型的元件不适用。含磷多时在低于 0℃ 下会发生冷脆，在此温度下进行水压试验就有破裂危险。

常用的低碳钢牌号为 10g、20g钢，从强度、时效敏感性和制造厂内避免混号等角度考虑，希望只用 20g钢。一般低压锅炉筒身有用A3g钢的。

1.1.2 低合金钢

低合金钢指其中所含合金元素的总和不超过 5%。合金钢牌号中第一位数字表示平均含碳万分之几，所含其余合金用化学符号表示，含量的百分比超过 1.5%～2.5%…时，则在符号后面注上数字 2、3…。若平均含量低于 1.5%，则不注数字。

用于制造船舶锅炉元件的低合金钢中所加的合金成分及其作用扼要介绍如下。

Mn在炼钢时作为脱氧剂加入。国产碳钢中残余Mn只有(0.35～0.65)%。含量超过 1%时属锰钢。含Mn多时焊接性能差，一般锰钢中Mn控制在(1.1～1.65)%范围内。加Mn能提高钢材热强度，但它对时效敏感。

Mo在低合金钢中可提高热强度，还能抗蒸汽腐蚀，防止热脆和回火脆性。加入Mo 0.5%约可提高抗蠕变能力 75%。但在使用温度超过 450℃ 时易产生石墨化倾向，所以通常还要加入适量的Cr，以减少珠光体球化和石墨化倾向。

Cr加入钢内能提高热稳性作用，能抗蚀、且提高常温和高温强度。Cr使可焊接性降低，所以应适当降低含碳量。

Ni是贵重的合金元素。加入Ni可提高钢材韧性和抗时效。在高合金钢中含Ni达 10%以上时能显著提高热强度。目前大量核动力装置中的蒸汽发生器采用镍基合金作受热面管子。

V能提高热强度，其效果和Mo相似。在CrMo钢中加入少量V可提高其热稳定性。

Ti和Nb加入钢中能形成碳化物，提高钢材热强度，并能有效地防止奥氏体钢的晶间腐蚀，还能显著地改善可焊接性。

W是我国富有的贵金属，我国新研制的无铬低合金钢中大都含有少量W(0.5%以下)，它能提高钢材热强度和抗氧性。

B含量在 0.01%以下时能显著提高热强度，也能改善持久塑性，但加多时会使可锻性明显下降。

Si和Mn一样，也是炼钢时作为除氧剂加入的。含量在 0.37%以下时不属合金元素，只说明除氧比较彻底。Si加入钢内可起到抗氧化作用，但对高温蒸汽腐蚀不起作用。

稀土元素Ce(铈)、La(镧)、Yt(钇)等少量加入钢内能提高热强度和持久塑性。

我国研制的新型合金钢材有 12 MoVWBSiRe(无铬 8 号)、12 Cr 2 MoWVB(钢 102)、12 Cr 3 MoVSiTiB(П 11)等使用温度可达到 580～620℃，具体成分性能可参考部标 YB 529—70 或本手册上册第 3 卷。

表 4.2.9-1 锅炉用钢的化学成分和适用范围

元件名称	钢材牌号	化学成分 %								适用范围	
		C	Si	Mn	Cr	Mo	V	S(不大于)	P(不大于)	p 蒸汽压力 MPa	t_b 壁温 ℃
筒身	(360)①	(0.12~0.17)	(0.15~10.3)	(0.35~0.65)	—	—	—	(0.04)	(0.04)	> 6	
	20 g (410)	0.16~0.24 (0.16~0.24)	0.15~0.3 (0.15~0.3)	0.35~0.65 (0.35~0.65)	—	—	—	0.045 (0.04)	0.04 (0.04)	> 6	≤450
	12 Mng (460)	≤0.16 (≤0.16)	0.2~0.6 (0.2~0.35)	1.2~1.6 (1.1~1.4)	—	—	—	0.045 (0.04)	0.04 (0.04)	> 6	≤450
	16 Mng (490)	0.12~0.2 (0.12~0.2)	0.2~0.6 (0.2~0.4)	1.2~1.6 (1.2~1.6)	—	—	—	0.045 (0.04)	0.04 (0.04)	> 6	−40~450
	14 MnMoVg	0.1~0.18	0.2~0.5	1.2~1.6	—	0.4~0.65	0.05~0.15	0.045	0.04	> 6	-20~500
受热面管子 (无缝钢管)	20 (390)	0.17~0.22 (0.17~0.21)	0.17~0.37 (0.17~0.37)	0.4~0.7 (0.35~0.65)	—	—	—	0.04 (0.04)	0.04 (0.04)	> 6	≤500
	15 CrMo (440)	0.12~0.18 (0.12~0.18)	0.17~0.37 (0.17~0.35)	0.4~0.7 (0.4~0.7)	0.8~1.1 (0.8~1.1)	0.4~0.55 (0.4~0.55)	—	0.04 (0.04)	0.04 (0.04)	> 6	≤560
	12 Cr1MoV (470)	0.08~0.15 (0.08~0.15)	0.17~0.37 (0.17~0.35)	0.4~0.7 (0.4~0.7)	0.9~1.2 (0.9~1.2)	0.25~0.35 (0.25~0.35)	0.15~0.3 (0.15~0.3)	0.04 (0.04)	0.04 (0.04)	> 6	≤580

① 牌号中用括号者系按我国船检局《钢质海船入级与建造规范》(1983)所分的钢级，详细介绍可查此规范。以下各表同。

在锅炉中使用温度超过580℃的元件大都采用高合金钢，总的合金含量超过10%，主要用作过热器的固定体、挡烟板、吹灰器、喷油器雾化片等。这类合金钢含Cr和Si较多，价格昂贵，热加工和切削性能均差。

1.2 船舶锅炉主要元件常用钢材

锅炉受压元件所用的钢材牌号、成分等如表4.2.9-1所示。在常温下这些钢材的强度指标如表4.2.9-2和4.2.9-3所示。

表4.2.9-2　　锅炉钢板的常温机械性能

钢材牌号	钢材厚度 mm	σ_b(不大于) MPa	σ_s(不大于) MPa	δ%	a_k N·m/cm² 室温 不小于	a_k N·m/cm² 时效 不小于	技术条件
20 g (410)	6~16 7~25 26~36 37~60	402 (410~530)	245(245) 235 (235) 225(225) 225(225)	26 25 24 23	58.8	34.3	GB 713—72
12 Mng (460)	6~16 17~25	441 431(460~580)	294(290) 274(270)	21 19	58.8	29.4	GB 713—72
16 Mng (490)	6~16 17~25 26~36 37~60	510 490 (490~610) 470 470	343(340) 323(320) 304(300) 284(280)	21 19 19 19	58.8	29.4	GB 713—72
14 MnMoVg	30~115	637	490	16	—	—	GB 713—72

表4.2.9-3　　锅炉用无缝钢管常温下的机械性能

钢材牌号	σ_b(不小于)MPa	σ_s(不小于) MPa	δ%	a_k N·m/cm²	技术条件
20(390)	402(190)	245(245)	22~24	39.2~49	YB 529—70
15 CrMo(440)	441(440)	235(235)	20~21	49~58.8	YB 529—70
12 Cr 1 MoV(470)	470(470)	255(255)	19~21	49~58.8	YB 529—70

2 锅炉主要元件的强度验算

2.1 锅炉主要元件金属温度的确定

在任何情况下锅炉元件的金属计算温度不应低于表4.2.9-4的规定，而且规定计算温度不低于250℃。

表4.2.9-4　　锅炉元件金属的计算温度

元件名称 \ 工作条件	不受热者	受热但有良好隔热保护者	受对流热者	受辐射热者
汽、水筒、联箱	t①	$t+10$	$t+50$	—
过热器筒或联箱	$t+15$	$t+30$	$t+50$	—
蒸发管②	—	—	$t+25$	$t+50$
过热器管②	—	—	$t+35$	$t+50$
经济器管	—	—	$t+30$	—

① 表中t——工质温度，℃。

② 高热负荷锅炉的近炉蒸发管和过热器管，还应从最大热负荷部位检验所选材料工作的可靠性。

2.2 许用应力的确定

许用应力按下式确定，取其最小值

1）金属温度≤250℃时

$$[\sigma]=\sigma_b/2.7;\quad [\sigma]=\sigma_s/1.8 \qquad (4.2.9\text{-}1)$$

2）金属温度＞250℃时

$$[\sigma]=\sigma_b/2.7;\quad [\sigma]=\sigma_s/1.8;\quad [\sigma]=\sigma_s^t/1.7;\quad [\sigma]=\sigma_D^t/1.7 \qquad (4.2.9\text{-}2)$$

铸钢材料的［σ］可取相应材料计算数值的80%。

按上述两式计算所得的钢材在不同温度下的［σ］，根据我国船检局《钢质海船入级与建造规范》(1983)规定如表4.2.9-5和表4.2.9-6所示。上述规范中未列入的钢种，如14 MnMoYg(钢板)、12 CrMoV(钢管)有希望用于船舶锅炉者，其高温下［σ］的计算可参考冶金部有关部标。

表4.2.9-5 **锅炉钢板各种温度下的［σ］** MPa

钢级	板厚 mm	计算温度℃												
		50	100	150	200	250	300	350	400	410	420	430	440	450
(360)	≤16	114	109	107	105	94	80	73	72	71	71	68	60	52
	17～25	108	107	106	101	90	77.5	73	72	71	71	68	60	52
	26～60	104	101	99	95	88	77.5	73	72	71	71	68	60	52
(410)	≤16	136	132	127	121	112	101	92	86	85	80	70	62	53
	17～25	131	127	121	115	110	98	89	83	82	80	70	62	53
	26～60	126	121	115	110	104	95	86	80	79	79	70	62	53
(460)	≤16	164	152	150	141	130	122	116	107	98	87	78	68	58
	17～25	153	147	141	129	124	114	107	101	98	87	78	68	58
(490)	≤16	189	178	173	164	153	141	132	124	98	87	78	68	58
	17～26	180	169	164	156	144	132	124	119	98	87	78	68	58
	27～36	169	164	156	147	138	128	119	113	98	87	78	68	58
	37～60	158	156	147	138	129	122	113	98	98	87	78	68	58

表4.2.9-6 **锅炉用无缝钢管各种温度下的［σ］** MPa

钢号	壁厚 mm	计算温度℃												
		100	150	200	250	300	350	400	410	420	430	440	450	460
10	≤10	110	104	98	92	86	78	75	—	—	—	—	—	—
20	≤10	132	127	121	112	101	92	86	85	79	70	62	53	46
15 CrMo		—	—	—	115	110	104	98	96	95	94	93	92	90
钢号	壁厚 mm	计算温度℃												
		470	480	490	500	510	520	530	540	550				
10	≤10	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
20	≤10	39	32	26	20	—	—	—	—	—				
15 CrMo		88	87	85	83	73	62	53	44	36				

2.3 水管锅炉主要元件强度验算公式

2.3.1 筒身的强度计算

2.3.1.1 基本公式

承受内压p的圆筒壁产生三个相互垂直的主应力(图4.2.9-1)。

1）周向剪切应力

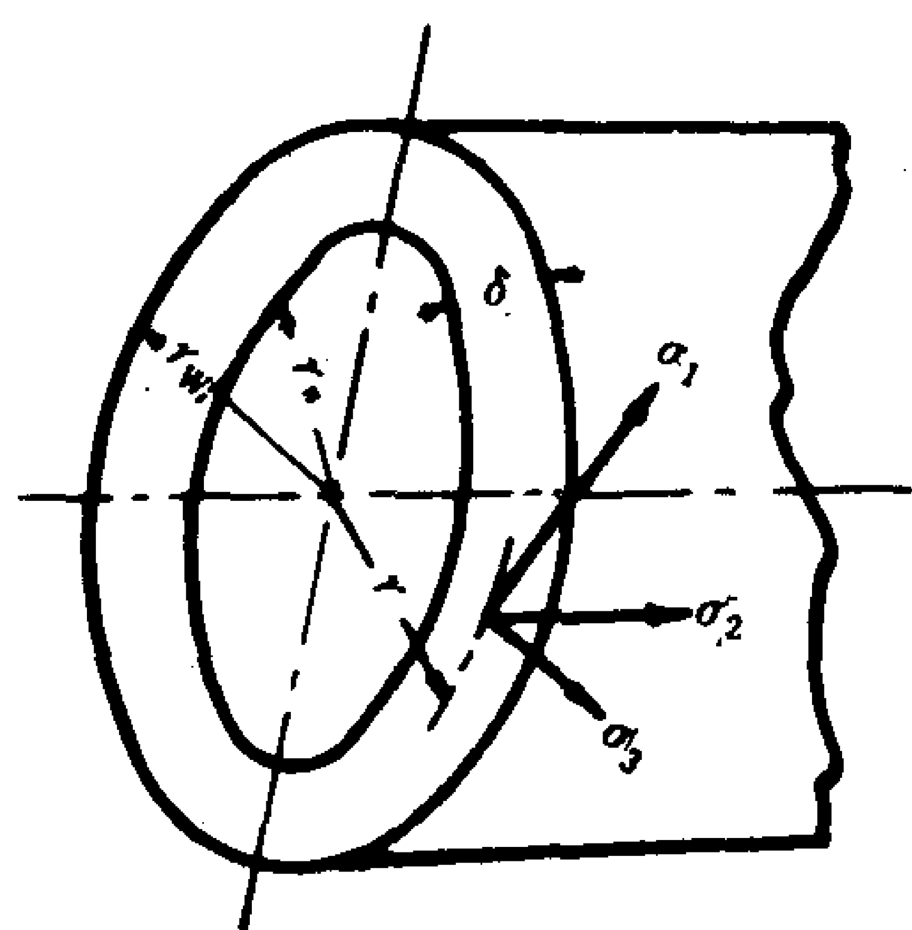


图 4.2.9-1 厚壁筒三向受力示意图

$$\sigma_1=\frac{p_n^{r_2}\left[1+\left(\frac{r_w}{r}\right)^2\right]}{r_w^2-r_n^2}\quad \text{MPa} \qquad (4.2.9\text{-}3)$$

2）轴向应力

$$\sigma_2=\frac{p_n^{r_2}}{r_w^2-r_n^2}\quad \text{MPa} \qquad (4.2.9\text{-}4)$$

3）径向应力

$$\sigma_3=-\frac{p_n^{r_2}\left[\left(\frac{r_w}{r}\right)^2-1\right]}{r_w^2-r_n^2}\quad \text{MPa} \qquad (4.2.9\text{-}5)$$

由上列诸式不难看出最大应力为发生在$r=r_n$处的周向剪切应力，即

$$\sigma_{1\max}=\frac{p(r_w^2+r_n^2)}{r_w^2-r_n^2}\quad \text{MPa} \qquad (4.2.9\text{-}6)$$

检验筒壁发生裂缝处应特别注意内壁面，而且多数裂纹是垂直于σ_1，即沿筒身轴向的。

通常计算强度时取上述三个方向应力各自的平均值

$$\begin{cases}\overline{\sigma_1}=\dfrac{pD_n}{2\delta}\\ \overline{\sigma_2}=\dfrac{pD_n}{4\delta}\\ \overline{\sigma_3}=-\dfrac{p}{2}\end{cases}\quad \text{MPa} \qquad (4.2.9\text{-}7)$$

根据最大应力理论

$$[\tau]\geqslant\frac{1}{2}(\sigma_{wax}-\sigma_{win})，即$$

$$[\sigma]\geqslant\sigma_{wax}-\sigma_{min}\quad \text{MPa} \qquad (4.2.9\text{-}8)$$

2.3.1.2 汽、水筒壳板和管板的厚度计算公式

$$\delta=\frac{pD_n}{2[\sigma]\varphi_{min}-p}+C\quad \text{mm} \qquad (4.2.9\text{-}9)$$

对于用厚壁管作成的联箱，则可按下式计算厚度

$$\delta=\frac{pD_w}{2[\sigma]\varphi_{min}+p}+C\quad \text{mm} \qquad (4.2.9\text{-}10)$$

上面两式中的计算压力p对于装有安全阀的筒身，应不小于安全阀的开启压力，经济器的计算压力应按经济器内介质的最大工作压力来取。

考虑制造过程中工艺减薄量、原材料厚度方向的负偏差，以及适当考虑腐蚀减薄量，采用增加量c'，其大小按表 4.2.9-7 所示。

表 4.2.9-7 锅炉筒身附加壁厚 c'① mm

制造工艺		c'
热卷	高压或超高压锅炉筒身（$p>4$ MPa）	4
	中压锅炉筒身（$p\leqslant4$ MPa）	3
冷卷	热校	1
	冷校	0

① 当$\delta\leqslant20$ mm，应使$c=c'+1$。若厚度负偏差超过 0.5 mm，还应加上此超出值。

任何情况下壳板厚板δ_{min}不得小于 9.5 mm。必要时须经船舶检验部门认可。

在按公式(4.2.9-10)计算锅炉管厚度时$\varphi_{min}=1$，且任何情况下均不得小于表4.2.9-8中所示，并应考虑管子厚度负偏差和运行中可能发生的不正常腐蚀量以及弯管时的外侧减薄量。

表4.2.9-8 **锅炉管最小厚度表①** mm

管子外径d_w	最小厚度δ_{min}	管子外径d_w	最小厚度δ_{min}
$d_w \leq 38$	1.75	$76 < d_w \leq 95$	3.05
$38 < d_w \leq 50$	2.16	$95 < d_w \leq 100$	3.28
$50 < d_w \leq 70$	2.40	$100 < d_w \leq 125$	3.50
$70 < d_w \leq 76$	2.67		

① 用于烟管锅炉和立式辅助锅炉受内压的水管，$\delta_{min} \leq 3$ mm。

相应的在验算已有锅炉筒身和管子的许用工作压力时可按下式计算

$$[p]=\frac{2\varphi_{min}[\sigma](\delta-c)}{D_n+(\delta-c)} \quad \text{MPa} \qquad (4.2.9\text{-}9')$$

$$[p]=\frac{2\varphi_{min}[\sigma](\delta-c)}{D_w-(\delta-c)} \quad \text{MPa} \qquad (4.2.9\text{-}10')$$

2.3.1.3 筒身强度减弱系数φ

1)未开孔的焊接筒身及壳板按表4.2.9-9来取。

4.2.9-9 **焊缝强度减弱系数 φ**

锅炉等级	透视检查	常规焊缝试板	热处理的保温时间	φ值
I (p>0.35 MPa	纵缝和环缝连同试板100%x射线透视检查 板厚超过50 mm，经船检局同意，可用超声波探伤代替x射线透视，必需时仍应选择局部焊缝x射线透视	应做100% x射线检查	每厚25 mm保温1小时计，但至少为1小时。回火温度为580～620℃ δ<20 mm不作热处理	1
II ($p\leq$0.35 MPa	对接焊缝应做大于10%的抽查	应做100%x射线检查	δ<30 mm且工作温度≤150℃不处理—碳钢 δ<20 mm且工作温度≤150°不处理—碳锰钢	0.85

2)管板

(1)管板上直径相同的顺列管孔(未经加强的)：当$s_1<s_2/2$时，$\varphi=\frac{s_1-d}{s_1}$ (4.2.9-11)

当$s_1 \geq s_2/2$时，$\varphi=\frac{2(s_2-d)}{s_2}$ (4.2.9-12)

参考图4.2.9-2。

(2)管板上直径相同的错列管孔(管孔未加强的)：

$$\begin{cases}\varphi_1=(s_1-d)/s_1 & (4.2.9\text{-}13)\\ \varphi_2=2(s_2-d)/s_2 & (4.2.9\text{-}14)\\ \varphi_K=K\varphi_2' & (4.2.9\text{-}15)\end{cases}$$

取其中最小的φ_{min}。上式中

$$\begin{cases}\varphi_2'=(s_2'-d)/s_2' & (4.2.9\text{-}16)\\ s_2'=\sqrt{0.25s_1^2+s_2^2} & (4.2.9\text{-}17)\end{cases}$$

$$
\begin{cases} K=\dfrac{1}{\sqrt{1-\dfrac{0.75}{(1+n^2)^2}}} & (4.2.9\text{-}18) \\ n=s_1/s_2 & (4.2.9\text{-}19) \end{cases}
$$

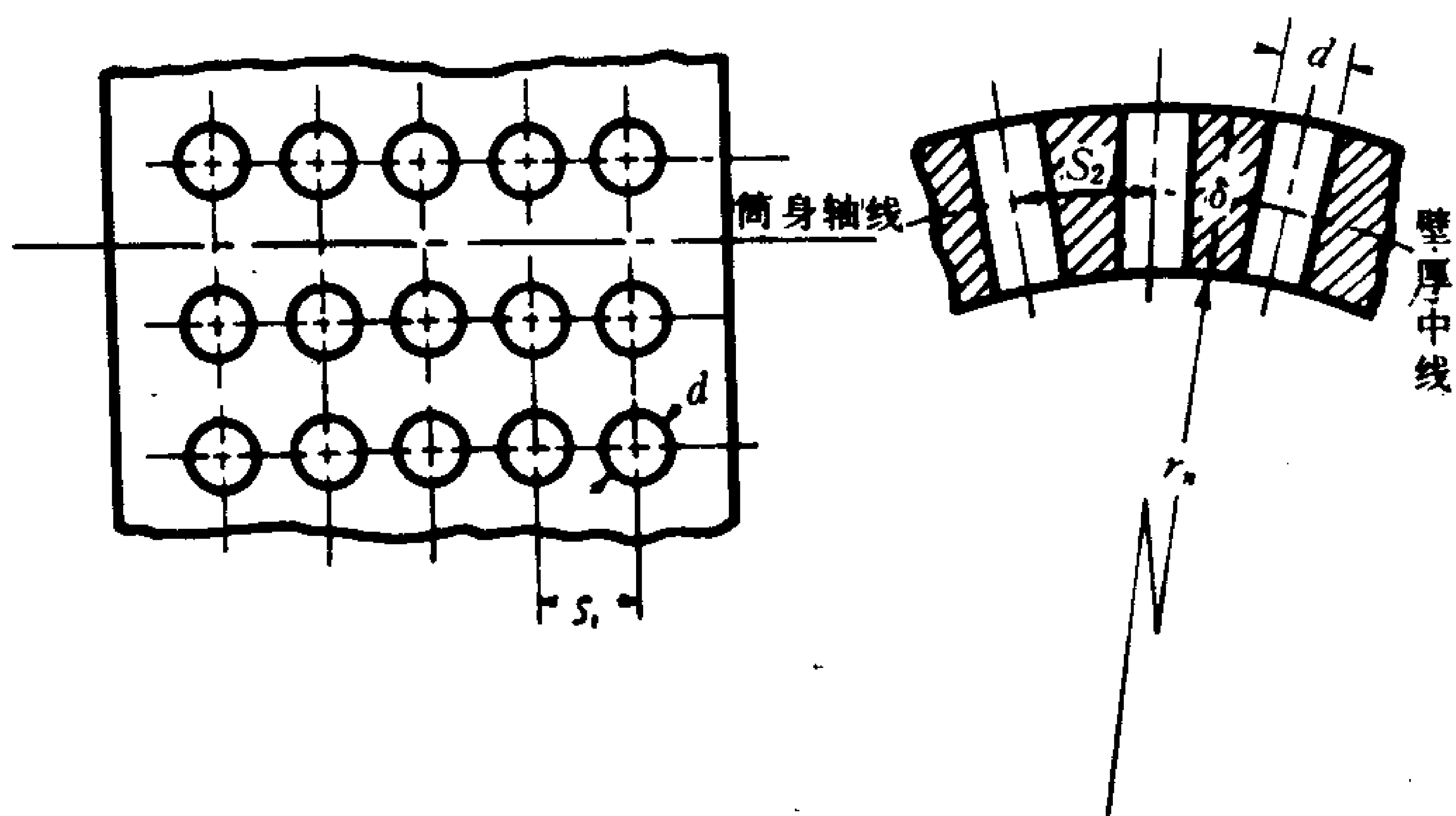


图 4.2.9-2 顺列管孔图

上列诸式中的符号示于图 4.2.9-3。K-n的曲线示于图4.2.9-4。

上列诸式中的s_2为管板厚度中心面上管孔的横管距。

2.3.2 凸形封头的强度计算

对图 4.2.9-5 中所示的封头均按下式计算其厚度

$$\delta=\frac{pD_wy}{2\,[\sigma]}+1 \quad \text{mm} \qquad (4.2.9\text{-}20)$$

对未开孔的封头，形状系数$y=f_1(\delta/D_w、H/D_w)$，按图 4.2.9-6 中实线组查取。

对开孔的封头，形状系数$y=f_2(d/\sqrt{D_w\cdot\delta}, H/D_w)$，按图 4.2.9-6 中虚线组查取。这里$d$为封头最大开孔直径(如椭圆孔，则取长轴计算)。

计算的厚度δ为未知数，可采取先选用，逐次渐近法算出。任何情况下 $\delta_{min}\geq 9.5$ mm。

2.3.2.1 封头上开孔要求(图 4.2.9-7)

2.3.2.2 凸形封头的结构要求

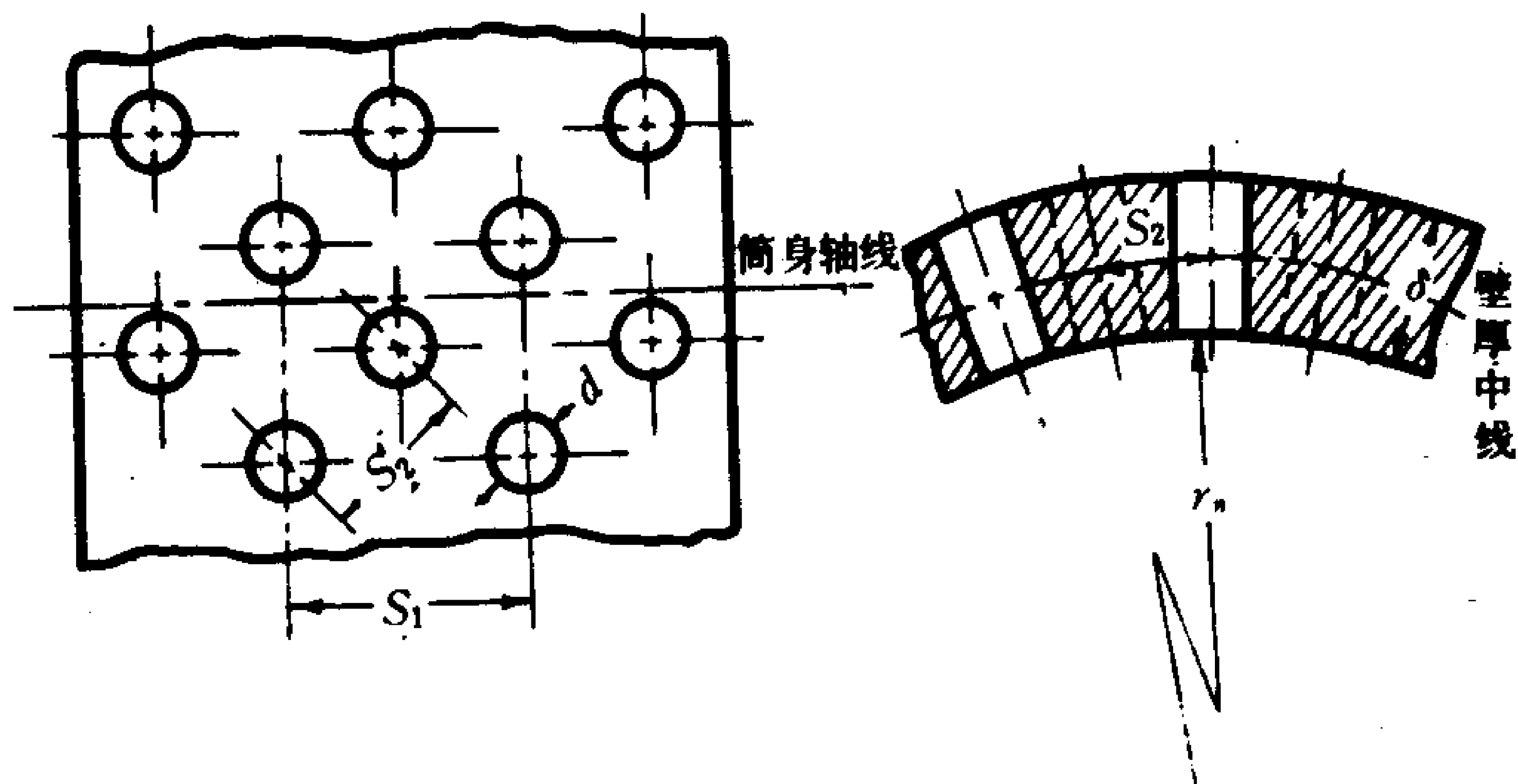


图 4.2.9-3 错列管孔图

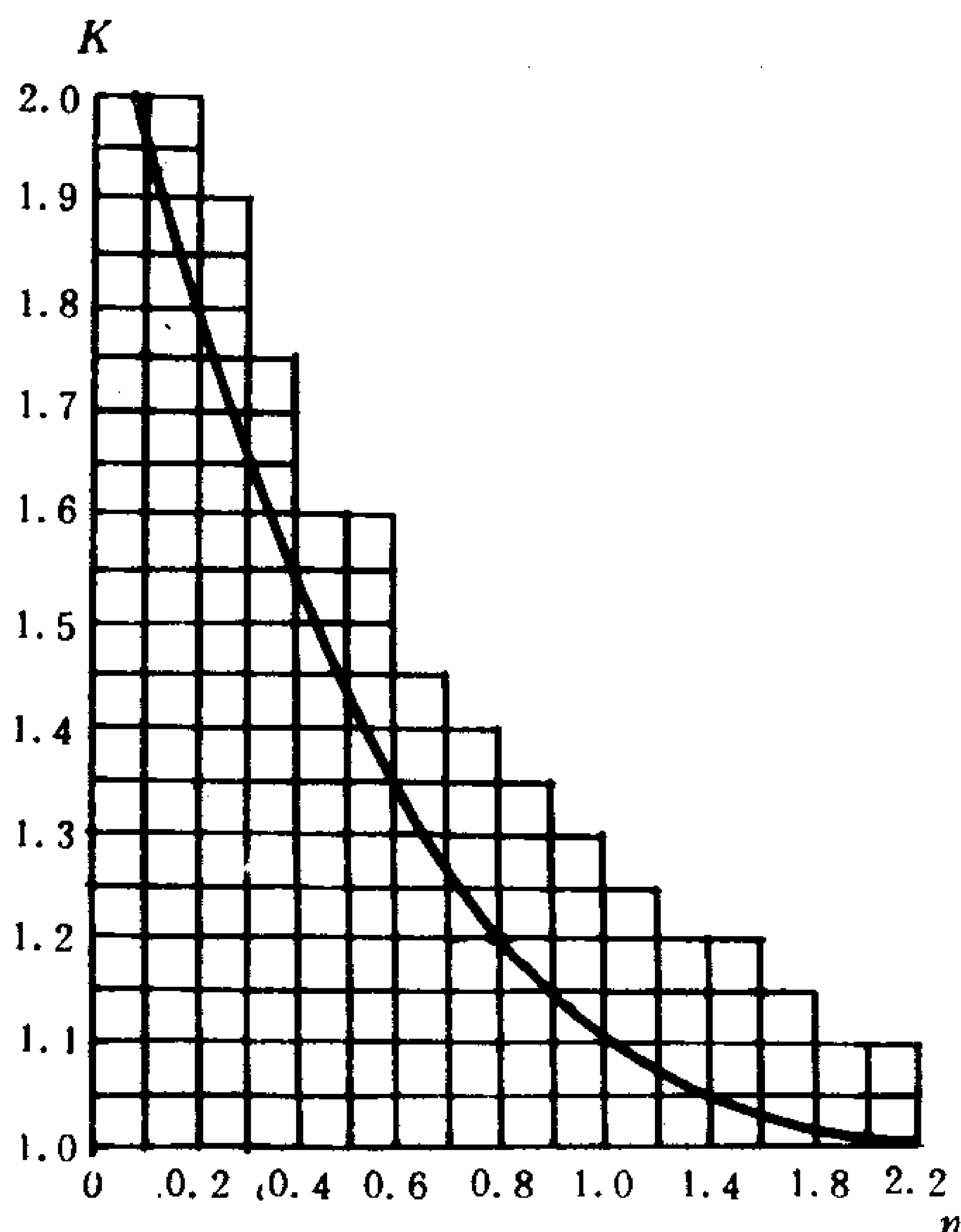


图 4.2.9-4 计算φ_k用的系数K

2.3 机舱压载泵与管系布置(见表 7.3.1—2)

表 7.3.1—2

机舱压载泵与管系的布置

		各种布置形式					图号示意
1	单泵压、排水管系	图 7.3.1—20 仅有一个海水门吸入口兼作压、排水。	图 7.3.1—21 由海水门压入,舷旁阀排出。	图 7.3.1—22 在图 7.3.1—20 基础上,于舷旁装一只排出口。排水时,任开一阀门。	图 7.3.1—23 排水设有二个舷侧阀门可排出。顶边舱可利用重力排出。	图 7.3.1—24 在图 7.3.1—20 基础上加装扫舱喷射器。喷射水源可由压载泵供给。	1—海水门;2—滤器;3—泵; 4—阀;5—压载舱;6—舷外排出口;7—舷侧顶边舱;8—双层底舱;9—喷射器

续上表

		各种布置形式			图号示意
2	双泵压、排水管系	图 7.3.1—25 可双泵同时工作或一台工作，一台备用。有一路可不通过泵，直接由海水门排出。	图 7.3.1—26 基本上与图 5.3.1—24 相似，但有二路可不通过泵，直接排出海水门外。	图 7.3.1—27 有二个海水门可作压、排水。	1—海水门；2—泵；3—滤器；4—舷外排出口；5—阀；6—顶边舱；7—双层底舱；8—压载舱

续上表

		各种布置形式			图号示意
3	平衡泵管系	图 7.3.1—28 当船舶倾斜时，此泵可向左或右压载专用平衡舱注水。			1—电磁阀；2—操纵室；3—平衡泵（亦称倾斜泵）；4—右专用平衡压载泵；5 左专用平衡压载舱

3　压载泵和压载管管径的选定

3.1　压载泵的选择（见表 7.3.1—3）

表 7.3.1—3　　　　**压载泵的选择**

	名称	散装货船	油船	矿砂集装箱船	备注
能量	压、排水时间无特殊要求情况时 $Q=\frac{V}{C}$	G=7～12h	C=10～14h	C=12～18h	若压载泵为 x 台则每台能量$=\frac{Q}{x}$
	压、排水时间有一定要求情况时 $Q=\frac{V}{T}k$	一般取 k=0.8～0.9 如使用深压载水舱时取 k=1.1 如使用双层底压载水舱时取 k=1.25			总压载水量不包括自流排水压载水量及油舱兼用压载水舱水量
总扬程	总扬程＝实际扬程（位置水头）＋管系阻力＋余度 余度＝1/10 实际扬程	20～30m	25～35m	20～30m	
台数和型式		2 台电动立式离心泵	1 台涡轮驱动立式或卧式离心泵	2 台电动立式离心泵	
扫舱泵和喷射泵的总能量	残水量（占总压载水量的百分数）	3%～5%	1%～2%	2%～3%	
	总能量	(0.11～0.33)Q′	(0.04～0.17)Q′	(0.07～0.23)Q′	
		扬程	型式	台数	
	扫舱泵	10～20m	立式或卧式蒸汽机或电动往复泵	1～2	
	喷射泵	10～20m	水驱动	1～2	

注：Q＝泵总流量（m^3/h），V＝总压载水量（包括兼用压载舱水量）（m^3），T＝总排水需要时间（h），C＝实际标准值，K＝常数，Q′＝主压载泵流量（m^3/h）。

3.2　压载管系管径的确定

3.2.1　泵与海水阀之间管径的确定

选择这管径时要考虑水泵的有效吸水压头，应使泵吸水进入叶轮时在泵吸口处不发生空泡现象，这样才能达到泵工作时的额定排量。

3.2.2　泵与压载舱之间管径的确定

先预定一个排水时间，考虑压载水在管内的流速为 2～4m/s，再假定各分路的管径，然后进行管内的阻力计算，并从选定某泵的性能曲线图查出流量，算出排水时间，若与预定时间不一致时，修改部份管径。如此反复计算，直至二者数字接近时，即可得最佳的管径。

$$\delta_1 = 0.04 d_w + 2.5 \quad \text{mm} \quad (4.2.9\text{-}30)$$

2.3.5.3　要求加强的开孔部分截面积

$$A = d_n \cdot \delta_0 \quad \text{mm}^2 \quad (4.2.9\text{-}31)$$

由于焊接管后补偿的有效加强截面积

$$A' = a^2 + 2h(\delta_1 - \delta_{10}) + 2b(\delta - \delta_0) \quad \text{mm}^2 \quad (4.2.9\text{-}32)$$

若$A' \geq A$，则加强有效。

上述式中：

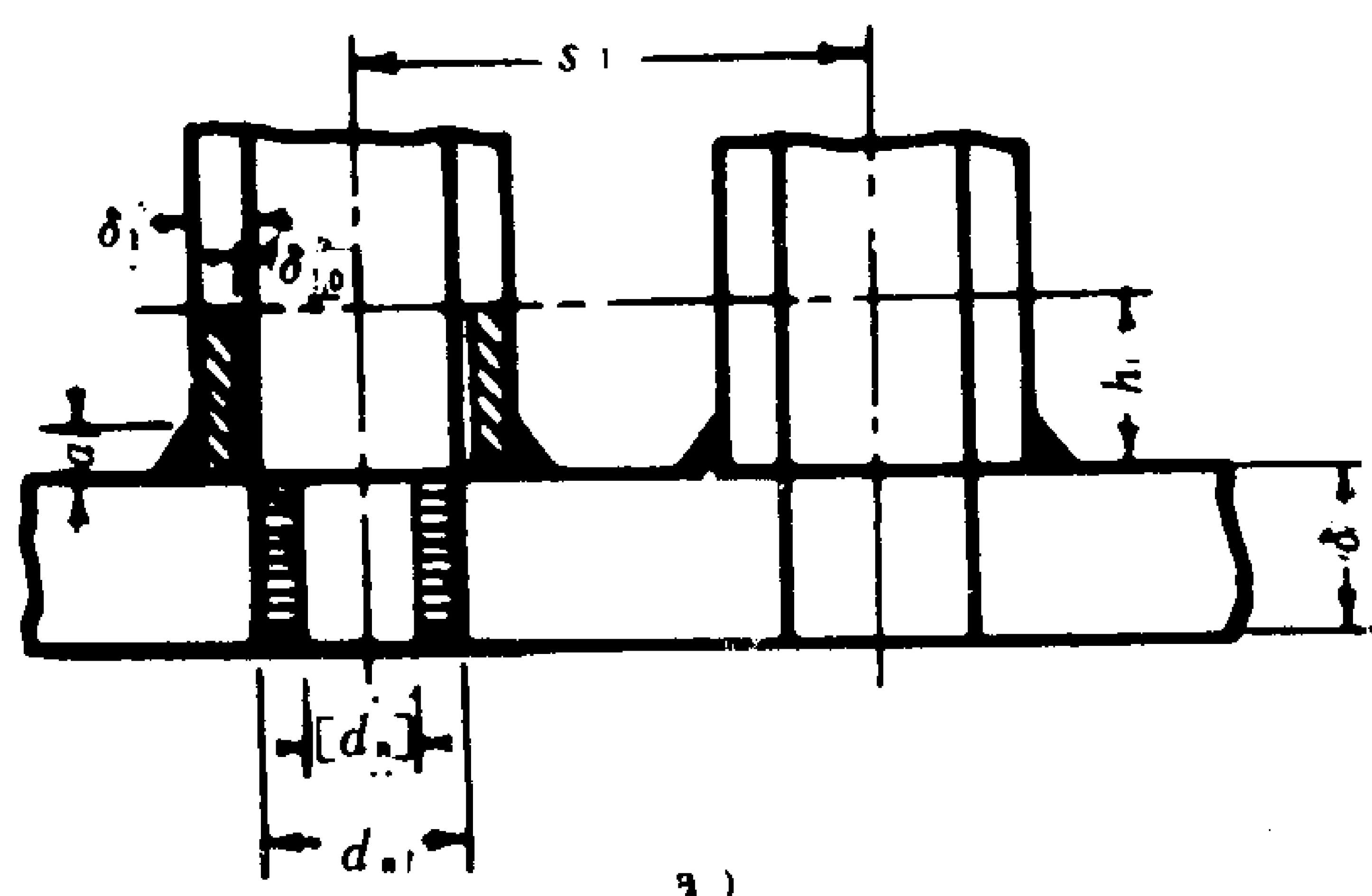
$$b = \sqrt{D_n \cdot \delta}，但不大于 0.5d_n$$

$$h = 0.8\sqrt{d_n \cdot \delta_1}$$

图 4.2.9-10 中：

δ_0——按式(4.2.9-9)所算的有效筒壁厚，mm；

δ_{10}——按式(4.2.9-10)所算的有效管壁厚，mm。



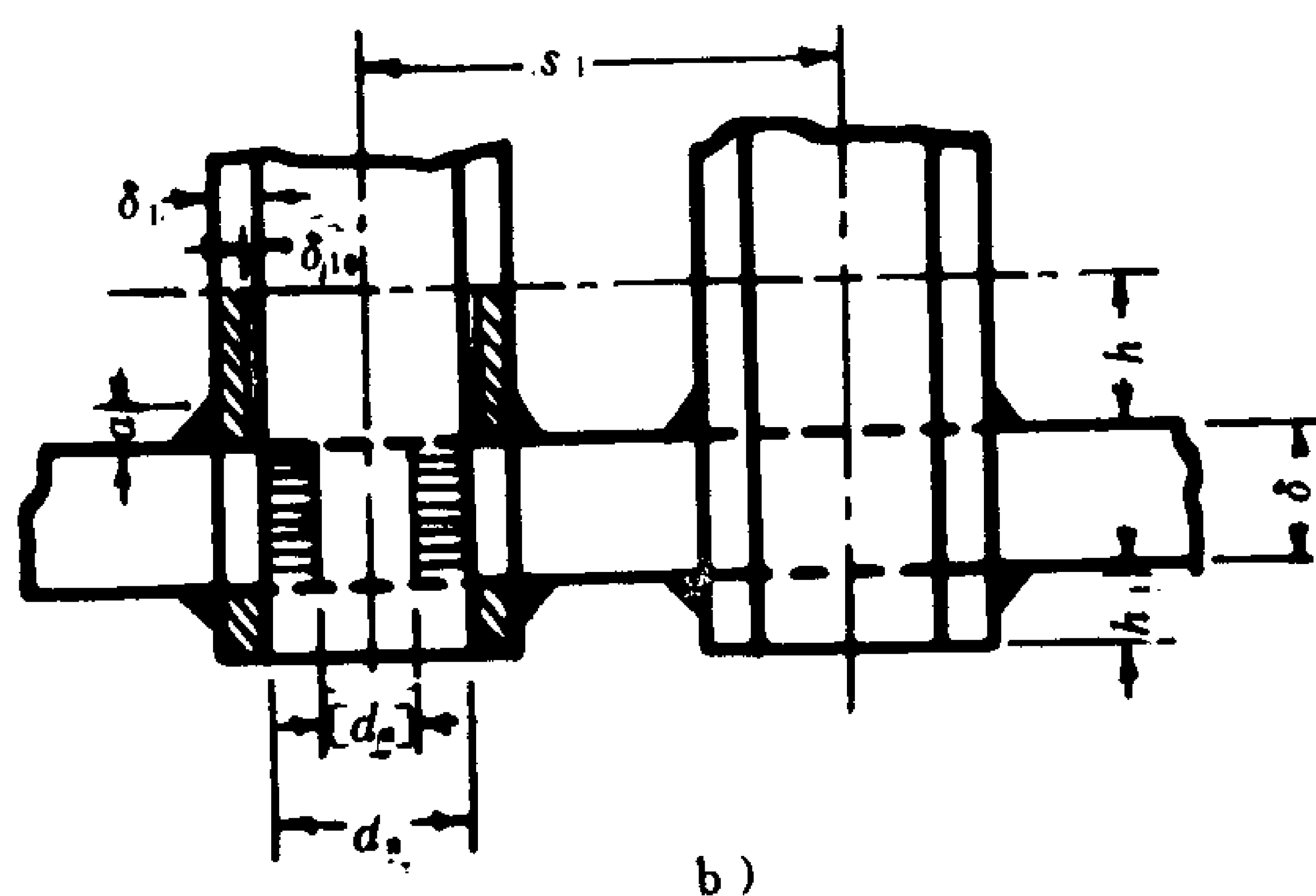


图 4.2.9-11　接管加强管桥图

2.3.5.4　在筒身上采用焊接短管代替扩接时对开孔有加强作用。因而相应的强度减弱系数φ要用$[\varphi]$代替。为此，先算出管孔的当量直径$[d_n]$。

$$[d_n] = d_n - \frac{A'}{\delta} \quad \text{mm} \quad (4.2.9\text{-}33)$$

A'指按 2.3.5.3 中计算的有效加强截面积，这一面积取决于焊接结构的形式(图 4.2.9-11)。如焊接为图 4.2.9-11 a) 所示，则

$$A' = a^2 + 2h(\delta_1 - \delta_{10}) \quad \text{mm}^2 \quad (4.2.9\text{-}34)$$

如焊接为图 4.2.9-11 b)所示，则

$$A' = 2a^2 + 2h(\delta_1 - \delta_{10}) + 2h_1\delta_1 \quad \text{mm}^2 \quad (4.2.9\text{-}35)$$

式中h可取 $2.5\delta_1$或$\sqrt{d_n \cdot \delta_1}$其中较小值。

如果所用的加强短管的材料$[\sigma]_1$，小于筒身材料的$[\sigma]$时，则加强截面积应乘以修正系数$\psi = [\sigma_1]/[\sigma]$。

按式(4.2.9-33)计算所得的$[d_n]$代入前述计算强度减弱系数φ的公式中算出$[\varphi_{min}]$来，再用式(4.2.9-9)计算筒身应有的厚度。

第 10 章　船舶锅炉的入级、试验及检修

1　船舶锅炉的入级

1.1　船舶锅炉入级和保持入级的具体要求

船舶锅炉随同船舶在入级时须呈交我国船舶检验局（以下简称船检局）下列图纸的资料：总图、本体结构图（包括构件连接结构图）、受压部件结构图（筒体、汽筒、水筒、联箱、过热器、减温器、经济器等）、附件布置图及主要附件图、安全阀图及通经计算、强度计算书（按船检局颁布的规范）。然后经验船师检验合格，由船检局签发入级证书。

已经入级后的船舶锅炉须定期履行保持入级检验。而且每次检验后应由验船师在证书上作为确认保持入级的签署后方能继续有效，按规定：

1）主水管锅炉每两年检验一次。

2）主烟管锅炉、辅锅炉包括余热锅炉炉龄 8 年及以下者每两年检验一次，在 8 年以上者每年一次。

3）如辅锅炉为与主锅炉相同型式的水管锅炉，可以考虑在 8 年后仍按每两年检验一次。

1.2　检验范围

1）锅炉连同过热器、经济器和空气预热器应作内、外部检查。必要时应将部分或全部炉衣拆除，进行检查。

2）验船师认为必要时，受压部件应进行水压试验以及测量它们的壁厚，以确定是否影响锅炉工作压力。锅炉经过大修时也应进行水压试验。

3）锅炉、过热器及经济器上的主要附件应打开检查。一般每隔 8 年要拆卸一次，检查连接卷缘、螺栓等有无裂纹，变形、腐蚀等。

4）安全阀应在蒸汽压力下进行调整试验。

5）燃烧系统及其安全装置应在工作状态下进行检查。

6）核查锅炉备件。

2　船舶锅炉的检查

2.1　检查前的准备

锅炉在检查前应将水垢、烟灰清除干净，并将妨碍检查的可拆部件拆下，然后进行检查。

如单独检查一台锅炉时，必须严格防止正在工作的其它锅炉中水、汽或烟气注入要检查的锅炉。

2.2　一般水管锅炉检查的要点（表 4.2.10-1）

表 4.2.10-1　　　　　　　　　船舶锅炉检查要点

检查的锅炉元件	元件常见的损伤或不正常现象	产生这些损伤的可能原因
汽　筒	1)筒身内壁纵向裂纹(或环向裂纹) 2)水位附近麻点状腐蚀 3)人孔弯边处的裂纹 4)管桥网状裂纹 5)水位附近油腻	1)热应力(或疲劳应力) 2)给水含氧的电化学腐蚀,可用压铅法测出腐蚀深度 3)加工时的缺陷、脆化 4)苛性脆化,进一步作金相分析 5)凝水、给水系统漏入滑油(或重油)
水筒及水冷壁联箱	1)筒身内壁纵向裂纹(或环向裂纹) 2)排污口腐蚀 3)底部滞水区腐蚀凹坑,磨去后再检查有无裂纹	1)热应力(或疲劳应力) 2)电化学腐蚀 3)电化学腐蚀(有环状裂纹为腐蚀性疲劳或苛性脆化)
水管及过热器管	1)管端翻边裂纹 2)管孔内管端网状裂纹 3)管端起层 4)下降管入口端麻点状腐蚀 5)管子局部起鼓疱(蒸发管管径变化超过5%、过热器管超过3%) 6)穿孔成针眼状 7)表面氧化及剥落使管壁减薄(超过厚度40%应换管) 8)根部腐蚀穿孔 9)管端漏泄(管板外管端附近有黄白色盐迹) 10)管子破裂(图4.2.10-1): (1)破口成核桃形,破缘尖税,周长增加很多(图a) (2)破口成矩形、破缘较钝,破口纵向两端有裂隙(图b) (3)纵向散布裂纹,直径增大不多,内外壁都有氧化皮(又都是过热器管)(图c) (4)环向裂纹(图d) 11)管外表成蜂窝状麻点腐蚀,甚至穿孔(大都是过热器管) 12)管子下垂,垂度超过直线长度的2%或管径的90%,过热器管不得下垂超过1.5倍管径 13)管距变化超过原管距的50% 14)固定管卡箍处管子破裂 15)固定过热器管的支撑件螺栓松动	1)扩管前未退火,或材质不合格 2)苛性脆化(应仔细检查管板管桥处) 3)电化学腐蚀 4)给水含氧偏高,氧化腐蚀 5)管内有垢,尤其有油过热所致,也可能局部热负荷过大 6)内壁垢下电化学腐蚀或凹坑 7)烟气高温氧化腐蚀(或受热面材质较差) 8)酸性积灰,经常停用,吸湿引起电化学腐蚀 9)扩管不紧、高温松弛、发现锅炉失水时猛然加大给水量、锅炉热态时冷却过速等 (1)锅炉失水 (2)管材纵向夹渣或加工时有纵向刻痕 (3)长期蠕变引起,金相组织球化或石墨化 (4)水循环不良,形成汽塞,热疲劳所致 (11)高温钒腐蚀 12)缺水高温引起,材质差,热偏差 13)高温变形 14)卡箍夹得过紧,压扁管身,烟气中灰粒长期磨蚀 15)高温松弛
经济器管和空气预热器管	1)管子外侧腐蚀穿孔(大都处于烟气低温区域) 2)经济器鳍片根部或Y形管接头漏泄 3)管子下垂(卧式经济器管)	1)低温硫酸腐蚀 2)焊接质量差,有咬边现象 3)长期旁通运行,烟气温度超过500℃

5.4.2 压载舱常见事故

1)双层底压载水舱面板凸起：归船在厂修中对双层底压载水舱作水密压载试验时，用不正确的操作方法，由空气管向内灌水；因为测量管深入到接近船底板，当压力超过测量管口后，双层舱内的空气无法排出，随着注水的逐步增加，双层底内压力亦升高，直至纵横向的肋板与双层底面板脱焊，造成面板凸起，如图 7.3.1—32 所示。还有在舱与舱之间驳运压载水时，因工作上的疏忽，未及时测量水位，导致驳运压载水过量，也会引起双层底面板凸起。

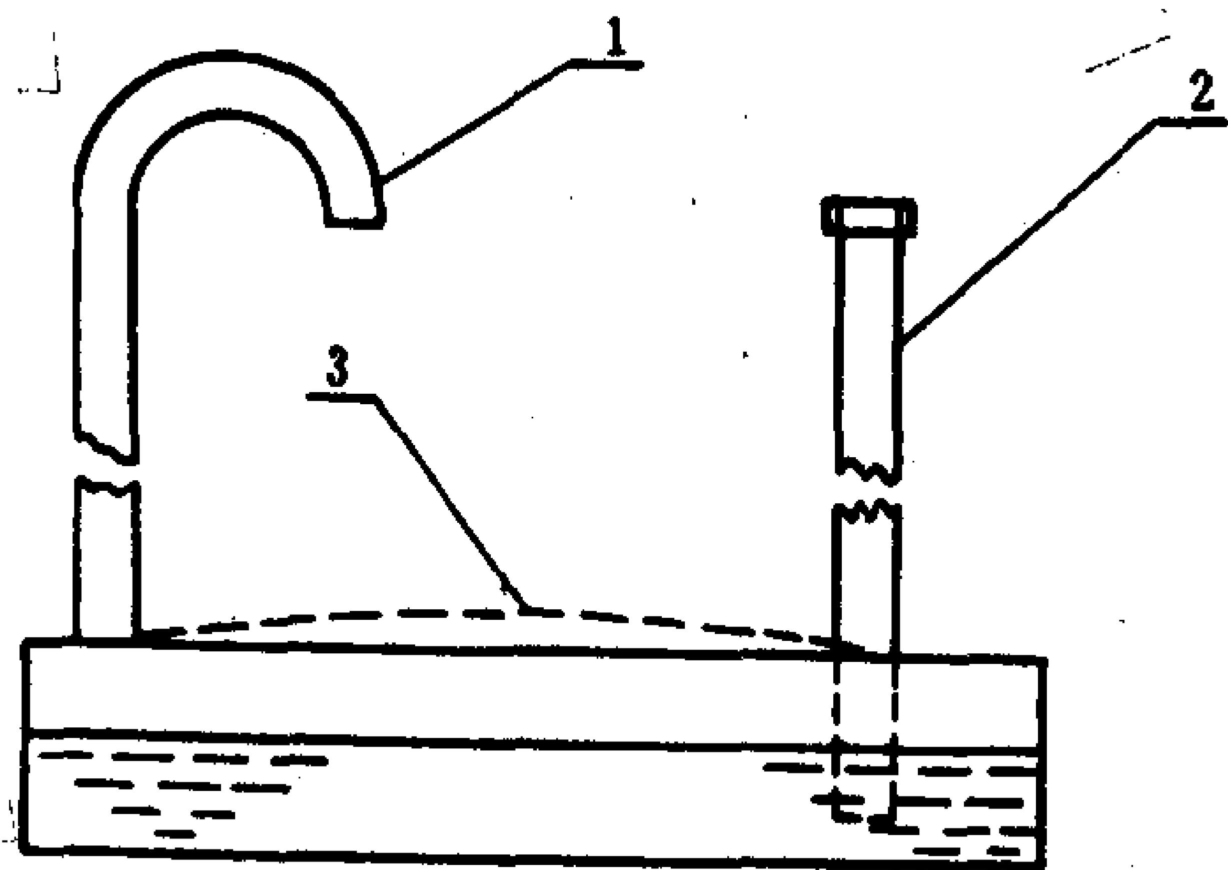


图 7.3.1—32 双层底压载水舱面板凸起

1—空气管；2—测量管；3—水舱面板凸起处

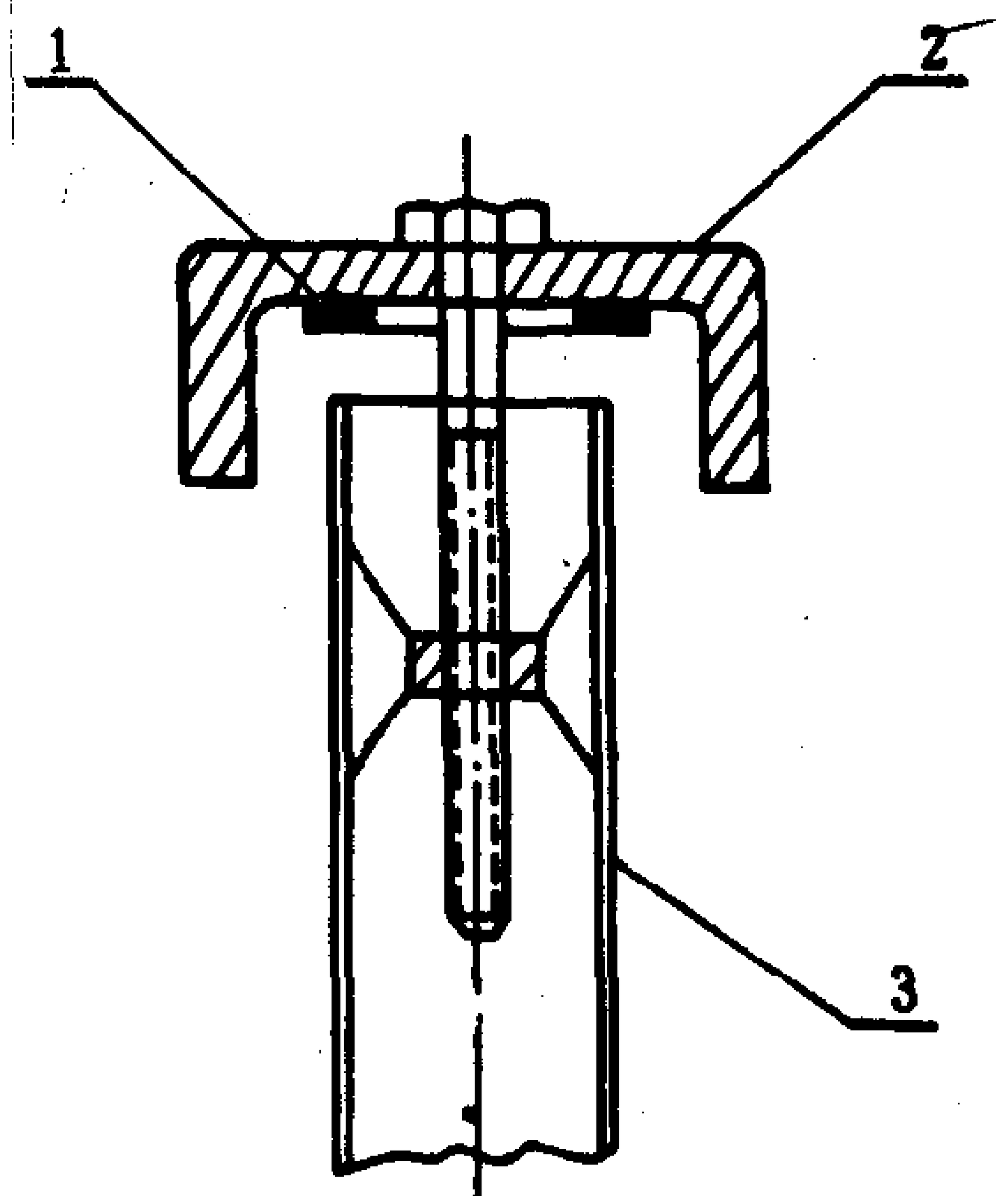


图 7.3.1—33 空气管旋转帽盖

1—橡皮圈；2—活络帽盖；3—空气管

2)顶边水舱爆裂：由于边水舱空气管冰冻堵塞或空气管上旋转帽盖(图 7.3.1—33)未打开，这时向边水舱内压水，造成边水舱受压，使水舱边板撕裂，主甲板及舷侧板变形凸起，舱口围壁抬高等严重后果。

3)铲车压坏压载水舱面：港方将铲车吊入货舱内装卸散装货(煤、矿砂、黄砂等)时，常发生由于水舱面板的厚度承受不了铲车动负荷而损坏水舱面的事故。因此有关海船规范要求：

如采用铲车在船舱内装卸作业时，其水舱面板(内底板)的厚度，应不小于表 7.3.1—7 所规定的板厚。

表 7.3.1—7 使用铲车时船舶内底板的厚度

板厚(mm) \ 总重量*(t) / 铲车型式	2	3	4	5	6	7	8	9	10
两个前轮	6.5	7.5	8.5	10.0	11.0	12.0	13.0	13.5	14.0
四个前轮	6.0	6.5	7.5	8.0	9.0	9.5	10.5	11.0	11.5

* 总重量指铲车与货物的重量之和。

3 船舶锅炉的试验

3.1 船舶锅炉主要试验分类及其作用(表 4.2.10-2)

表 4.2.10-2 船舶锅炉的一些主要试验

试验名称	试验时机和地点	目的和要求
锅炉热性能试验	1)凡是新设计制造(包括仿制)锅炉,或是转厂生产的第一台锅炉在动力站测定 2)锅炉经过大修或改装后实船测定	检验热性能是否满足原设计要求,从而发现存在问题修正设计,要求测定不同油耗下锅炉产汽量D、饱和蒸汽用量 D_x、工作压力(汽筒内和过热器停汽阀后)p、过热蒸汽温度t_{gr}、通风阻力$\triangle h$、空气过剩系数α、排烟温度θ_{py}、正反热平衡测定效率η_g
锅炉热化学试验	新设计制造(包括仿制)的锅炉,在动力站测定	检验锅内水处理工况、汽水分离品质、排污规定,作为制定锅炉使用保养说明书的依据,必要时修改汽水分离设备
锅炉密封性试验	所有锅炉装船后,均应在系泊试验前进行	检验风道、锅炉护板、燃烧设备的配风器等漏风情况,消除安装不密封现象
锅炉机动性试验	新设计制造(包括仿制)的锅炉,在动力站测定 装船锅炉在系泊试验中测定	测定在不影响锅炉安全条件下紧急点火升汽、正常点火(有汽及无汽条件下)升汽时间,作为制定使用保养说明书中具体规定的依据
船舶动力系泊试验中锅炉试验(即热态竣工试验)	每艘船舶安装好推进动力后均应进行	热态下检验锅炉安装质量和整个动力装置(包括各系统)的工作协调性。检验安全阀启闭动作、甲板操纵机构,检查自动控制监测系统。检验锅炉隔热质量,调整燃烧,进行煮炉。点火升汽检漏(油、水、汽),为进一步航行试验作准备
航行试验中锅炉的试验	系泊试验结束并消除了所发现的缺陷后确认其能安全航行时进行	全面检验整个动力装置在各种工况下工作的协调性。对主锅炉进行热性能测定、机动性测定(变动负荷——正、倒车变换时锅炉水位、压力变化,从0%到100%负荷变化时间)、停火留汽保温情况下和留汽时启动时间测定
水压试验	1)锅炉整体装好后(未装附件) 2)锅炉装好附件后 3)锅炉经过修理后或验船师认为有必要时	检查安装或修理质量,以判断锅炉能否安全工作或进行热态试验

3.2 水压试验的具体要求

3.2.1 水压试验压力的规定(表 4.2.10-3)

3.2.2 水压试验时应注意的要点

1)水压试验前锅炉以及所有附件应拆去隔热层,锅炉护板全部打开。

2)除安全阀应该用压板固定住外,所有锅炉上附件均应装上,关闭住。同时应装有两只经过校验过的精确压力表。

3)锅炉内水温不低于 10℃,现场温度不低于 5℃。

表 4.2.10-3　　　　船舶锅炉水压试验压力的规定

名　　称	试　验　压　力　MPa	
	制成或装配完毕	附件安装后
筒身、联箱	$1.5p$①	—
过热器联箱	工作温度<350℃，$1.5p$	—
	工作温度>350℃，$1.5p\sigma_s^{350}/\sigma_s^t$	—
锅炉、过热器、经济器	$1.5p$	$1.25p$
蒸发器、过热器管、经济器管	弯制加工后，$2p$	—
过热蒸汽阀	$2.5p$	$1.5p$
其它阀件	$2p$	$1.25p$

① p 指设计压力，MPa。

4）应保持周围没有喧闹和敲击等杂声。

5）应排尽锅炉内空气。充水后只准用手摇泵加压。升压速度以不超过 0.2 MPa/min为宜。

6）升压至试验压力下保持 5 min，然后降低压力到锅炉工作压力，进行全面检查。

7）检查完毕后，降低压力速度一般以不超过 0.5 MPa/min为宜。

8）如升压过程中发现有异常声响或损坏时，应立即停止试验。待查明并消除缺陷后再试验。严禁在有压力情况下进行紧固螺栓、敛缝、焊补等操作。

3.2.3　水压试验时检查重点

管子扩接部分、焊缝、阀件卷缘等。如扩管处出现泪珠状水滴而非连续滴落时，不算漏水。

如发现焊缝漏泄，应卸压后，经批铲重焊后再试。

试验中未发现有裂纹、永久变形或漏泄者，即认为合格。

3.2.4　水压试验报告

水压试验应有专门报告，将来提交船检局及使用部门备查，并将结果记入锅炉经历簿。

3.3　热态竣工试验

锅炉安装到船上经水压试验确认正常后，可进行热态试验。其试验步骤如下。

1）锅炉烘炉 24 h以上，炉膛温度≤150℃。

2）点火升汽进行碱煮去油（参考本篇第 8 章 4.1）。

3）煮炉合格后进行热态试验。锅炉升压到工作压力保持 4 h，检查漏泄及基座和上部固定装置能否自由膨胀。

4）热态试验时进行安全阀调整试验，调试时锅炉内压力值示于表 4.2.10-4。要求连续三次启闭安全阀。调整完后要加铅封，防止误动。

表 4.2.10-4　　　　安全阀调整试验压力值

锅炉工作压力p　MPa	p_{dk}　MPa	p_{gb}　MPa
$p\leq0.98$	$p+(0.029\sim0.049)$①	—
$0.98<p\leq1.57$	$(1.03\sim1.05)\ p$	$(0.94\sim0.95)\ p$
$1.57<p$	$(1.03\sim1.05)p$	$(0.95\sim0.96)p$

① 表中两个数据分别对两个阀。

5）同时要检验炉舱内外和上甲板上紧急操纵开启或关闭传动机构是否灵活可靠。

3.4 主锅炉航行试验要点

1）要求进行各种负荷下燃烧调整试验。测定无烟燃烧时的排烟温度和空气过剩系数α，所测参数应符合设计要求。此外，还应作机动性试验。

2）进行各种调节装置的调整，结合机动性试验调整各调节器的动态特性。

3）全工况连续运行不少于4 h。倒车最大功率下不少于¼h。长期倒车不少于½h。

4）进行全工况试验时在满足船舶全速航行条件下，不能使用全部油耗，锅炉应保持备用功率至少1/10。

5）进行负荷变动的机动性试验时要求汽压和水位变动不超过允许范围。

4 船舶锅炉应有的文件和资料

4.1 船舶机电部门应有的图纸和文件

除本章3.1.1条中述及的图纸和文件外，还应有下列图纸和文件：

1）锅炉基座图（指明膨胀方向和膨胀间隙值）。

2）锅炉骨架图。

3）烟箱图。

4）隔热装置图。

5）通风、燃油及给水系统图（组装锅炉）。

6）自动控制系统图和说明书。

7）受压件材料及焊接材料理化性能的材质证明书。

8）无损探伤检验标准和制造厂质量保证书。

9）制造验收技术条件。

10）备件清单。

11）船厂安装技术文件（引入各种试验报告及结果）。

12）使用保养证明书。

13）经历簿。

14）炉舱日志簿。

15）各值班人员职责表（可由轮机部门自行制定）。

16）清洁保养分工表（可由轮机部门自行制定）。

4.2 锅炉经过大修或改装后的补充文件

此时应补充修理和改装图纸及资料证明，并在锅炉经历簿内详细记载。

4.3 炉舱日志簿

应认真填写锅水、给水定期分析结果，加药处理，油、水耗量等，便于统计备查，尤其是故障、事故等发生情况，处理措施务求详细登记。

5 锅炉主要元件的修理

5.1 锅炉检测常用的手段

5.1.1 目检和测量

目检和测量是在使用其它检测方法之前用来确定将要检查的范围（例如，表面裂纹、结疤、夹渣、分层、折痕、漏泄、管子变形等）。必要时可借用放大镜（放大2～20倍）观察。在可能条件下多拍些彩照记录损伤外表状态。检查有无内外沉积物，记下金属光泽。取样时要精确记下取样位置，力求不损伤样品。测量与原始尺寸的差异（圆度、壁厚、直径、长度…）。

5.1.2 无损探伤

1）水压试验（见本章3.3.2）。

2）超声探伤能确定疲劳裂纹、蠕变裂纹、晶间腐蚀、夹渣、分层、气泡、内部未焊透、焊接裂纹等。

3）磁粉探伤适用于检查表面损伤。

4）毛细管探伤用具有润湿性高的液体（如煤油、汽油、硝基苯等）作为渗透剂。着色剂可用苏丹IV号、大红、油溶棕（橙）等染料、表面上用锌白、钛白、MgO粉、粉笔灰等作为显象剂。此法也只适用于检查表面损伤。检查前应使表面清洁干净并去脂。

5）用携带式γ射线探伤仪可探测表面以下的损伤裂纹。X射线一般因结构复杂，不便在船舶环境下使用，通常只是制造厂用于检验产品质量。

6）涡电流检查系利用电磁感应检测材料中存在的缺陷（如裂隙、编析、开缝、杂质、凹坑、腐蚀等）。

7）光导纤维内窥镜，用于目测管内壁表面状态。

8）印模法是在多聚苯乙烯D板上涂以苯或双氯乙烷，经3～5 s后放在已处理好的待检元件试样上，用手压紧经10～15 s。然后不动它，过2.5～3 h印模硬化后取下，用普通金相显微镜检查印模，可看出元件材料的金相变化。

5.1.3 定量性质的检查

1）对大多数碳钢和低合金钢可用硬度计测出其布氏硬度H_B（kgf/mm²），其材料强度极限可按下式计算

$$\sigma_b = 3.14H_B + 14.7 \quad \text{MPa} \qquad (4.2.10\text{-}1)$$

亦可用于间接判断材料硬化情况。

2）机械性能试验可以比无损探伤更精确地定量测定元件材料的机械性能（σ_s、ψ、δ、k），将它们与原始数据相比较，以便分析材料性能变化的原因，并提出继续运行的条件。

3）工艺性试验，包括板材的弯折，管材的打扁、翻边、扩开，以便发现材料的原始缺陷。另外也可以分清楚是否运行中存在脆化、时效、腐蚀性损伤等。优点是简便易行，不用专门设备。可以在作金相分析前做，便于得出客观的初步结论。

4）化学分析主要用于进一步分析金属材料成分、水垢、烟灰，还包括分析给水、锅水、燃油等。根据分析结果有助于判别引起元件损伤的原因。

5）金相试验能得出最可靠的金属组织发生的变化，便于判别热处理不当、焊接缺陷、超温引起珠光体球化、脱碳、石墨化、晶间或穿晶腐蚀等。一般只是在发生严重事故下才用机

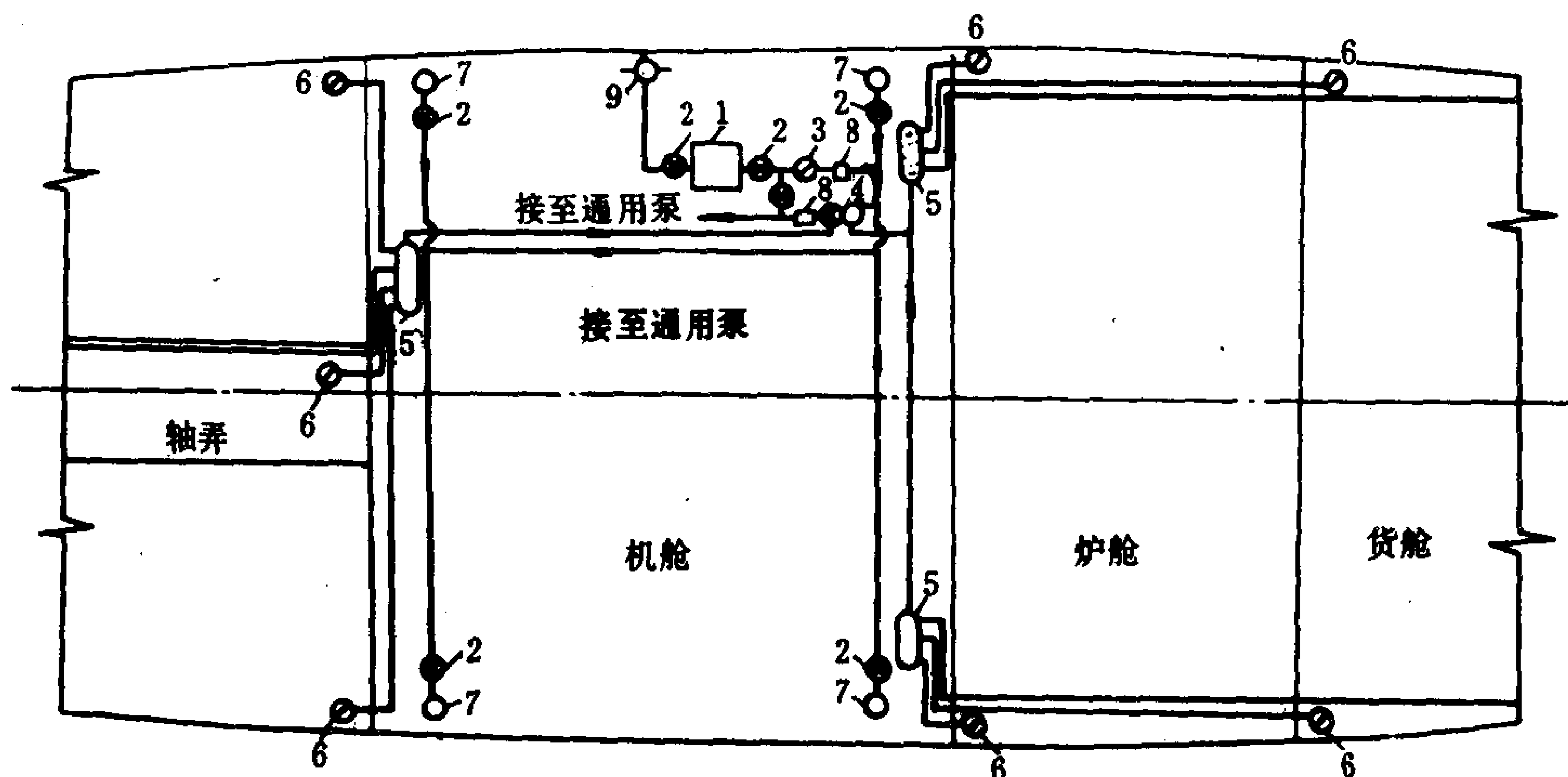


图 7.3.2—2　按集中原则布置的舱底水系统图

1—舱底水泵；2—截止阀；3—截止止回阀；4—截止阀箱；5—截止止回阀箱；

6—止回滤污器；7—滤污器；8—泥箱；9—舷旁排出阀

对大型船舶，当需要进行排水的船舱数量很多，难于采用集中式布置，以及为节省管子，则采用半集中式布置。半集中式布置是指各舱吸水支管的控制阀箱分设于机舱、炉、舱及轴隧等处。图 7.3.2—3 为按半集中原则布置的舱底水系统图。

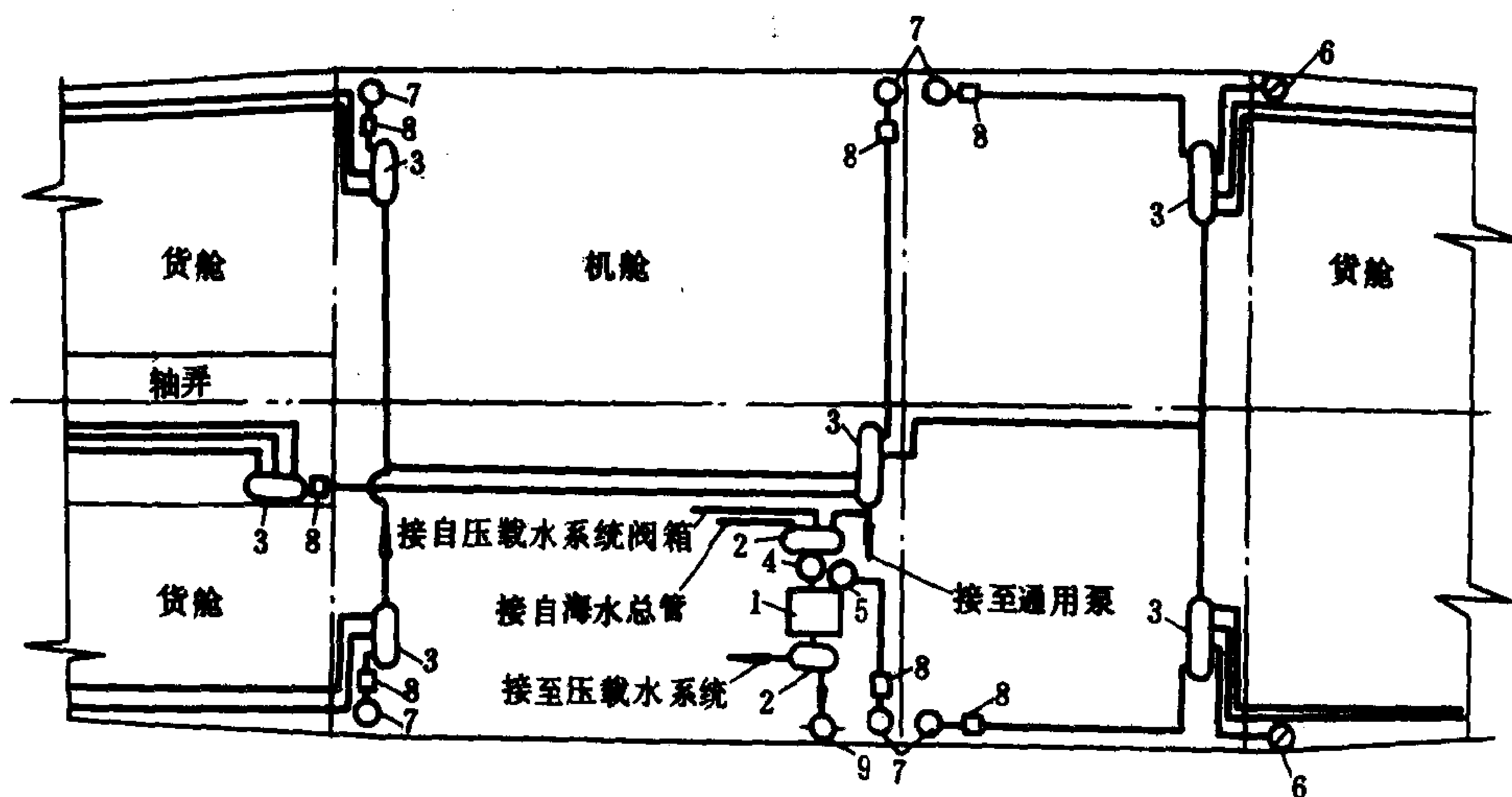


图 7.3.2—3　按半集中原则布置的舱底水系统图

1—舱底压载水泵；2—截止阀箱；3—截止止回阀箱；4—截止阀；5—截止止回阀；

6—止回滤污器；7—吸入口；8—泥箱；9—舷旁排出阀

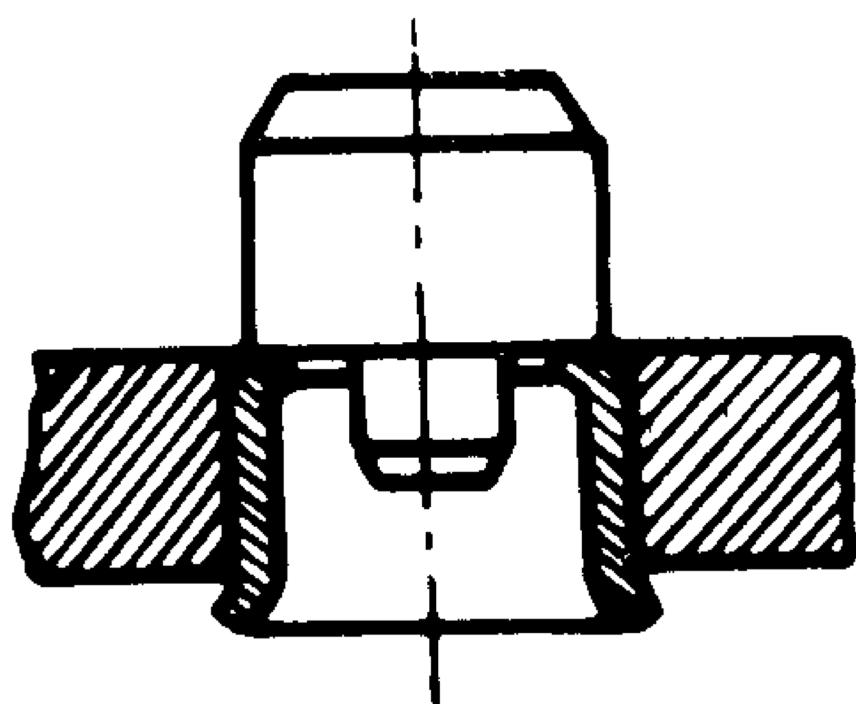


图 4.2.10-3　圆铳压出管端图

记录。圆度误差不应超过原孔径的 1%，且不大于 0.6 mm，否则应铰圆。。铰圆后圆度误差不应超过 0.2 mm。

4）如果拆管后不马上装管，则管孔应涂上一层可剥性塑胶防锈。

5）管孔尺寸对ϕ 25 的管子应为ϕ $25.2^{+0.1}_{0}$，对ϕ38 的管子，应为$\phi$$38.3^{+0.2}_{0}$；对$\phi$57 的管子，应为$\phi$$57.4^{+0.3}_{0}$。安装时大孔应取粗管，小孔取细管，保持间隙为原直径的 1%左右为宜。管孔两端棱边扩管前应修圆。

6）要装的管子两端在弯制好后留出 80～120 mm段进行退火处理。一般低碳钢要加温到 650～680℃，低合金钢管加温至 680～700℃，呈暗红色，每 1 mm厚管壁保温 3 min，然后放入温干的石棉灰中缓冷。

如果供货的制造厂已作好退火处理，则修理时可以不做。

7）安装的管端应去掉氧化皮，用钢锉横向锉得露出金属即可，不许纵向锉管。

8）安装时管端伸出管板部分要留出足够的翻边高度，对ϕ 25 的管子为 $6_{\pm1}$mm；对ϕ38 的管子亦为 $6_{\pm1}$mm，对ϕ57 的管子则为 $8_{\pm1.5}$mm。

9）弯制好的管子应作通球试验，检查弯曲处是否变形过大。所用钢球直径规定如表 4.2.10-5 所示。

表 4.2.10-5　　**通球试验钢球直径规定**　mm

管子弯曲半径R	钢球直径（不小于）
$R<2d_w$, $d_w\leqq25$	$0.75d_n$
$R<3d_w$	$0.85d_n$
$R\geqq3d_w$	$0.9d_n$

10）扩管器最好选用扩接和翻边一道工序完成。扩管的气温不低于 0 ℃，翻边的棱边应修圆。

11）衡量扩管质量的主要指标为扩管率 ζ，可按下式算出：

$$\zeta=\frac{(d_n^1-d_n)-(d_0^1-d_w)}{d_0}\times100\% \qquad (4.2.10\text{-}2)$$

式中：d_n^1 ——终扩后管子内径，mm；

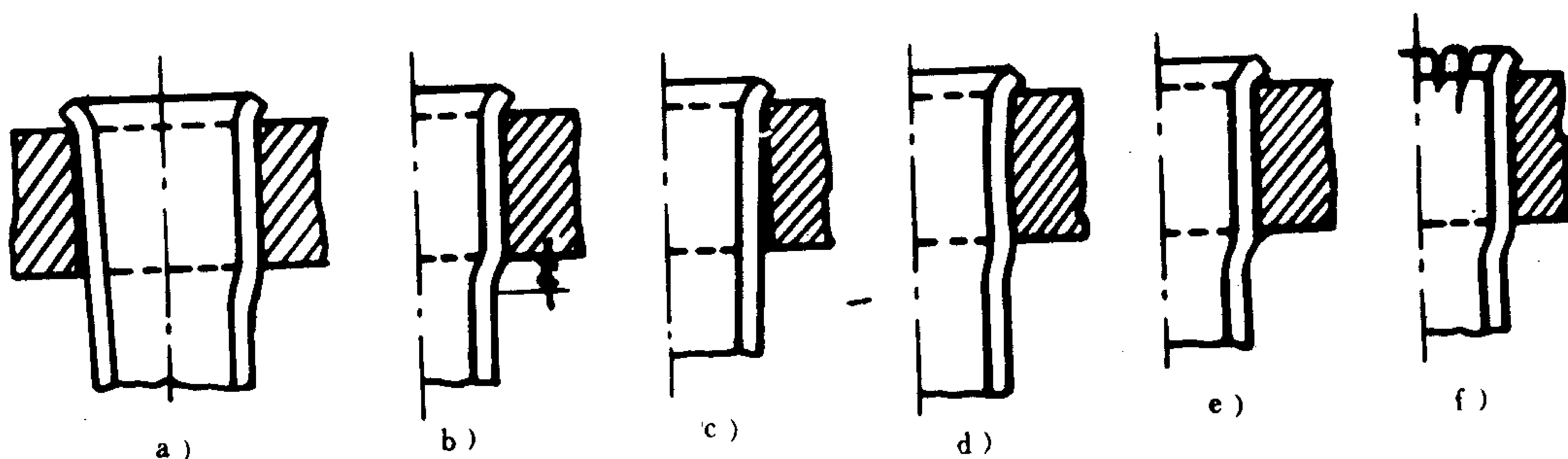


图 4.2.10-4　几种不正常扩管

a）间隙过大扩编；b）过渡区太短；c）锥形扩口；d）扩管过渡；e）管板边切入管壁（管板边未修圆）；f）翻边裂开

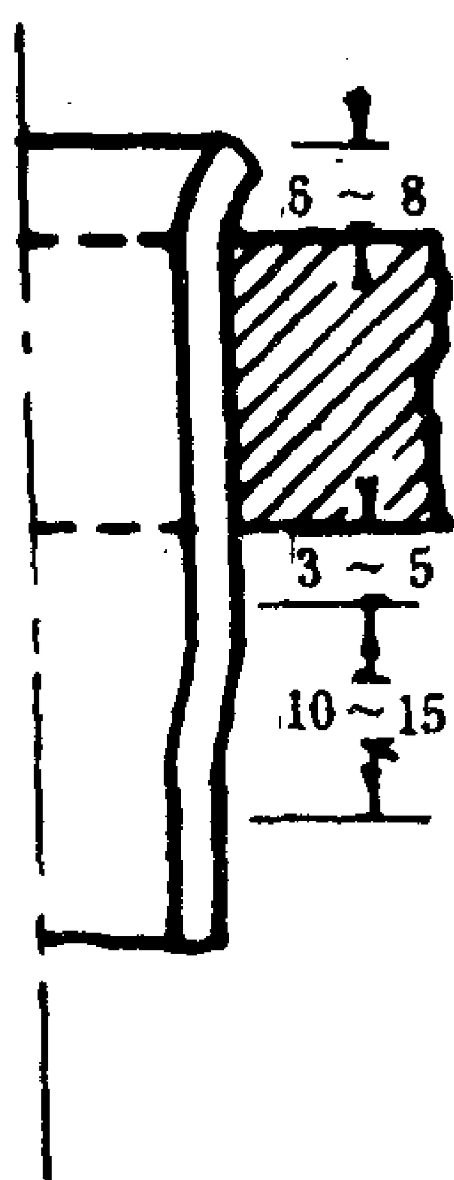


图 4.2.10-5　正常扩管

d_0^1 ——管孔原直径，mm;

d_0 ——管子名义直径，mm。

一般ζ 值保持（1～1.8）%为宜。

应将各管安装时尺寸记入经历等，并算出 ζ 值备查。

12）图 4.2.10-4 中示出各种扩管质量不符合要求的实例。

图 4.2.10-5 示出正常扩管情况

参 考 文 献

〔1〕James H. Milton, Roy M. Leach: Marine Steam Boilers, 1981

〔2〕Пушкин Н.И: Судовые Парогенераторы, Судопромгиз, 1978

〔3〕Перлов г.в.: Судовые Паровые Котлы, Судопромгиз, 1962

〔4〕Аэродинамический Расчет котельных установок (нормативный метод), Энергил, 1964

〔5〕Нормативный метод подавлического расчеты перовых котлов Т.1.-3.л., ЦКТИ, 1973

〔6〕Тепловый расчет Котельных агрегатов (Нормтивный метод), Энергия 1973

〔7〕(ZC)　钢质海船入级与建造规范，人民交通出版社，1989

〔8〕钢质海船入级与建造规范修改通报，1986

〔9〕船舶轮机规范(GJB 14.1—84)，水面舰船，海军装备论证中心标准规范研究室，1980

〔10〕MIL-B-18381 D　Boiler, Steam, High Pressure, Naval Ship Propulsion 1975(译文见船舶科学技术透平锅炉类，1984 4～5　龚三省译)

〔11〕英国海军舰船通用轮机规范 $GMES_{61}$，701 所译，1986

〔12〕龚三省编:舰用锅炉理论和管理，海军工程学院，1987

〔13〕陈学俊、陈听宽主编：锅炉原理，机械工业出版社，1981

〔14〕太史端等编:船用锅炉，国防工业出版社，1984

〔15〕尤敬普编著：海船锅炉管理，人民交通出版社，1985

〔16〕陈心铭等编:船舶蒸汽锅炉，人民交通出版社，1983

〔17〕高才苹编著：船舶辅助锅炉及自动控制，人民交通出版社，1985

〔18〕张永照等编:工业锅炉，机械工业出版社，1982

〔19〕靳明聪、陈运国编著：热管及热管换热器，重庆大学出版社，1986

〔20〕机械工程手册编辑委员会编：机械工程手册 13 卷第 71 篇锅炉，机械工业出版社，1982

第3篇　船舶汽轮机及其装置

第1章　概　　论

1　船舶汽轮机及其动力装置的基本组成及工作原理

1.1　船舶汽轮机动力装置的基本组成

作为船舶推进装置的现代汽轮机动力装置，其基本组成示于图4.3.1-1中。它包括产生蒸汽的主锅炉及过热器、输出功率的汽轮机机组（正、倒车汽轮机、减速器及冷凝器）和由各种热交换器（如除氧器、给水加热器等）及辅助机械（如汽轮发电机及各种油、水泵等）组成的各种系统(汽、水、电、风、燃油、润滑、循环水、功率调节及自动保护等)。为简化计，这些系统在图中未全部示出。汽轮机发出的功率，由轴系传递给螺旋桨。

1.2　船舶汽轮机的基本组成

船舶汽轮机一般都是轴流式（蒸汽总的流动方向沿轴向）的。图4.3.1-2所示为一台多级汽轮机的纵向剖视图。

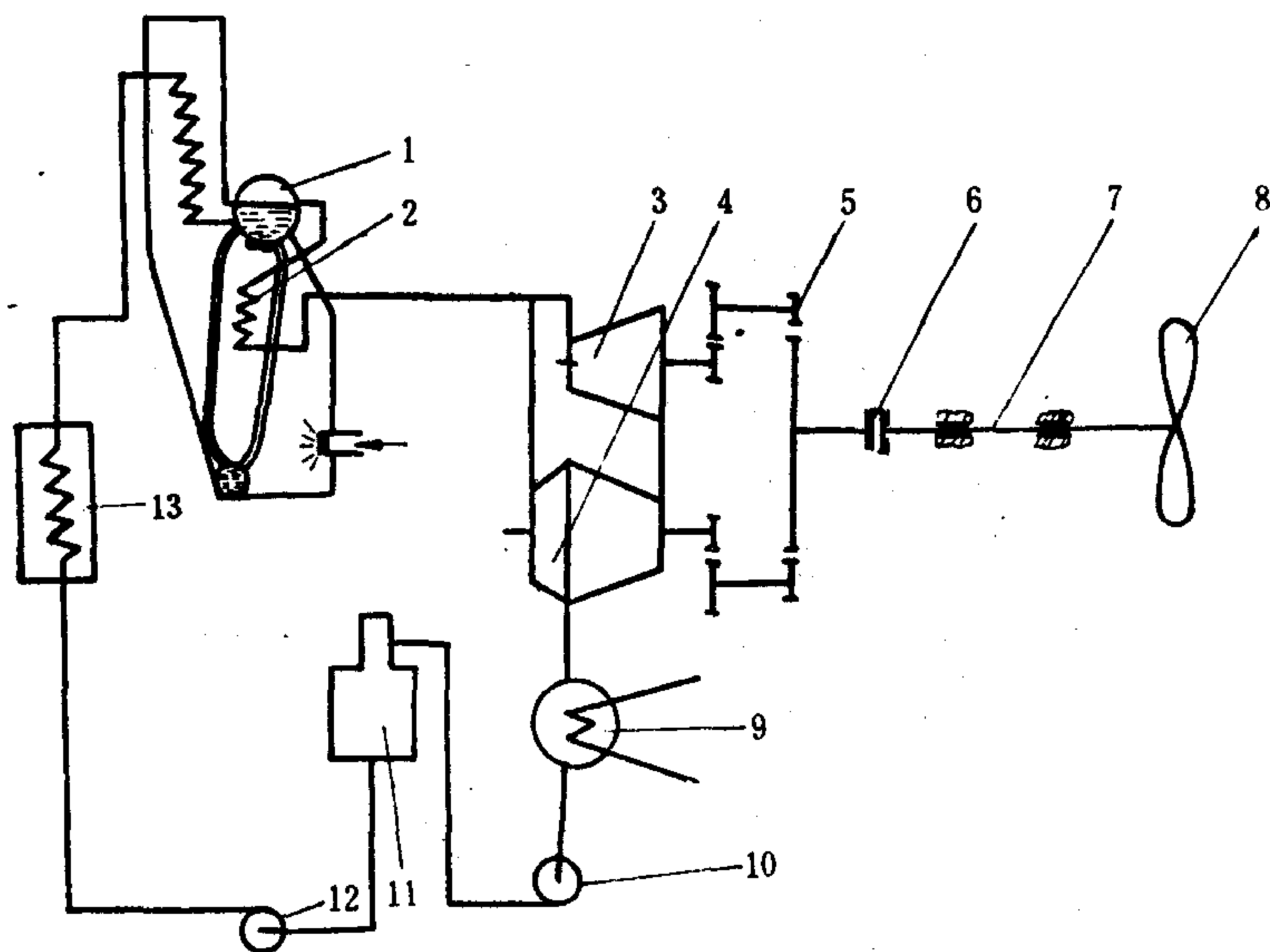


图4.3.1-1　船舶汽轮机动力装置示意图

1-主锅炉；2-过热器；3-正车汽轮机；4-倒车汽轮机；5-减速器；6-主推力轴承；7-轴系；8-螺旋桨；9-冷凝器；10-凝水泵；11-除氧器；12-给水泵；13-给水加热器

汽轮机由转子和静子（又称定子）两大部分组成。前者是汽轮机所有转动的零、部件的总成，主要有动叶、叶轮及机轴等；后者是汽轮机所有静止的零、部件的总成，主要有喷嘴(或静叶)、隔板及汽缸等。

由于蒸汽的能量转换是在喷嘴(或静叶栅)和动叶栅中进行的，通常把促使蒸汽能量转换的机构称作通流部分。它的基本单元由一列环（弧）状排列的喷嘴（或静叶栅）和其后一列环状排列的动叶栅构成，称为一个“级”。通流部分可以是单级的，也可以是多级的。

在汽轮机两端的各部件中，既有静止的、也有转动的零件。为了完整地研究部件的工作，通常将这些部件总称为两端部分，它包括外部汽封、轴承以及某些自动调节（如调速器）、保护（如超速保安器）和测量元件等。这些部件，有些未在图 4.3.1-2 中示出。

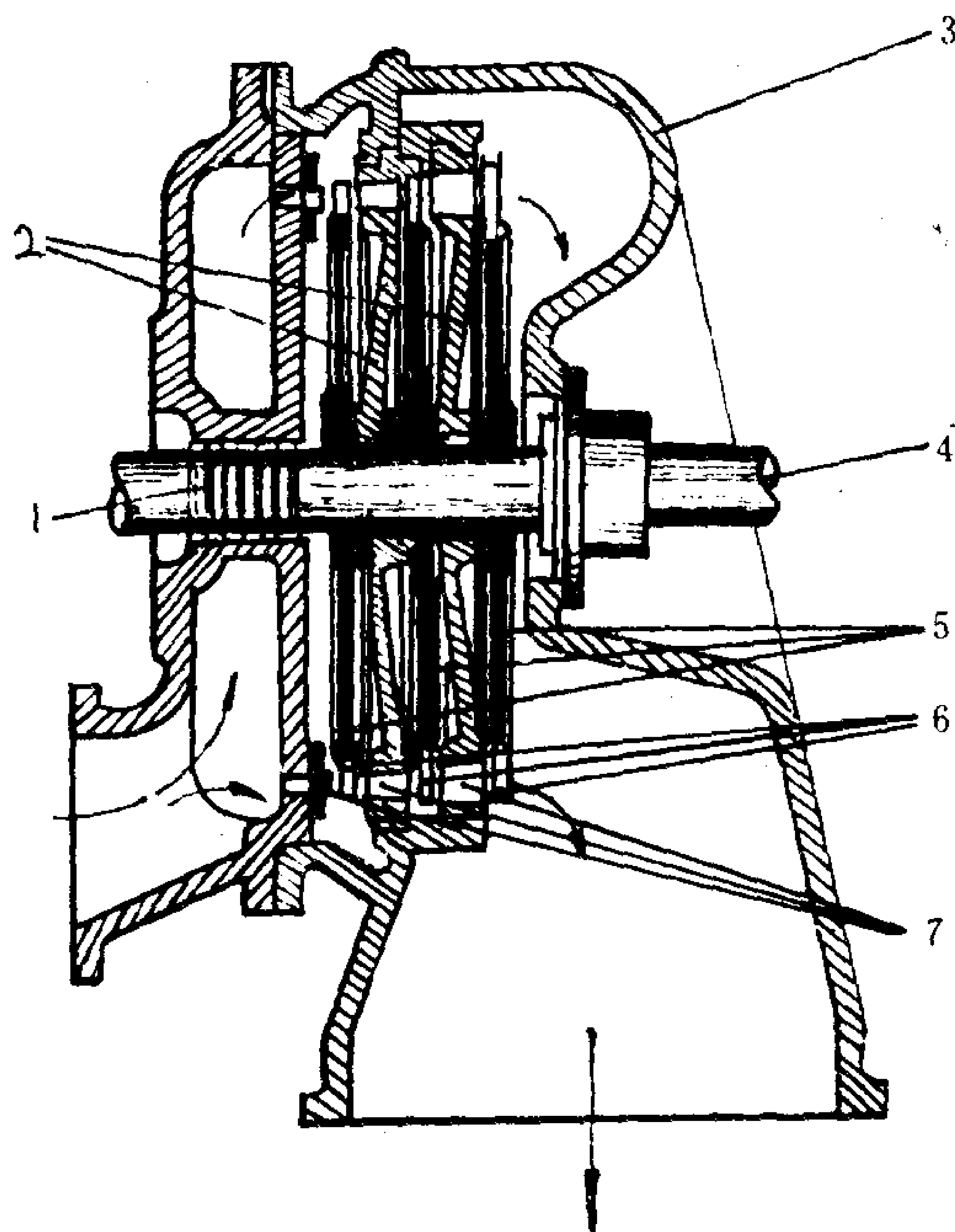


图 4.3.1-2　多级汽轮机纵向剖视图

1-汽封；2-隔板；3-汽缸；4-机轴；5-叶轮；6-动叶；7-喷嘴

1.3　汽轮机的工作原理

当蒸汽连续不断地流经多级汽轮机时，首先在第一级的喷嘴中膨胀，压力p降低、速度c增大、并沿一定方向进入由动叶组成的动叶栅通道。后者迫使蒸汽改变流动方向和速度；而汽流则施力于动叶，使其运动。蒸汽离开第一级动叶栅后，又进入第二级固定在隔板上的喷嘴中膨胀，重复上述能量转换过程，然后，再顺序地进入其后各级膨胀作功，直至最后排出汽轮机。动叶获得的机械能通过转子带动螺旋桨或其它从动机械作功。

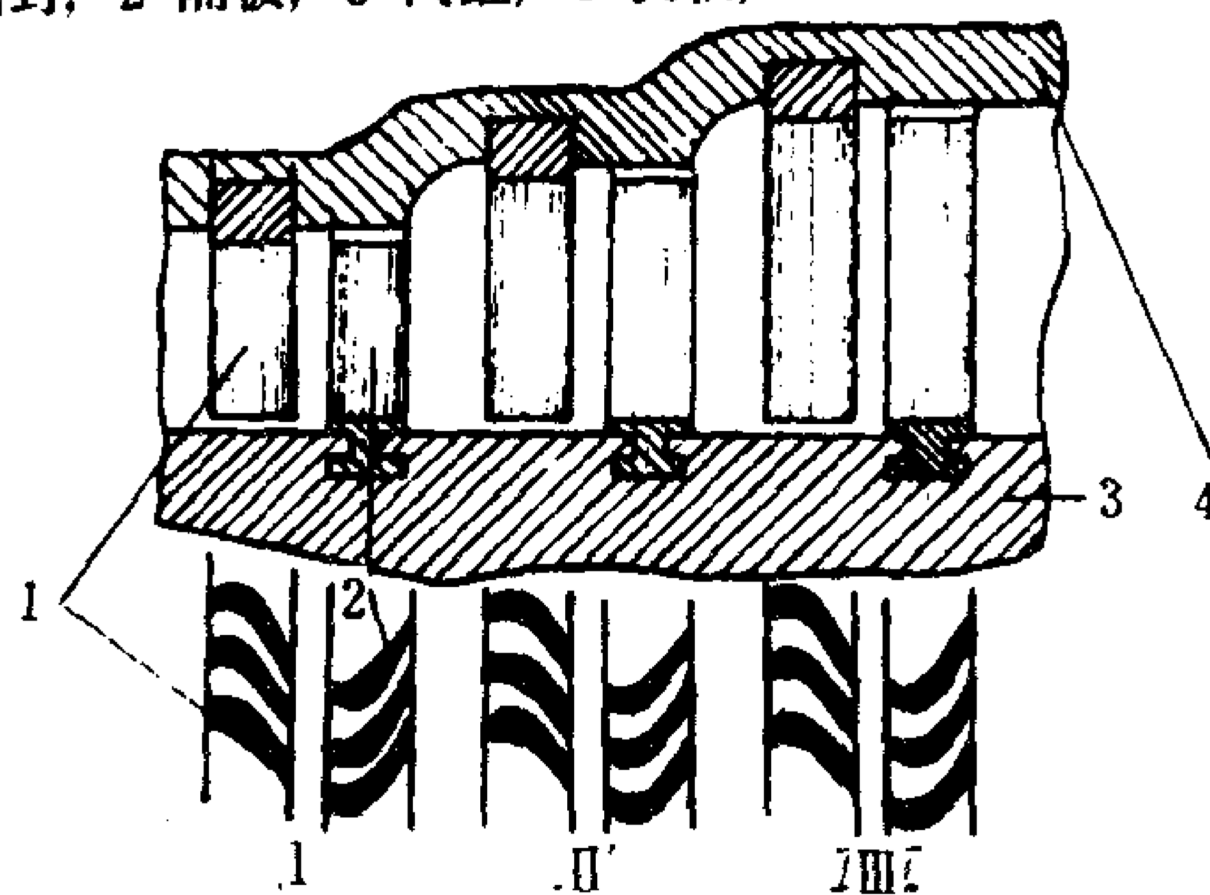


图 4.3.1-3　同时利用冲动、反动原理作功的汽轮机级

1-静叶；2-动叶；3-转子；4-汽缸

习惯上，称这种汽轮机级是利用冲动原理作功的。其特点是动叶栅前、后的蒸汽压力不变。还有一种汽轮机级，蒸汽除在喷嘴（静叶栅）中膨胀外，也在动叶栅中膨胀。蒸汽在动叶栅中加速后，反作用于动叶的力(反动力)，也能推动动叶。习惯上，称这种汽轮机级是同时利用冲动原理和反动原理作功的。其特点是动叶栅后的蒸汽压力低于动叶栅前。这种汽轮机级的通流部分，如图 4.3.1-3 所示。

无论在哪一种汽轮机级中，蒸汽的能量都发生两次转换：由热能转换成动能；再由动能转换成机械能。

2　船舶汽轮机的基本特点及优缺点

2.1　船舶汽轮机的基本特点

船舶汽轮机动力装置是按照兰金循环为基础的热循环工作的。由于目前材料性能的限制，蒸汽初温不可能很高（≯600℃）；但终温却很低（35℃左右）。

船舶汽轮机与其它热机相比，具有下列四个基本特点：

（1）燃料不进入机内。进入机内的工质是蒸汽，属外燃型热机。

（2）蒸汽膨胀作功是通过能量的两次转换来实现的。

（3）大流量的工质连续不间断地通过汽轮机，无需设控制进、排汽的定时机构。

（4）无曲柄连杆机构。

2.2 船舶汽轮机的优缺点

由于汽轮机动力装置按兰金循环工作，目前蒸汽初温的提高又受到限制，不仅整个装置比较复杂，循环效率也较低。几十年来，虽然对热循环进行过不少改进（如回热、中间再热等），热效率有所提高，但是每一种改进方案都增加了装置的复杂性，从而受到船舶有限空间的限制，不能象陆上火力发电站那样充分发挥其效能。因此，船舶汽轮机动力装置的耗油率明显地高于船舶柴油机动力装置。

但是，汽轮机动力装置对于燃料的适应性特别强。油、煤、天然气以及一切可以燃烧的物质都可作为锅炉的燃料。核燃料在舰用汽轮机动力装置中已经相当广泛地应用。将来，太阳能如能成为船舶的一种能源，比较容易实现的也是汽轮机动力装置。80年代初，国际上建造了9艘新一代的燃煤汽轮机海船，当时就有人论证如果油、煤价格比超过3～4，燃煤船在经济上就是合算的。汽轮机动力装置的这一优点，在人们纷纷探索船舶新能源的时期，以及象我国这样煤多油少的国家里，将愈来愈显示其重要意义。

单机功率大，是由于汽轮机大流量、高转速所决定的。目前船舶汽轮机最大的单机功率有8.82万kW（12万PS），这是其它热机无法比拟的。对于舰用动力，这具有重要意义，因为军舰对机动性要求很高。为了获得高航速，主机功率与排水量吨位的比值，需要达到20～30 kW/t。

运行稳定、可靠是汽轮机的另一突出优点，且使用方便，保养、检修工作量很少，可连续运行几年无需开缸检修。

但是，这并不意味着对管理人员的素质要求可以降低。汽轮机是高速回转机械，结构紧凑，其制造、装配和技术管理要求都很高，同时装置又比较复杂。这要求管理人员有高度的责任心和精湛的技术，以保证运行经济性和防止事故的发生。

汽轮机作为船舶推进动力的另一缺点是起动时间长，这对于机动性要求很高的军舰无疑是不利的。目前，舰船汽轮机动力装置由冷态起动至少还需要20～30 min。

此外，汽轮机不能倒转，必须设置专门的倒车汽轮机或倒车级。这样在正车运行时就需要带动倒车级空转，额外地耗费了能量，使效率降低。

3 汽轮机在船舶上的应用

汽轮机应用在船舶上已有近百年的历史。随着航运事业的发展，民用海船在70年代中期以前一直朝着大型化、高航速的方向发展。如表4.3.1-1所示。曾经建造过50万吨级的油船，航速20 kn左右，集装箱船有的高达25 kn。这期间，汽轮机广泛地用作大型海船的主机。70年代中叶开始，西方世界经济衰退，造船及海运业萧条，海船大型化、高航速的趋势停顿，同时低速柴油机在这阶段获得迅猛发展，耗油率锐减，单机功率也达到2万kW以上。结果，汽轮机船需求量大减；80年代遂形成海船动力以柴油机为主的格局。

不过由于汽轮机终温较低，在发展中的联合装置中将起着重要作用（本卷第6篇）。

在大、中型军舰及核动力军舰上则广泛采用汽轮机作主机。

汽轮机在船舶上还作为重要辅机的原动机，如船舶电站中的发电汽轮机和大型油船货油泵的原动机。后者是因为即使在柴油机船上货油加热和保温的需要装备大容量的锅炉。

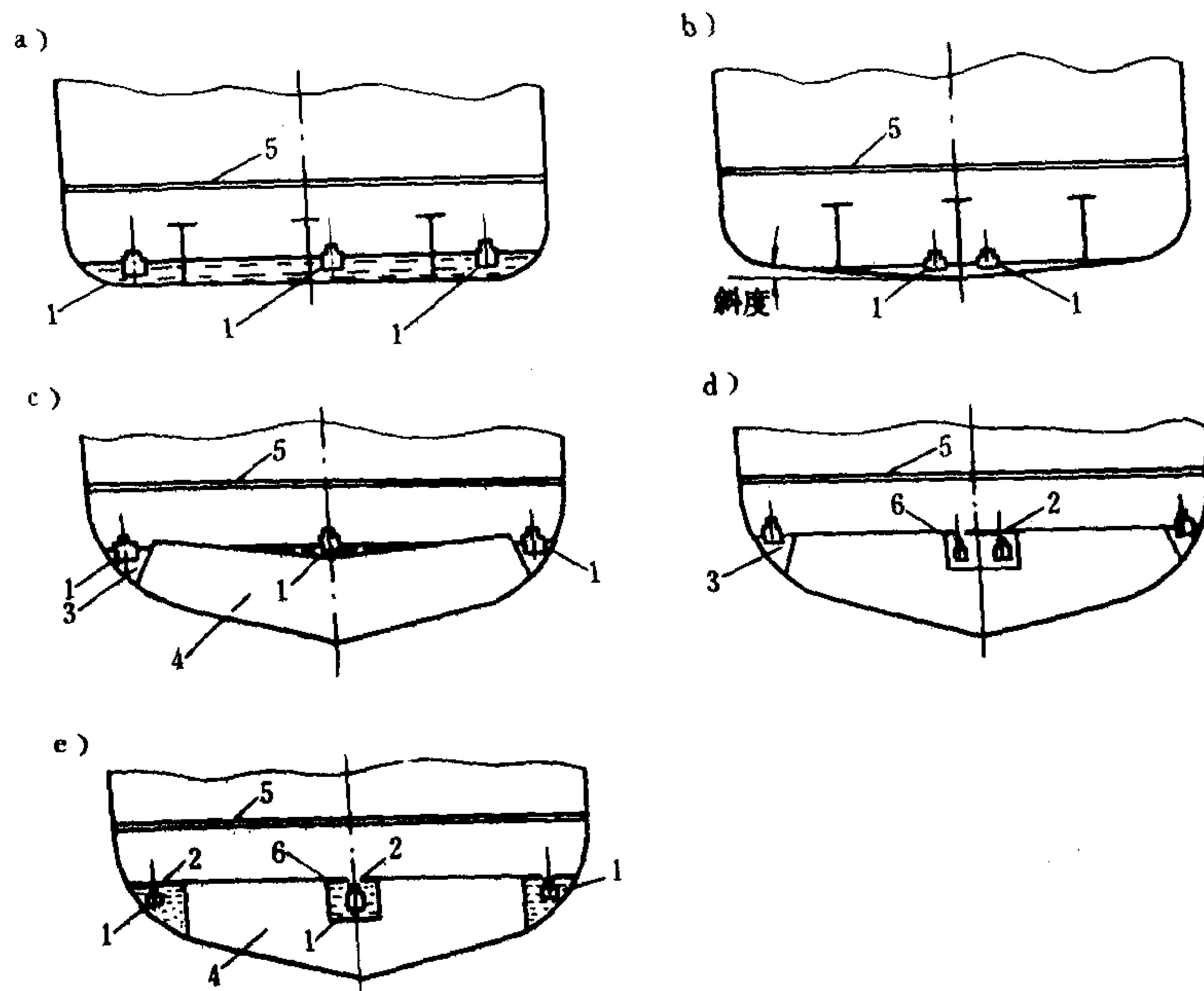


图 7.3.2—15　各种类型船舶舱底水吸口滤器布置图

1—吸入滤器；2—格栅；3—舭水沟；4—双层底空间；5—花铁板；6—污水井

4.6.3　泥箱

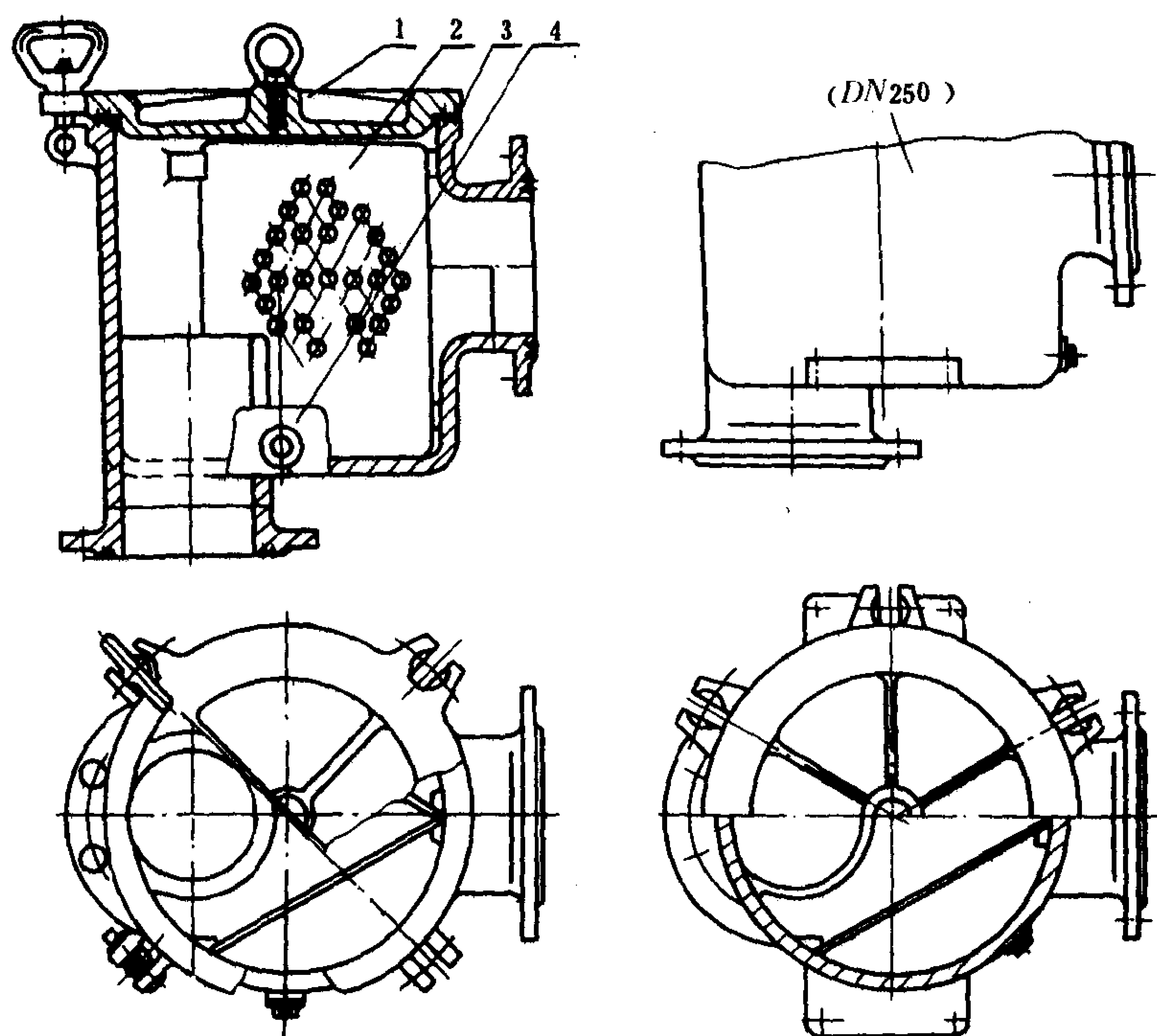


图 7.3.2—16　船用泥箱

1—盖；2—滤板；3—本体；4—螺塞

第 2 章　汽 轮 机 级

1　蒸汽在汽轮机级中的能量转换

汽轮机级，简称级。蒸汽在级中完成两次能量转换的过程。级是汽轮机的基本工作单元，也是通流部分的基本结构单元。

1.1　蒸汽在喷嘴（静叶栅）中的能量转换

1.1.1　蒸汽流出喷嘴（静叶栅，下同）的理想速度 c_{1t}，可按以下任一公式计算：

$$c_{1t}=\sqrt{2(h_0-h_{1t})\cdot 10^3+c_0^2}\qquad \text{m/s}$$
$$=\sqrt{2\Delta h_{a1}\cdot 10^3+c_0^2}\qquad \text{m/s}\qquad (4.3.2\text{-}1)$$

式中：$\Delta h_{a1}=h_0-h_{1t}$——1 kg蒸汽在喷嘴中的等熵焓降或

$$c_{1t}=\sqrt{\frac{2k}{k-1}p_0v_0[1-(\frac{p_1}{p_0})^{\frac{k-1}{k}}]+c_0^2}\qquad \text{m/s}\qquad (4.3.2\text{-}2)$$

本篇在符号右下角加注 0、1 和 2，分别表示喷嘴前、后（动叶栅前）及动叶栅后等不同位置；如再加注t，则表示参数是理想（无能量损失）的。式中蒸汽初速 c_0（一般约 30～80 m/s）如不大，可忽略不计。

1.1.2　蒸汽流出喷嘴的实际速度 c_1通常这样计算：

$$c_1=\varphi c_{1t}\qquad \text{m/s}\qquad (4.3.2\text{-}3)$$

速度系数$\varphi=0.93\sim0.98$，由实验确定。蒸汽在喷嘴中的能量损失，简称喷嘴损失Δh_n。它等于：

$$\Delta h_n=\frac{1}{2}(c_{1t}^2-c_1^2)\times 10^{-3}\qquad \text{kJ/kg}$$
$$=\frac{c_{1t}^2}{2}(1-\varphi^2)\times 10^{-3}\qquad \text{kJ/kg}$$
$$=\frac{c_{1t}^2}{2}\zeta_n\times 10^{-3}\qquad \text{kJ/kg}\qquad (4.3.2\text{-}4)$$

式中$\zeta_n=1-\varphi^2$，称喷嘴能量损失系数。有关φ及ζ_n参阅本章 6 。

1.1.3　喷嘴通道截面积沿汽流方向的变化规律是先缩小、后扩大。在收缩部分的通道中只能获得不大于当地声速的汽流。这样，就有两种常用的喷嘴：当需要c_1不大于当地声速时采用通道截面只有收缩部分的喷嘴，简称收缩喷嘴；当需要 c_1超过当地声速时采用通道先收缩、后扩大的喷嘴，简称缩放喷嘴。它们分别如图 4.3.2-1 a）及b）所示：

1.1.4　临界截面（喉部截面），是喷嘴通道收缩部分和扩大部分的交界面，也是蒸汽流动的转折截面。在此之前的流动是亚声速的，在临界截面上汽流速度等于当地声速，此后出现超声速流动。喉部截面上的蒸汽参数统称临界参数，在符号右下角加注“cr”，如临界速度 c_{cr}、临界压力 p_{cr} 等等。

临界压力 p_{cr} 与气体的性质和喷嘴前滞止压力 p_0^*有关。临界压力比 β_{cr}等于：

$$\beta_{cr}=\frac{p_{cr}}{p_0^*}=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.3.2\text{-}5)$$

过热蒸汽的 $\beta_{cr}=0.546$；饱和蒸汽的 $\beta_{cr}=0.577$。

1.2 蒸汽在动叶栅中的能量转换

1.2.1 蒸汽进入动叶栅的相对速度w_1，与c_1及轮周速度u之间存在矢量关系：

$$\overrightarrow{w_1}=\overrightarrow{c_1}-\overrightarrow{u} \quad \text{m/s} \quad (4.3.2\text{-}6)$$

1.2.2 根据蒸汽在动叶栅中是否膨胀，蒸汽流出动叶栅的理想相对速度w_{2t}、实际相对速度w_2及动叶栅中的能量损失（简称动叶栅损失）Δh_b可按表 4.3.2-1 中的相应公式计算：

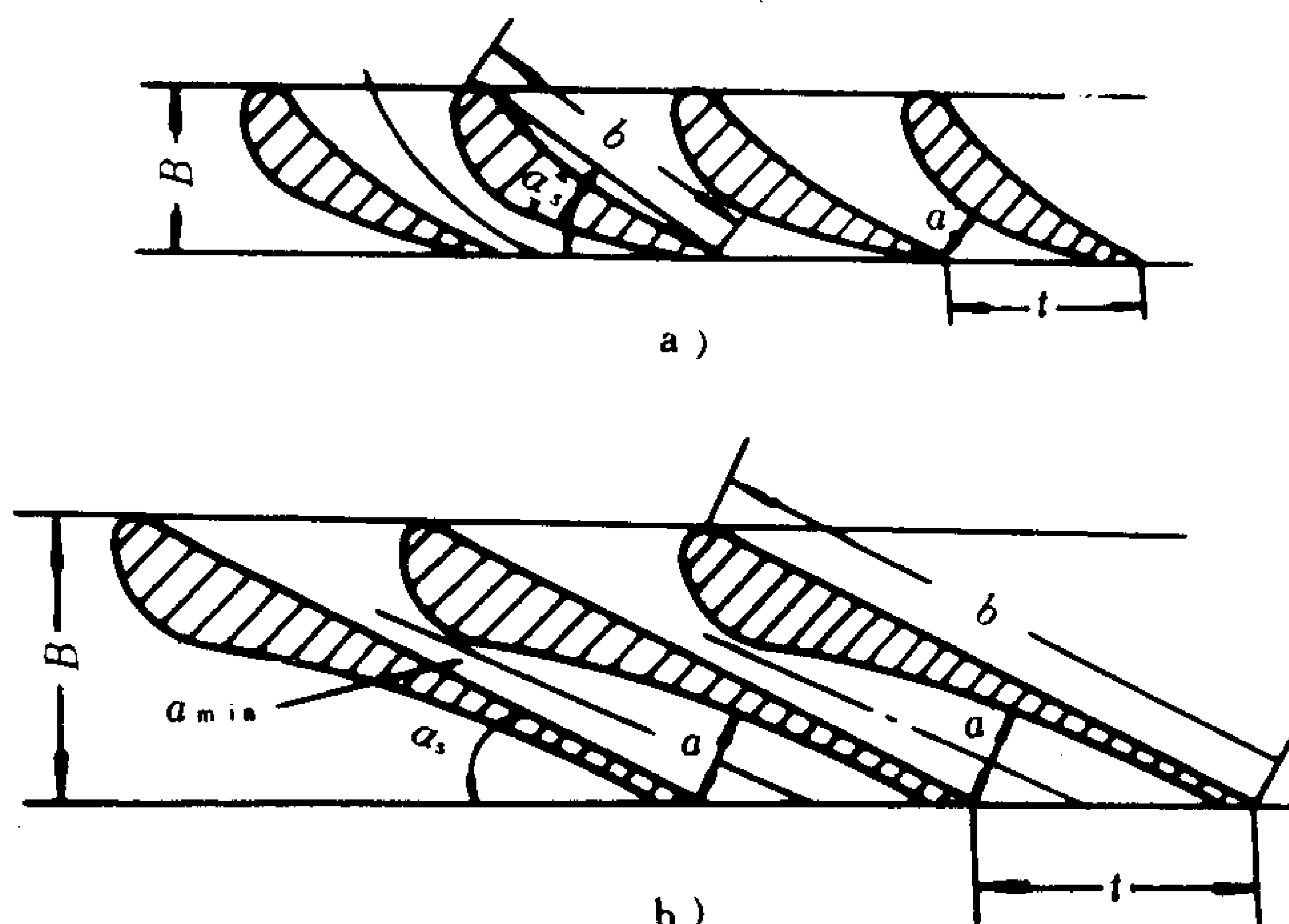


图 4.3.2-1 喷嘴周向剖视展开

a）收缩喷嘴；b）缩放喷嘴

B-喷嘴宽度；b-弦长；α_s-安装角；t-栅距；a-通道宽度

表 4.3.2-1 计算w_{2t}、w_2及Δh_b用的公式

序号	项目	单位	有膨胀($\Delta h_{a2}>0$)	无膨胀($\Delta h_{a2}=0$)	备注
1	w_{2t}	m/s	$=\sqrt{2\Delta h_{a2}\times10^3+w_1^2}$	$=w_1$	Δh_{a2}—蒸汽在动叶栅中的等熵焓降
2	w_2	m/s	$=\psi w_{2t}$	$=\psi w_1$	ψ—动叶栅速度系数
3	Δh_b	kJ/kg	$=\frac{1}{2}(w_{2t}^2-w_2^2)\times10^{-3}$	$=\frac{1}{2}(w_1^2-w_2^2)\times10^{-3}$	
			$=\frac{w_{2t}^2}{2}(1-\psi^2)\times10^{-3}$	$=\frac{w_1^2}{2}(1-\psi^2)\times10^{-3}$	$1-\psi^2=\zeta_b$
			$=\frac{w_{2t}^2}{2}\zeta_b\times10^{-3}$	$=\frac{w_1^2}{2}\zeta_b\times10^{-3}$	ζ_b—动叶栅能量损失系数

有关ψ及动叶栅能量损失系数ζ_b参阅本章 6。

1.2.3 蒸汽流出动叶栅的绝对速度 c_2与 w_2及 u 之间存在矢量关系：

$$\overrightarrow{c_2}=\overrightarrow{w_2}+\overrightarrow{u} \quad \text{m/s} \quad (4.3.2\text{-}7)$$

以 c_2为代表的这部分蒸汽动能，称作余速动能。对于该级来说它没有用来作功，是一种能量损失，故又称作余速损失Δh_e。它等于：

$$\Delta h_e=\frac{c_2^2}{2}\times10^{-3} \quad \text{kJ/kg} \quad (4.3.2\text{-}8)$$

2 汽轮机级的反动度和级的分类

2.1 定义

汽轮机级的反动度ρ是 1 kg蒸汽在动叶栅中的等熵焓降Δh_{a2}与在该级内喷嘴（静叶栅）和动叶栅中等熵焓降之和（$\Delta h_{a1}+\Delta h_{a2}$）的比值。即：

$$\rho=\frac{\Delta h_{a2}}{\Delta h_{a1}+\Delta h_{a2}}\approx\frac{\Delta h_{a2}}{\Delta h_a} \tag{4.3.2-9}$$

式中：Δh_a——级的等熵焓降，它略小于（$\Delta h_{a1}+\Delta h_{a2}$）。

2.2 汽轮机级按不同反动度分类

汽轮机级按反动度的不同可分为纯冲动级、带小反动度的冲动级（简称冲动级）和反动级三大类。它们的特点分别如表 4.3.2-2 所示。

表 4.3.2-2　　汽轮机级的特点

序号	项　目	纯冲动级	冲动级	反动级	备　注
1	反动度	$\rho=0$	$0<\rho<0.5$	$\rho=0.5$	
2	蒸汽压力	$p_1=p_2$	$p_1>p_2$	$p_1>p_2$	
3	等熵焓降	$\Delta h_{a1}=\Delta h_a$ $\Delta h_{a2}=0$	$0<\Delta h_{a2}<\Delta h_{a1}$	$\Delta h_{a2}=\Delta h_{a1}$	

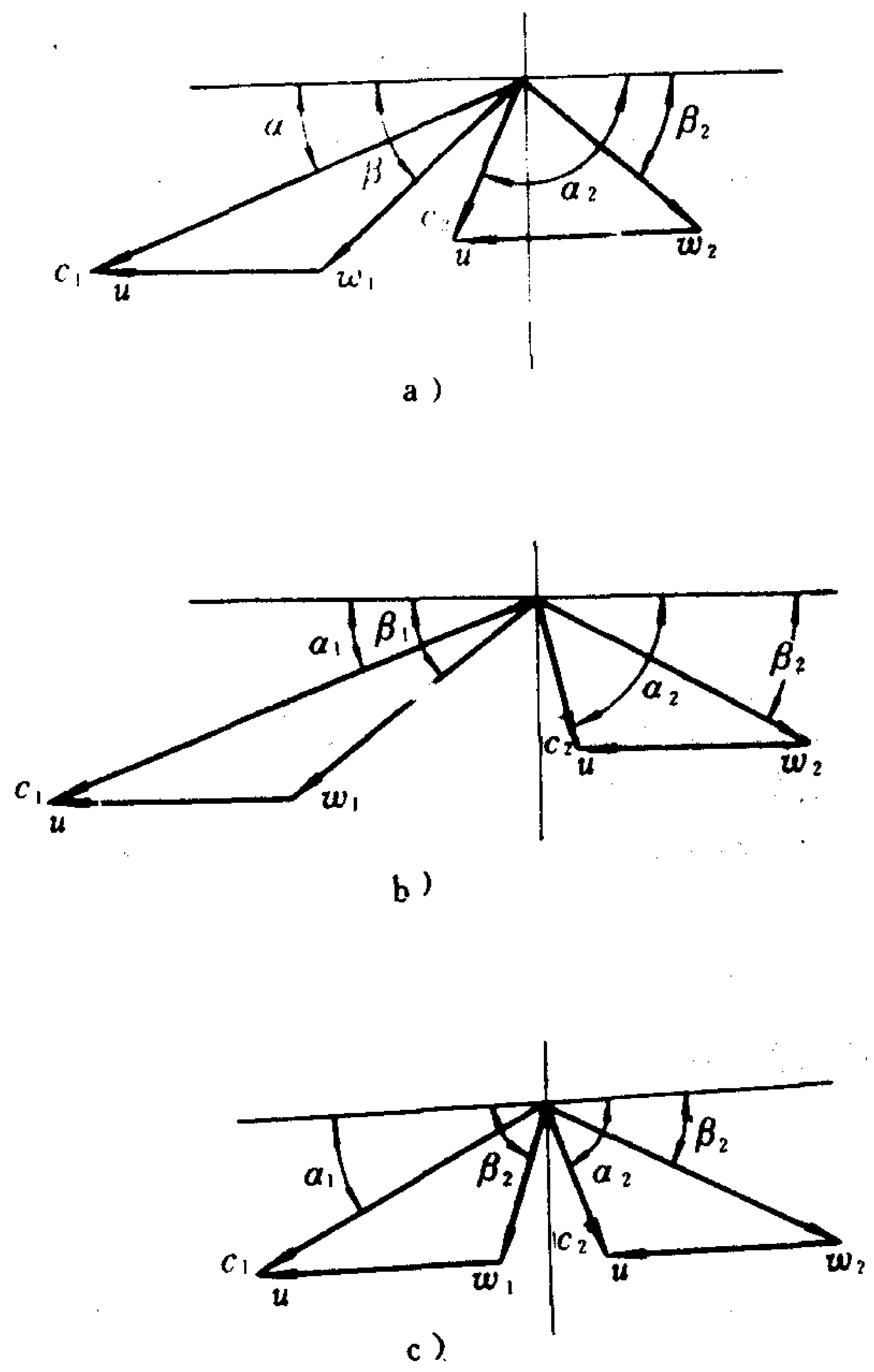


图 4.3.2-2　各类汽轮机级的速度图

a）纯冲动级；b）冲动级；c）反动级

3 各类汽轮机级的速度图和工作过程

3.1 速度图

速度图由两个速度三角形组成。进口速度三角形由 c_1（与轮周方向的夹角为α_1）、w_1（与轮周方向夹角为β_1）及u构成。它们之间的关系由式（4.3.2-6）确定。出口速度三角形由 w_2（与轮周方向夹角为β_2）、c_2（与轮周方向夹角为α_2）及u构成。它们之间的关系由式（4.3.2-7）确定。通常把进、出口速度三角形的顶点重合，组成汽轮机级的速度图。

三类汽轮机级的速度图分别如图 4.3.2-2 中a）、b）及c）所示。它们的特点如表 4.3.2-3 所示。

表 4.3.2-3　　汽轮机级速度图的特点

序号	项　目	纯冲动级	冲动级	反动级
1	蒸汽速度	$\|w_2\|<\|w_1\|$		$\|w_2\|=\|c_1\|$ $\|w_1\|=\|c_2\|=\|c_0\|$
2	汽流方向角	$\beta_2\approx\beta_1$	$\beta_2<\beta_1$	$\beta_2=\alpha_1$ $\beta_1=\alpha_2$
	备　注	在动叶栅中无膨胀	在动叶栅中有膨胀	进、出口速度三角形全等

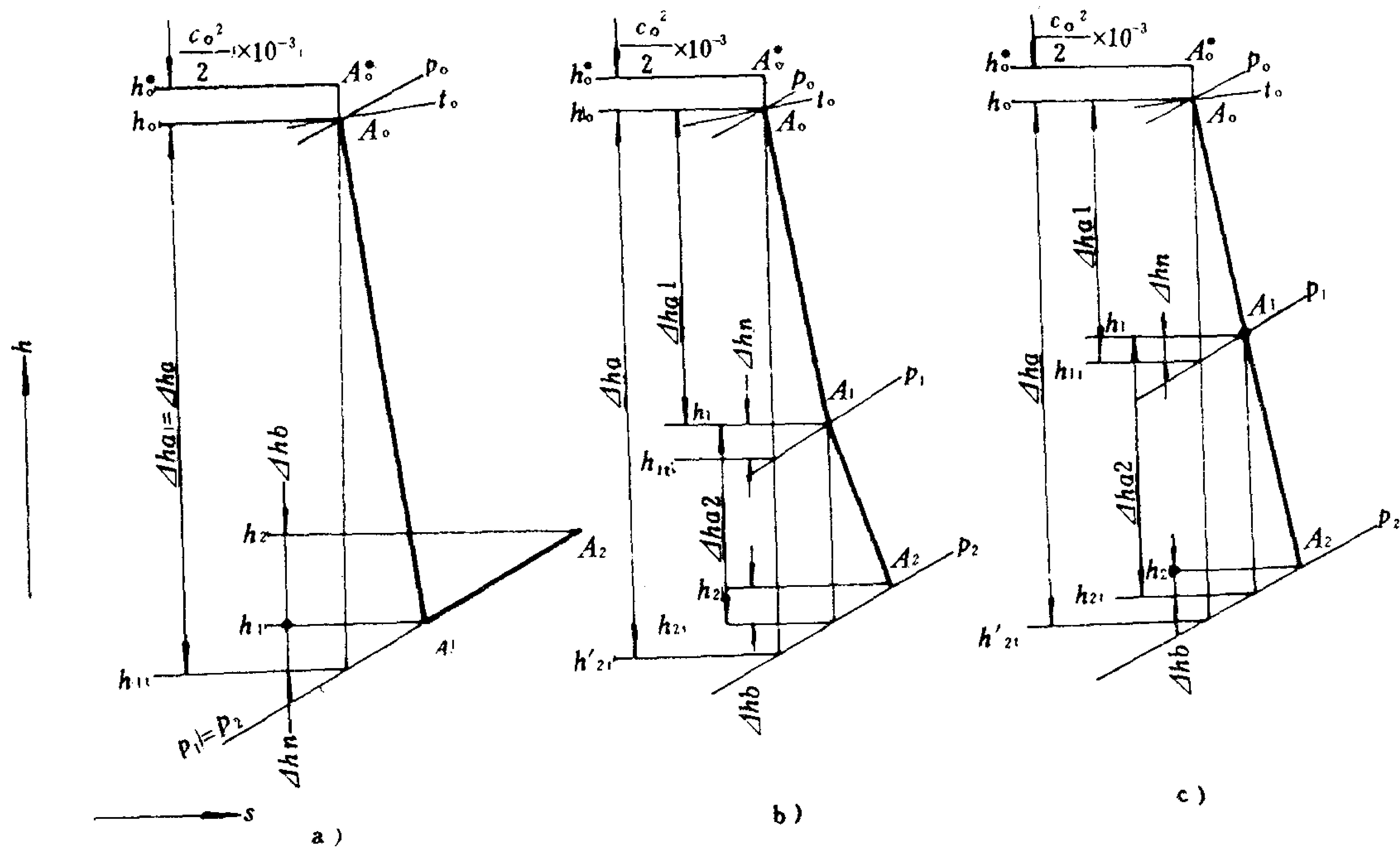


图 4.3.2-3　汽轮机级工作过程在h-s图上的表示

a）纯冲动级；b）冲动级；c）反动级

3.2 工作过程

蒸汽在汽轮机级中的工作过程可以表示在h-s图上(已知蒸汽的初始状态、p_1及p_2)。三类汽轮机级的工作过程分别如图 4.3.2-3 中的a)、b) 和c) 所示。折线 $A_0A_1A_2$表示近似过程线。它们的特点如表 4.3.2-4 所示。

表 4.3.2-4　　汽轮机级工作过程的特点

序号	项　目	符号	单位	纯冲动级	冲动级	反动级
1	初始状态点	A_0		p_0与t_0交点	p_0与t_0交点	p_0与t_0交点
2	在喷嘴(静叶栅)中等熵焓降	Δh_{a1}	kJ/kg	Δh_a	$(1-\rho)\ \Delta h_a$	$0.5\Delta h_a$
3	流出喷嘴(静叶栅)实际比焓	h_1	kJ/kg	$h_{1t}+\Delta h_n$	$h_{1t}+\Delta h_n$	$h_{1t}+\Delta h_n$
4	流出喷嘴(静叶栅)实际状态点	A_1		h_1与p_1交点	h_1与p_1交点	h_1与p_1交点
5	在动叶栅中的等熵焓降	Δh_{a2}	kJ/kg	0	$\rho\Delta h_a$	$0.5\Delta h_a$
6	流出动叶栅的实际比焓	h_2	kJ/kg	$h_1+\Delta h_b$	$h_{2t}+\Delta h_b$	$h_{2t}+\Delta h_b$
7	流出动叶栅的实际状态点	A_2		h_2与p_1交点	h_2与p_2交点	h_2与p_2交点
备　注				$p_2=p_1$	$p_2<p_1$	$p_2<p_1$

蒸汽进入喷嘴(静叶栅)时有初速度c_0，其相应的能量为$\frac{c_0^2}{2}\times 10^{-3}$kJ/kg，称为入口动能。它也表示在 h-s 图上，即自初始状态点 A_0沿等熵线向上度量$\frac{c_0^2}{2}\times 10^{-3}$kJ/kg，得 A_0^*点。它就是汽轮机级的滞止初始状态点。

4　静叶(喷嘴)和动叶工作高度的确定

汽轮机级静叶(喷嘴，下同)和动叶的工作高度都是根据连续方程确定的。工作高度是指出口截面处叶片工作部分的高度。至于进口截面的高度，一般取成与出口截面相等；只有在多级汽轮机末几级中才会出现进口截面高度小于出口截面的情况。

静、动叶工作高度 l_n 及 l_b 分别按下述公式确定：

$$l_n=\frac{Gv_1}{e\pi d_1 c_1 \sin\alpha_1}\quad \text{m} \tag{4.3.2-10}$$

$$l_b=\frac{Gv_2}{e\pi d_2 w_2 \sin\beta_2}\quad \text{m} \tag{4.3.2-11}$$

式中：　G——蒸汽流量，kg/s；

v_1、v_2——分别为 A_1及 A_2点处蒸汽比容，m^3/kg；

e——部分进汽度；

d_1、d_2——平均直径，分别指通过静、动叶工作高度一半处圆周的直径，m。

部分进汽度e是该级的进汽弧长与直径为 d_1的圆周长之比，即

$$e=\frac{z_1 t_1}{\pi d_1} \tag{4.3.2-12}$$

式中z_1及 t_1分别是进汽的静叶栅通道个数和栅距，m。纯冲动级和冲动级可能出现$e<1$的情况(多级汽轮机的前几级或辅汽轮机)；也可能$e=1$。反动级中无例外地$e=1$。

考虑到减少能量损失（参阅本章6），静、动叶的工作高度分别不得小于10～12 mm及15～18 mm。如果算出的工作高度太小，可适当调整部分进汽度e。

5 叶型和叶栅的几何参数

5.1 叶型

5.1.1 定义

叶型是叶片截面轮廓线围成的图形。图4.3.2-4 a）及b）所示，分别为反动式叶型和冲动式叶型。前者用于喷嘴及反动级的静叶和动叶中；后者用于纯冲动级和冲动级的动叶中。

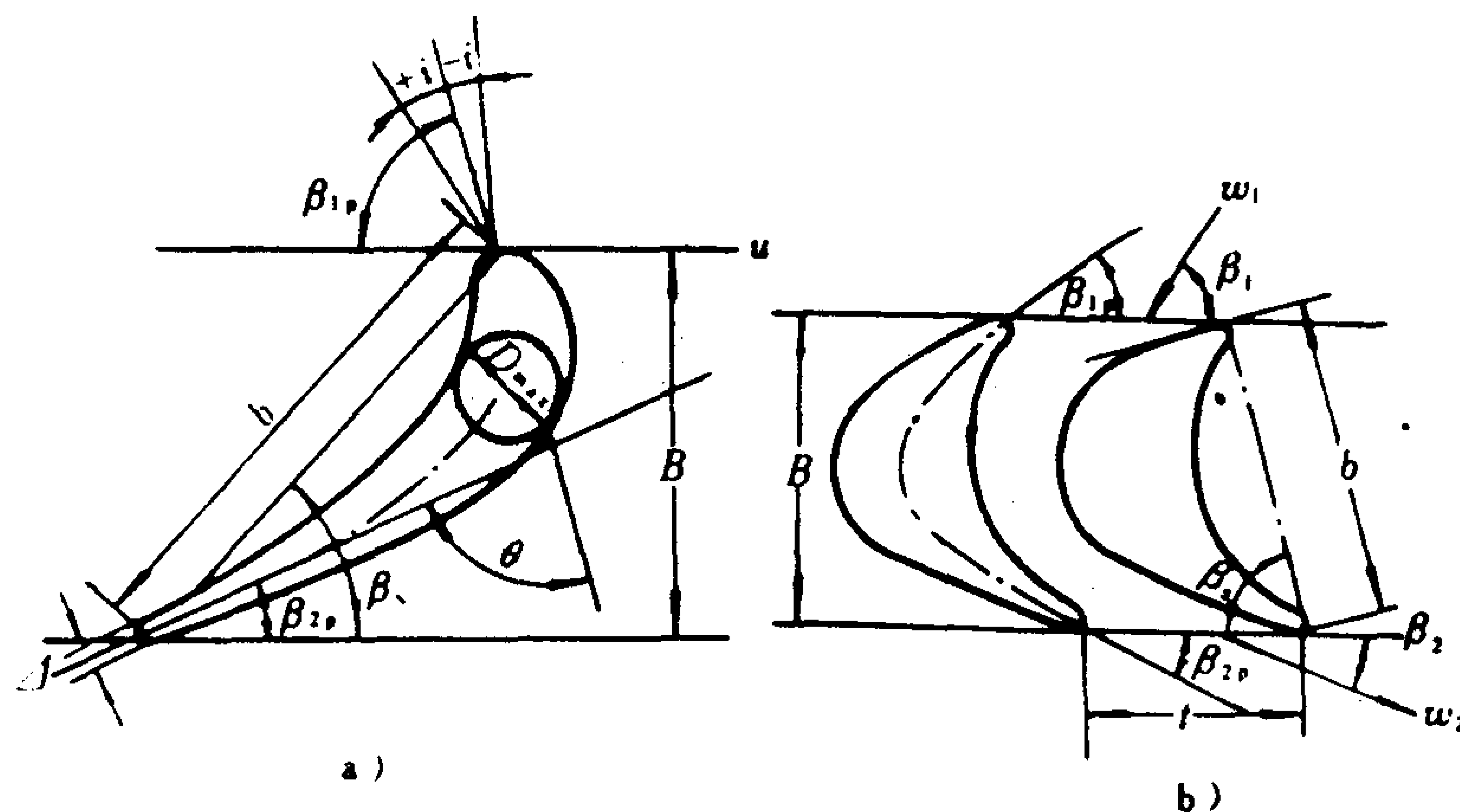


图4.3.2-4 叶型
a）反动式；b）冲动式

5.1.2 叶型的主要几何参数

（1）叶型中线 它是叶型诸内切圆圆心的连线，图中用点划线表示。

（2）叶型弦长b 它是连接叶型中线两端点（前缘点和后缘点）的直线长度。

（3）叶型进口角 β_{1p}（α_{2p}） 它是由前缘点引出的叶型中线切线与轮周方向的夹角。

（4）叶型出口角 β_{2p}（α_{1p}） 它是由后缘点引出的叶型中线切线与轮周方向的夹角。

（5）叶型厚度 它可用叶型最大的内切圆直径 D_{max} 表示。

（6）出口边缘厚度Δ。

（7）叶型转折角θ 它是由前、后缘点引出的叶型中线两切线的夹角，它与β_{1p}、β_{2p}之间存在如下关系：

$$\theta=180^\circ-(\beta_{1p}+\beta_{2p}) \qquad (4.3.2\text{-}13)$$

静叶（喷嘴）所用的叶型角度用α表示；动叶所用的叶型角度用β表示。符号右下角加注“p”，以区别于汽流角度。

汽轮机运行时，汽流的进口角β_1有时并不和叶型进口角β_{1p}相等。二者之差，称作冲角i，即

$$i=\beta_{1p}-\beta_1 \qquad (4.3.2\text{-}14)$$

5.2 叶栅

叶栅是一列叶型相同的喷嘴、静叶或动叶，按一定的栅距和安装角排列的组合体。它们分别称作喷嘴叶栅、静叶栅和动叶栅。

5.2.1 环状叶栅

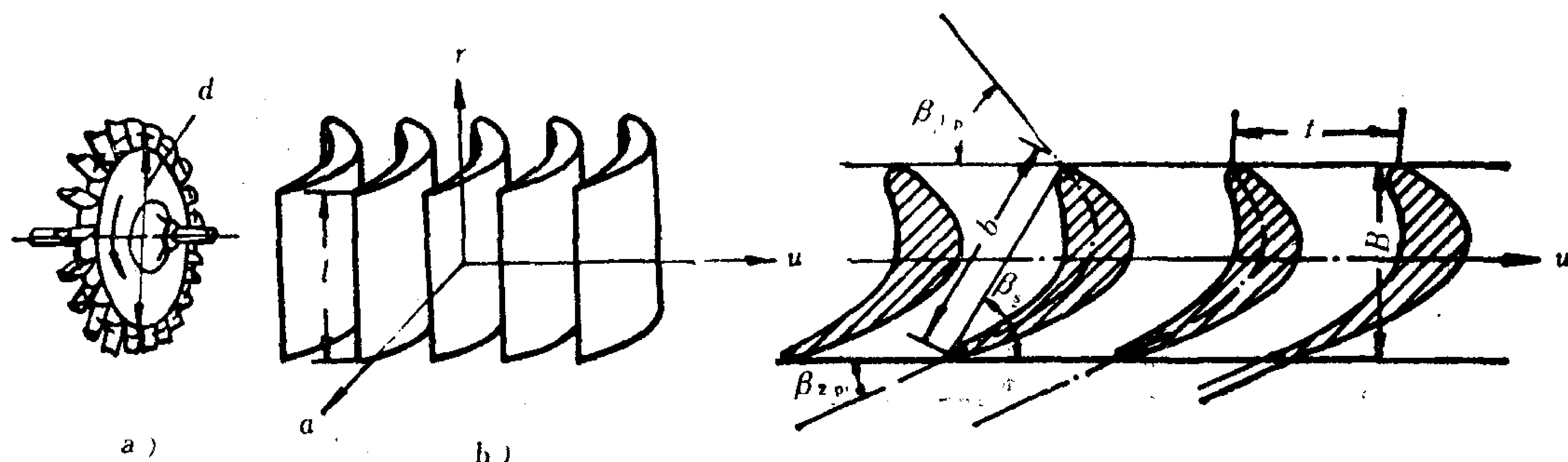


图 4.3.2-5 叶栅的几何参数

a) 环状叶栅；b) 直列叶栅；c) 平面叶栅

环状叶栅是排列在圆柱面上的叶栅，如图 4.3.2-5 a)所示。汽轮机级所用的叶栅都是环状叶栅。确定环状叶栅特性的几何参数主要有：

（1）平均直径d　它是通过叶片工作高度一半处的圆周直径。

（2）叶片高度l　它是叶片工作部分的高度。

（3）轴向宽度B　它是叶型前、后缘点的轴向距离，同一叶型可以有不同的轴向宽度。

（4）栅距t　一般指平均直径处相邻两叶片相应点的周向距离。

（5）叶片安装角 β_s（α_s）　它是叶型的弦和轮周方向的夹角，同一叶型可以有不同的安装角。

给定安装角 β_s（α_s）及栅距t，即可确定叶型在叶栅中的位置和叶栅通道形状。

5.2.2 直列叶栅

直列叶栅是排列在平面上的叶栅，如图 4.3.2-5 b)所示。当环状叶栅的径高比d/l较大（$d/l \geq 10$)时，除顶、底两端外，蒸汽参数沿高度方向的变化并不明显。这时环状叶栅可以作为直列叶栅来研究。

5.2.3 平面叶栅

平面叶栅是展开在平面上的叶栅截面，如图 4.3.2-5 c)所示。在直列叶栅中除顶、底两端外，蒸汽在沿高度方向任一流面上的流动情况都相同。因此，只需要研究平均直径处蒸汽绕平面叶栅流动的情况。

6 叶栅损失

叶栅损失由叶型损失和端部损失两部分组成。前者是平面叶栅中产生的能量损失；后者则是产生在叶栅顶、底端部的能量损失。

6.1 叶型损失

6.1.1 叶型表面压力分布

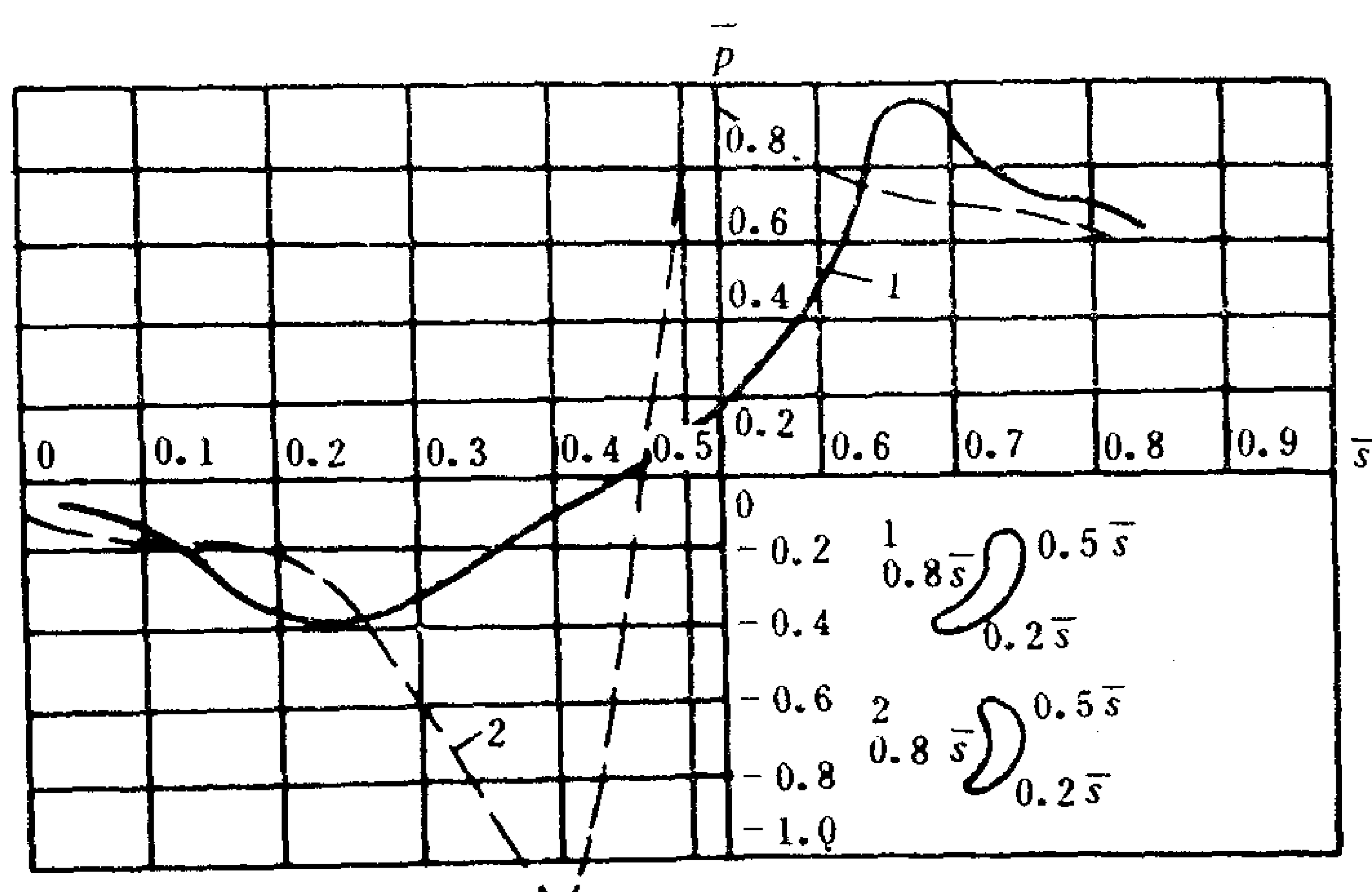


图 4.3.2-6 叶型表面压力分布曲线

1-反动式叶型；2-冲动式叶型

沿叶型表面压力分布特性对叶型损失的大小有显著的影响。图 4.3.2-6 所示为平面叶栅送风试验中得出的，沿反动式和冲动式两种叶型表面的压力分布曲线。图中的纵坐标是压力系数$\bar{p}$，它等于：

$$\bar{p}=\frac{p_i-p_1}{\rho_{1t}\cdot c_{1t}^2/2} \quad (4.3.2\text{-}15)$$

式中：p_i——叶型表面第 i 点处的静压，MPa；

p_1——叶栅后的静压，MPa；

ρ_{1t}——叶栅后的等熵密度，kg/m³；

c_{1t}——叶栅后的理想速度，m/s。

横坐标是叶型表面第 i 点离后缘点的相对周长$\bar{s}$（沿叶型周界逆时针方向度量）。

曲线 1 是反动式叶型表面压力分布曲线。在前缘点（$\bar{s}$在 0.6～0.7 之间）附近工质分流，流速为零，$\bar{p}\approx1$。分流后，工质膨胀，$\bar{p}$下降，速度增高，但是在叶型凹面和凸面上变化程度大不相同。在凸面上，工质迅速膨胀，流速急剧增高，直至$\bar{s}=0.2\sim0.3$处，$\bar{p}$最低，通常是负值；然后经过一段扩压区，$\bar{p}$升高，流速减小，至出口边$\bar{p}=0$。在凹面上，工质开始膨胀加速较快（$\bar{p}$下降较快），然后压力缓慢降低，流速的增长也趋缓和，在出口边前，压力又迅猛下降到p_1。这样，在反动式叶型表面上，除凸面靠近出口处有一段扩压区外，其它都是降压区。

冲动式叶型表面压力分布如曲线 2 所示。对比之下，在冲动式叶型凸面上，工质压力在分流点（$\bar{s}=0.5$ 左右）后下降更迅猛，$\bar{p}$最低值更小，扩压区相对来说也更长。在凹面上，其压力分布则与反动式叶型类似。

6.1.2 叶型损失的组成

叶型损失包括叶型表面附面层的摩擦损失、出口边的尾迹损失及波阻损失。

6.1.2.1 叶型表面附面层的摩擦损失　它是由于工质粘性产生的，摩擦损失的大小与附面层中的流态以及层流附面层向紊流附面层过渡点的位置有关。后二者都受到叶型表面压力分布特性的显著影响。

叶型表面的扩压区，不仅使附面层厚度沿流动方向更快地增大，且有可能使附面层分离，如图 4.3.2-7 中右侧通道所示。附面层分离产生的能量损失，要比摩擦损失大得多。冲动式叶型凸面的扩压区较长，其能量损失一般比反动式叶型大。增加冲动式叶栅的反动度（使通道收缩），可以缩短扩压区，减少能量损失。

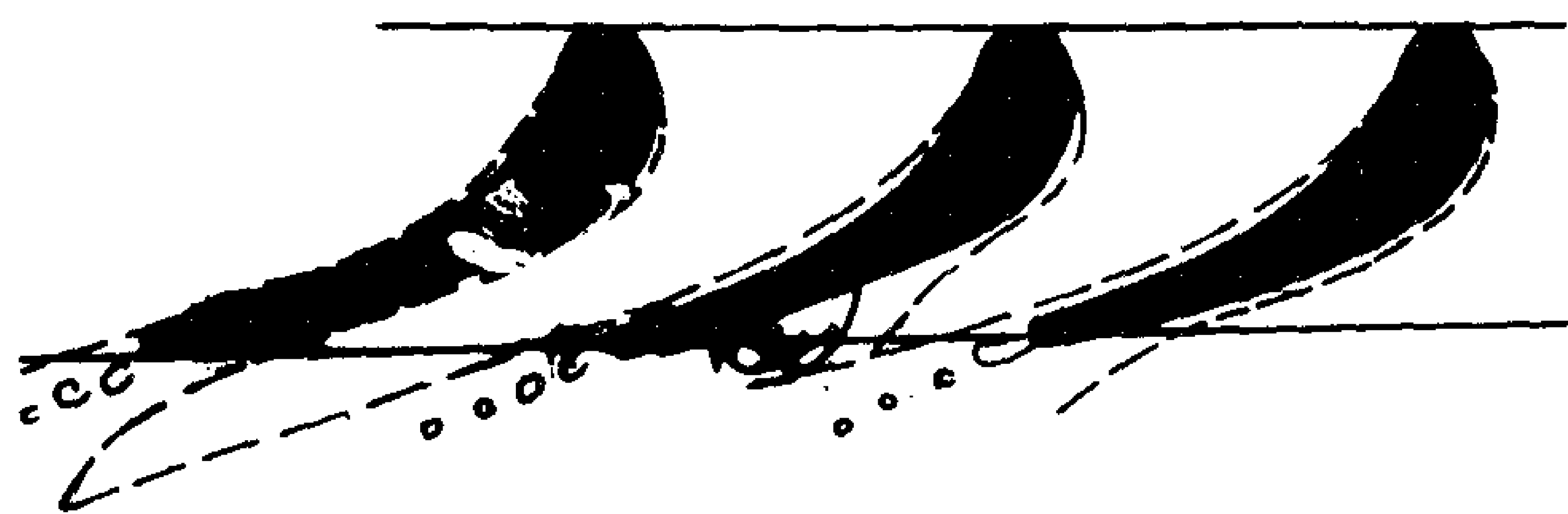


图 4.3.2-7 叶型损失示意图

6.1.2.2 尾迹损失 它产生于叶型出口边后。凸、凹面的附面层离开出口边时要脱离，形成涡流尾迹区。尾迹中的有旋运动要消耗一些动能，它与主流汇合后又要消耗一些动能。

6.1.2.3 波阻损失 它只发生在出现超声速流动的区段，如有些冲动式叶栅的进、出口处，反动式叶栅的出口处或通道内某局部地区（特别是叶型凸面上）。超声速流动会产生冲波，工质通过冲波后压力激增，速度突降，损失掉一些动能，称作冲波损失；在冲波后由于出现扩压区，使附面层加厚，有时还会使其分离，由此产生的能量损失比冲波损失大得多。上述两种损失合称为波阻损失。

6.2 端部损失

实际的叶栅高度都是有限值，上、下两端具有壁面，从而产生端面附面层中的摩擦损失。这是端部损失的一种，其数量不大。

在叶型的任一横截面上存在由凹面到凸面的横向压力梯度。在叶栅中部，横向压力梯度为速度很高的主流离心力所平衡。但在端部附面层中流速降低，产生的离心力不足以平衡横向压力梯度，端部附面层中的工质就由凹面向凸面横向流动。根据流动的连续条件，端部附面层外的工质由凸面向凹面作补偿运动。这种现象称作二次流。端部附面层流向凸面，使其上的附面层迅速加厚，在大多数情况下会使附面层分离。同时，由于主流的补偿运动，在端面和凸面的交界处形成旋涡。顶底两端面旋涡上、下成对，旋转方向相反。这是端部损失的主要部分（图 4.3.2-8）。

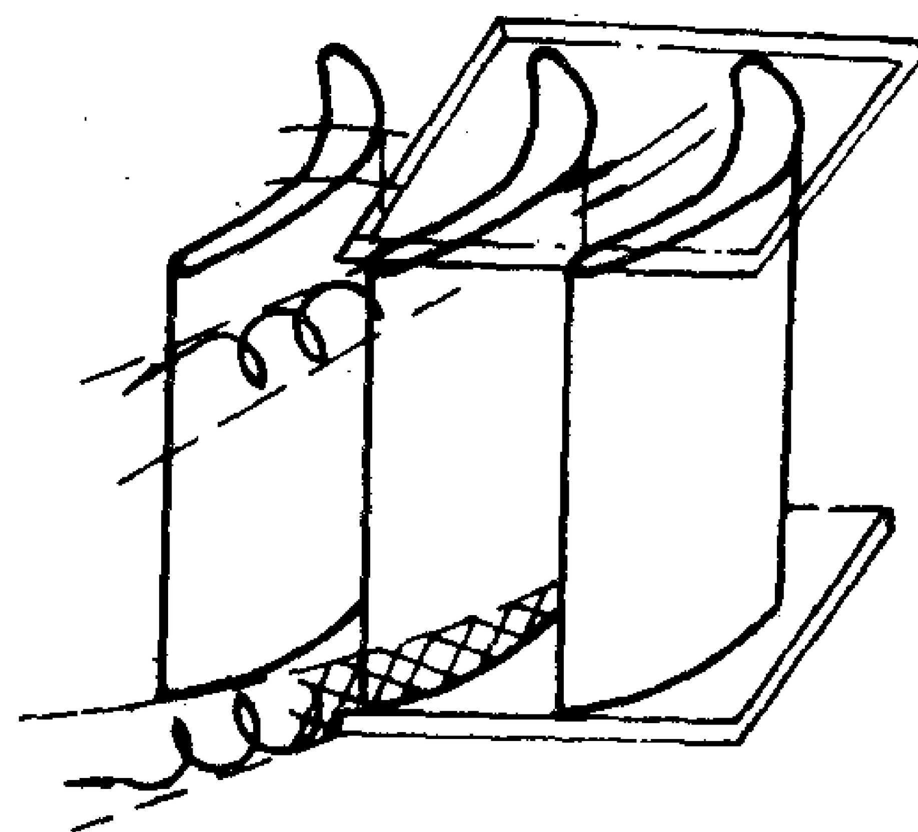


图 4.3.2-8 端部损失示意图

试验表明：即使在无顶端面的的叶栅（如由拉筋连接而无围带的叶片组）中，二次流形成的旋涡也是上、下成对的。此外还会出现工质由凹面绕过顶端流向凸面的现象，损失一些动能。

6.3 影响叶栅损失的主要因素

良好的叶型和表面的低粗糙度是减少叶栅损失的基础，在管理中应注意保持叶型原有的几何参数和叶型表面的清洁，清除积垢。影响叶栅损失的其它主要几何参数和工况参数有：

（1）相对栅距$\bar{t}$（$=t/b$） 图 4.3.2-9 所示是对一定的叶型、在安装角和工况参数不变时，叶型损失系数 ζ_p 与相对栅距$\bar{t}$的关系曲线。曲线 1 和 2 分别是冲动式和反动式叶栅的试验结果。由图可见，存在着一个最佳相对栅距$\bar{t}_{opt}$。常用的冲动式叶栅其 $\bar{t}_{opt}=0.55\sim0.70$，相应的 $\zeta_p=0.04\sim0.06$；反动式叶栅的$\bar{t}_{opt}=0.65\sim1.0$，相应的 $\zeta_p=0.018\sim0.025$。当$\bar{t}>\bar{t}_{opt}$ 时，叶型表面上的最低压力随$\bar{t}$的增大而下降，凸面上最低压力点向进口处移动。这样，在凸面的出口处不仅正压力梯度增大，扩压区也加长，导致附面层增厚。如$\bar{t}$过大，可能使附

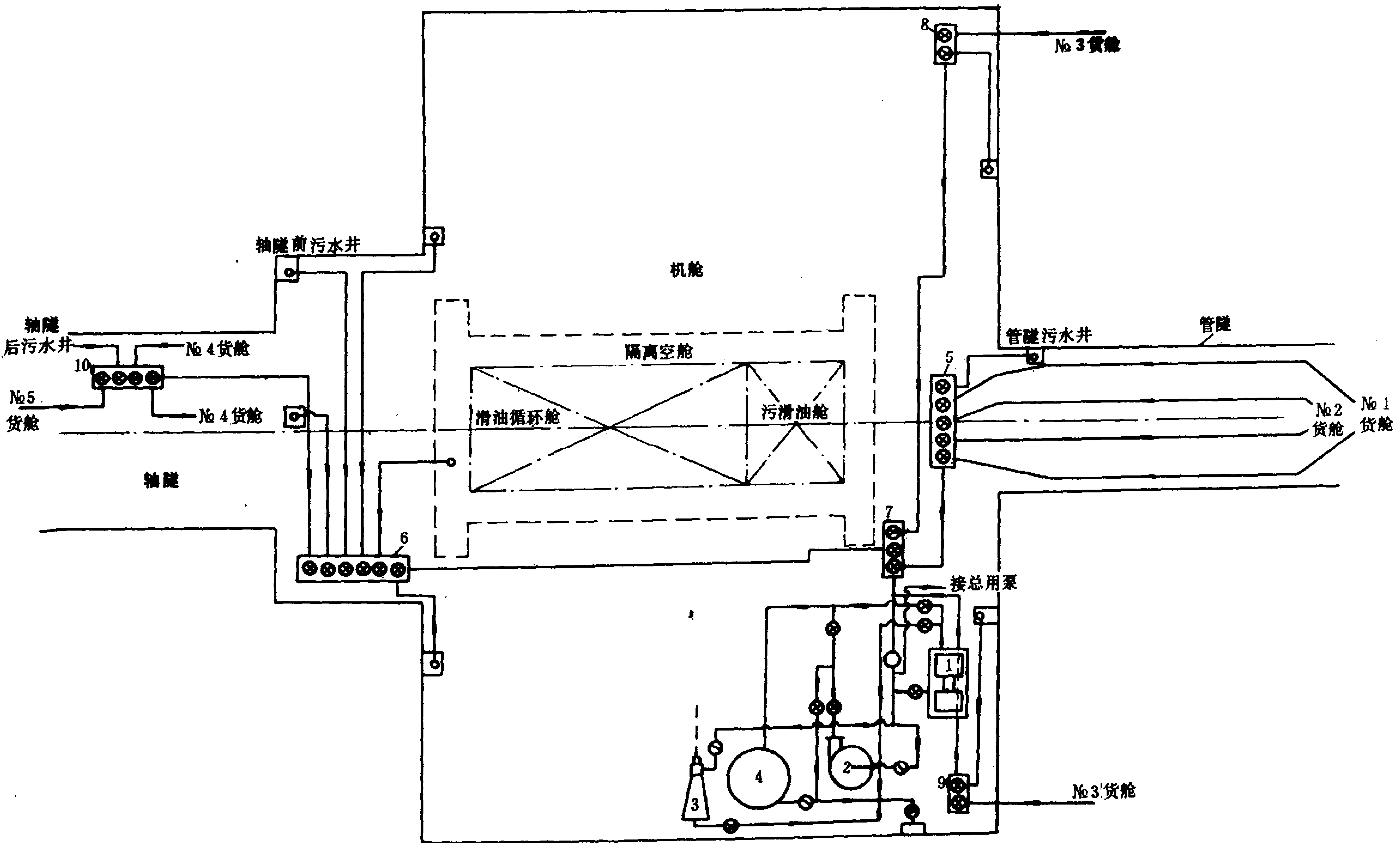


图 7.3.2—28　大型船舶舱底水系统原理图

1—电动往复式舱底水泵；2—离心式舱底水泵；3—喷射式舱底水泵；4—舱底油污水分离装置；5、6、7、8、9、10、—截止止回阀箱

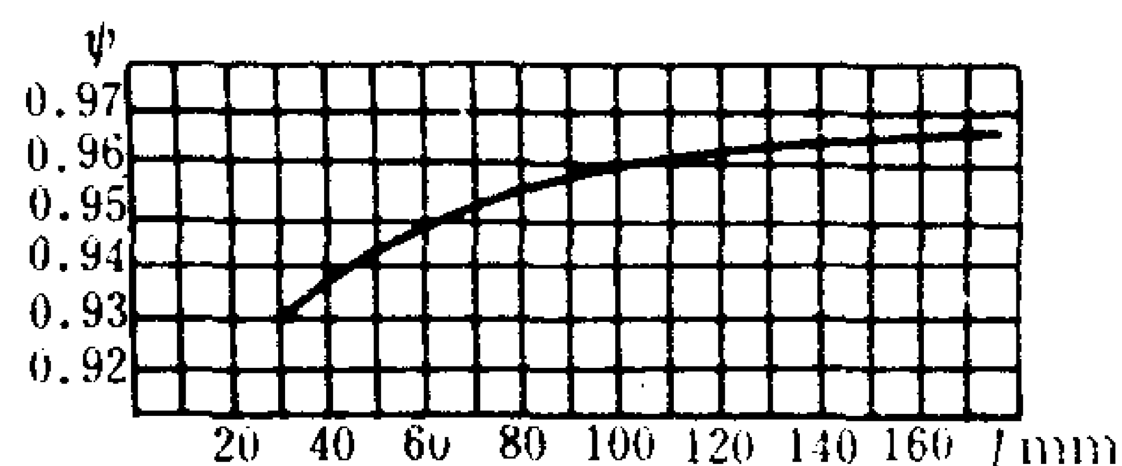


图 4.3.2-13 反动式叶栅速度系数和叶片高度的关系

式中ν为工质的运动粘度，m^2/s。叶型损失和端部损失一般都随 Re 的增大而减少，因为增大 Re 可减小附面层厚度。当 Re 增大到某一数值 Re^*（自动模化流动雷诺数）以后，对叶栅损失的影响就很小。反动式和冲动式叶栅的 Re^* 值分别为（5～7）$\times 10^5$及（3～4）$\times 10^5$。改变 Re 对冲动式叶栅损失影响不大，因为通常 $Re > Re^*$。但是在叶型凸面附面层出现分离时，增加 Re 可使 ζ_p 明显下降，因为增大 Re 可使工质紊流化，附面层分离点后移，缩短了扩压区，大大减少尾迹损失。

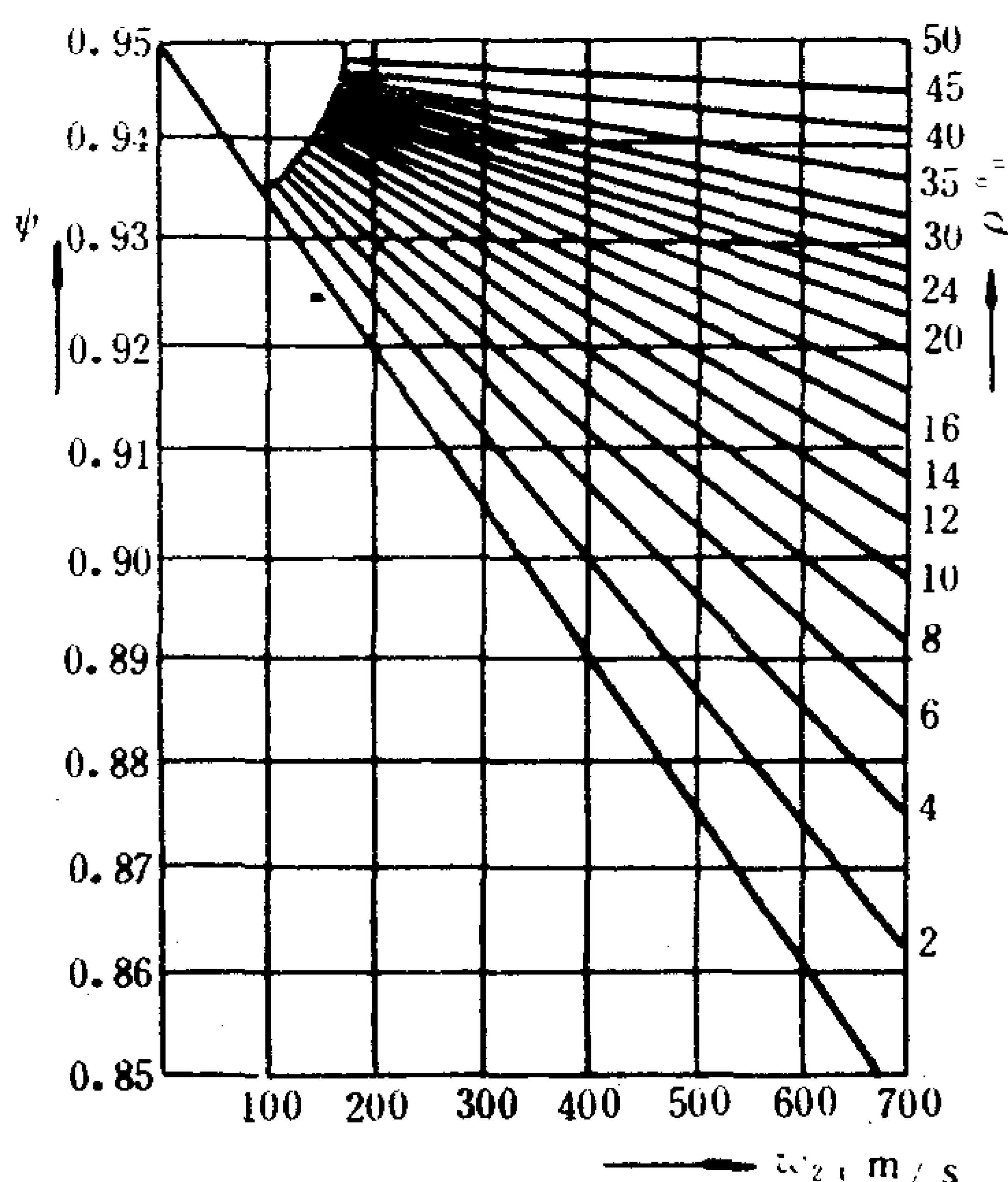


图 4.3.2-14 动叶栅速度系数与w_{2t}及ρ的关系

（6）马赫数M 用M_2表示叶栅出口处的马赫数，即 c_1（或 w_2）与当地声速 a 之比。无论反动式还是冲动式叶栅，增大 M_2开始可降低 ζ_p，因为在亚声速和附面层未分离时，增大 M_2可减小附面层厚度。但 M_2增大到临界值以后，斜切口中会出现超声速流动，产生额外的波阻损失。M_2对端部损失也会产生类似的影响，因为 M_2增大时（在亚声速条件下），凸面上的压力系数 $\bar{p}$比凹面上增长得快些，从而通道内横向压力梯度下降。

6.4 叶栅工作质量指标

在叶栅的实验研究中，我国常采用能量损失系数 ζ，它和速度系数φ及ψ有一一对应关系。标志叶栅工作质量的指标是叶栅效率η_n及η_b，它们分别等于：

$$\eta_n=1-\zeta_n=\varphi^2;\quad \eta_b=1-\zeta_b=\varphi^2 \quad (4.3.2\text{-}17)$$

所有叶栅实验研究得出的资料，都是针对一定的几何参数和工况参数，不能作为通用曲线来确定叶栅损失。现介绍几种通用的速度系数曲线，如图 4.3.2-11 至图 4.3.2-14，可供初步计算时选用。

在英、美等西方国家，叶栅实验常采用总压损失系数ω。ω与ζ两个系数可以互换，如图 4.3.2-15 所示。

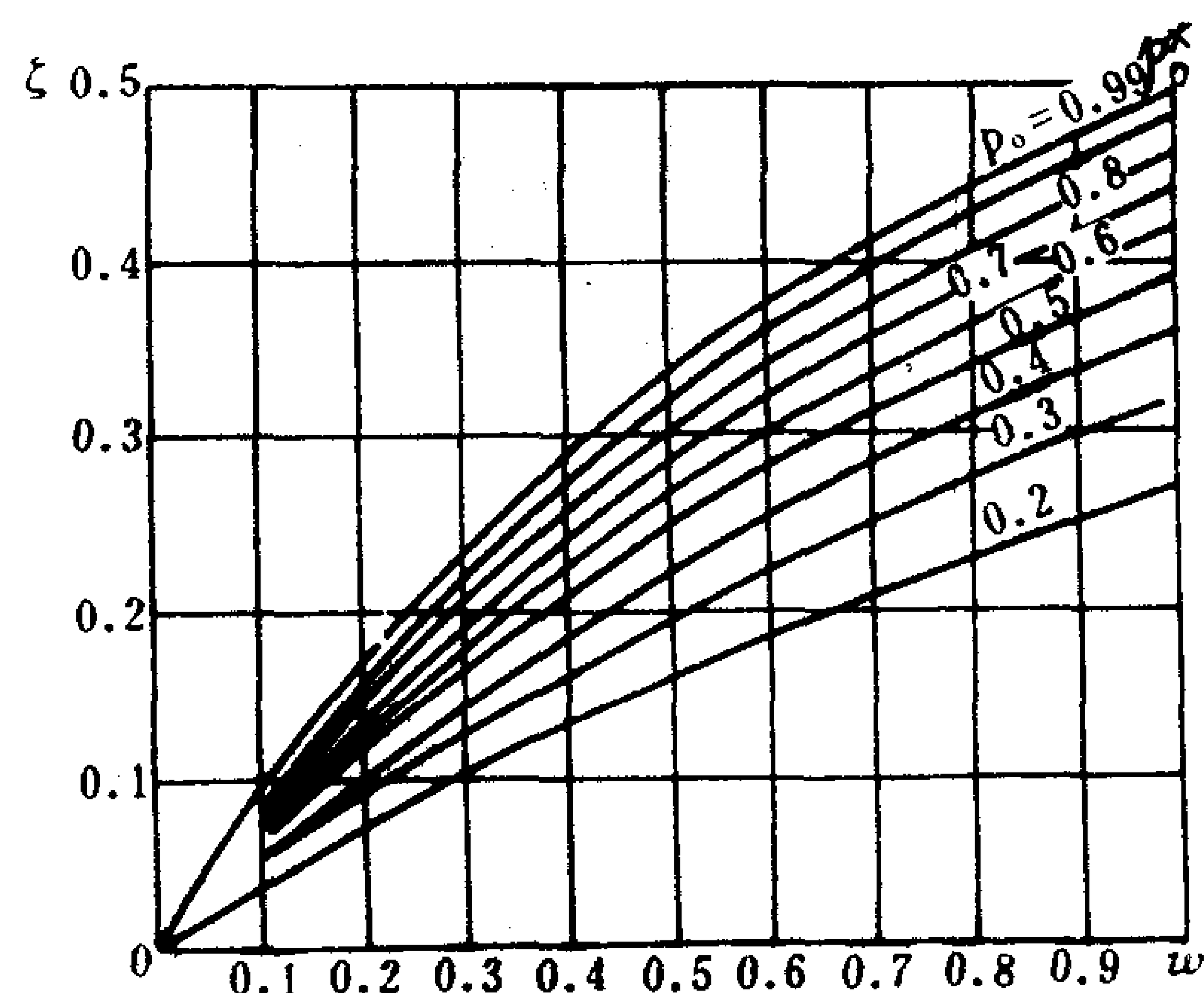


图 4.3.2-15 能量损失系数ζ与总压损失系数ω的关系

舱底水系统管路和附件的水压试验要求见表 7.3.2—5。

表 7.3.2—5　　舱底水系统管路和附件的水压试验要求

系统名称	车间水压试验压力 MPa		安装到船上后水压试验压力 MPa
	管子或管路	附件	
舱底水系统	0.37	0.37	0.37

9.3 舱底水系统的管理、维修和保养

舱底水系统的管理是轮机管理中的一个重要组成部分。轮机人员必须了解全船舱底水系统中各种管路的用途和控制情况、阀门的安装位置等，以便熟练、正确、迅速地进行操作，防止各种可能事故的发生。有些舱底水系统设有辅助引水管与海水总管连接，在此管上设有截止阀，当舱底水管路引水完毕后，应立即关闭此阀。如操作时疏忽而未关闭，将会引起舱内进水，可能浸湿货物，甚至发生严重海损事故。

9.3.1 舱底水系统故障原因及其排除方法

舱底水系统发生故障的原因及其排除方法见表 7.3.2—6。

表 7.3.2－6　　舱底水系统故障原因及其排除方法

故障现象	原因	故障排除方法
舱底水泵启动后，但打不出水	(1)管路吸口堵塞 (2)漏入空气 (3)阀箱上阀门开错 (4)泵的出水阀门上有杂物，使阀门搁住而不能复位，舱底水漏回泵缸 (5)泵叶轮或叶片被舱底水中的杂物打断破损 (6)泵第一次起动时未引水	(1)清理吸口 (2)检查管路及法兰处是否漏气，修补管路或拧紧管路法兰连接螺栓 (3)检查，并正确开启阀箱上相应舱室的舱底水阀门 (4)打开阀箱并清理掉杂物 (5)拆开泵体换新泵叶轮 (6)泵启动前，先将泵内灌满水
舱底水泵排出水量小	(1)吸口部分堵塞或部分吸口堵塞 (2)吸入止回阀被杂物搁死 (3)泵缸活塞环间隙过大 (4)管路局部处(或法兰处)漏气 (5)管路漏泄	(1)清理吸口 (2)清除阀内杂物 (3)换新活塞环 (4)破损管路换新或拧紧法兰连接螺栓 (5)消除泄漏

1)舱底水管路损坏的可能原因

舱底水系统管路损坏可能有以下原因：

(1)由于管路腐蚀或冻结而使管路损坏；

(2)制造管路时，焊接质量差(如有气泡和夹渣等)而使管路损坏；

(3)管路安装连接质量不好，或使用的垫片材料质量差，法兰平面不平等都会引起泄漏或松脱；

(4)由于法兰各连接螺栓固紧力不均匀或船舶振动等引起管路泄漏或裂缝。

为防止管路损坏，必须在日常使用管理中进行检查和保养，并在适当时间对管系进行一次

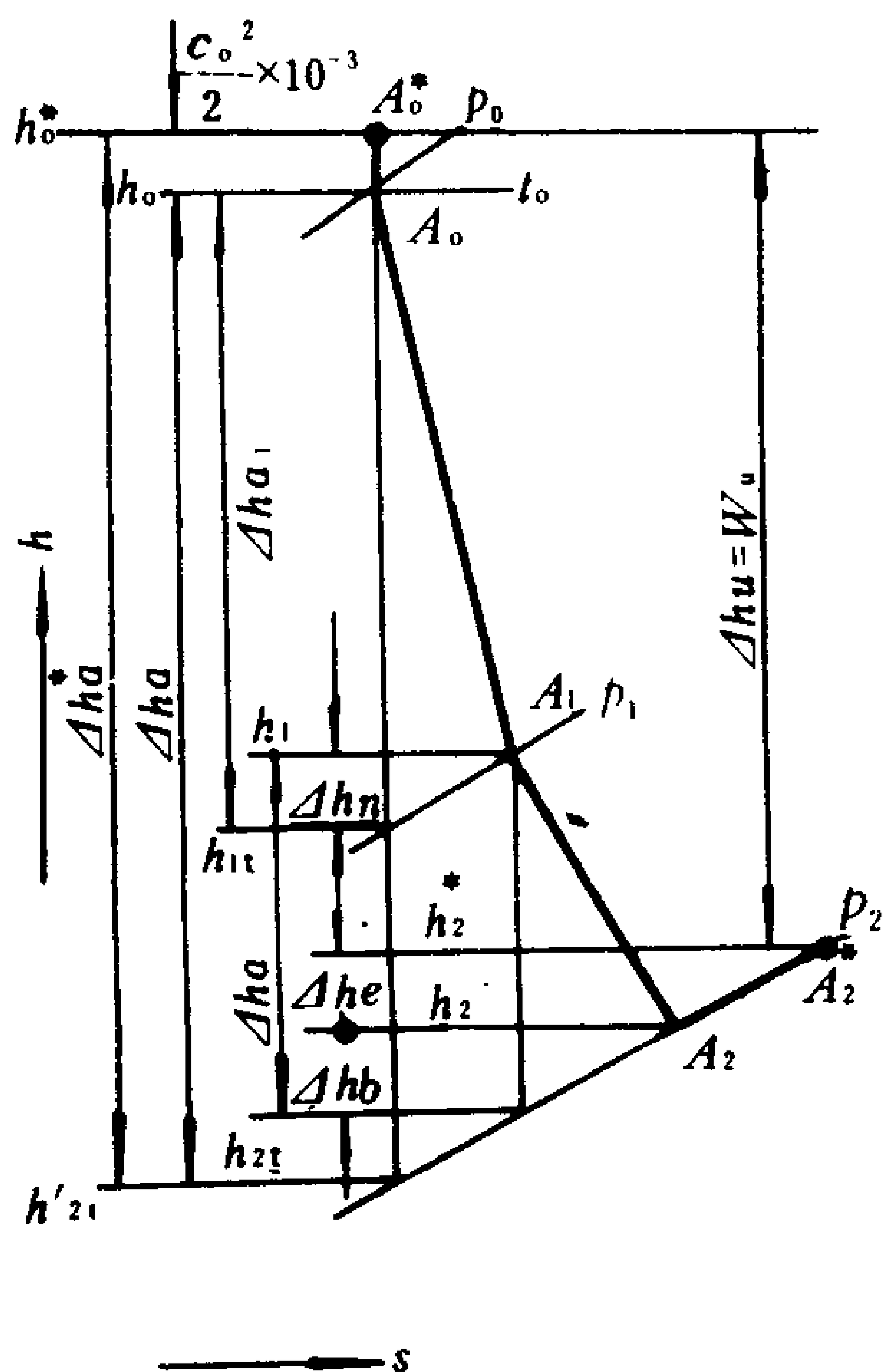


图 4.3.2-16 轮周功在h-s图上的表示

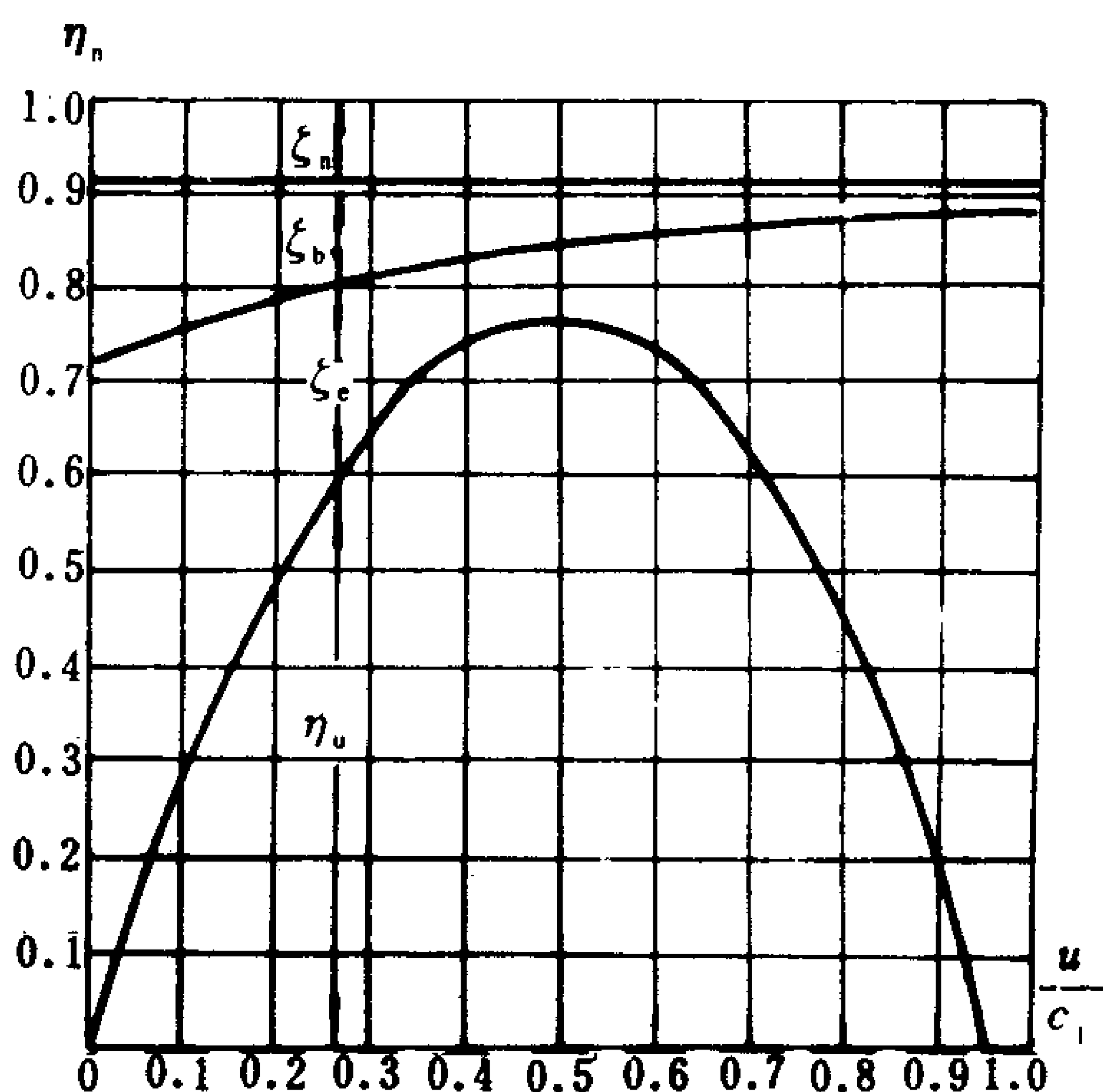


图 4.3.2-17 纯冲动级η_u-u/c_1关系

h_2^*——级的滞止终比焓，kJ/kg，对应于 A_2^*点。

式（4.3.2-23）与式（4.3.2-24）得出的结果应一致。

8.2 汽轮机级的轮周效率

8.2.1 定义

级的轮周效率 η_u定义为 1 kg 蒸汽作的轮周功 W_u（Δh_u）与理想状态下所作的理论功 W_a（等于Δh_a^*）之比，即

$$\eta_u=\frac{W_u}{W_a}=\frac{\Delta h_u}{\Delta h_a^*}=\frac{\Delta h_a^*-\Delta h_n-\Delta h_b-\Delta h_e}{\Delta h_a^*} \qquad (4.3.2\text{-}25')$$

或

$$\eta_u=\frac{2u(c_1\cos\alpha_1+c_2\cos\alpha_2)}{c_{1t}^2+w_{2t}^2-w_1^2} \qquad (4.3.2\text{-}26)$$

η_u 既可借助 h-s 图，也可借助速度图求出。二者结果应当相同。轮周效率是分析汽轮机级经济性的基础。

8.2.2 轮周效率的表达式

汽轮机级轮周效率η_u的表达式具有不同的形式，如表 4.3.2-5 所示。其中反动级轮周效率的表达式是在 $\alpha_1=\beta_2$、$\varphi=\psi$及 $c_0=w_1$的条件下得出的。

表 4.3.2-5 汽轮机级的轮周效率

序号	类　型	反动度	η_u的表达式	备　注
1	纯冲动级	$\rho=0$	$2\phi\frac{u}{c_1}(\cos\alpha_1-\frac{u}{c_1})(1+\psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1})$	$c_a=\sqrt{2\Delta h_a}\times10^{-3}$
2	冲动级	$0<\rho<0.5$	$\frac{2\frac{u}{c_a}(\phi\cos\alpha\sqrt{1-\rho+\delta_b}+\psi\cos\beta_2\sqrt{\rho+\delta_1}-\frac{u}{c_a})}{1+\delta_0}$	$\delta_0=\frac{c_0^2}{2\Delta h_a}\times10^{-3}$
3	反动级	$\rho=0.5$	$1/\left[1+\frac{(1/\phi^2)-1}{\frac{u}{c_1}(2\cos\alpha_1-\frac{u}{c_1})}\right]$	$\delta_1=\frac{w_1^2}{2\Delta h_a}\times10^{-3}$

8.2.3 轮周效率的影响因素

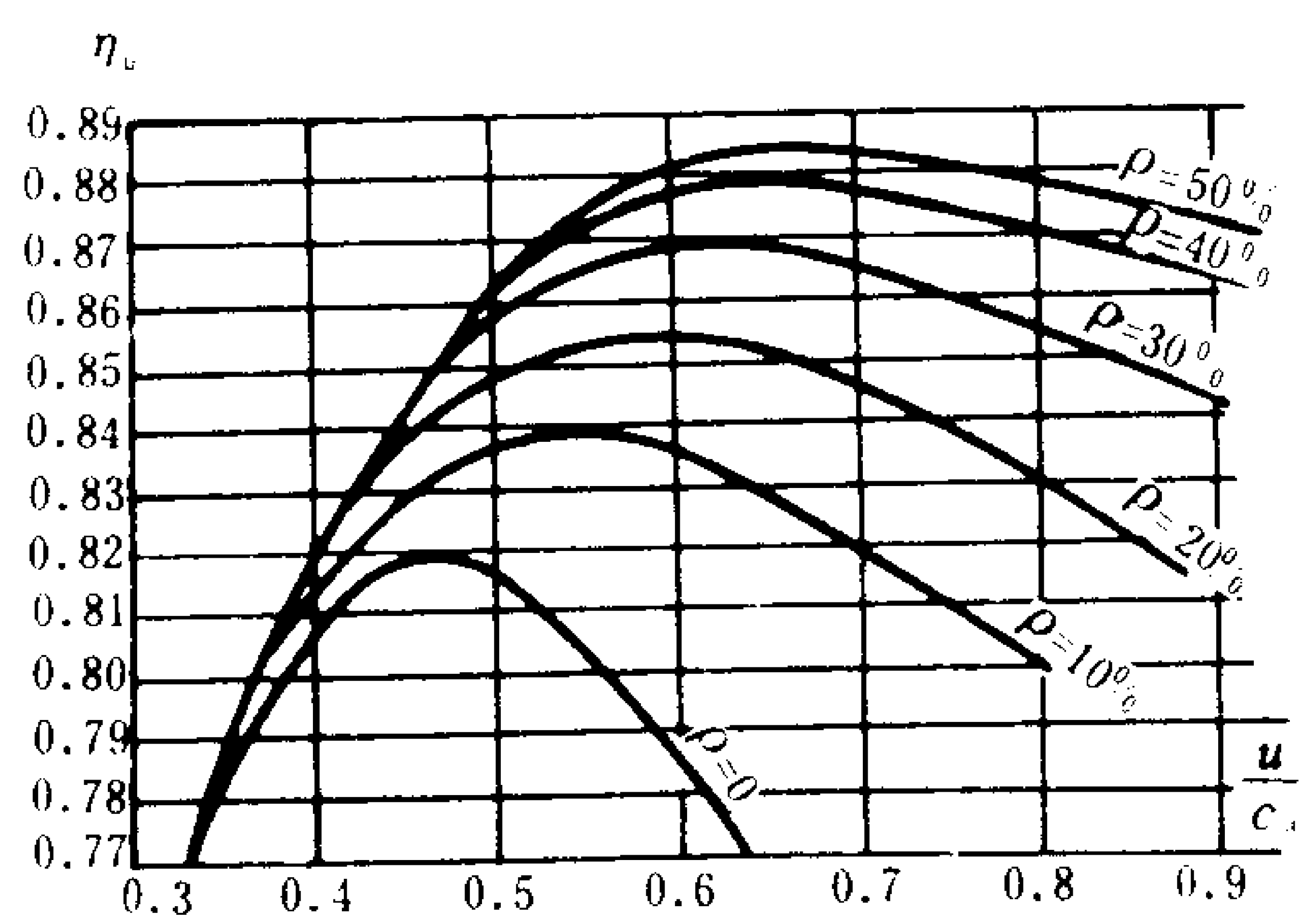


图 4.3.2-18 冲动级η_u-u/c_a关系曲线族

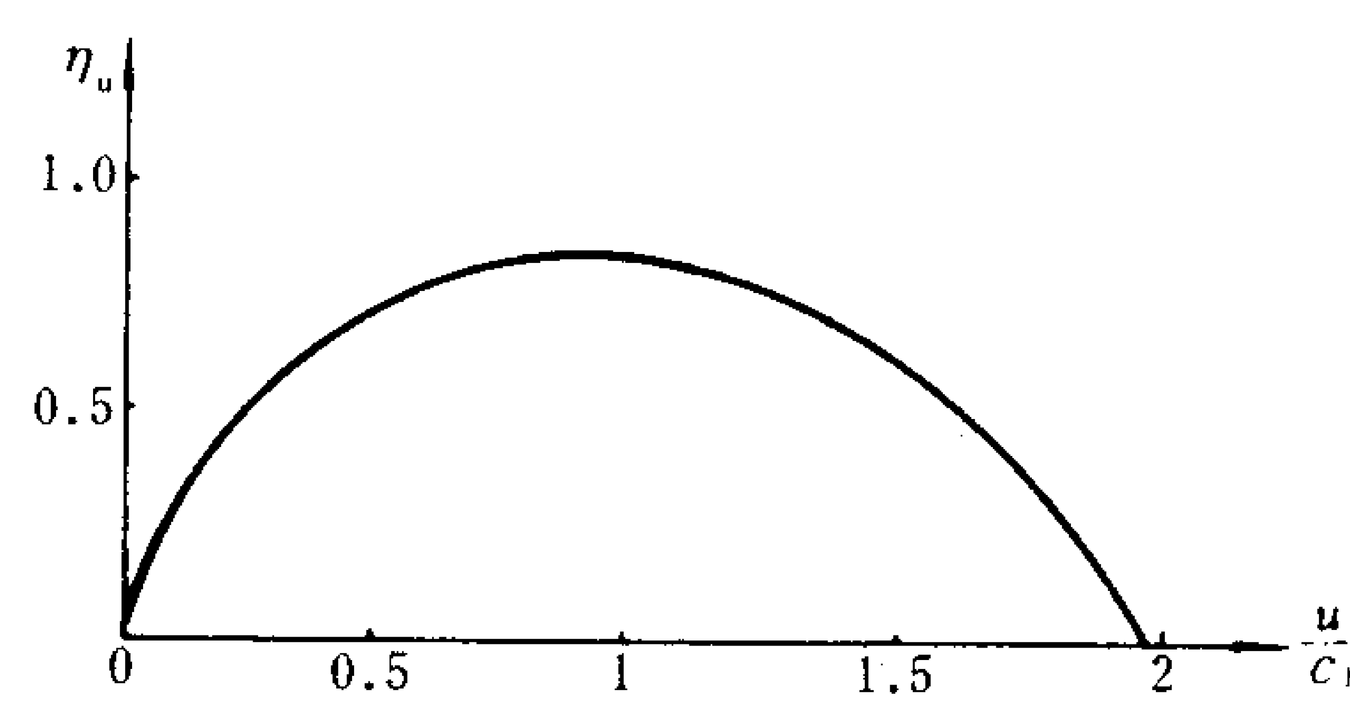


图 4.3.2-19 反动级η_u-u/c_1关系

影响 η_u 的因素有：速度系数φ及ψ，汽流角度α_1、β_1及β_2，静、动叶栅入口动能系数δ_0及δ_1，反动度ρ及速度比 u/c_1（u/c_a）。后二者具有决定意义。

反动度一定时，η_u-u/c_1(u/c_a) 关系呈抛物线，分别如图 4.3.2-17（纯冲动级）、图 4.3.2-18（冲动级）及图 4.3.2-19（反动级）所示。对应于 η_u 最大值 η_{umax} 的速度比称作最佳速比（u/c_1）$_{opt}$。汽轮机级的最佳速度比和轮周效率最大值如表 4.3.2-6 所示。

表 4.3.2-6 **最佳速度比和最大轮周效率**

序号	类　型	最佳速度比	最大轮周效率	备　注
1	纯冲动级	$\cos\alpha_1/2$	$\frac{\varphi^2}{2}\cos^2\alpha_1(1+\psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1})$	
2	反动级	$\cos\alpha_1$	$\cos^2\alpha_1/[\cos^2\alpha_1+(1/\varphi^2)-1]$	
3	冲动级	介于前二者之间随ρ增大而增大	介于前二者之间随ρ增大而增大	

9 汽轮机级的内损失、内效率及内功率

9.1 级的内损失

动叶从蒸汽获得轮周功后，要把能量传递给机轴。在传递过程中，还会出现一些能量损失。汽轮机级中产生的各种能量损失通称为内损失。它的特点是：能量损失产生于级内，损失的能量又变成热能，并为工作蒸汽本身吸收，使比焓增高。前述喷嘴（静叶栅）损失Δh_n、动叶栅损失Δh_b 及余速损失Δh_e 都属于级的内损失。此外，级的内损失还包括：

（1）部分进汽损失Δh_p 它只存在于部分进汽的级中，如图 4.3.2-20 所示。全圆周上排列的工作喷嘴弧长为$e\pi d_1$，而在$(1-e)\pi d_1$弧段上不进汽。从喷嘴流出的蒸汽只进入对准喷嘴出口的那部分动叶栅，其余动叶栅通道中充满了滞汽。当后面这部分动叶栅旋转到对准喷



图 4.3.2-20 部分进汽损失示意图

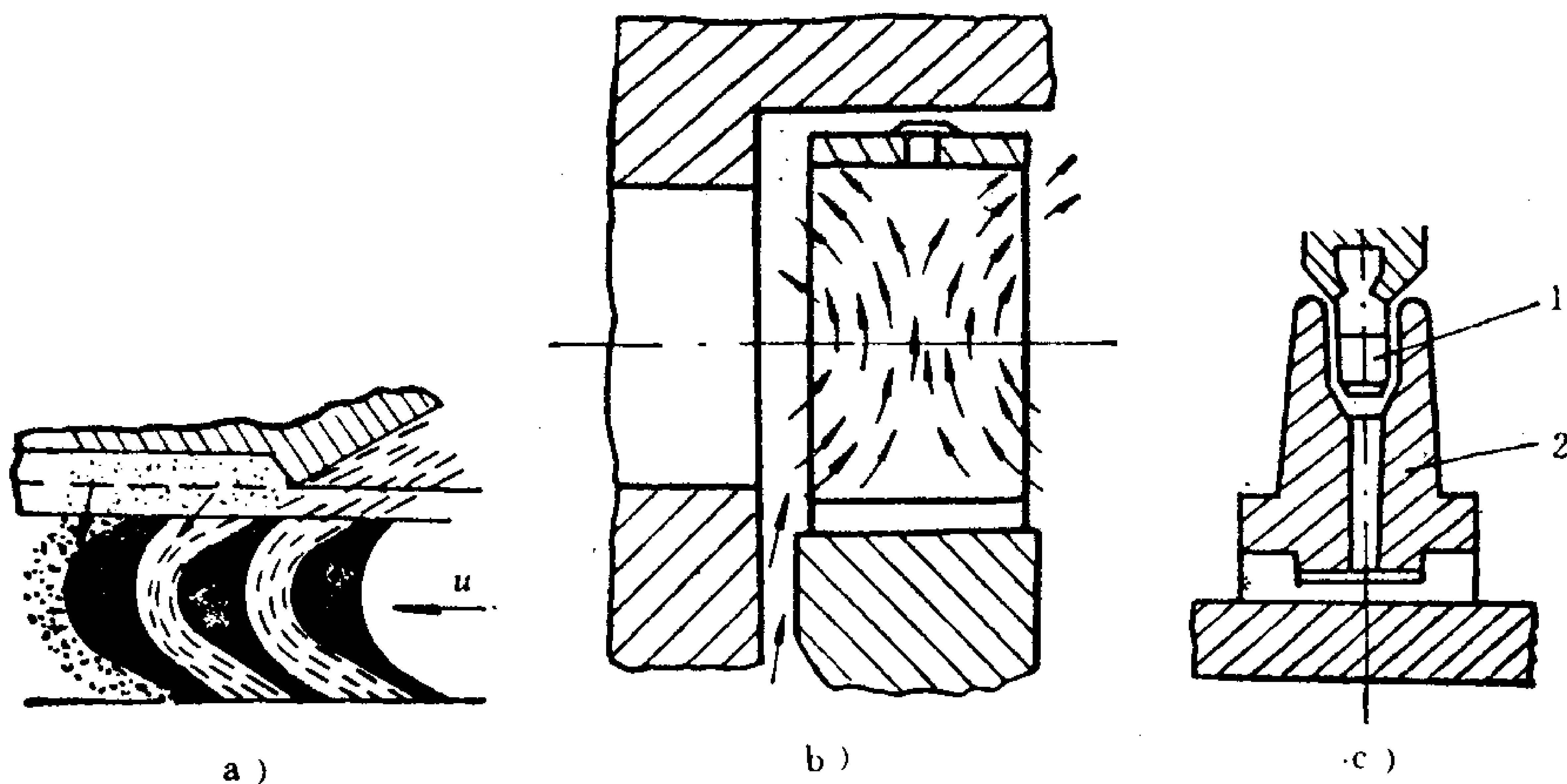


图 4.3.2-21 鼓风损失示意图

a）不对称叶片；b)对称叶片；c）护罩

嘴出口的位置时，工作蒸汽首先要将通道中的滞汽驱出，因而消耗一些动能。同时，另一端原来充满工作蒸汽的动叶栅离开喷嘴出口位置后，又要吸入轮室中的滞汽并最后被其取代，这又要消耗一些工作蒸汽的动能。这两种能量损失合称为部分进汽损失Δh_p。常用的估算Δh_p的经验公式为：

$$\Delta h_p = 0.11 Z_g \frac{\sum B_2 l_b}{A_n} \cdot \frac{u}{c_a} \cdot \eta_u \Delta h_a^* \quad \text{kJ/kg} \tag{4.3.2-27}$$

式中：Z_g——工作喷嘴组的组数；

$\sum$——如级有多列动叶栅（见第 3 章第 1 节）应为各列动叶栅 $B_2 l_b$之和；

A_n——工作喷嘴出口截面积的总和，m^2。

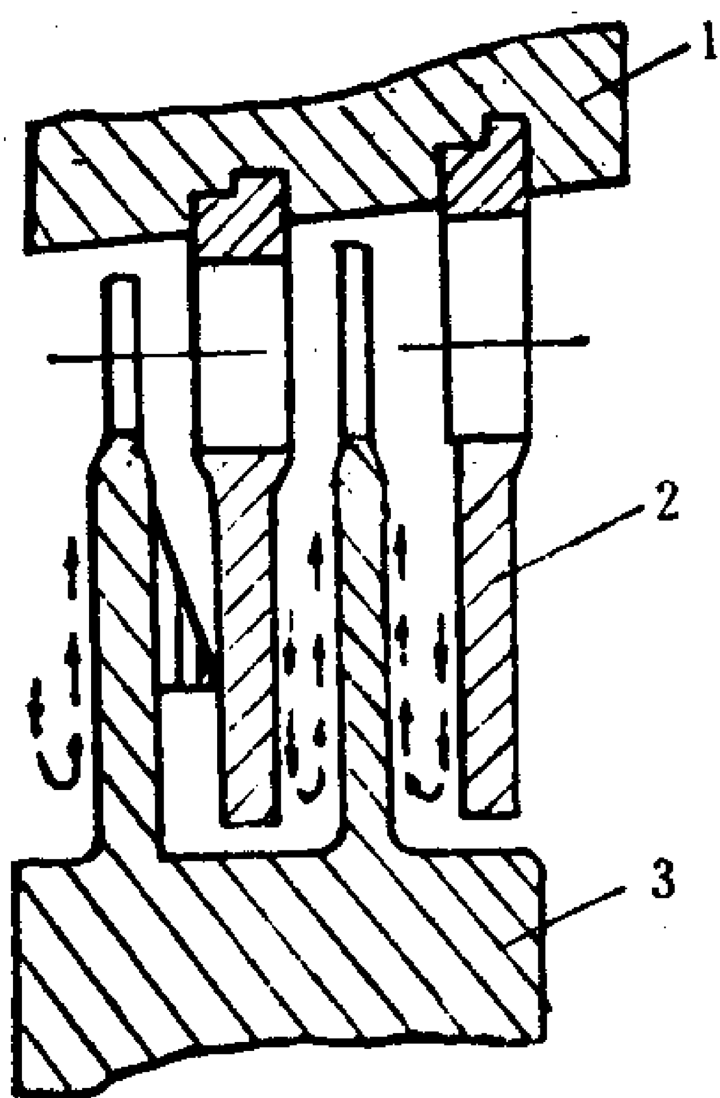


图 4.3.2-22 叶轮摩擦损失示意图

1-汽缸；2-隔板；3-轮式转子

（2）鼓风损失Δh_w和叶轮摩擦损失Δh_f　鼓风损失只存在于部分进汽的级和不工作但被带动旋转的级（如正车运行时被带动的倒车级）中。动叶栅在没有工作蒸汽流过的区间转动时，会象鼓风机那样鼓动轮室中的滞汽，将其从动叶的一侧压向另一侧（不对称叶片）；或从根部吸入，离心抛向顶端（对称叶片），分别如图 4.3.2-21 a）和b）所示。这当然要消耗一些能量。实践证明，如在（$1-e$）πd_1弧段上用护罩罩住动叶栅，如图 4.3.2-21 c）所示，则可大大减少鼓风损失。

叶轮摩擦损失主要发生在轮式转子中；对鼓式转子可忽略不计。如图 4.3.2-22 所示，叶轮在轮室中旋转时会带动滞汽，并使滞汽相互摩擦，从而消耗一些能量。

估算时，通常将Δh_w和Δh_f 合并考虑。首先计算所消耗的功率 $N_w + N_f$:

$$N_w + N_f = 0.735K[1.46d_2^2 + 0.83\mu(1-e-0.5e_c)\ d_2 l_b^{1.5}]\left(\frac{u}{100}\right)^3 \cdot \frac{1}{v} \quad \text{kW} \tag{4.3.2-28}$$

式中：K——考虑轮室滞汽状态的系数，高于 300℃的过热蒸汽$K=1$、低于 300℃的过热蒸

汽及饱和蒸汽$K=1.2$、湿蒸汽$K=1.3\sim1.5$；

μ——考虑级中动叶列数的系数，单列$\mu=1$、双列$\mu=1.23$、三列$\mu=1.8$；

e_c——护罩所占弧长与圆周长之比；

l_b——如级中有多列动叶，则 l_b 为各列叶高的平均值，m；

v——轮室中滞汽的比容，m^3/kg。

对被带动而不工作的级，取$e=e_c=0$；如果倒转，则应再乘上反向鼓风损失系数1.3～1.5。

然后计算$\Delta h_w+\Delta h_f$：

$$\Delta h_w+\Delta h_f=\frac{N_w+N_f}{G}\quad kJ/kg \tag{4.3.2-29}$$

（3）内部漏汽损失Δh_l　在反动级的内损失中占有重要地位。如图4.3.2-23 b）所示，在静（动）叶与鼓（缸）壁之间有径向间隙δ_r，且静（动）叶两侧有压差，总有一些蒸汽通过径向间隙未参与作功，其漏汽量分别为G_{11}与G_{21}，均按下式求出：

$$G_l=3.1\frac{\delta_r}{l\sqrt{z}}G\quad kg/s \tag{4.3.2-30}$$

式中：l——静叶高（求G_{11}）或动叶高（求G_{21}），m；

δ_r——相应的径向间隙，m；

z——叶顶汽封尖环数。

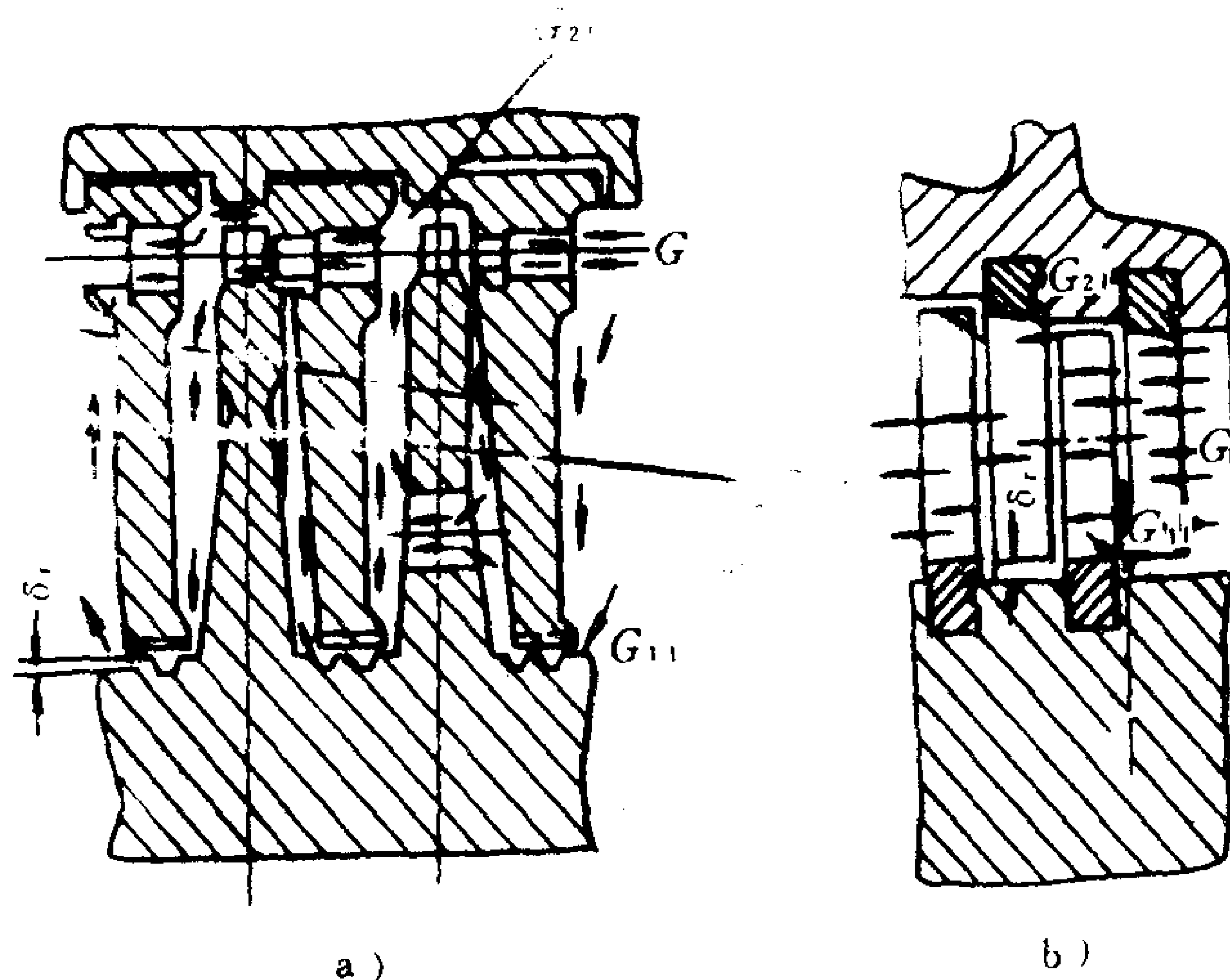


图4.3.2-23　内部漏汽损失示意图

a）冲动级；b）反动级

在冲动式的中间级中，通过隔板中心孔也有漏汽G_{11}、通过缸壁和动叶之间径向间隙也有漏汽G_{21}，如图4.3.2-23 a）所示。前者由于环形间隙不大，后者由于压差不大，漏汽量与反动级相比是不多的。此时G_{11}和G_{21}应按（4.3.4-30）或（4.3.4-31）式估算。已知漏汽量G_{11}和G_{21}，即可求出内部漏汽损失Δh_l：

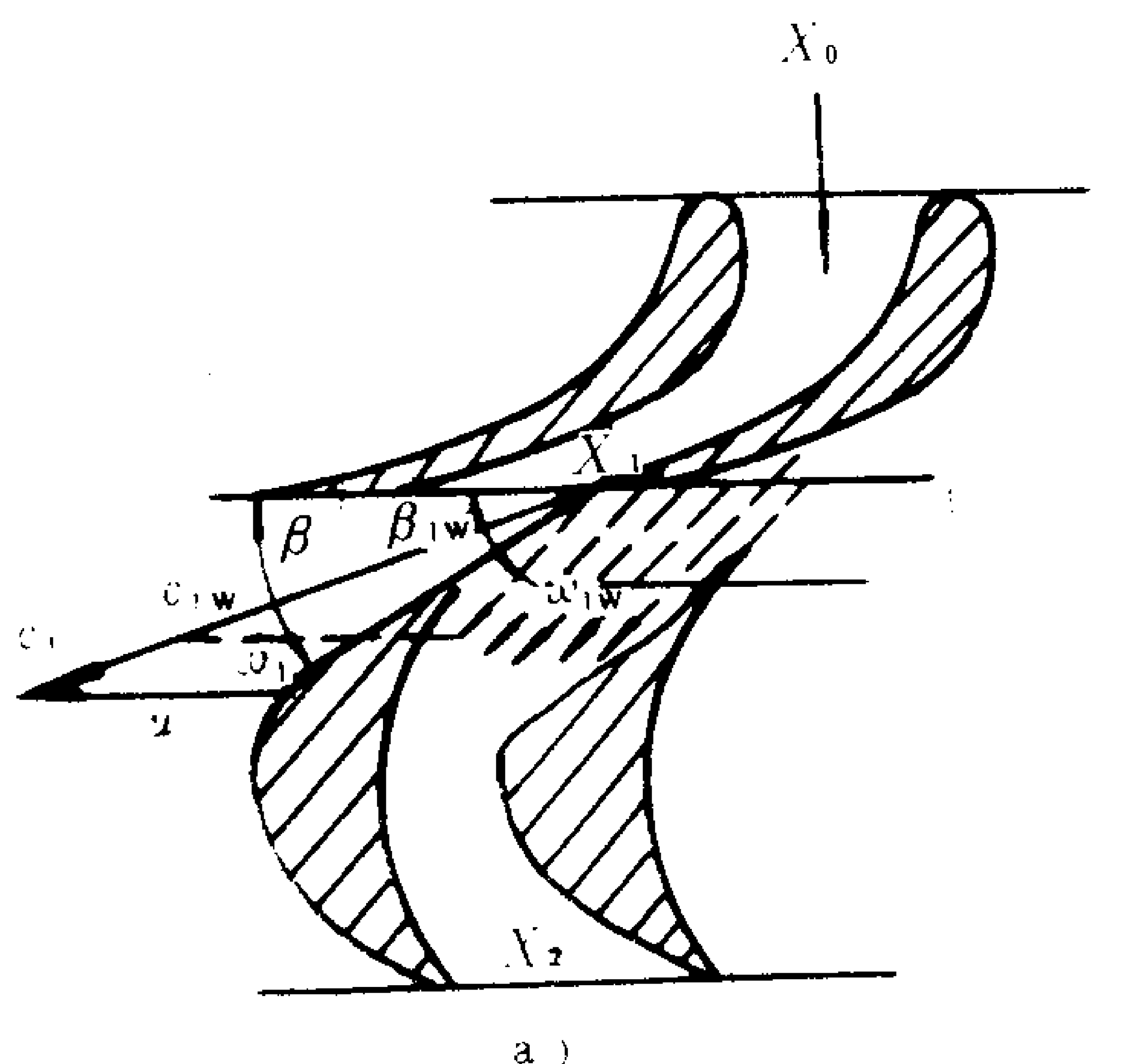
$$\Delta h_l=\frac{G_{11}+G_{21}}{G}\eta_u\Delta h_a^*\quad kJ/kg \tag{4.3.2-31}$$

（4）湿汽损失Δh_m　它只存在于湿蒸汽区工作的汽轮机级中，如图4.3.2-24所示。1 kg湿蒸汽中只有$x_0$kg蒸汽在静叶栅中膨胀，且随着膨胀还会分离出（x_0-x_1）kg新的水分来；在动叶栅中又会分离出新的水分（x_1-x_2）kg。实际在动叶栅中作功的蒸汽少于Gx_1kg。湿蒸汽中的水滴被蒸汽带动；水滴速度小于蒸汽速度，进入动叶栅时的方向角$\beta_{1w}>\beta_1$，会对动叶起制动作用；水滴进入动叶栅后由于离心作用被抛向外缘。所有这些都要消耗蒸汽的能量。此外，水滴对动叶进汽边撞击，使金属表面剥蚀，这种现象称为浸蚀。

目前，只能根据经验估算湿汽损失Δh_m：

$$\Delta h_m=(1-\bar{x})\ \eta_u\Delta h_a^*\quad kJ/kg \tag{4.3.2-32}$$

式中：$\bar{x}$——蒸汽在级中的平均干度，$\bar{x}=(x_0+x_2)/2$。



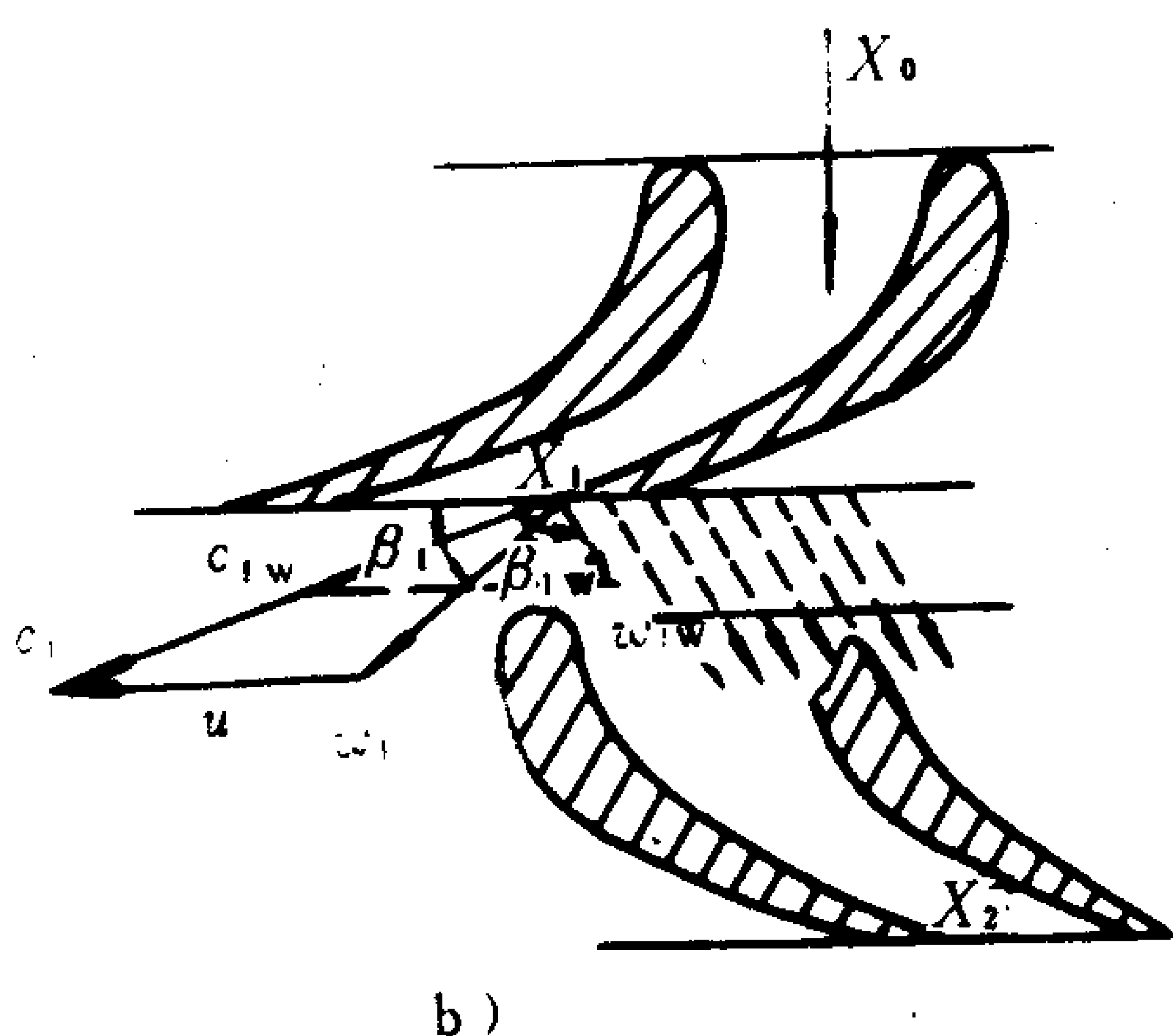


图 4.3.2-24 湿汽损失示意图

a）冲动级；b）反动级

（5）撞击损失Δh_c 它只发生在冲角$i\pm 0$的情况下。如有冲角变化对叶栅损失影响的具体资料，或采用流线型入口部的新叶型，Δh_c都可不另计算。否则应修正进口速度三角形来估算，如图 4.3.2-25 所示。此时Δh_c等于：

$$\Delta h_c=\frac{w_1^2}{2}\cdot\sin^2|i|\times 10^{-3}\quad \text{kJ/kg} \tag{4.3.2-33}$$

该式未计及正、负冲角对损失影响的差异。

9.2 级的内效率 η_i

级的内效率 η_i 定义为 1 kg 蒸汽在级内作的内功 W_i 与理论功 W_a之比。内功W_i等于：

$$\begin{aligned}W_i&=\Delta h_a^*-\sum\Delta h_s\\&=\Delta h_a^*-(\Delta h_n+\Delta h_b+\Delta h_e\\&\quad+\Delta h_p+\Delta h_w+\Delta h_f+\Delta h_l\\&\quad+\Delta h_m+\Delta h_c)\quad \text{kJ/kg}\end{aligned} \tag{4.3.2-34}$$

级的内功W_i也可在 h-s 图上表示，习惯上称为内焓降Δh_i，如图 4.3.2-26 所示。折线$A_0A_1A_{2i}^*$是蒸汽流经纯冲动级、冲动级或反动级的近似过程线；A_{2i}^*点是蒸汽离开该级的状态点。

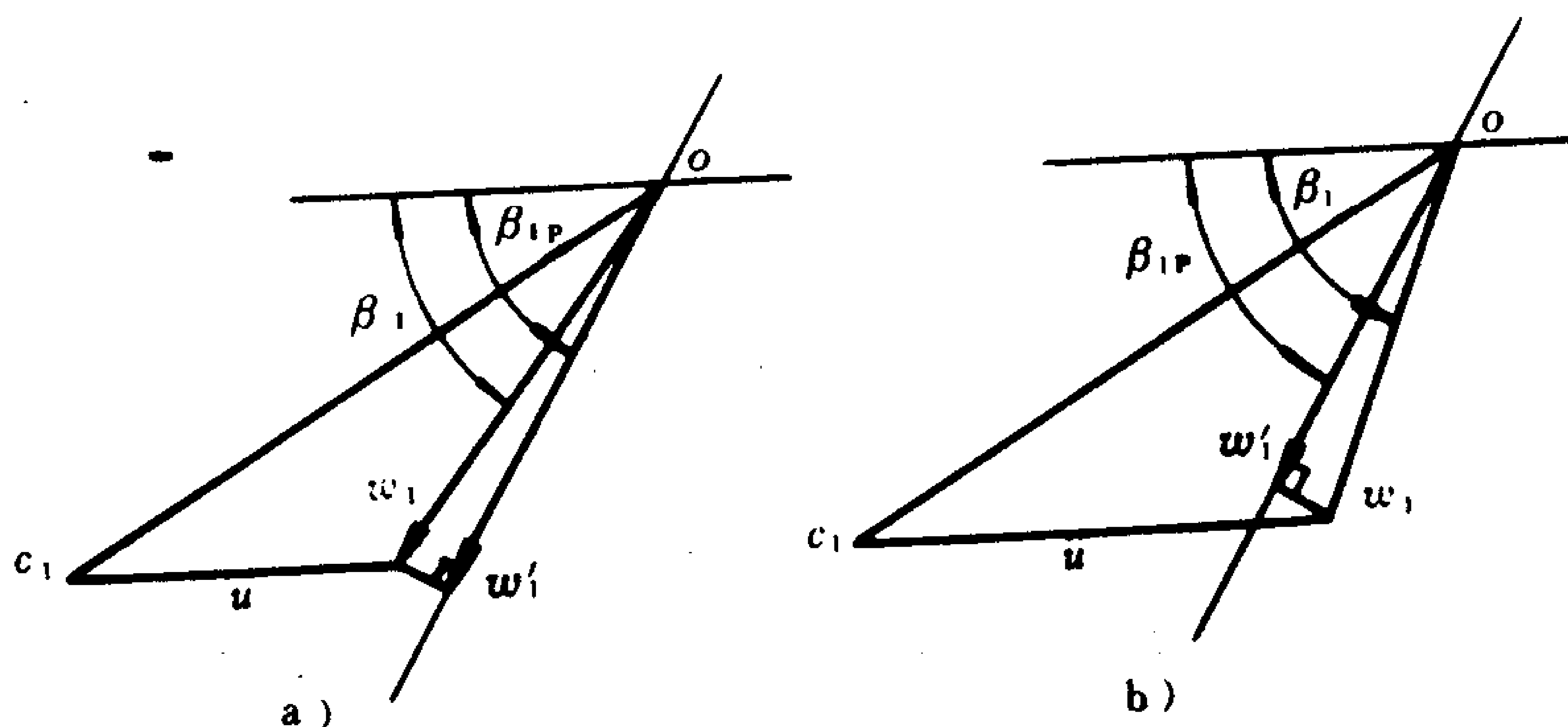


图 4.3.2-25 $i\neq 0$ 时对进口速度三角形的修正

a）$i>0$ 时；b）$i<0$ 时

级的内效率 η_i 可表达为：

$$\eta_i=\frac{W_i}{W_a}=\frac{\Delta h_i}{\Delta h_a^*}=\frac{\Delta h_a^*-\sum\Delta h_s}{\Delta h_a^*} \tag{4.3.2-35}$$

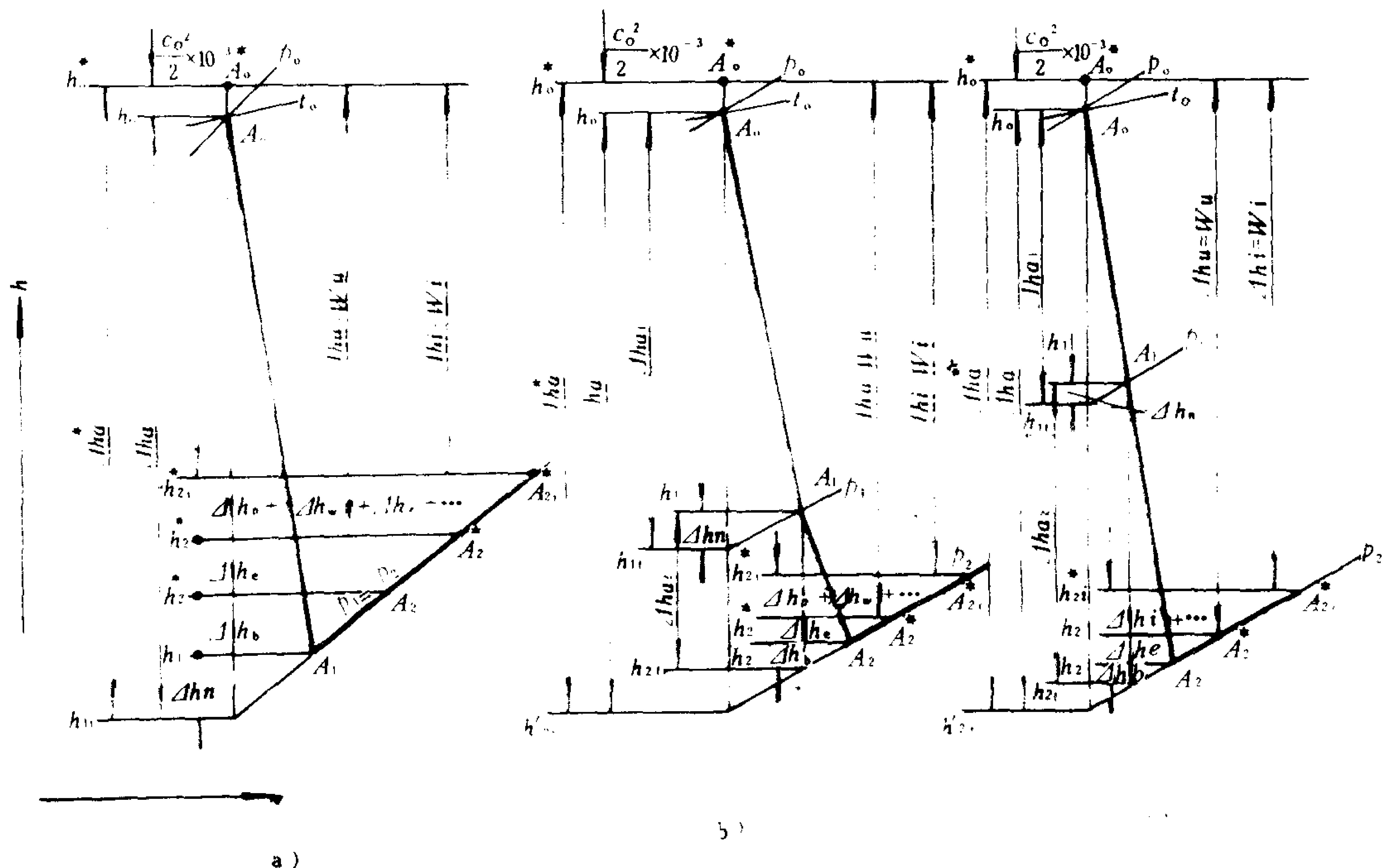


图 4.3.2-26 蒸汽在级内全过程在h-s图上的表示

a）纯冲动级；b）冲动级；c）反动级

9.3 级的内功率 N_i

级的内功率是传递到机轴上的功率，等于：

$$N_i = G\Delta h_i = G\Delta h_a^* \eta_i \quad \text{kW} \qquad (4.3.2\text{-}36)$$

10 长叶片级

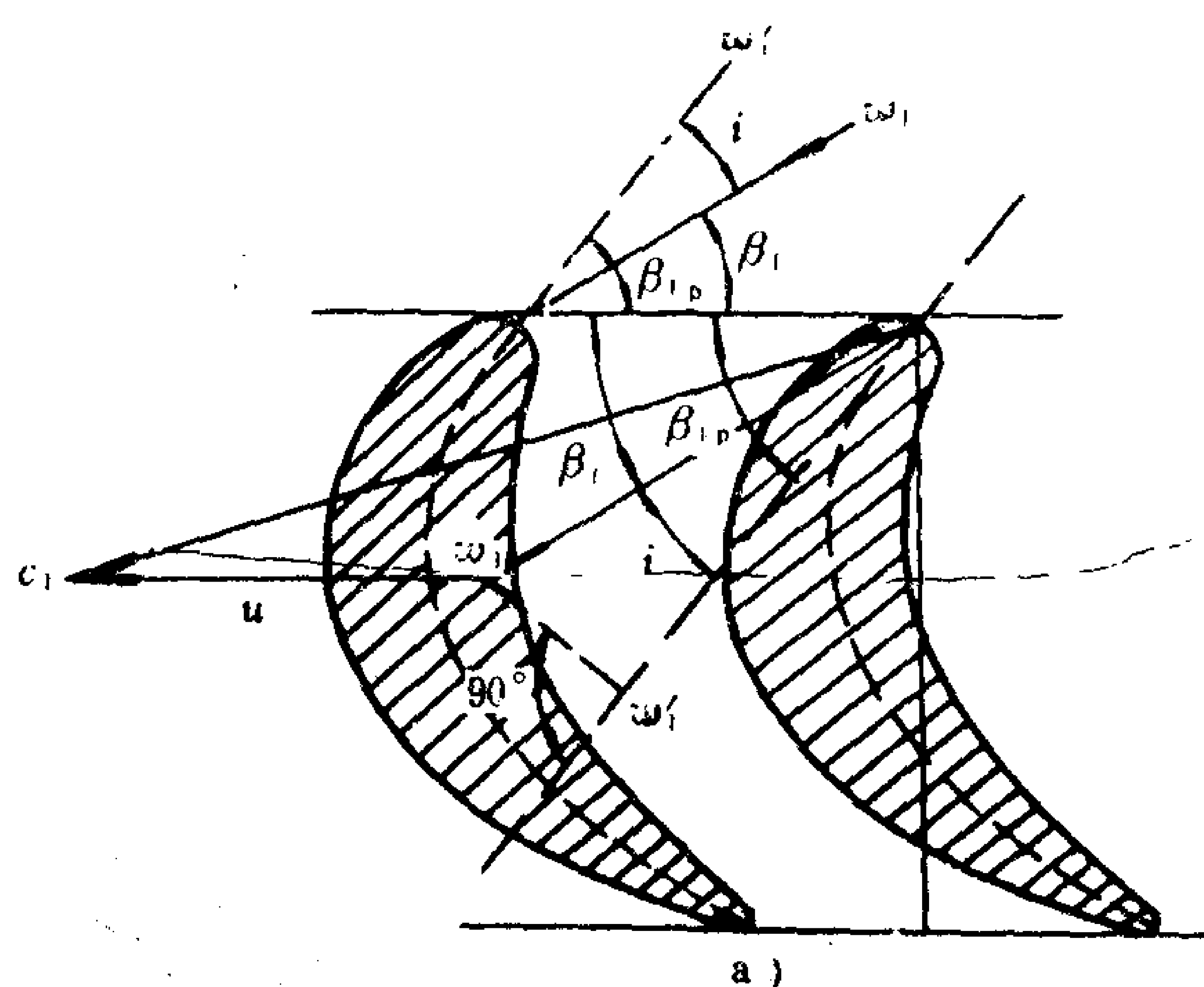
10.1 定义

动叶的径高比 $d_2/l_b \leq 8 \sim 10$ 的级称为长叶片级；$d_2/l_b > 10$ 的级称为短叶片级。在多级汽轮机的末几级可能出现长叶片级。

10.2 长叶片级的特点

在短叶片级中通常采用叶型沿高度不变的等截面叶片。但是长叶片级的径高比小，如仍采用等截面叶片，就会严重影响级效率，原因有四个：

（1）轮周速度u从动叶根部到叶顶不断增大，在长叶片级中，叶顶处的轮周速度比叶根处大得多。这时，如以平均直径处进口速度三角形中的汽流进口角 β_1作为叶型进口角 β_{1p}并沿高度不变，c_1及α_1也沿叶高不变，则在平均直径处虽然冲角$i = 0$，但在叶根处会出现较大的正冲角，而在叶顶处又会出现较大的负冲角，如图 4.3.2-27 所示。这显然会增大动叶栅损



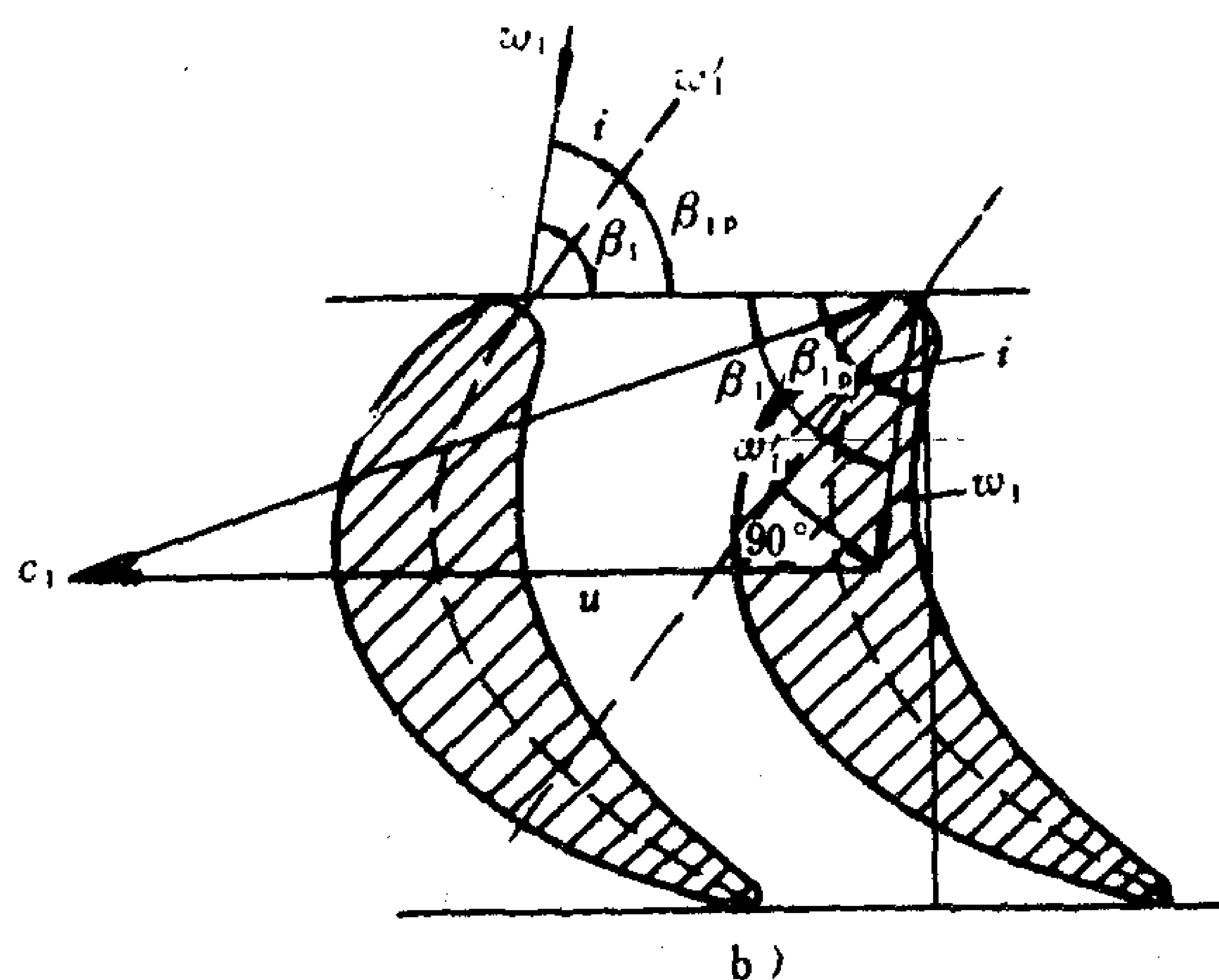


图 4.3.2-27 叶根和叶顶处的进口速度三角形
a）叶根处；b）叶顶处

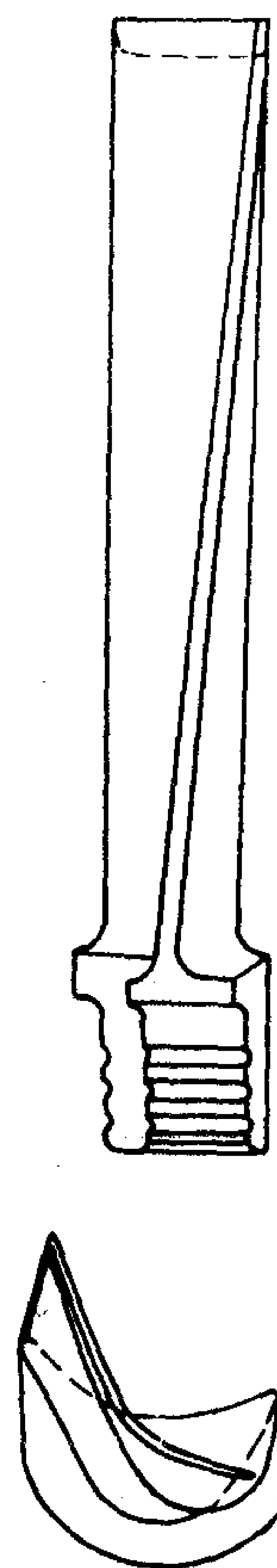


图 4.3.2-28 按等环量法设计的扭转叶片

失。

（2）栅距t从叶根到叶顶不断增大，这是环状叶栅无法避免的，但在长叶片级中差异就更突出。如果在平均直径处采用最佳栅距，则其它截面上的叶型损失就会增大。

（3）在静、动叶间的间隙中蒸汽因有轮周分速 $c_1\cos\alpha_1$产生离心作用，使蒸汽径向流动。径向流动不对叶作功，但却要消耗能量，在长叶片级中其影响不可忽视。此外，由于蒸汽的径向流动，形成轴向间隙中的静压沿叶高向顶部增高，其变化在长叶片级中尤为突出。如果级前、后的蒸汽参数沿叶高不变，则会出现Δh_{n1}及 c_1沿叶高向顶部减少，而反动度ρ及速度比 u/c_1沿叶高向顶部增大的情况。等截面叶片显然不能适应上述蒸汽参数的变化。

（4）出口汽流不均引起额外损失。在长叶片级中由于几何参数和蒸汽参数沿叶高的上述变化很大，如仍采用等截面叶片，则蒸汽流出动叶栅的绝对速度 c_2在大小和方向上沿叶高都有很大差异，使级后汽流扭曲，导致额外的损失。

所以，为了获得较高的级效率，就需要把长叶片级中的叶片设计成叶型沿叶高变化的变

截面叶片，即扭转叶片。

10.3 各种扭转叶片简介

扭转叶片设计的特点，是在等截面叶片设计的基础上，考虑静、动叶间轴向间隙中汽流的运动情况，规定某种假想的流动模型(简称流型)，据此设计出不同叶高处的叶型。最早出现的也是最简单的扭转叶片，只考虑u沿叶高的改变，而未计及蒸汽参数沿叶高的变化，因而效果不明显，现已淘汰。目前常用的设计方法，都假定汽流的径向分速为零（即简单径向平衡），并且不考虑蒸汽的粘性。至于常用的流型有以下三种：

（1）等环量扭曲，以 c_{1a}（$c_1\sin\alpha_1$）沿叶高不变为前提；

（2）等α_1角扭曲，以α_1角沿叶高不变为前提；

（3）等密流扭曲，以密度ρ和 c_{1a}的乘积沿叶高不变为前提。

实验表明按上述三种方法设计的扭转叶片，从级效率来看相差不大。相对于等截面叶片来说，在d_2/l_b= 8 时级效率可提高（1～1.5）%；d_2/l_b= 6 时，（3～4）%；d_2/l_b= 4 时，（7～8）%。但按等环量法设计的扭转叶片，其静、动叶的扭曲程度最大，如图 4.3.2-28 所示，从工艺角度来看是不利的。

当径高比很小时，按上述假定计算出的结果和实验结果相差很大。近年来对径高比很小的级，采用完全径向平衡和可控涡的设计方法，在船用汽轮机中尚不多见。

第3章　速度级和多级汽轮机

1　速度级汽轮机

1.1　速度级的工作过程和速度图

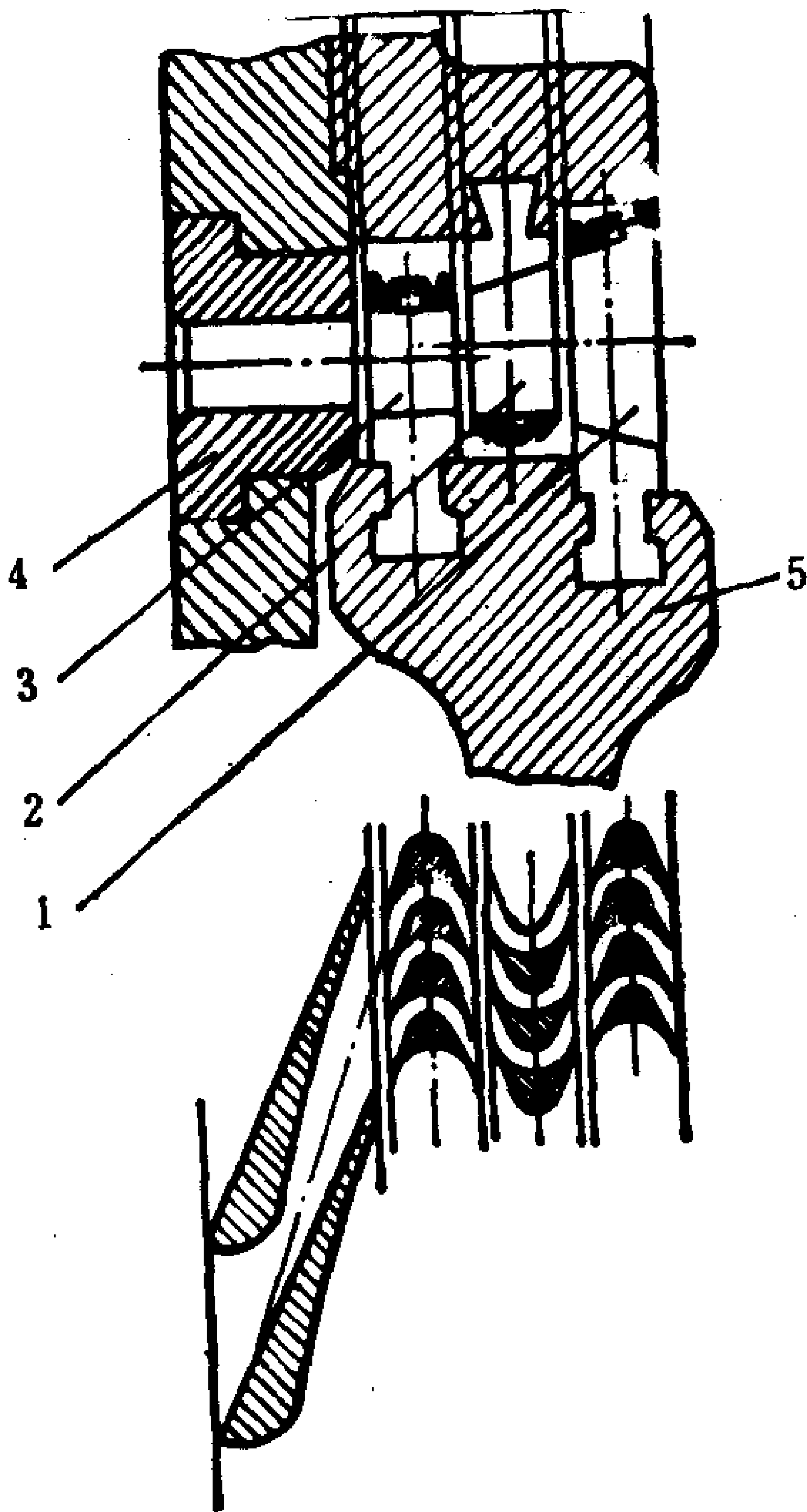


图 4.3.3-1　二列速度级通流部分

1-第二列动叶；2-静叶；3-第一列动叶；4-喷嘴；5-叶轮

速度级的通流部分由一列喷嘴和多列动、静叶栅构成。图 4.3.3-1 所示为二列速度级(简称复速级)。二列动叶固定在同一个叶轮上。

1.1.1　纯冲动式速度级

纯冲动式速度级的特点是蒸汽只在喷嘴中膨胀，静叶只起导向作用。以复速级为例，其速度图如图 4.3.3-2 所示。

图中汽流速度和方向角的符号右下角加注一个数码字 1（或 2），表示它属于第 1（或第 2）列的，如符号 w_{21}表示蒸汽流出第 1 列动叶栅时的相对速度，余类推。复速级各处的蒸汽速度按表 4.3.3-1 中公式计算。

表中φ、ϕ_1、φ_g及ϕ_2分别是喷嘴、第 1 列动叶栅、静叶栅和第 2 列动叶栅的速度系数，可以从配套的组合叶型手册中查出。这些组合叶型经过实验配套，其几何参数是完全确定的，以期在额定工况下获得较高的效率。此外，图 4.3.3-2 所示的速度图是假定两列动叶的平均直径相同（u相等）时画出的；如两列的平均直径不等（如图 4.3.3-1 所示），则应以u_1及u_2分别代入。

表 4.3.3-1　　纯冲动式复速级蒸汽速度计算公式

序号	项　　目	符号	单位	计 算 公 式	备　　注
1	流出喷嘴的绝对速度	c_{11}	m/s	$\varphi\sqrt{2\Delta h_n\times10^3+c_0^2}$	φc_{11t}
2	进入第一列动叶栅的相对速度	w_{11}	m/s	$c_{11}\cdot\sin\alpha_{11}/\sin\beta_{11}$	$\vec{w}_{11}=\vec{c}_{11}-\vec{u}$
3	流出第一列动叶栅的相对速度	w_{21}	m/s	$\phi_1 w_{11}$	
4	进入静叶栅的绝对速度	c_{21}	m/s	$w_{21}\cdot\sin\beta_{21}/\sin\alpha_{21}$	$\vec{c}_{21}=\vec{w}_{21}+\vec{u}$
5	流出静叶栅的绝对速度	c_{12}	m/s	$\varphi_g c_{21}$	
6	进入第二列动叶栅的相对速度	w_{12}	m/s	$c_{12}\cdot\sin\alpha_{12}/\sin\beta_{12}$	$\vec{w}_{12}=\vec{c}_{12}-\vec{u}$
7	流出第二列动叶栅的相对速度	w_{22}	m/s	$\phi_2 w_{12}$	
8	流出复速级的绝对速度	c_{22}	m/s	$w_{22}\cdot\sin\beta_{22}/\sin\alpha_{22}$	$\vec{c}_{22}=\vec{w}_{22}+\vec{u}$

表 7.3.3—4 **空气管管径**

横向排水干管管径(mm)	给水单位数(ΣfuD)*	空气管管径(mm)					
		40	50	65	80	100	125
		最大横向长度(m)					
40	10	6					
50	12	4.5	12				
	20	3	9				
80	10		6	12	30		
	30			12	30		
	60			4.8	24		
100	100		2.1	6	15.6	60	
	200		1.8	5.4	15	54	
	500			4.2	10.8	42	
125	200				4.8	21	60
	1100				3	12	42

注：* fuD 为排水单位 1fuD=28.39L/min。

4.4 疏排水管的管理和维修

4.4.1 疏排水管的管理

1)卫生间、洗盥室、走廊、厨房、甲板等处的排水孔口上的格栅(或滤网)，不能擅自取去，应经常保持清洁，格栅上无杂物。

2)在装燃油时，值班水手要将甲板上的排水孔用木塞或其它软物塞好，待燃油装妥后及时取出。

3)位于大舱处的排水管要经常检查，如有损坏要及时修理。

4)位于露天的疏排水管，如冰区航行，事先要设法包扎隔热防冻装置。

4.4.2 疏排水管的维修

与测量管修理法相似。

4.5 疏排水管路的故障及排除(见表 7.3.3—5)

表 7.3.3—5 **疏排水管路故障及排除**

现　象	原　　因	排　　除	备　注
泄水不畅	管内有棉纱头、废纸、木片等杂物堵于弯头或阀内	1、拆去弯头取出杂物 2、用藤条疏通 3、用橡皮泵手动泵吸	
不能排泄	1、冰区航行管口冻结 2、空气管堵塞吸住 3、杂物堵死	1、用蒸汽吹扫 2、清洁透气管 3、拆管或疏通	
漏　水	1、烂穿 2、装货时碰坏	1、换新或补焊 2、割换	

表 4.3.3-2　　纯冲动式复速级流动损失计算公式

序号	项　　目	符号	单位	计　算　公　式
1	喷嘴损失	Δh_n	kJ/kg	$\frac{1}{2}(c_{11t}^2-c_{11}^2)\times10^{-3}=(1-\varphi^2)\cdot c_{11t}^2\times10^{-3}/2$
2	第一列动叶栅损失	Δh_{b1}	kJ/kg	$\frac{1}{2}(w_{11}^2-w_{12}^2)\times10^{-3}=(1-\phi_1^2)\cdot w_{11}^2\times10^{-3}/2$
3	静叶栅损失	Δh_g	kJ/kg	$\frac{1}{2}(c_{21}^2-c_{12}^2)\times10^{-3}=(1-\varphi_g^2)\cdot c_{21}^2\times10^{-3}/2$
4	第二列动叶栅损失	Δh_{b2}	kJ/kg	$\frac{1}{2}(w_{12}^2-w_{22}^2)\times10^{-3}=(1-\phi_2^2)\cdot w_{12}^2\times10^{-3}/2$
5	余速损失	Δh_e	kJ/kg	$\frac{1}{2}c_{22}^2\times10^{-3}$

表 4.3.3-3　　带小反动度的复速级蒸汽流速和流动损失

序号	符　号	单位	计　算　公　式	备　　注
1	c_{11}	m/s	$\varphi c_{11t}=\varphi\sqrt{2(1-\rho)\Delta h_a\times10^3+c_0^2}$	已知ρ_1、ρ_g、ρ_2
2	w_{11}	m/s	$c_{11}\cdot\sin\alpha_{11}/\sin\beta_{11}$	$\vec{w_{11}}=\vec{c_{11}}-\vec{u}$
3	w_{21}	m/s	$\phi_2 w_{21t}=\phi_1\sqrt{2\rho_1\Delta h_a\times10^3+w_{11}^2}$	
4	c_{21}	m/s	$w_{21}\cdot\sin\beta_{21}/\sin\alpha_{21}$	$\vec{c_{21}}=\vec{w_{21}}+\vec{u}$
5	c_{12}	m/s	$\varphi_g c_{12t}=\varphi_g\sqrt{2\rho_g\Delta h_a\times10^3+c_{21}^2}$	
6	w_{12}	m/s	$c_{12}\cdot\sin\alpha_{12}/\sin\beta_{12}$	$\vec{w_{12}}=\vec{c_{12}}-\vec{u}$
7	w_{22}	m/s	$\phi_2 w_{22t}=\phi_2\sqrt{2\rho_2\Delta h_a\times10^3+w_{12}^2}$	
8	c_{22}	m/s	$w_{22}\cdot\sin\beta_{22}/\sin\alpha_{22}$	$\vec{c_{22}}=\vec{w_{22}}+\vec{u}$
9	Δh_n	kJ/kg	$(1-\varphi^2)c_{11t}^2\times10^{-3}/2=\zeta_n c_{11t}^2\times10^{-3}/2$	
10	Δhb_1	kJ/kg	$(1-\phi_1^2)w_{21t}^2\times10^{-3}/2=\zeta_{b1}w_{21t}^2\times10^{-3}/2$	ζ_{b1}-第1列动叶栅能量损失系数
11	Δh_g	kJ/kg	$(1-\varphi_g^2)c_{12t}^2\times10^{-3}/2=\zeta_g c_{12t}^2\times10^{-3}/2$	ζ_g-静叶栅能量损失系数
12	Δh_{b2}	kJ/kg	$(1-\phi_2^2)w_{22t}^2 10^{-3}/2=\zeta_{b2}w_{22t}\cdot10^{-3}/2$	ζ_{b2}-第二列动叶栅能量损失系数
13	Δh_e	kJ/kg	$\frac{1}{2}c_{22}^2\cdot10^{-3}$	

带小反动度的速度级，其速度图的画法和纯冲动式相同；但是其工作过程却有很大的区别，如图 4.3.3-4 所示。折线 $A_0A_{11}A_{21}A_{12}A_{22}A_{221}^*$表示蒸汽在带小反动度的复速级中的近似工作过程线。

1.2　速度级的轮周功、轮周效率、内效率和内功率

1.2.1　速度级的轮周功

速度级的轮周功 W_u 也可用两种方法求出，一种是借助速度图，以复速级为例它等于：

$$
\begin{aligned}
W_u&=W_{u1}+W_{u22}\\
&=u(c_{11}\cos\alpha_{11}+c_{21}\cos\alpha_{21}+c_{12}\cos\alpha_{12}+c_{22}\cos\alpha_{22})\\
&=u\sum c_u\quad \text{kJ/kg}
\end{aligned}
\tag{4.3.3-1}
$$

式中$\sum c_u$是速度级中蒸汽各绝对速度轮周分量之和。在(4.3.3-1)式中假定各列动叶的轮周速度相同，否则应以 u_1、u_2分别代入。

另一种方法是借助h-s图：

$$W_u=\Delta h_u=\Delta h_a^*-(\Delta h_n+\Delta h_{b1}+\Delta h_g+\Delta h_{b2}+\Delta h_e)\quad \text{kJ/kg} \tag{4.3.3-2}$$

两种方法得出的结果应一致。

1.2.2　速度级的轮周效率

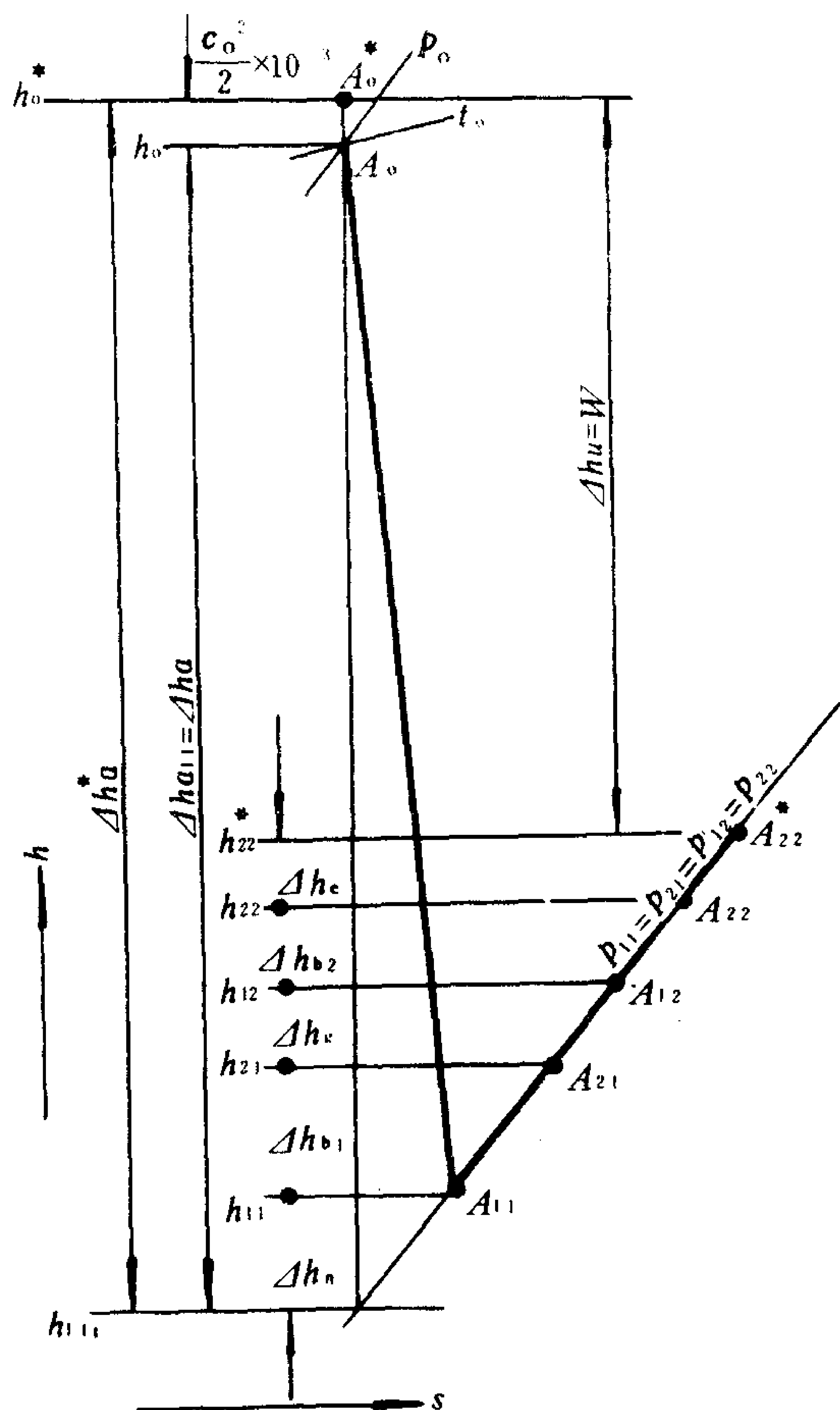


图 4.3.3-3　纯冲动式复速级工作过程

速度级的轮周效率 η_u 等于轮周功 W_u 与理论功 W_a 之比，即：

$$\eta_u=\frac{W_u}{W_a}=\frac{\Delta h_u}{\Delta h_a^*}=\frac{\Delta h_a^*-(\Delta h_n+\Delta h_{b1}+\Delta h_g+\Delta h_{b2}+\Delta h_e)}{\Delta h_a^*} \tag{4.3.3-3}$$

纯冲动式的复速级，其轮周效率还可表达为：

$$\eta_u=2\varphi^2\frac{u}{c_{11}}\left\{\left(\cos\alpha_{11}-\frac{u}{c_{11}}\right)[1+A(1+B\cdot C)]-(1+B)C\cdot\frac{u}{c_{11}}\right\} \tag{4.3.3-4}$$

式中：$A=\psi_1\frac{\cos\beta_{21}}{\cos\beta_{11}}$；

$B=\varphi_g\frac{\cos\alpha_{12}}{\cos\alpha_{21}}$；

$C=1+\psi_2\frac{\cos\beta_{22}}{\cos\beta_{12}}$。

影响纯冲动式复速级轮周效率的因素有：速度系数φ、ψ_1、φ_g和ψ_2，汽流角度α_{11}、α_{21}、α_{12}、α_{22}、β_{11}、β_{21}、β_{12}及β_{22}，还有起决定作用的速度比u/c_{11}。对于带小反动度的速度级来说，除上述因素外，反动度的大小及其分配对轮周效率也有重要的影响。

纯冲动式速度级的η_u-u/c_{11}关系曲线也是抛物线，图 4.3.3-5 所示为复速级 η_u-u/c_{11}关系曲线。

纯冲动式速度级的最佳速度比约等于：

$$\left(\frac{u}{c_{11}}\right)_{opt}\approx\frac{\cos\alpha_{11}}{2z} \tag{4.3.3-5}$$

纯冲动式复速级的最佳速度比约等于$\cos\alpha11/4$，对应的最大轮周效率等于：

$$\eta_{umax}=\frac{\varphi^2\cos^2\alpha_{11}}{8}\{3[1+A\ (1+B\cdot C)]-C\} \tag{4.3.3-6}$$

式中A、B、C的意义同（4.3.3-4）式。

速度级的最佳速度比约与动叶的列数z成反比地减小，对应的最大轮周效率随z的增多而下降。此外，纯冲动式速度级的轮周功在各列动叶栅中的分配也很不均匀。以复速级为例，第一列动叶栅的轮周功 W_{u1}约等于第二列的 3 ～ 4 倍。为了改善上述情况，在经济性要求较高的地方，复速级常带有不大的反动度。带小反动度的复速级，其最佳速度比和对应的最大轮周效率都比纯冲动式复速级大些；各列动叶栅的功率分配也较均匀。

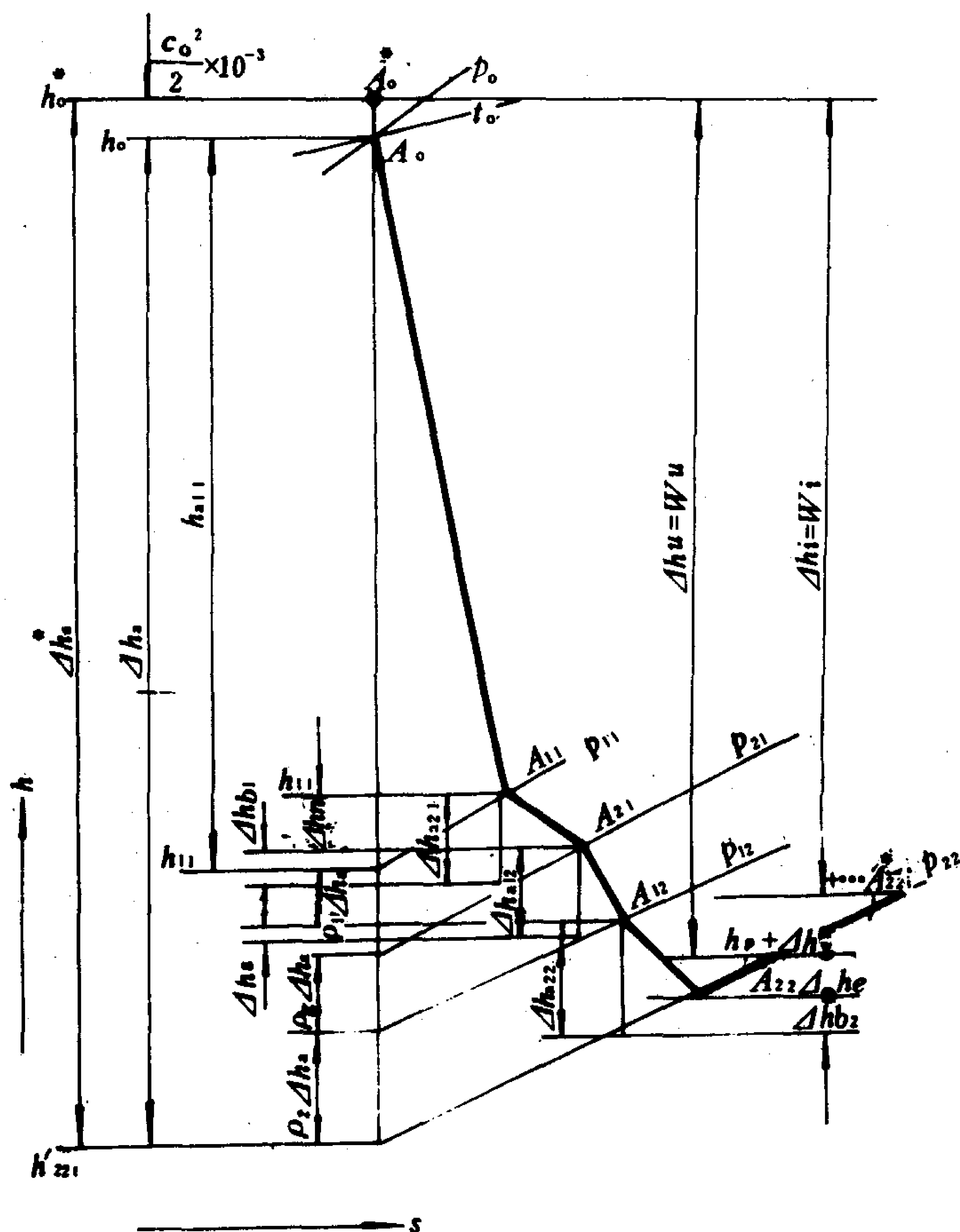


图 4.3.3-4 带小反动度的复速级工作过程

1.2.3 速度级的内效率

速度级的内效率η_i是内功 W_i (Δh_i) 与理论功 W_a (Δh_a^*) 的比值，即

$$\eta_i=\frac{W_i}{W_a}=\frac{\Delta h_i}{\Delta h_a^*}=\frac{\Delta h_a^*-\sum\Delta h_s}{\Delta h_a^*} \tag{4.3.3-7}$$

式中Δh_s是各内损失之和，对于复速级它等于：

$$\sum\Delta h_s=\Delta h_n+\Delta h_{b1}+\Delta h_g+\Delta h_{b2}+\Delta h_e+\Delta h_p+\Delta h_w+\Delta h_f+\Delta h_l+\Delta h_m+\Delta h_c \quad \text{kJ/kg} \tag{4.3.3-8}$$

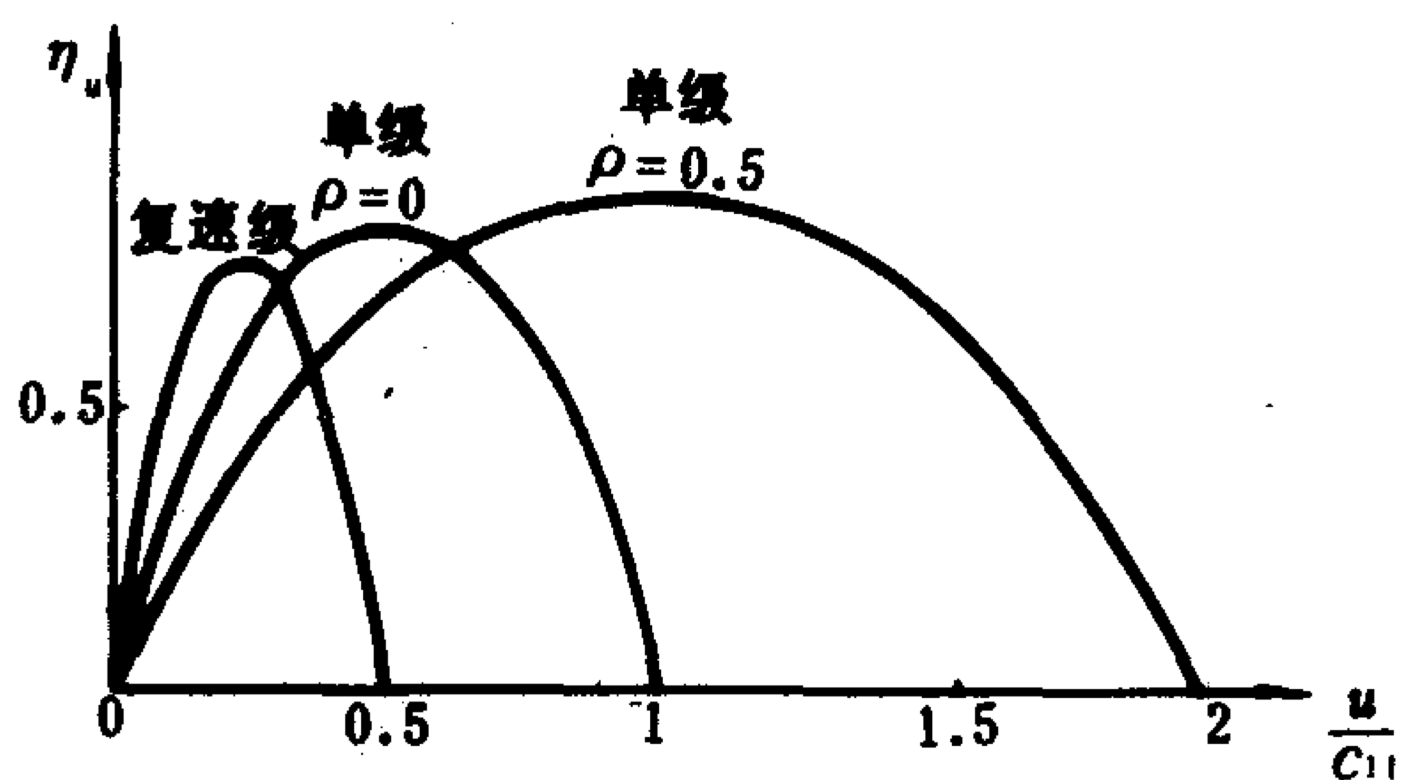


图 4.3.3-5 纯冲动式复速级η_u-u/c_{11} 曲线

其中除此处注明者外，均可按第 2 章 9.1 中所述估算。

1.3 速度级的特点及应用

速度级的主要特点是在较小的u/c_{11}时可获较高的效率。这意味着在一定的轮周速度时能较经济地利用大焓降。因此，有以下三种用途：

（1）复速级常用作多级汽轮机中的第一级（又称调节级）。这样，可以减少多级汽轮机的级数，缩短轴向长度，并且使第一级后的蒸汽压力和温度降低，以便采用要求较低的材质和较小的零、部件尺寸。为了提高效率，作为第一级的复速级常带有小反动度（ρ过大会使Δh_1增大）。

（2）常用作船舶主汽轮机的倒车级。它的优点是缩短倒车级轴向长度，并且在正车运行时，可以减小倒车级的空转损失。

（3）在辅汽轮机中大量采用速度级。

1.4 单圈轮速度级

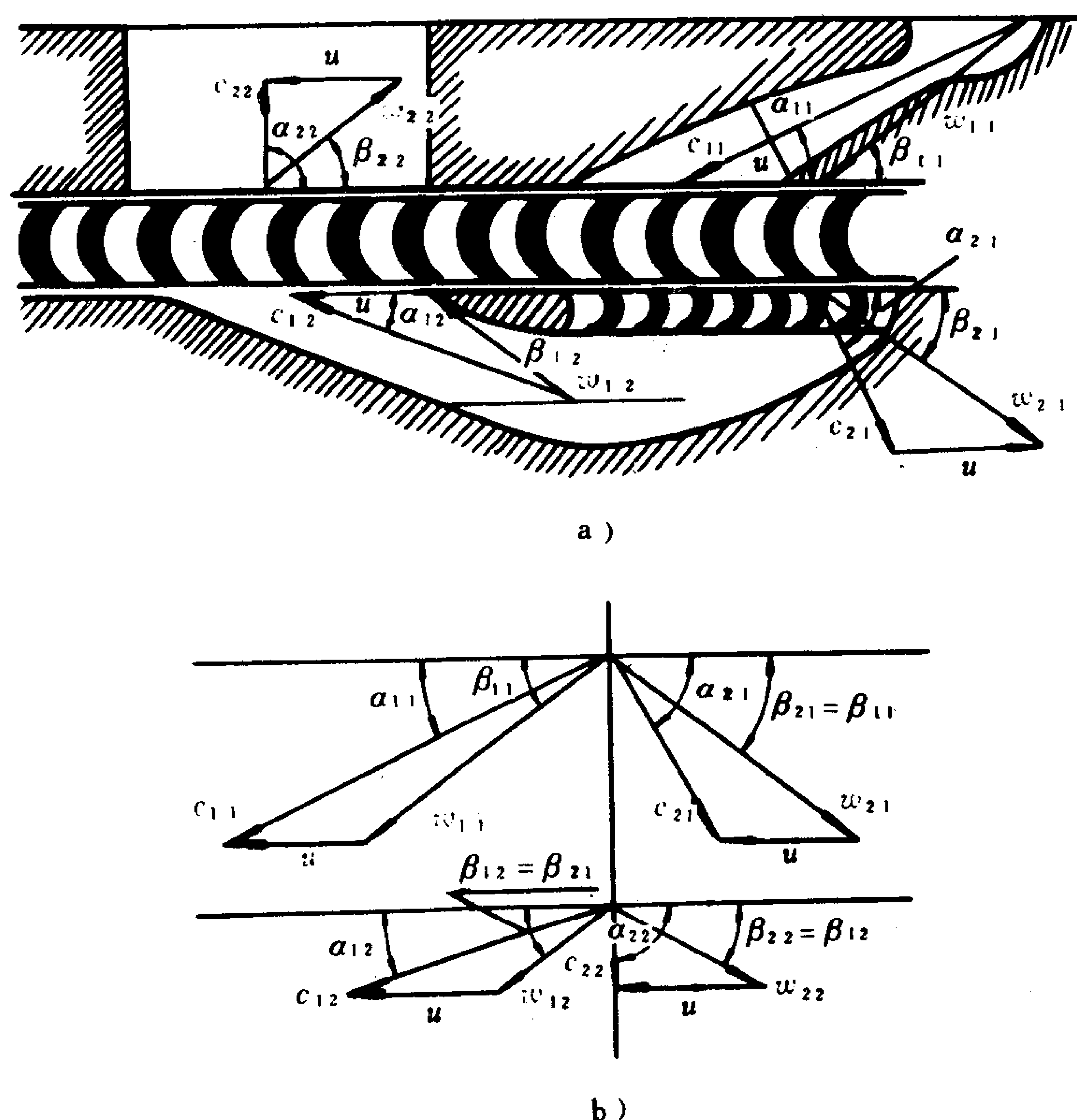


图 4.3.3-6　单圈轮复速级示意图

a)示意图；b)速度三角形

在小功率辅汽轮机中，为了进一步简化结构，有时速度级中只有一列动叶，称为单圈轮速度级，其工作原理如图 4.3.3-6 所示。蒸汽在喷嘴中膨胀后进入动叶栅作功，然后流进导向室改变方向，从另一侧再进入动叶栅作功后排出。图示为单圈轮复速级，它只可能在部分进汽度很小时实现，并且动叶必须采用对称叶型，所以是纯冲动式的。为了使蒸汽无撞击地再进入动叶栅，导向器的出口角α_{12}应小于喷嘴出口角α_{11}。在单圈轮复速级中，常取$\alpha_{12}=12\sim14^\circ$，$\alpha_{11}=25\sim27^\circ$。它只适用于小功率、要求结构简单，而效率不占主要地位的辅汽轮机

中。

2　多级汽轮机

2.1　多级汽轮机及其分类

多级汽轮机从原理上说是将若干个单级串联在一根机轴上。这样，虽然蒸汽在汽轮机中总的等熵焓降很大(有时达2000 kJ/kg)，但在各级中顺序膨胀，每级的等熵焓降可减小到合理的程度，使各级都能在较理想的速度比下工作，获得较高的效率。多级汽轮机的轴向长度比多列速度级大。

多级汽轮机在船舶上多用作推进装置的主机，或用作经济性要求较高的大型辅机的原动机（如船舶电站汽轮机)。

多级汽轮机在船舶上有多种形式的组合。常见的有两大类：

（1)冲动式多级汽轮机，其中第一级常用复速级作为调节级（有的也用单级冲动级)，其后由若干个冲动级、纯冲动级或复速级组成非调节级级组。为了提高效率，各级常带有不大的反动度。

（2)混合式多级汽轮机，它有两种形式：一种是第一级为复速级或单级冲动级，其后由若干个反动级组成非调节级级组；另一种形式是第一级是复速级，而非调节级级组由若干个冲动级和若干个反动级组成。

作为船舶主机的多级汽轮机由于级数多，常分成高、低压缸汽轮机，平行配置，共同驱动减速器的第一级大齿轮。也有以高、中、低压三缸汽轮机组成的船舶主机。

多级汽轮机中，如级组的等熵焓降一定，则由反动级组成的级数，远较由冲动级组成的级数为多。

2.2　重热的利用

2.2.1　重热的由来

图4.3.3-7所示为三级纯冲动式汽轮机的工作过程（取蒸汽初速 $c_0=0$)。由于在h-s图上等压线向增熵方向扩散，致使蒸汽在三级中等熵焓降之和大于汽轮机的总等熵焓降Δh_a，即：

$$\sum\Delta h_a=\Delta h_{aI}+\Delta h_{aII}+\Delta h_{aIII}>\Delta H_a \quad (4.3.3\text{-}9)$$

二者之差就是重热。这是因为在多级汽轮机中各级产生的内损失，都转变

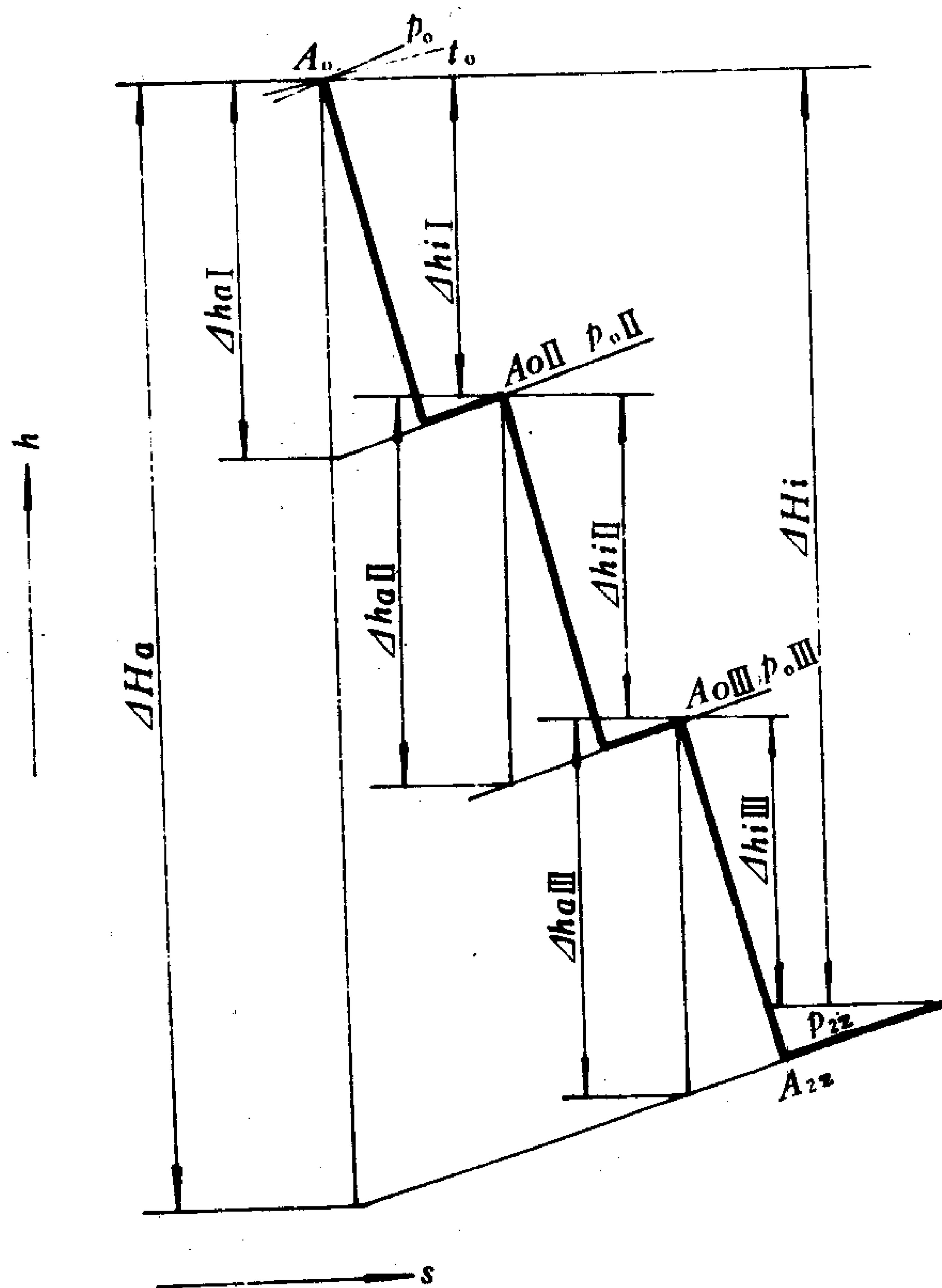


图4.3.3-7　三级纯冲动式汽轮机工作过程

续上表

拖船主机总功率 N(kW)	舱底油污水分离装置处理量(m^3/h)
880～1760	0.50～1.0
1760～3520	1.0～2.0
>3520	2.0～5.0

2)400 总吨以下海船和主机功率在 440kW 以下的内河客、货船、油船也可参照 7.3.4—7 选定舱底油污水分离装置的处理量。

3)小型工程船以主辅机总功率来确定舱底油污水分离装置的处理量。

4.3 船用舱底油污水分离装置系列

我国已制定了船用舱底油污水分离装置额定处理量系列国家标准(GB4795.4—84)。处理量系列如表 7.3.4—8 所示。设计、制造的油水分离装置的额定处理量必须与表 7.3.4—8 中的数值相符。

表 7.3.4—8 **船用舱底油污水分离装置额定处理量系列**

额定处理量 m^3/h	0.1、 0.25、 0.5、 1.0、 2.0、 3.0、 4.0、 5.0、 10、 25、 50

5 舱底油污水处理系统

5.1 常见的舱底油污水处理系统

常见的舱底油污水处理系统如图 7.3.4—2所示。

该舱底油污水处理系统常用于较大型船舶，舱底空间分隔较多，需用驳运泵(舱底水泵)将分散的舱底水驳运至污水舱(隔油舱)，油污水在此经初步上浮分离后，由分离装置的专用泵输入油水分离器处理。分离出的污油排向污油柜。排出水经油分浓度报警器连续监测，含油量低于 15mg/L 时排出舷外，如排出水含油量超过 15mg/L 时，三通阀自动转换，排出水回流到污水舱而停止排向舷外。

1)对较小型的船舶，舱底空间不分隔或底分隔成左右两舱时，可不设污水舱。油水分离装置的配套泵可直接从舱底污水井中抽吸油污水。

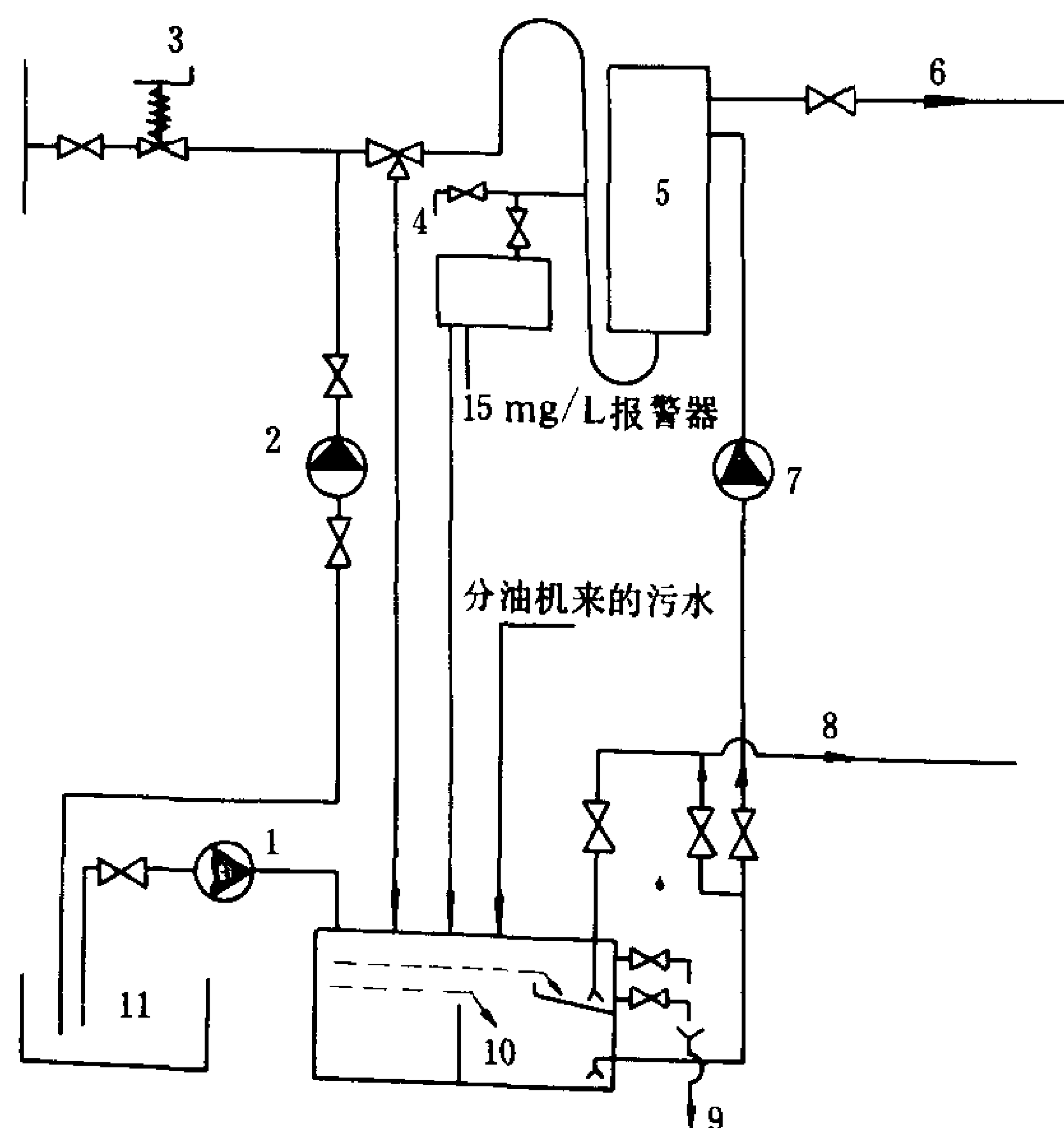


图 7.3.4—2 舱底油污水处理系统

1—污水井；2—驳运泵；3—主应急泵；4—净水排舷外；5—报警器；6—油水分离器；7—去污油柜；8—专用泵；9—去污油柜或驳上岸；10—污水舱

2.3.4 部分利用余速动能的中间级内效率 η_{ik}

值得注意的是这种情况下第k级的理论功 W_{ak} 应等于：

$$W_{ak}=\delta_{(k-1)}\Delta h_{e(k-1)}+\Delta h_{ak}-\delta_k\Delta h_{ek}$$
$$=\Delta h_{a\ k}^{*}-\delta_k\Delta h_{ek}\quad kJ/kg \qquad (4.3.3\text{-}14)$$

第k级的余速动能Δh_{ek}未被本级利用，仍应全部算作能量损失。则第k级的内效率为：

$$\eta_{ik}=\frac{W_{ik}}{W_{ak}}=\frac{\Delta h_{ik}}{\Delta h_{a\ k}^{*}-\delta_k\Delta h_{ek}}$$
$$=\frac{\Delta h_{a\ k}^{*}-\sum\Delta h_{sk}}{\Delta h_{a\ k}^{*}-\delta_k\Delta h_{ek}} \qquad (4.3.3\text{-}15)$$

特别当 $\delta_{(k-1)}\Delta h_{e(k-1)}=\delta_k\Delta h_{ek}$ 时，上式化简为：

$$\eta_{ik}=\frac{\Delta h_{a\ k}^{*}-\sum\Delta h_{sk}}{\Delta h_{ak}} \qquad (4.3.3\text{-}16)$$

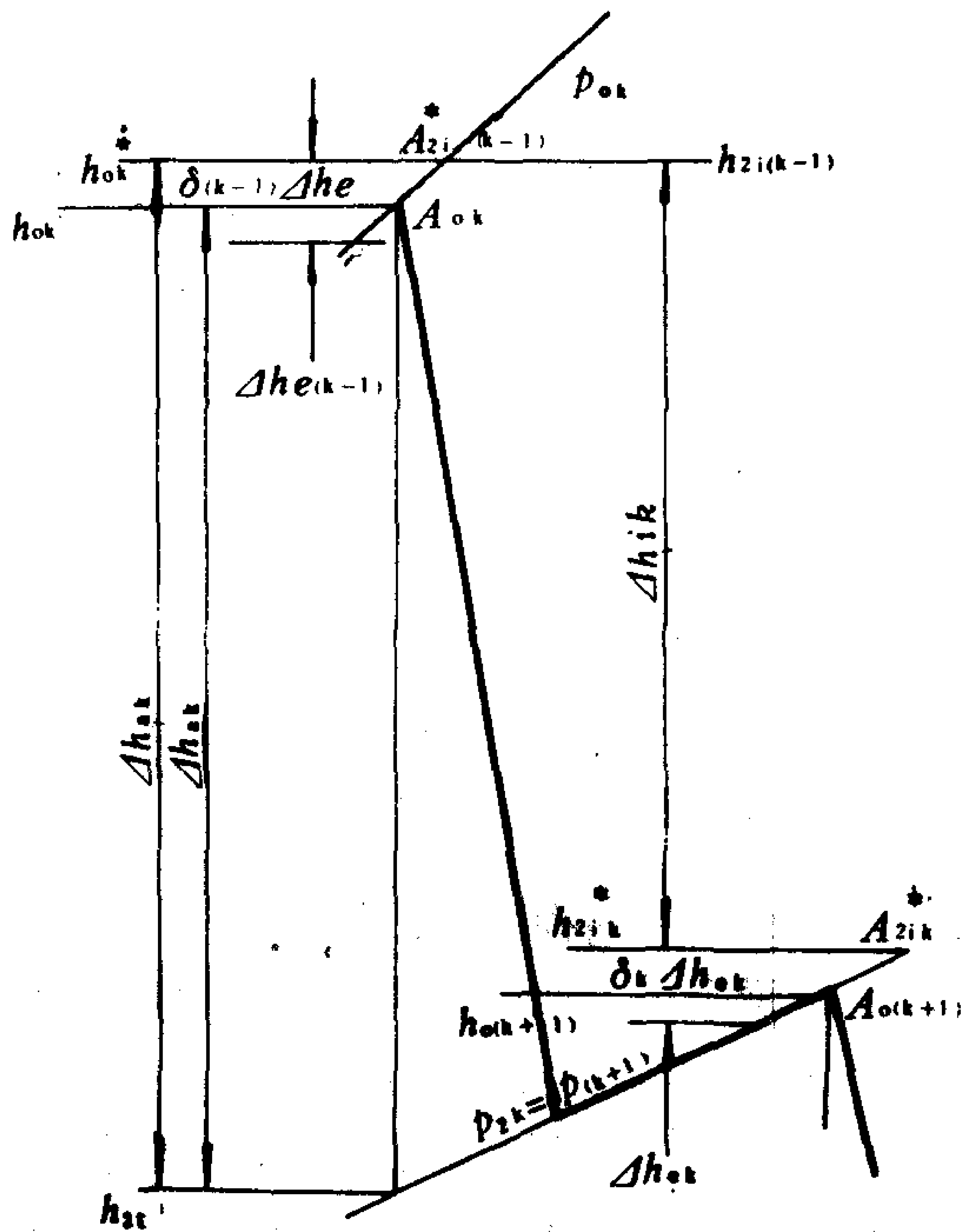


图 4.3.3-8 部分利用余速动能的中间级工作过程

2.4 多级汽轮机的轴向力

多级汽轮机的轴向力由以下组成：

(1)蒸汽作用在各级动叶上的轴向力 P_a^I：

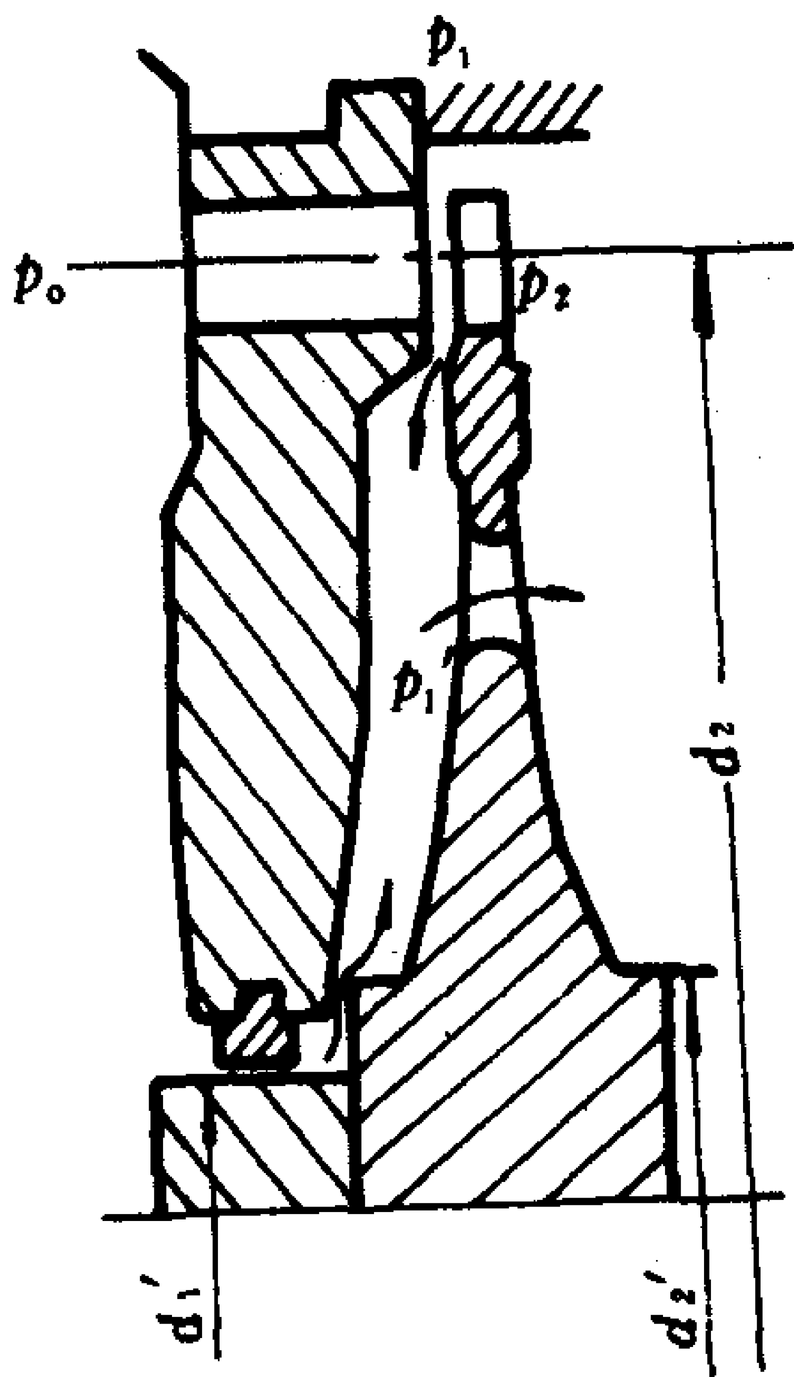


图 4.3.3-9 轴向力计算用图

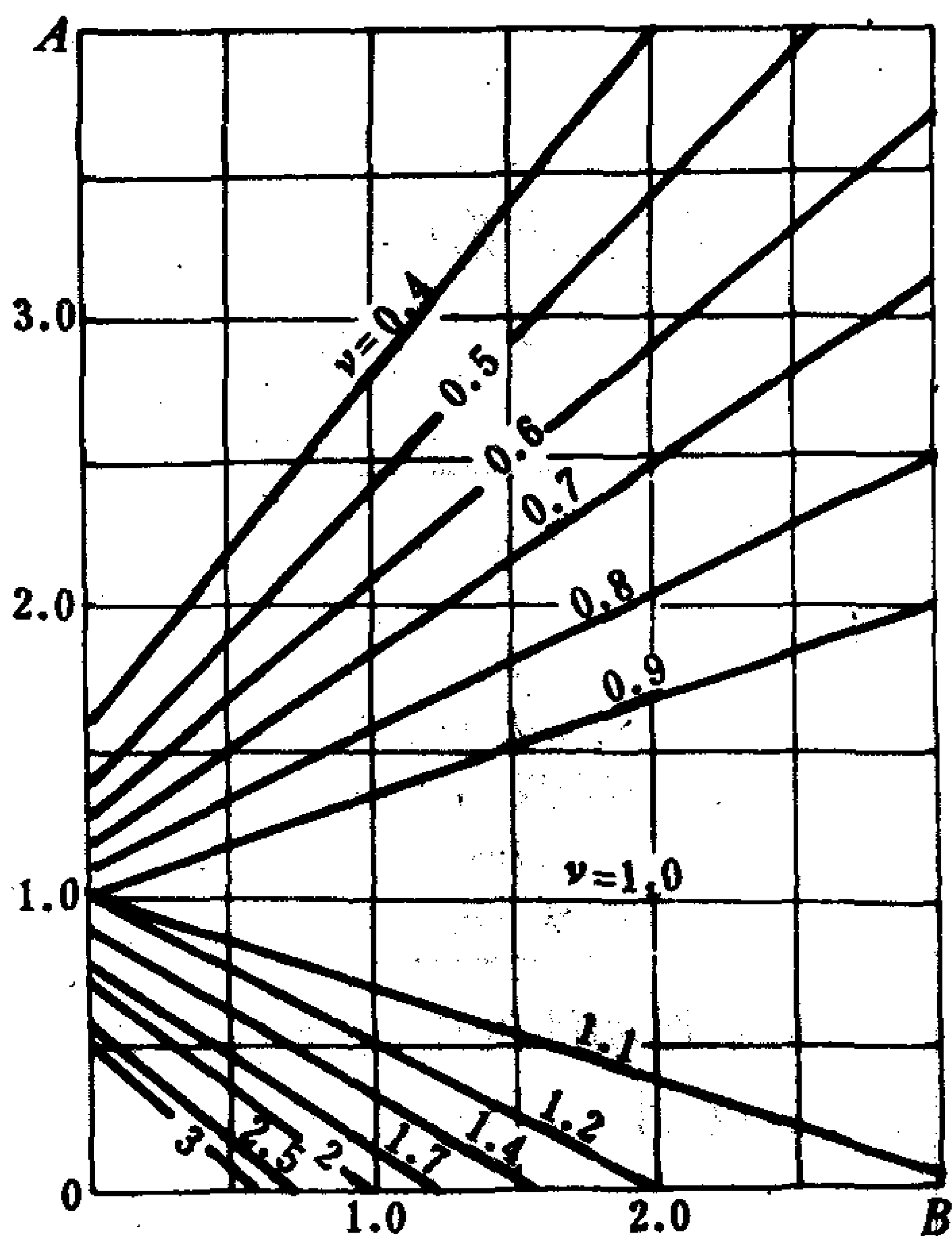


图 4.3.3-10 系数ν计算曲线

$$P_a^{I}=\sum_{1}^{i=z}F_{ai}=\sum_{1}^{i=z}\{G(c_1\sin\alpha_1-c_2\sin\alpha_2)+\pi d_2 l_b(p_1-p_2)\}_i\quad \mathrm{N} \tag{4.3.3-17}$$

（2）蒸汽作用在各级叶轮上的轴向力 P_a^{II}（图 4.3.3-9）:

$$P_a^{II}=\sum_{i=1}^{i=z}\{\frac{\pi}{4}[(d_2-l_b)^2-d_2'^2](p_0-p_2)\rho_d\}_i\quad \mathrm{N} \tag{4.3.3-18}$$

式中：ρ_d——叶轮反动度，$\rho_d=\nu(\rho_r-a)$，其中a为考虑叶轮泵效应和吸汽效应系数，可取$a=0.025$；ρ_r 为动叶根部反动度，当$\rho_r\geq 0.03$ 时，系数ν由图 4.3.3-10 查出。图中A、B值分别等于：

$$A=(0.3A_{ba}\sqrt{\rho_r-a}\cdot\sqrt{z})/A_p \tag{4.3.3-19}$$

$$B=(0.3A_r\sqrt{\rho_r-a}\cdot\sqrt{z})/A_p \tag{4.3.3-20}$$

式中 A_{ba}、A_r 和 A_p 分别为平衡孔、叶根和隔板汽封的漏汽面积，m^2；z为隔板汽封齿数。对于部分进汽的调节级，可取 $\rho_d=0$。

（3）由于轮毂部分直径差形成的轴向力 P_a^{III}:

$$P_a^{III}=\sum_{1}^{i=z}\{\frac{\pi}{4}(d_2'^2-d_1'^2)[\rho_d(p_0-p_2)+p_2]\}_i\quad \mathrm{N} \tag{4.3.3-21}$$

（4）由于内、外部汽封直径差形成的轴向力 P_a^{IV}:

$$P_a^{IV}=\sum_{1}^{i=z}\{0.5\pi d_s\cdot h(p_0-p_1')\}_i\quad \mathrm{N} \tag{4.3.3-22}$$

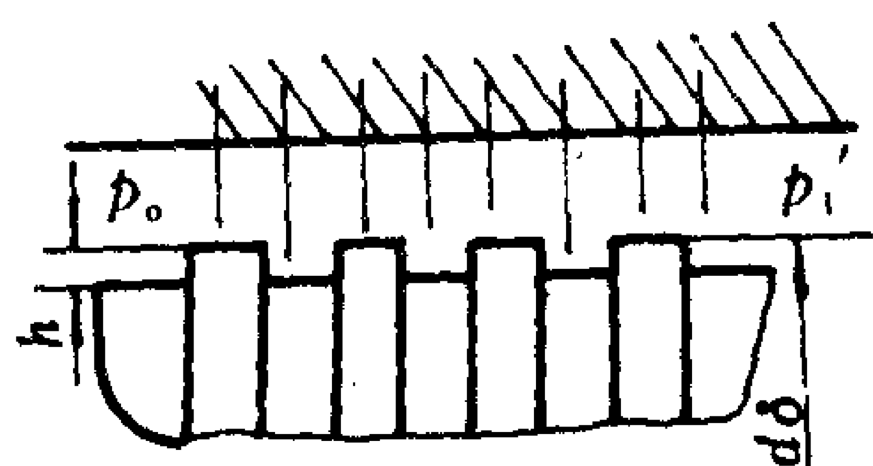


图 4.3.3-11 汽封直径差形成的轴向力计算用图

式中（图 4.3.3-11）p_0及p_1'分别为汽封前、后的压力，P_a，d_s及h分别是汽封衬套的外径及突肩高度，m。计算时应注意各汽封处的轴向力的方向是不一致的，P_a^{IV}是其代数和。

（5）由于主机向船尾部倾斜安装，转子自重引起的轴向力P_a^{V}:

$$P_a^{V}=G_R\cdot\sin\gamma\quad \mathrm{N} \tag{4.3.3-23}$$

式中 G_R及γ分别为转子重力及轴线与水平线夹角。

上述轴向力由推力轴承承受。船舶多级汽轮机有时还采用其它的补充结构措施，包括：

（1）采用双流式通流部分，即将通流部分作成完全对称、方向相反的两部分。这样蒸汽分成两半以相反方向流过时，轴向力互相抵销。

（2）采用平衡活塞，如图 4.3.3-12 所示。它利用汽封直径差，和汽封前、后的蒸汽压差，形成与汽流方向相反的轴向力。平衡活塞一般安装在汽轮机的进汽端。

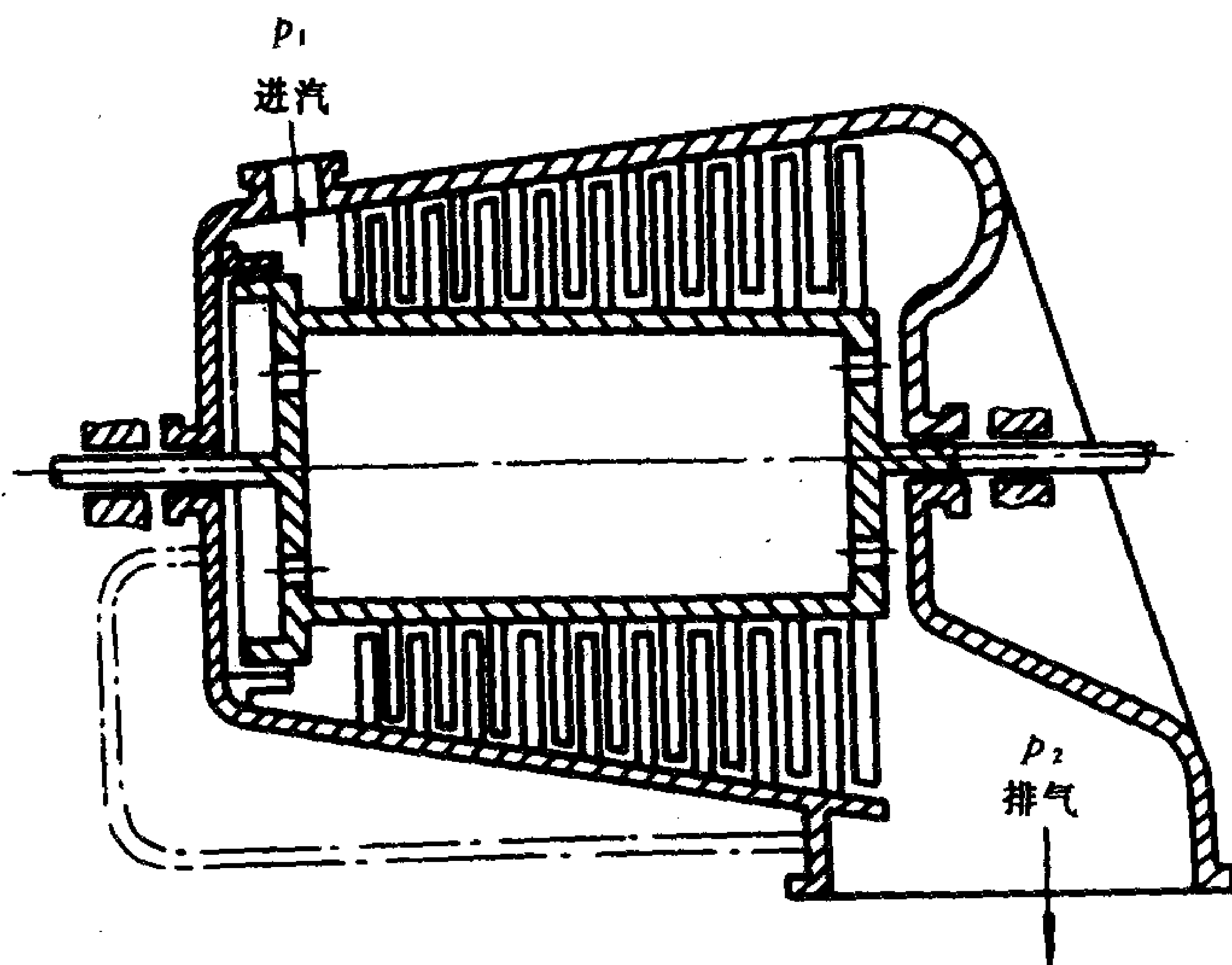


图 4.3.3-12 平衡活塞示意图

3 汽轮机-齿轮机组的有效功率、有效效率和耗汽率

3.1 有效功率 N_e

3.1.1 汽轮机-齿轮机组（简称机组）的内功率 N_{iT}

机组的内功率是多级汽轮机各级内功率之和，即

$$N_{iT}=\sum N_i=G\cdot\Delta H_a\cdot\eta_{iT}\quad \text{kW} \tag{4.3.3-24}$$

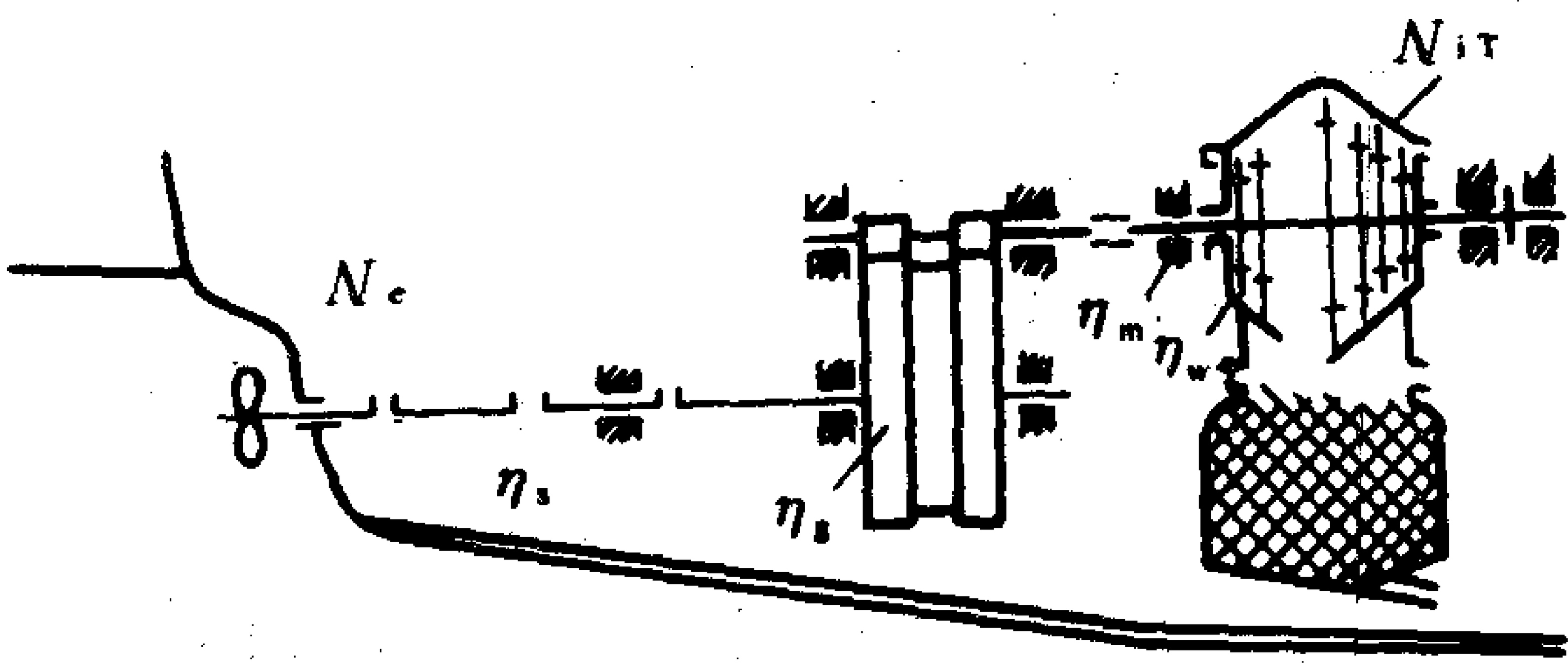


图 4.3.3-13 机组外部损失示意图

3.1.2 机组的外部损失

所有的汽轮机，为了在高效、大功率的情况下尽量减小尺寸重量，现在都以高转速运行，经齿轮减速器减速后，通过轴系带动螺旋桨（或其它从动机械）工作，如图 4.3.3-13 所示。在能量的传递过程中，不可避免地要耗损一些能量，总称为机组的外部损失或机械损失，用机组的机械效率η_M来考虑。它包括：汽轮机轴承的机械效率η_m、带动倒车级的机械效率η_w、齿轮减速器的机械效率η_g和轴系的机械效率η_s。这些效率的一般数据如表 4.3.3-5 所示。

$$\eta_M=\eta_m\cdot\eta_w\cdot\eta_g\cdot\eta_s \tag{4.3.3-25}$$

3.1.3 机组的有效功率 N_e

机组的有效功率 N_e 是实际输入螺旋桨（或其它从动机械）的功率。

$$N_e=N_{iT}\cdot\eta_M=G\cdot\Delta H_a\cdot\eta_{iT}\cdot\eta_M\quad \text{kW} \tag{4.3.3-26}$$

3.2 有效效率η_e

机组有效效率η_e是 N_e 与机组理论功率 N_a之比。后者等于：

$$N_a=G'\cdot\Delta H_a\quad \text{kW} \tag{4.3.3-27}$$

式中：G'——进入汽轮机的全部蒸汽流量，包括外部汽封漏汽量和级间抽汽量，kg/s。

$$\eta_e=\frac{G}{G'}\eta_{iT}\eta_M \tag{4.3.3-28}$$

η_e 随机组额定功率增大而提高，目前最高已超过 0.8，一般在 0.76 以上。舰用机组需要兼顾低速工况时的经济性，额定的 η_e稍低一些。

表 4.3.3-5 机组机械效率η_M各组成部分的数值

序号	项目	符号	数值	备注
1	汽轮机轴承机械效率	η_m	0.98~0.995	大功率机组取高值
2	带动倒车级的机械效率	η_w	0.98~0.985	
3	单级齿轮减速器机械效率	η_g	0.98~0.985	
4	双级齿轮减速器机械效率		0.97~0.98	
5	轴系的机械效率	η_s	0.985~0.99	

3.3 耗汽率 d_e 及特性数 Y

3.3.1 耗汽率d_e

耗汽率 d_e 是机组每小时发出 1 kW 有效功率所消耗的蒸汽量，即

$$d_e=\frac{3600G'}{N_e}=\frac{360°}{\Delta H_a \cdot \eta_e} \quad \text{kg/(kW·h)} \tag{4.3.3-29}$$

d_e 能最直观地反映出机组工作的经济性。降低耗汽率有两个基本途径：一是提高机组有效效率η_e；二是增大机组的总等熵焓降ΔH_a。增大ΔH_a又有提高蒸汽初参数和降低终压两种方案。目前船舶汽轮机-齿轮机组蒸汽初压已有突破 10 MPa的，初温已达到 600℃；一般蒸汽初压在 6 ~ 8 MPa，初温在 510℃左右。终压已降低到 0.005 MPa左右（相应的饱和温度在 30℃左右）。

3.3.2 特性数Y

特性数Y是评价多级汽轮机经济性的宏观指标。它等于：

$$Y=\frac{\sum u^2}{R \cdot \Delta H_a}=2\varphi^2\left(\frac{u}{c_1}\right)^2_{avg}\times 10^3 \tag{4.3.3-30}$$

式中：　$\sum u^2$——各级动叶轮周速度的平方和，m^2/s^2；

$(u/c_1)^2_{avg}$——各级速度比的方均值。

根据统计资料画出已建成的汽轮机——齿轮机组有效效率 η_e 与特性数Y的关系曲线，如图 4.3.3-14 所示。η_e随Y的增大而升高，但变化逐渐平缓。

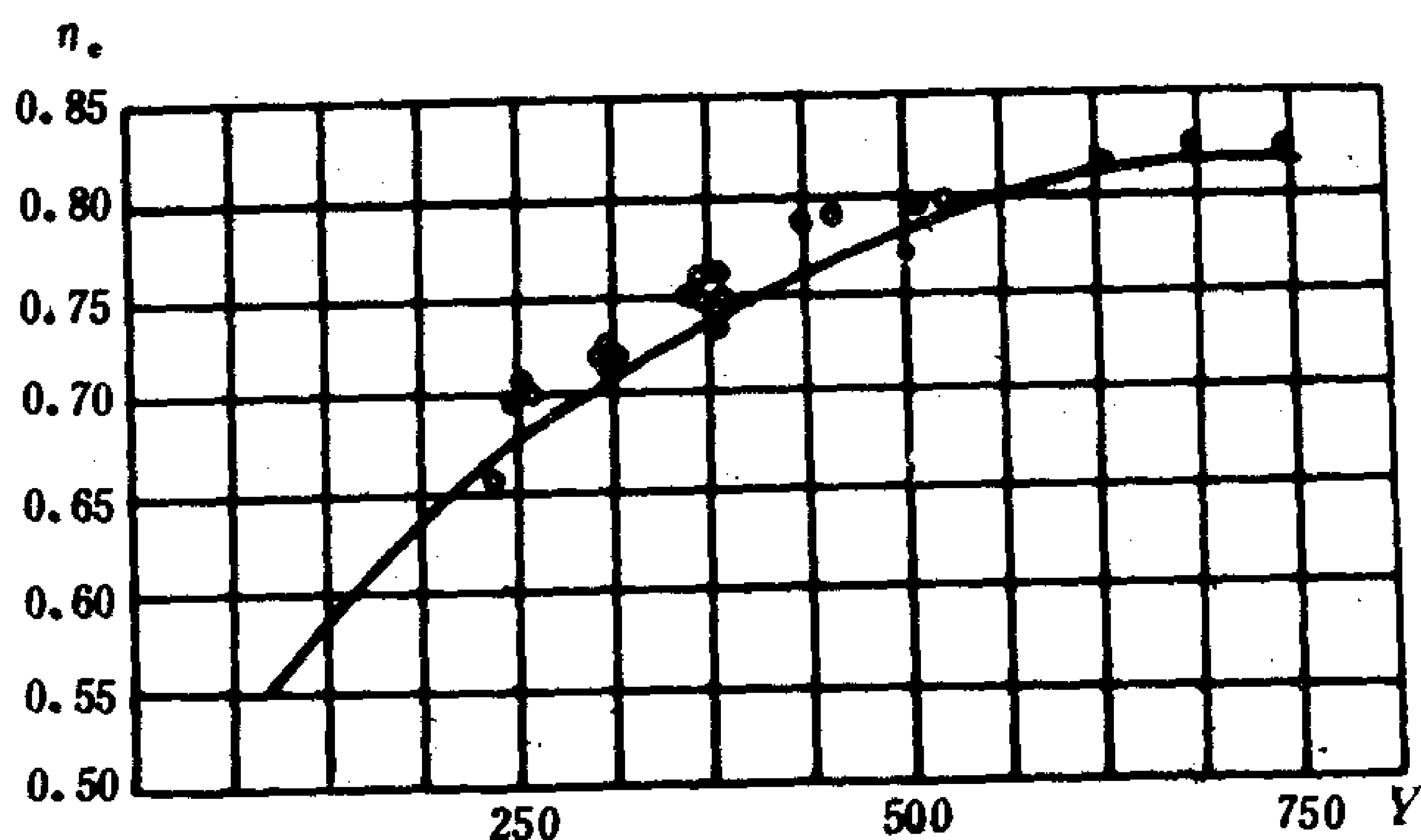


图 4.3.3-14　η_e-Y关系曲线

方案设计时，应用特性数可粗略估计机组有效效率 η_e，初步确定蒸汽初、终参数和多级汽轮机的级数，且与建成的同类型机组比较。

图 4.3.3-14 所示的η_e-Y曲线是在额定工况下作出的。但曲线所揭示的基本规律，也适用于变工况。对于既定的民用船舶汽轮机，额定工况时的Y是实际运行中的最佳特性数，偏离最佳值就会使汽轮机的效率下降。

第4章　汽轮机的主要零、部件

1　喷嘴

1.1　功用、工作条件和分类

1.1.1　喷嘴的功用和工作条件

喷嘴的功用是使蒸汽膨胀加速，热能变成动能，并引导汽流按一定方向进入动叶栅。它是冲动级通流部分的重要组件，在反动级中，其功能由静叶栅代替。

喷嘴必须在工作蒸汽温度和受力条件下具有足够的强度。由于所处条件的不同，喷嘴前的蒸汽温度和压力都有很大的差异。例如船舶高压缸汽轮机第一级喷嘴前的蒸汽参数目前可能达到500～600℃、10 MPa；而中间级喷嘴前的蒸汽参数就低得多。此外，流出喷嘴的高速汽流对喷嘴产生反作用力，其大小随汽流速度的变化而各异。为了尽可能地减少能量损失，要求喷嘴制造和装配精确，通道壁面应具有很小的粗糙度，还应有高抗锈蚀性。

1.1.2　喷嘴的分类

（1）按通道形状　喷嘴可分为收缩式和缩放式两类。后者只用于主机的倒车级和辅汽轮机中；

（2）按制造和装配方法　喷嘴可分为组合式和整体式两类。后者又有焊接式、铸造式和锻造式三种。组合式喷嘴各接合面会出现漏汽，而整体式的就没有这个缺点。但铸造或锻造喷嘴通道壁面的加工却很困难。

（3）按固定方法　喷嘴可分为第一级喷嘴和隔板喷嘴两类。前者直接固定在汽缸壁或喷嘴箱中；后者则固定在隔板上（参阅本章5.2）。

1.2　第一级喷嘴

多级汽轮机高压缸的第一级通常称为调节级。为了用改变蒸汽流量的方法来调节汽轮机功率，高压缸第一级喷嘴常分成互不相通的2～4个喷嘴组，各组由单独的喷嘴阀来控制进汽。

以组合式为例，每一喷嘴组由若干个整体铣制的喷嘴装配组成，两端用实心的端块堵住，如图4.3.4-1所示。喷嘴是一个带内、外端壁的铣制叶片（图a），两个喷嘴组成一个喷嘴通道（图b）。喷嘴组利用外端壁的凸缘嵌入汽缸（喷嘴箱）的环形槽内；内端壁的凸缘则被盖板压住，后者用螺栓紧固在汽缸壁（喷嘴箱）上（图c）。这是过去广泛应用的一种结构。其优点是尺寸精确、通道形状准确及表面粗糙度小；但是各接合面处难免漏汽。因此，在装配前各接合面需要仔细拂配。另外，铣制喷嘴的金属利用率低，制造成本高。

近年来，在组合式基础上，采用电焊方法将容易漏汽的接合处焊牢，取得较好效果。随着精密铸造技术的发展，喷嘴组漏汽问题将可解决得更完满些。至于多缸式汽轮机的中、低压缸第一级喷嘴，因为不起功率调节作用，不需要分组，常采用全圆周进汽的喷嘴环。

第一级喷嘴的材料与蒸汽温度有关，如表4.3.4-1所示。

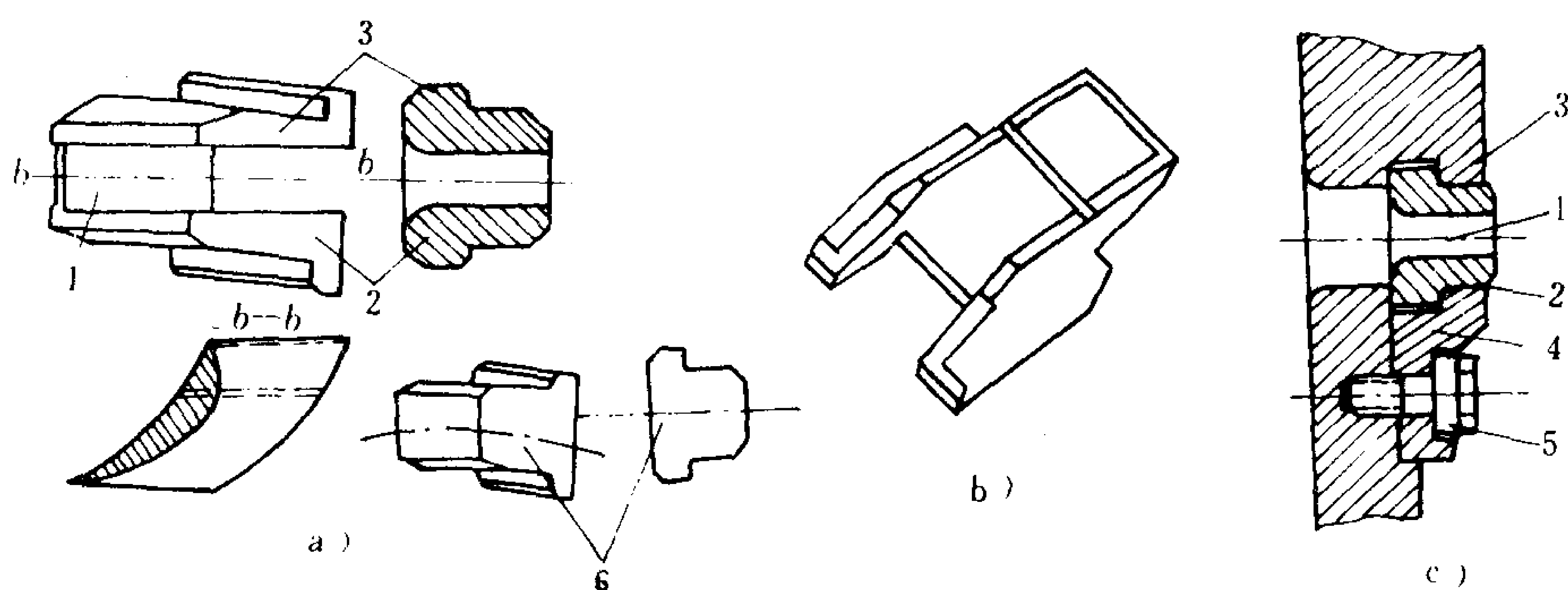


图 4.3.4-1 铣制喷嘴组

a）喷嘴及端块；b）喷嘴通道；c）喷嘴组的固定

1-喷嘴；2-内端壁；3-外端壁；4-盖板；5-螺栓；6-端块

表 4.3.4-1 喷嘴常用材料的机械性能

序号	材料	适用温度 ℃	$\sigma_{0.2}$ kN/m² (20℃)	使用场合
1	1 Cr 13	≤450	44.13×10⁴	喷嘴和螺栓
2	2 Cr 13	400~450	49.0×10⁴	喷嘴
3	Cr 11 MoV	≤540	49.0×10⁴	喷嘴
4	25 Cr 2 MoVA	≤510	73.55×10⁴	螺栓

检修时应当特别注意在运行中始终工作的那组喷嘴，它们的工作时间比其它各组都长，破损往往从此处的出汽边开始。此外，还要注意清除积垢，保持通道壁面光洁。

2 叶片

2.1 功用、工作条件和分类

2.1.1 叶片的功用和工作条件

叶片是汽轮机中数量最多、也是最重要的零件。叶片有静、动叶之分。静叶在反动级中组成静叶栅，其功用同喷嘴，在速度级中则主要起导向作用。它们都固定在汽缸壁相应的环（弧）形沟槽中。动叶组成环状叶栅，固定在转子相对应的环形沟槽中。动叶的功用是使蒸汽的动能转变成转子回转的机械功；在反动级和带小反动度的冲动级中还要使蒸汽进一步膨胀。

因此，即使在同一台汽轮机内，处于不同位置或起不同作用的叶片，其工作条件会大不相同。例如，长期在高温区工作的叶片会产生蠕变；长期在湿汽区工作的叶片受到水滴的浸蚀和锈蚀；动叶同时承受离心力和蒸汽作用力，会产生很大的总应力，周期性的高、低频干扰力还可能使一些级的动叶因共振而断裂。为了保证汽轮机的安全运行和减少能量损失，对叶片的设计、制造、装配和管理都提出了严格的要求。此外，制造全部叶片的费用约占整台汽轮机制造成本的⅓左右，所以降低叶片的制造成本也是一个重要课题。

尽管叶片在作用和工作条件上有很大差异，它们的结构、制造和固定方法却大致类同，故可一并介绍。

2.1.2 叶片的结构

如图 4.3.4-2 所示，叶片在结构上可分成叶根、工作部分和叶顶三部分。工作部分与蒸

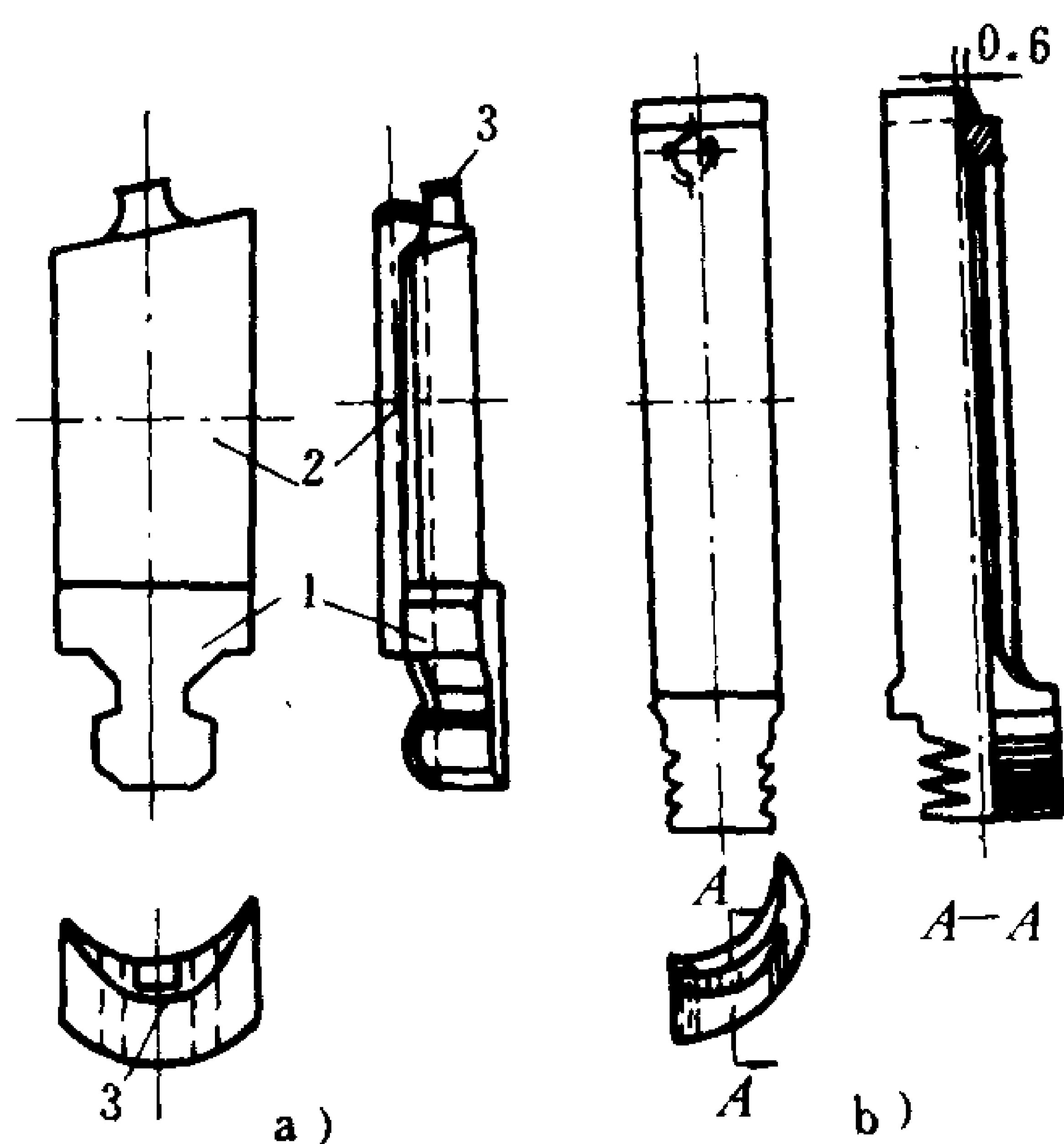


图 4.3.4-2　叶片

a) 全铣冲动式叶片；b) 半铣反动式叶片

1-叶根；2-工作部分；3-叶顶端钉

汽接触，其凸、凹面形成通道两侧壁，所以工作部分截面（叶型）和表面状态都对能量转换的效果起着决定性作用。叶片按设计的叶型精确制成后，其表面要仔细地抛光。这不仅是为了减少能量损失，还可提高叶片材料的防锈能力和疲劳强度极限。工作部分高度在 15～500 mm之间。轴间宽度要保证足够的强度，一般在 15～60 mm 之间。

2.1.3　叶片的分类

按工作部分的叶型，叶片可分成冲动式叶片和反动式叶片，分别示于图 4.3.4-2 a) 和b)。叶片还可分成等截面叶片和变截面叶片（扭转叶片）。前者叶型沿工作部分高度不变，适用于径高比 $d_2/l_b> 8 \sim 10$ 的级中；后者参见第 2 章 10。还有一种变截面叶片，其叶型形状不变，但截面积由叶根向顶部逐渐减小，目的是减少离心力产生的应力。

按制造方法，叶片可分为全铣和半铣两类，分别如图 4.3.4-2 a) 和b) 所示。前者各部分都是铣制的，带有很厚的叶根，两相邻叶片贴紧后就形成叶栅通道。半铣叶片经热轧冷拉成型后再铣出工作部分凸面，必须同时采用隔叶件(图 4.3.4-4)，夹在两相邻叶片间，才能形成通道。

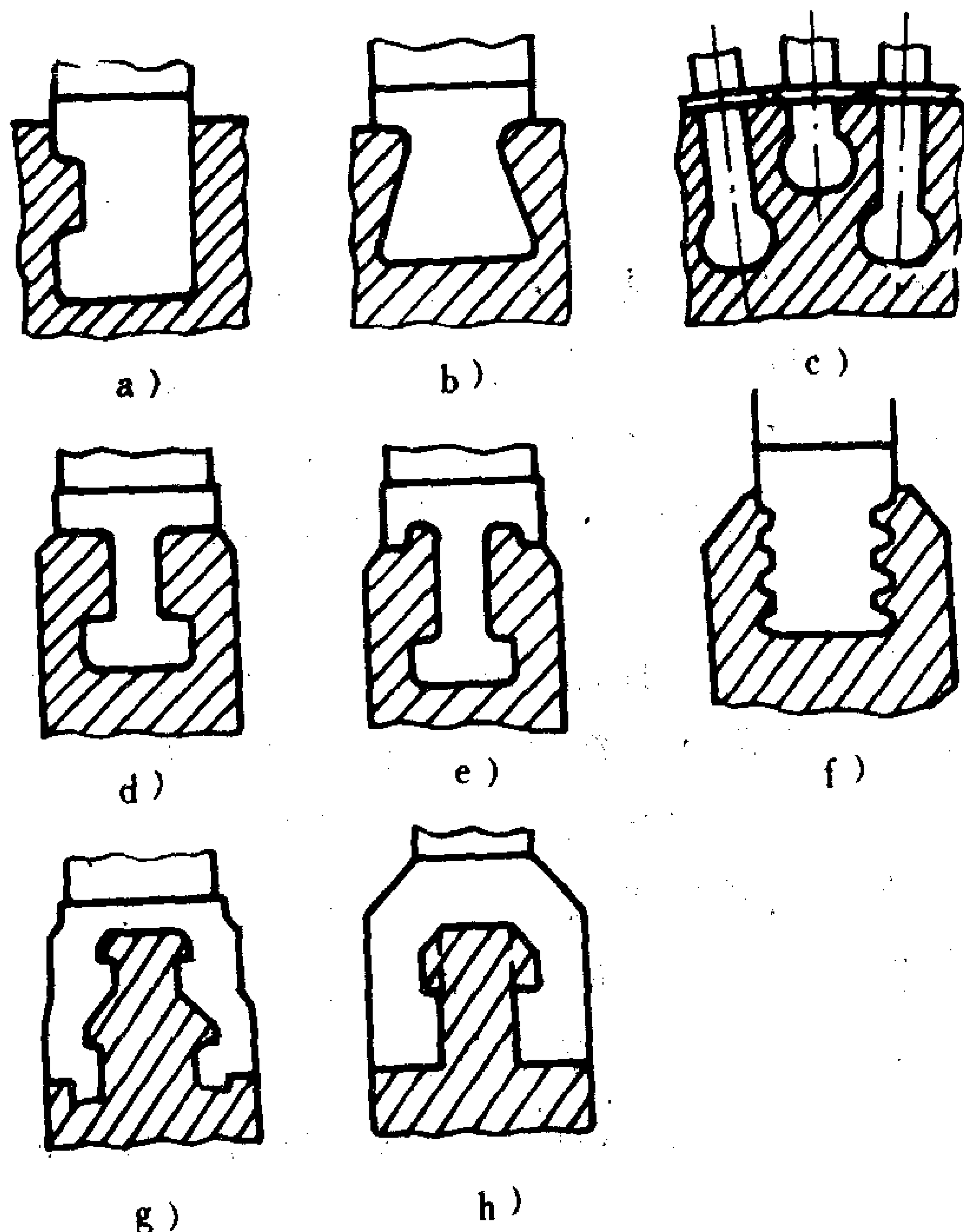


图 4.3.4-3　各种形状的叶根

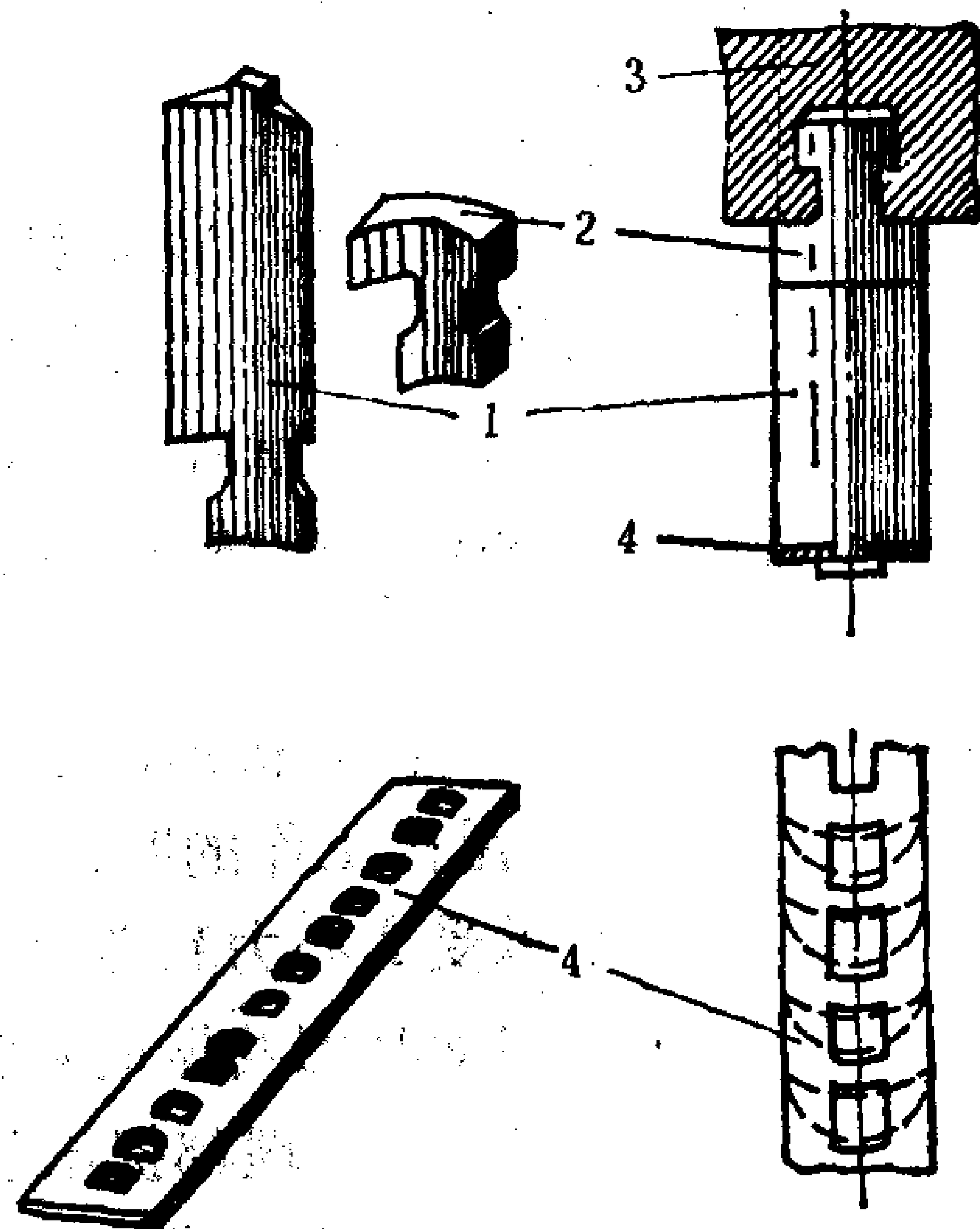


图 4.3.4-4　半铣静叶安装在汽缸壁中

1-叶片；2-隔叶件；3-汽缸壁；4-围带

2.2 叶片的安装和固定

2.2.1 叶根形式

叶根用来安装和固定叶片，其形式多种多样，根据强度要求和制造传统习惯而异，如图4.3.4-3所示。其中比较简单形状的叶根（图a及b）多用于静叶，如燕尾状叶根等；动叶中则常用“T”形根和齿形根（图d、e 及 f），“T” 形根上部两侧有时铣出凸肩，可使轮缘的抗弯强度增高0.5～1倍。在动力负荷更大时，则采用受力面更多的复杂形状叶根（图g）。大多数情况下动叶是沿周向安装在转子相应的环形沟槽中，但也有沿轴向安装的叶片（图c），后者便于个别地更换叶片。

2.2.2 静叶的安装

安装静叶可以直接从汽缸中分面处逐个插入汽缸壁上的叶根槽，然后用锤敲打铜棒，使静叶沿叶根槽移动，直至与已装好的叶片贴紧。图4.3.4-4所示是带“T”形根的半铣叶片安装在汽缸的叶根槽中，每装一个叶片必须接着安装一个隔叶件。最后用螺钉和键块（或压板）将末端的叶片固定。

2.2.3 动叶的安装

安装动叶时一般先要在转子相应的叶根槽某处铣出1～2个锁口（两锁口相距180°），锁口的宽度比叶根的宽度稍大，使叶片能由锁口插入叶根槽，用锤敲打铜棒使叶片沿叶根槽移动，贴紧已装好的叶片（图4.3.4-5 a）。这些贴合面在安装前需仔细着色拂配，装好后贴合面间不允许通过0.05 mm塞尺片。当一整圈动叶安装好后，必须将锁口锁住。常用的方法有两种：一种是装上叶片锁，如图4.3.4-5 b)所示，它由锁块和楔块组成，将楔块打进锁块间，使其填满锁口空间，再将锁块上部的金属倒铆在楔块上，有时还用电焊焊牢；另一种方法是装上锁叶片，它的工作部分和其它叶片相同，但叶根按锁口空间的形状铣出，插入锁口后用轴向铆钉固定在转子轮缘上。如果叶根是叉形的（图4.3.4-3 h），则在锁口处先将轮缘的突肩铣平，使叶片由此跨装在轮缘上，再沿周向移动贴紧已装好的叶片；最后装上一个与锁口处轮缘形状匹配的锁叶片，用轴向铆钉固定，如图4.3.4-5 c）所示。

2.2.4 叶片组的安装

叶片组是由相邻的6～12个叶片用围带和（或）拉筋连接而成的，其目的是减轻振动带来的损害。围带常用在冲动式叶片上，它是不锈钢制成的薄带，其上有减小径、轴向间隙的汽封尖环，如图4.3.4-4所示。围带上冲出矩形或圆形孔，叶顶的铆钉头由此穿出倒铆在围

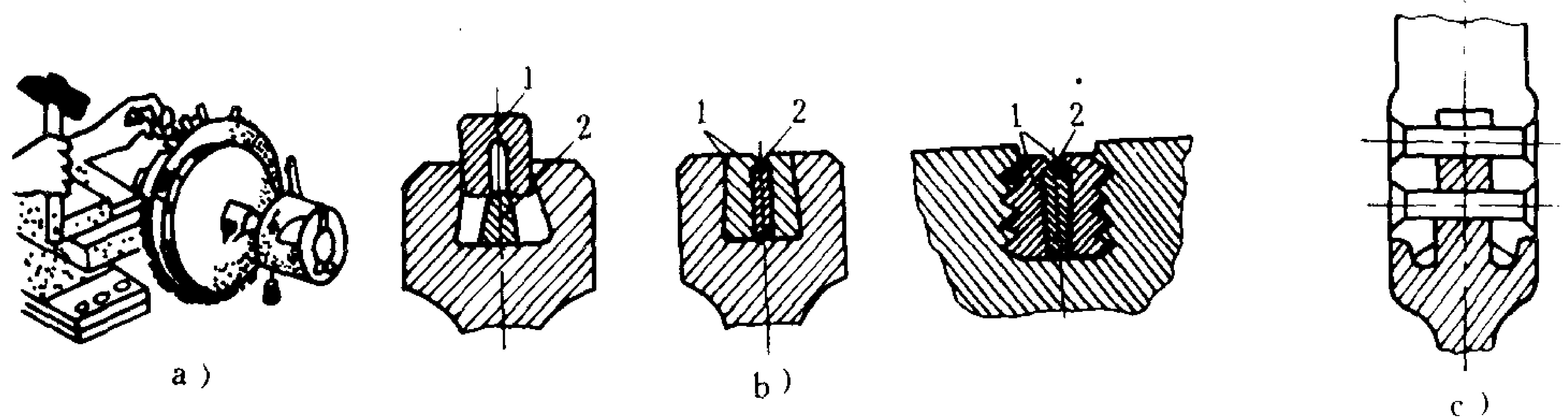


图4.3.4-5 动叶安装在转子上

a）安装情况；b）叶片锁；c）叉形根的锁叶片

1-锁块；2-楔块

带上，，铆接时应防止出现裂纹。相邻的围带间应留有1～2mm的膨胀间隙。拉筋常用在反动级叶片和较长的冲动式叶片中。它是圆截面的不锈钢条，直径3.5～9mm。拉筋穿过叶片上的圆孔，并与叶片用银焊焊牢。焊接温度约为780～820℃，焊料应将拉筋与圆孔之间的间隙填满，并在叶片表面焊成圆弧过渡，以减少汽流的能量损失，如图4.3.4-6所示。相邻两拉筋间也应留出膨胀间隙。还有一种减振拉筋，它一头与叶片焊牢，另一端却是自由的，这样可以增加振动时的阻尼。理论和实践表明，在$0.6l_b$和$0.8l_b$处配置拉筋，减振效果最好。

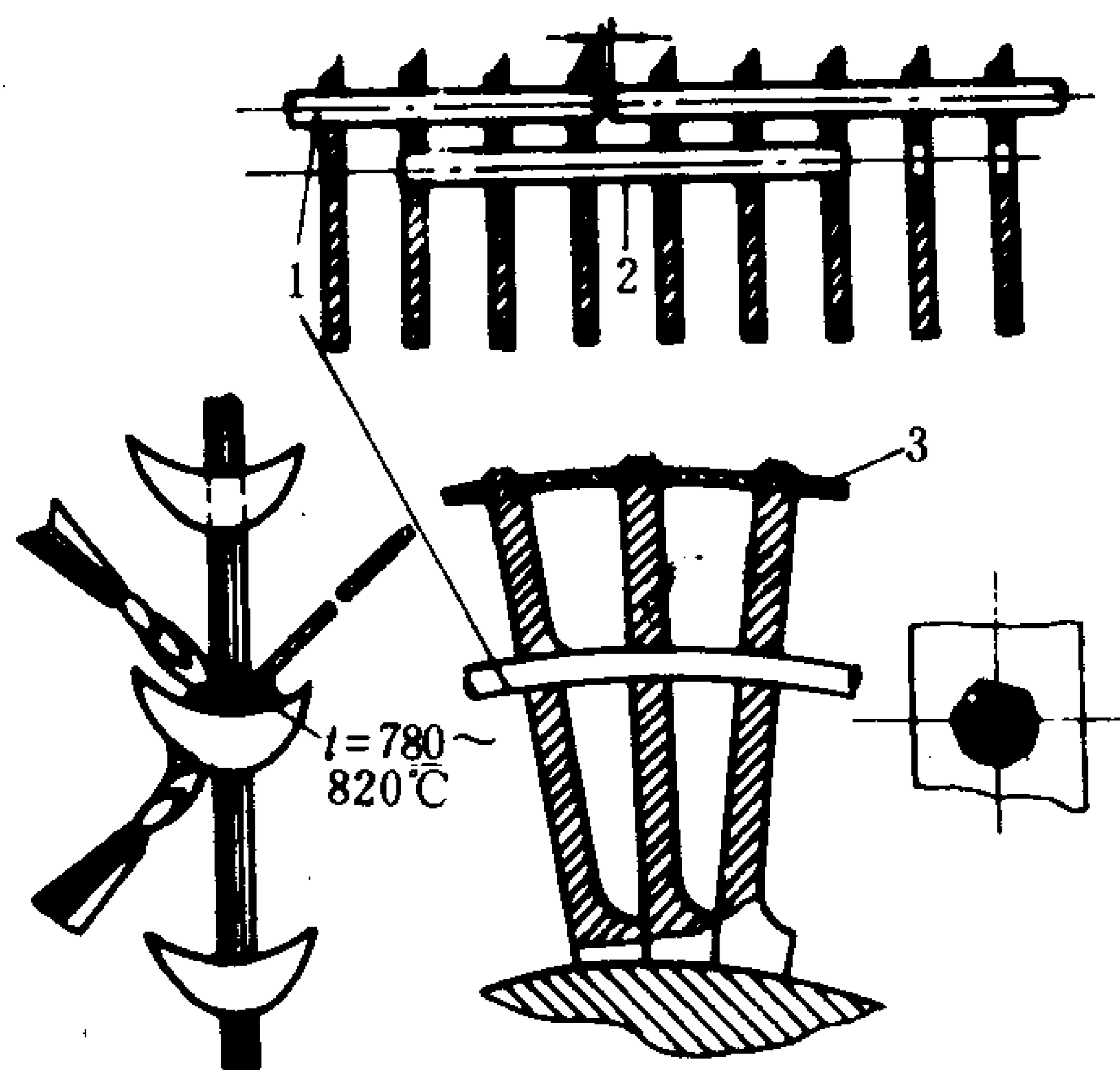


图4.3.4-6 拉筋和叶片组

1-拉筋；2-减振拉筋；3-围带

2.3 叶片的强度

静叶只受到蒸汽力的作用，动叶则同时还受离心力的作用。因此静叶的强度校核比动叶简单。下面介绍对动叶的强度校核，它包括工作部分基面（邻近叶根的叶片截面）、叶根与轮缘以及围带和拉筋三部分计算。

2.3.1 工作部分基面的强度校核

工作部分基面上的总应力σ_0等于基面上由离心力产生的拉应力σ_{0t}与由蒸汽力产生的弯曲应力σ_{0b}之和，即

$$\sigma_0=\sigma_{0t}+\sigma_{0b} \quad \text{kN/m}^2 \tag{4.3.4-1}$$

在等截面叶片中，拉应力σ_{0t}等于：

$$\sigma_{0t}=15.7\frac{u^2}{\lambda}+\frac{C_{sh}+C_{ps}}{A_b} \quad \text{kN/m}^2 \tag{4.3.4-2}$$

式中：λ——叶片的径高比d_2/l_b；

A_b——工作部分基面面积，m^2；

C_{sh}、C_{bs}——分别是一个栅距围带和拉筋产生的离心力，它们分别等于：

$$C_{sh}=\rho_{sh}A_{sh}t_{sh}r_{sh}\omega^2\times10^{-3} \quad \text{kN} \tag{4.3.4-3}$$

$$C_{bs}=\rho_{bs}A_{bs}t_{bs}r_{bs}\omega^2\times10^{-3} \quad \text{kN} \tag{4.3.4-4}$$

式中：ρ_{sh}、ρ_{bs}——分别为拉筋和围带的密度，kg/m^3；

A_{bs}、A_{sh}——分别为拉筋和围带的截面积，m^2；

t_{bs}、t_{sh}——分别为拉筋和围带处的栅距，m；

r_{bs}、r_{sh}——分别为拉筋和围带截面中心到轴线的距离，m；

ω——动叶的角速度，1/s。

在变截面叶片中，拉应力σ_{0t}等于：

$$\sigma_{0t}=7.85(1+\mu)\frac{u^2}{\lambda}+\frac{C_{sh}+C_{bs}}{A_b} \quad \text{kN/m}^2 \tag{4.3.4-5}$$

式中：μ——顶部截面与基面的面积比。

计算弯曲应力σ_{0b}时，通常将动叶看成一个一端固定受均布载荷的悬臂梁，如图4.3.4-7所示。最大弯曲应力（拉应力）发生在基面的凹面进、出汽边。它等于：

$$\sigma_{ob}=\frac{q l_b^2 e_1}{2I_{min}}\quad kN/m^2\quad(4.3.4\text{-}6)$$

式中：e_1——基面进、出口边连线至最小主惯性轴的距离，m；

I_{min}——基面对于最小主惯性轴的惯性矩，m^4；

q——均佈载荷，它等于：

$$q=\frac{f}{l_b}=\frac{\sqrt{f_u^2+f_a^2}}{l_b}\times10^{-3}\quad kN/m\quad(4.3.4\text{-}7)$$

式中 f_u 及 f_a 可分别按式（4.3.2-20）及式（4.3.2-21）计算。

图 4.3.4-7　动叶强度校核用图

2.3.2　叶根和轮缘的强度校核

叶根和轮缘的强度校核因叶根形式不同而各异，但计算的内容和方法大致类同、现介绍“T”形和齿形两种常用叶根的计算。当动叶牢固地安装在转子轮缘中时，可不考虑蒸汽力产生的弯矩对叶根的影响（短叶片除外）。通常计算内容包括最小截面上的拉应力 σ_{tr}、支承表面的压应力 σ_{cr} 及突出部分的剪应力 τ_{sr}。计算用图分别如图4.3.4-8 a）和 b）所示。叶根各部尺寸与叶片轴向宽度 B的关系参考表 4.3.4-2。

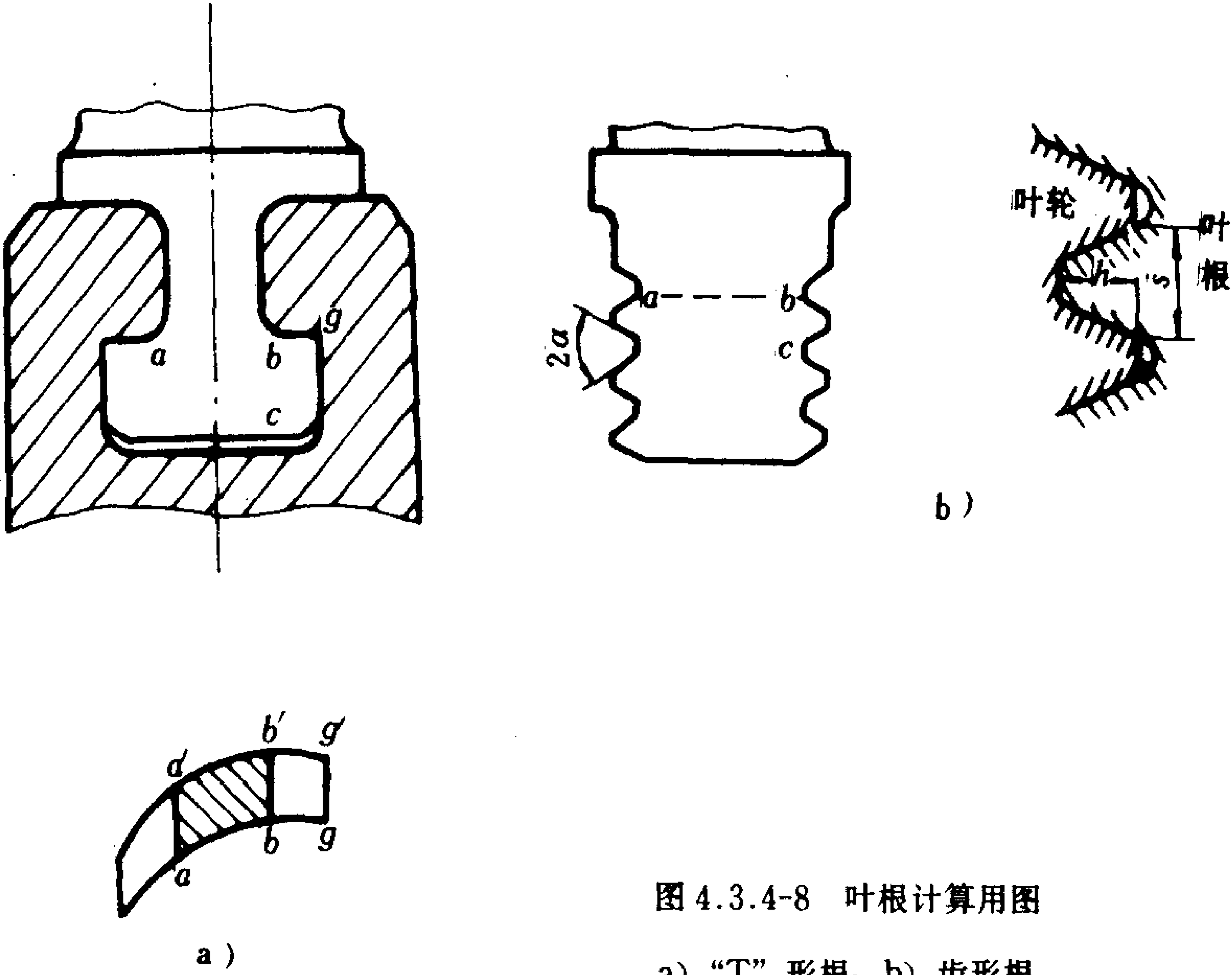


图 4.3.4-8　叶根计算用图

a）“T”形根；b）齿形根

表 4.3.4-2　　叶根各部尺寸和轴向宽度 B 的关系

尺寸部位 \ 数据 \ 类型		“T”形根	齿形根
宽度	最　小	（0.4～0.5）B	0.75 B
	最　大	0.8 B	B
高度	窄部高	0.4 B	0.25 B（齿高）
	总　高	0.8 B	B

计算公式一般为：

$$\sigma(\tau)=\frac{\sum C_i}{A_i}\quad \text{kN/m}^2 \tag{4.3.4-8}$$

计算各种应力时 $\sum C_i$ 和 A_i 的具体内容见表 4.3.4-3。

表 4.3.4-3 $\sum C_i$ 及 A_i

序号	应力 kN/m²	计算截面	"T" 形根		齿形根		备注
			$\sum C_i$ kN	A_i m²	$\sum C_i$ kN	A_i m²	
1	拉应力 σ_{tr}	ab	截面以上的叶片、围带、拉筋离心力之和	ab 截面积	截面以上的叶片、围带、拉筋离心力之和	ab 截面积	
2	压应力 σ_{cr}	bg	整个叶片、围带、拉筋离心力之和	2×面积 bg	整个叶片、围带拉筋离心力之和	$n\cdot h\cdot t_r$	①
3	剪应力 τ_{sr}	bc	除叶根突出部分外诸离心力之和	2×截面积 bc	同上力/$n\cos\alpha$	$b\cdot s$	②

① n-齿数；h-啮合齿高，m；t_r-叶根栅距（全铣叶片），m。

② b-齿的轴向厚度，m；s-齿底宽度，m；α-齿面夹角的一半。

此外，齿形根尚需计算 bc 截面中的弯曲应力 σ_{br}，它等于：

$$\sigma_{br}=\frac{6e\sum C}{n\cdot b\cdot s^2\cos\alpha}\quad \text{kN/m}^2 \tag{4.3.4-9}$$

式中：$\sum C$——整个叶片和1个栅距的围带、拉筋离心力之和，kN；

e——齿心到 bc 截面的距离，m。

轮缘的强度校核可按上述同样方法进行。

2.3.3 围带和拉筋的校核方法

围带和拉筋的校核方法相同，即把两相邻叶片间的围带（拉筋）看作两端刚性固定、承受本身质量均布离心力的梁，如图 4.3.4-9 所示。这时 A-A 和 B-B 截面中的弯曲应力 σ_{bsh} 等于：

$$\sigma_{bsh}=\frac{t_{sh}\ (t_{sh}\cdot B-a\cdot d)}{2\delta\ (B-a)}\times\rho_{sh}r_{sh}\omega^2\times10^{-3}\quad \text{kN/m}^2 \tag{4.3.4-10}$$

式中：a、d——围带上铆钉孔的长×宽，m²；

δ——围带厚度，m。

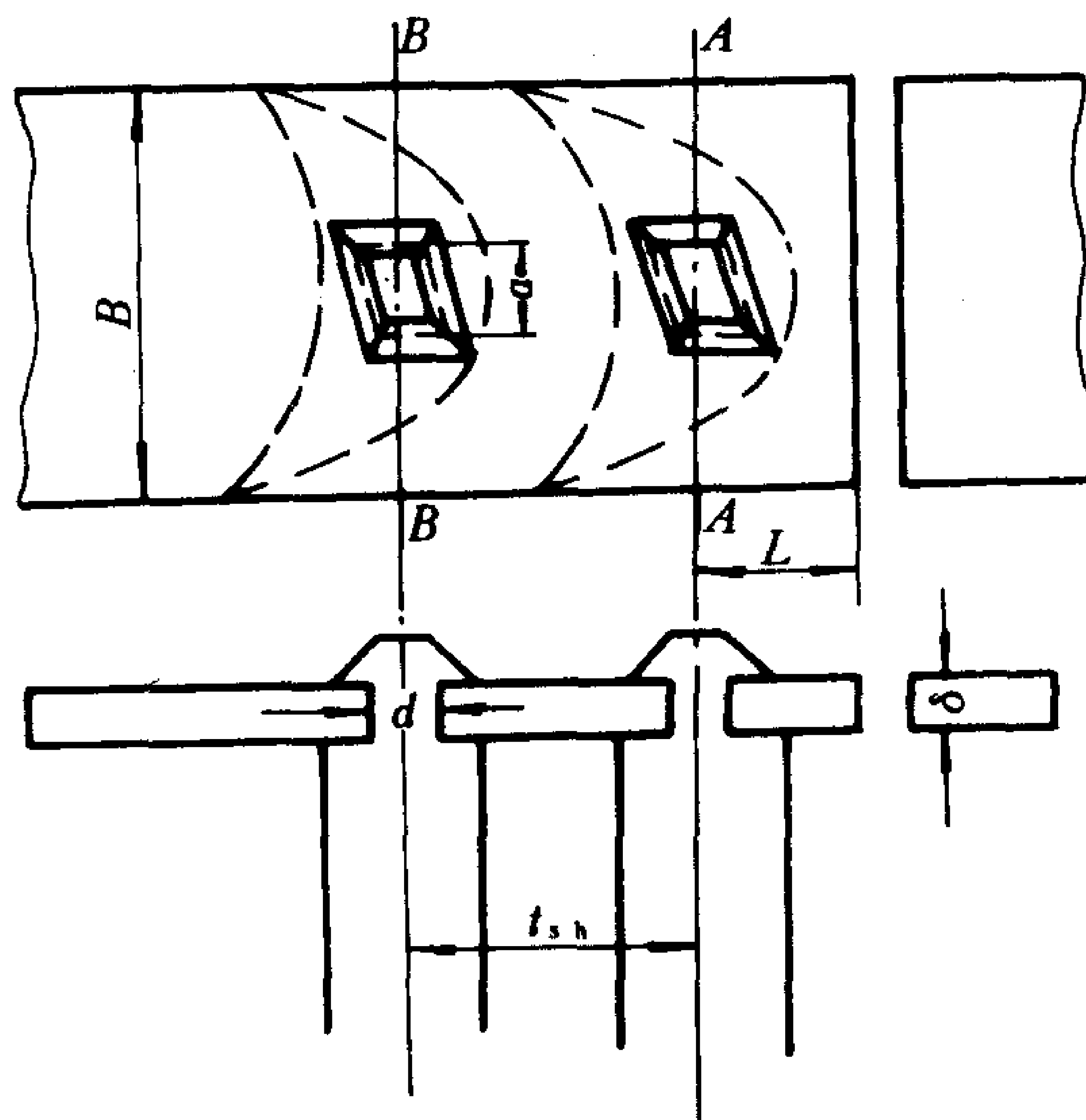


图 4.3.4-9 围带计算用图

围带悬臂端的离心力在 A-A截面中产生的弯曲应力为 σ_{bsh} 的 1.5 倍（取悬臂长为 t_{sh} 的一半）。

叶顶的端钉受到一个栅距 t_{sh} 的围带及端钉本身质量离心力的拉伸，其最大拉应力 σ_{tsh} 发生在根部，它等于：

$$\sigma_{tsh}=\frac{Bt_{sh}\delta}{a\cdot d}\rho_{sh}r_{sh}\omega^2\times10^{-3}\quad \text{kN/m}^2 \tag{4.3.4-11}$$

2.3.4 常用材料的机械性能

续上表

主要性能 \ 型号规格		ZYF—0.25	ZYF—0.5	ZYF—1	ZYF—3	ZYF—5	ZYF—10
整机耗电功率(kW)		1	3	3	5	5	7
总重量(kg)		250	400	600	800	1100	1500
外形尺寸(mm)	长	480	400	1050	1450	1670	2000
	宽	650	730	1080	1260	1470	1760
	高	1108	820	1600	2180	2440	2720

8.1.5 其他型式的舱底油污水分离装置

国产舱底油污水分离装置尚有下列型号亦已获得船舶检验局的型式试验认可证书。

8.1.5.1 YSFL 型油水分离装置型号和主要参数(见表 7.3.4—18)

表 7.3.4—18 **YSFL 型油水分离装置型号和主要参数**

型号	YSFL—0.5	YSFL—1	YSFL—2
处理量(m^3/h)	0.5	1.0	2.0

8.1.5.2 CYSC 型油水分离装置

CYSC—0.25 油水分离装置主要参数见表 7.3.4—19。

表 7.3.4—19 **CYSC—0.25 油水分离装置主要参数**

型号		CYSC—0.25
处理量 (m^3/h)		0.25
分离效果 (mg/L)		<15
排油方式		自动或手动
配套泵		电动螺杆泵或手摇活塞泵
电源		三相交流 380V 或直流 24V
分离装置干重 (kg)		67
外形尺寸(mm)	长	460
	宽	470
	高	575

8.2 国外舱底油污水分离装置

国外舱底油污水分离装置的型式很多,在我国船舶上使用的典型产品有 TEU 型、OWS 型等数种。

8.2.1 TEU 型油水分离装置

该型油水分离器本体为立式双筒形结构。

8.2.1.1 工作原理(见图 7.3.4—17)

频率最低的 A_0 型振动中间无节点，又称第一音调振动；A_1 型振动中间有一个节点，又称第二音调振动；余类推。各振型的自振频率彼此间有确定的比例关系，单个叶片各音调振频之比为：

$$f_{a_0}:f_{a_1}:f_{a_2}\cdots\cdots=1:6.3:17.6\cdots \quad (4.3.4\text{-}14)$$

$$f_{b_0}:f_{b_1}:f_{b_2}\cdots\cdots=1:3.2:6.8 \quad (4.3.4\text{-}15)$$

频率愈高，振幅愈小，危害也愈轻。对于叶片，最常见的是 A_0、B_0 及 A_1 型切向振动，图4.3.4-10及4.3.4-11分别是单个叶片和叶片组几个最低音调 A、B 型振动。

2.4.2 自振静频率

单个等截面叶片 A_0 型自振静频率 f_{a_0} 的理论计算公式是：

$$f_{a_0}=\frac{0.5\,b}{l_b^2}\sqrt{\frac{EI}{\rho A_b}} \quad \text{Hz} \quad (4.3.4\text{-}16)$$

通常叶片都是连接成叶片组的，等截面叶片组常见振型的自振静频率理论计算公式如下：

$$f_{A_0}=(0.6\sim1.4)f_{a_0} \quad \text{Hz} \quad (4.3.4\text{-}17)$$

$$f_{B_0}=(4.4\sim4.9)f_{a_0} \quad \text{Hz} \quad (4.3.4\text{-}18)$$

$$f_{A_0}=(5.0\sim7.2)f_{a_0} \quad \text{Hz} \quad (4.3.4\text{-}19)$$

叶片（组）的自振静频率随刚度的增大而提高，随质量或高度的增大而降低。围带和拉筋一方面增加了叶片组的刚度，但同时也增大其质量。所以刚度大、质量小的连结物（如空心的拉筋）有利于提高叶片组的自振静频率。

实际的叶片（组）自振静频率 f_s 比上述公式的计算值低，主要因为叶根不可能绝对刚性固定 。用修正系数 ψ_s 来计算叶片（组）自振静频率：

$$f_s=\psi_s f \quad \text{Hz} \quad (4.3.4\text{-}20)$$

式中：f——由式（4.3.4-16）至（4.3.4-19）算出的相应理论自振静频率，Hz。

ψ_s 可从图 4.3.4-12 中曲线查出，图中横坐标是叶片柔度，即叶高 l_b 与最小惯性半径 ρ 之比。

2.4.3 自振动频率

动叶由于离心力增大了叶片（组）的刚度，使自振频率升高。如再考虑工作温度对材料性能的影响，则叶片（组）的动频率 f_d 应按下式计算：

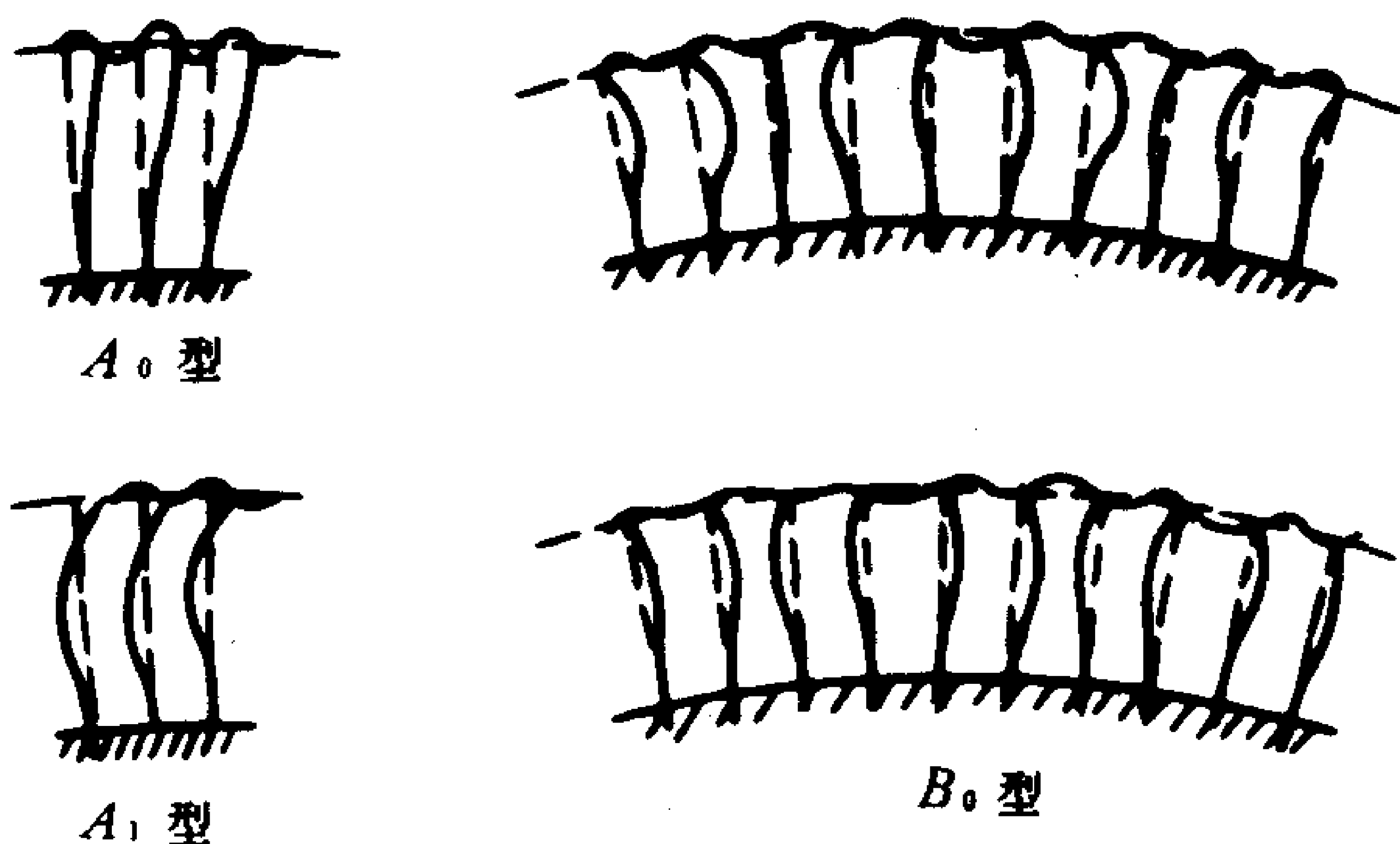


图 4.3.4-11 叶片组的 A_0、B_0、A_1 振型

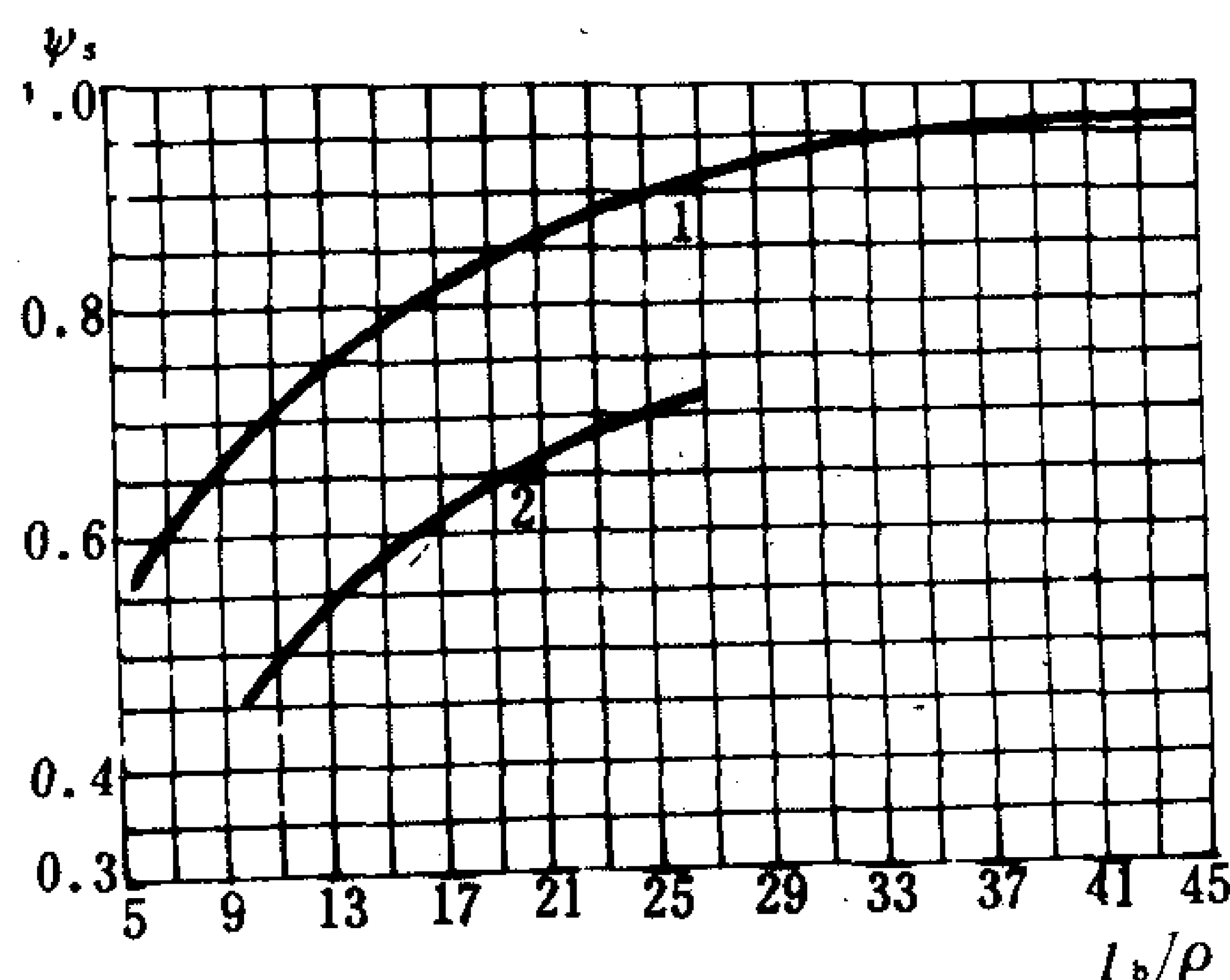


图 4.3.4-12 ψ_s-l_b/ρ 关系曲线

1-全铣叶片；2-半铣叶片

$$f_d=\sqrt{\psi_t f_s^2+Bn_s^2} \quad \text{Hz} \qquad (4.3.4\text{-}21)$$

式中：ψ_t——温度修正系数，$\psi_t=\sqrt{\dfrac{E_t}{E_{20^\circ}}}$（$E_t$ 及 E_{20° 分别为材料在t℃ 及 20℃ 时的弹性模量），查图 4.3.4-13；

n_s——动叶每秒转速，1/s；

B——系数，按下式计算〔适用于等、变截面叶片（组）〕：

$$B=0.69\frac{d_2}{l_b}-0.3+\cos^2\beta_s \qquad (4.3.4\text{-}22)$$

式中 β_s为动叶的安装角。

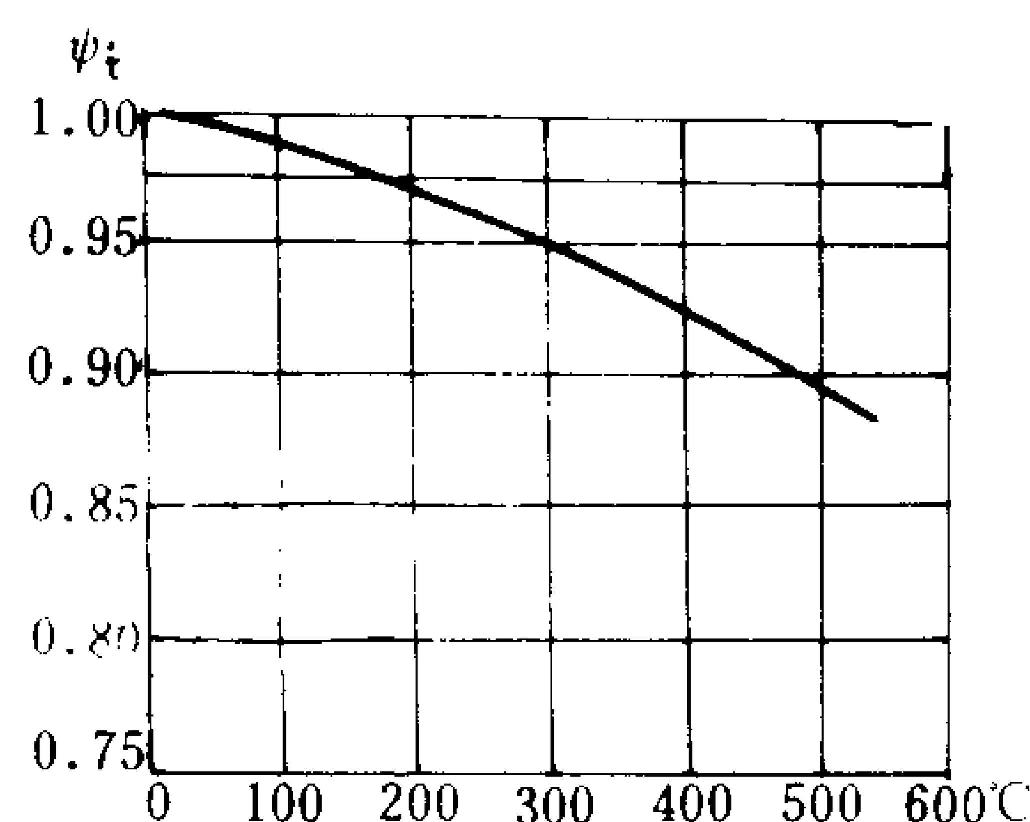


图 4.3.4-13 温度修正系数 ψ_t 曲线

2.4.4 叶片的干扰力

运行中对叶片有两类周期性干扰力：一类是高频干扰力，即由于喷嘴（静叶）出口边有一定厚度，使蒸汽作用力沿轮周发生脉冲性变化。如某级有 z 个喷嘴，则此干扰力频率为 zn_s Hz；另一类是低频干扰力，包括部分进汽、个别叶栅几何参数有偏差或水平接合面研合不佳等情况，它们的频率是 in_s Hz（i 为不大的正整数）。上述任一种周期性干扰力的频率与叶片（组）的动频率 f_d 重合或成倍数时就会共振。

2.4.5 动应力

动应力 σ_{bd} 是共振时叶片工作部分基面产生的弯曲应力，比同样力幅产生的静弯曲应力 σ_b 大得多。它等于：

$$\sigma_{bd}=\frac{k\pi}{\delta}C_n\sigma_b \quad \text{kN/m}^2 \qquad (4.3.4\text{-}23)$$

式中：k——系数，A 型振动 $k=2$，B 型振动 $k=8$；

δ——叶片材料的对数衰减率；

C_n——系数，查表 4.3.4-6（适用于单个等截面叶片）。

表 4.3.4-6 **动应力 σ_{bd}与静弯曲应力σ_b 的比值①**

振型	C_n	σ_{bd}/σ_b	振型	C_n	σ_{bd}/σ_b
A_0	0.4440	139.5	B_0	0.11200	145.6
A_1	0.03945	12.4	B_1	0.00333	4.18
A_2	0.00843	2.585	B_2	0.0064	8.03

① 表中数据是在 $\delta=0.02$ 时得出的。

围带和拉筋可以减小动应力，减振拉筋不仅增大了阻尼和刚度，还起到了连接各叶片组的作用。在距基面 0.6 l_b 处安装拉筋能消除 B_0 型振动，并可提高 A_0 型自振频率；在0.8 l_b 处安装拉筋则可使 A_1 型的自振频率达最高值。

2.4.6 叶片的避振

避开低频干扰力引起的共振，其安全条件是：

$$\frac{f_d}{n_s}\neq K \text{（}K\text{ 取 1～6 正整数）} \qquad (4.3.4\text{-}24)$$

通常绘出如图 4.3.4-14 所示的共振转速图。图中的阴影区是某级某阶动频率 f_d 的散度曲线

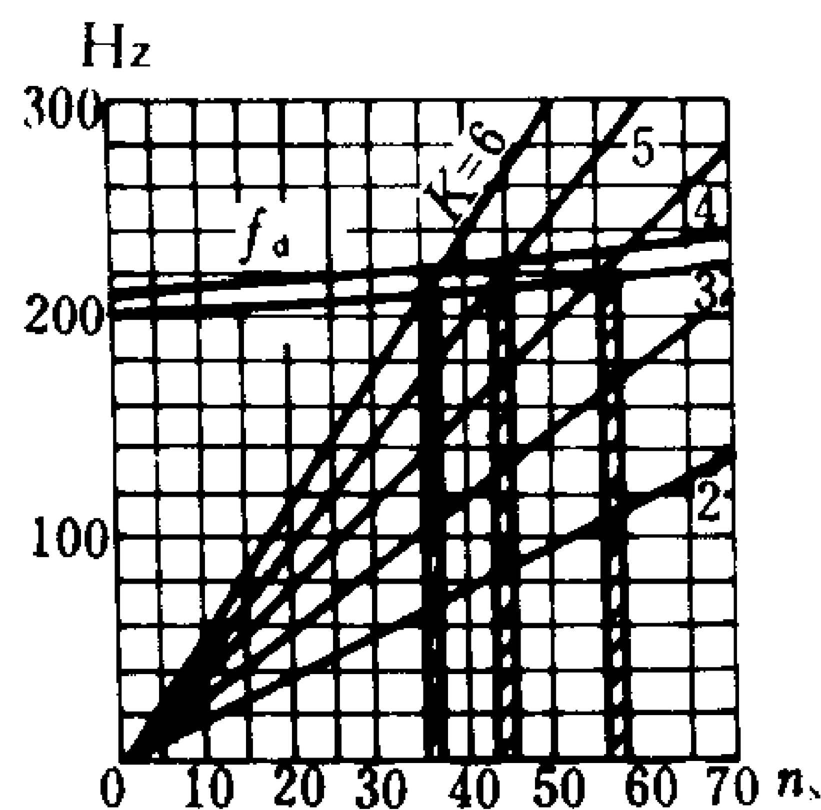


图 4.3.4-14 共振转速图

与 Kn_s 射线的交点所对应的共振转速区。在所有的运行工况下，都不得使用这些转速。这种共振转速图仅用于 f_d 不超过 300 Hz 的级。频率超过 300 Hz 以上的叶片应在低频共振条件下设计。

为了避开高频干扰力引起的共振，应满足下列两个不等式。

$$\left.\begin{aligned} 0.85 > \frac{zn_s}{f_s^{A_0}} > 1.15 \\ 8 \leq \frac{zn_s}{f_{a_0}} \leq 4 \end{aligned}\right\} \qquad (4.3.4\text{-}25)$$

式中：$f_s^{A_0}$——按式（4.3.4-20）算出的叶片组 A_0 型静频率，Hz。

事实上叶片的自振频率在运行中不是一成不变的，在管理中避振的基本方法就是改变（降低）工作转速（对于变转速汽轮机）。

3 转子

3.1 功用、工作条件和分类

3.1.1 功用

汽轮机转子的功用是将获得的机械能传递出去。

3.1.2 工作条件和常用材料

转子本身质量的离心力是主要载荷，所传递的扭矩和本身重力都不大。转子被高温蒸汽所包围，在运行工况剧烈变动时由于温差产生热应力、热变形及轴向膨胀(收缩)。此外，转子不平衡质量的离心力可能引起振动。

主、辅汽轮机转子的工作条件不同，转子各部分的工作条件也有很大差异。但是，都要保证在任何工况下转子具有足够的强度和刚度。在蒸汽参数不高或载荷不大的情况下有时采用 35、40 及 45 号钢制成的零、部件；在 400℃ 以下长期运行的转子广泛使用铬镍钼合金钢，如 34 CrNi 3 Mo；在更高温度下工作的转子采用铬钼钒钢，如 25 Cr1Mo1V 可在 450～550℃ 下长期运行。

3.1.3 分类

按制造方法转子可分为装配式、全锻式及焊接式三种。目前舰船汽轮机广泛采用全锻式转子。随着焊接质量提高，焊接式转子也在船舶上得到应用。按结构形式转子可分为轮式转子和鼓式转子。

3.2 轮式转子

3.2.1 装配轮式转子

叶轮是轮式转子的主要部件，多应用在冲动式汽轮机中。在装配式转子中，叶轮和机轴分开制造，然后加热套装（习称红装），再以键和螺母止动。

转动时由于离心力作用，叶轮中的切向应力 σ_θ 大多大于径向应力 σ_r，σ_θ 由轮缘向轮毂增大，而σ_r 则相反，如图 4.3.4-15 a）所示。

叶轮截面形状有等厚度、锥形和等强度（即$\sigma_\theta=\sigma_r=\sigma$）三种，分别如图4.3.4-15 b)、c)及d)所示。从合理利用金属来看，等强度叶轮最好，锥形轮次之，等厚度叶轮最差；但

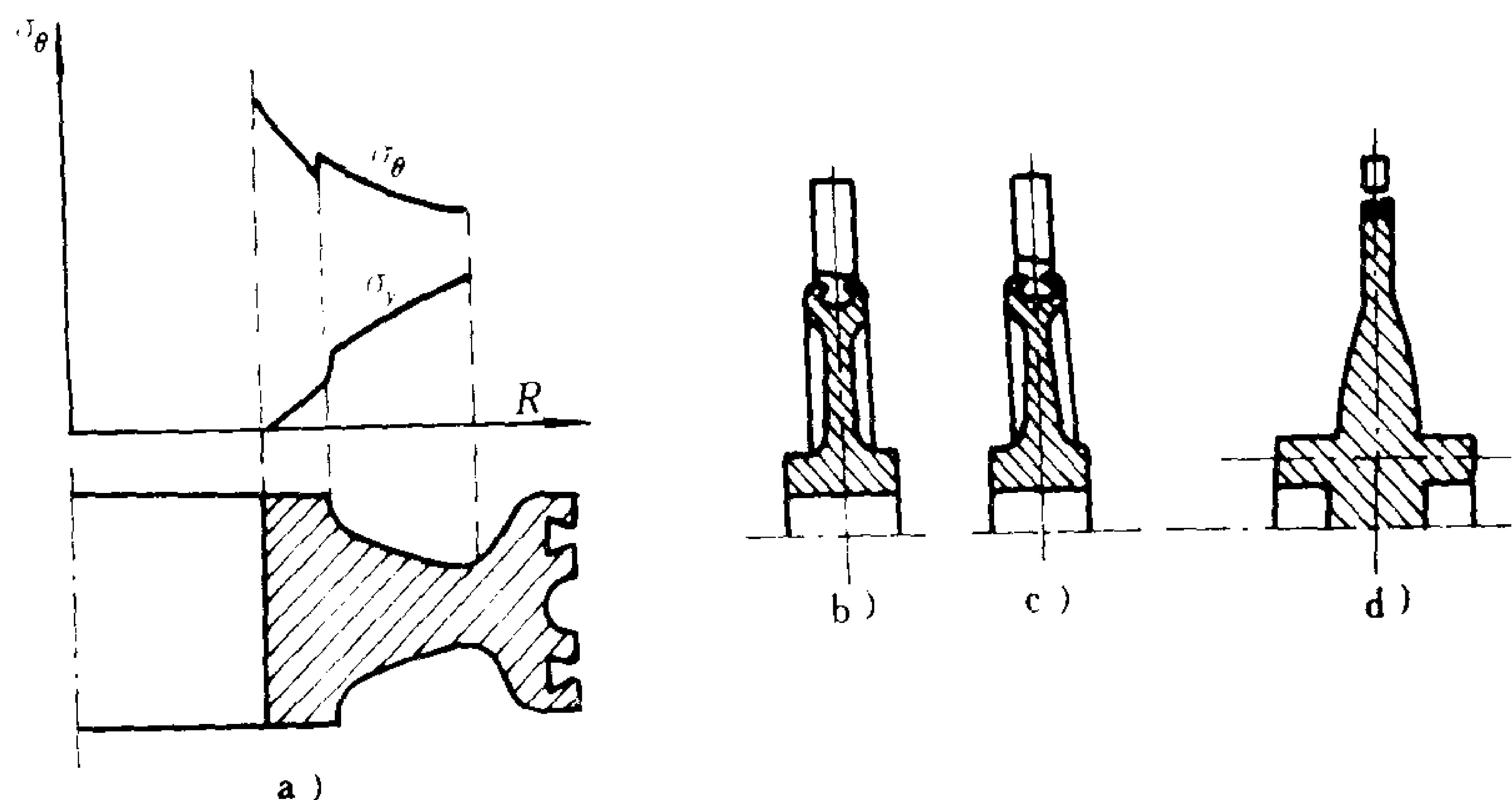


图4.3.4-15　各种叶轮及应力分布

a）应力分布；b）等厚度叶轮；c）锥形叶轮；d）等强度叶轮

是从加工简便和制造成本来看，次序正好颠倒。所以目前应用得最广泛的是锥形叶轮。

3.2.2　全锻轮式转子

如图4.3.4-16所示，它是一台双缸汽轮机中的高压缸转子。全锻式转子与装配式相比，有如下优点：叶轮和机轴连成一体不会松脱；强度高，可以做得更紧凑、轻巧，相应地也减小了定子尺寸和重量；不需象装配式那样加工很多要求很高的配合面（但对进汽侧轮缘平面晃动要求≯0.05 mm，对轴颈的圆度和圆柱度要求≯0.01～0.02 mm）；材料使用率高。

为了去掉材质较差的中心部分，同时也为了检查锻件质量，全锻式转子一般都钻出中心孔（直径至少60 mm）。但是中心钻孔会增大内孔表面的切向应力，现在倾向于小直径（0.4～1.0 m以下）不钻中心孔的全锻转子。

全锻转子有些附件是单独加工后套装在转子上的，如图中的联轴器、挡油环、汽封套及推力轴等。这样可以减少转子的加工量，选用不同材料和工艺制造这些附件；另一方面有些易损件可以个别地更换，整个转子不致报废。

3.3　鼓式转子

鼓式转子的特点是一般没有明显的叶轮，直接在转子外缘上车出固定动叶的环形叶根槽。它多应用在由反动级组成的汽轮机中，主要原因是避免叶轮两侧压差造成过大的轴向力和适应反动级通流部分形状。

3.3.1　全锻鼓式转子

目前应用很广泛，如图4.3.4-17所示。它是双缸汽轮机中的低压缸转子，通流部分采用双流式，两侧各有8个反动级组成的正车级，而倒车复速级居中，其轴向力互相平衡，无需配置平衡活塞。

3.3.2　焊接鼓式转子

如图4.3.4-18所示，它已应用于某些新式船舶汽轮机中。其优点是：可以设计成等强度，紧凑轻巧；锻件的尺寸小，便于确保质量；可以合理地使用材料。但是它对焊接的质量

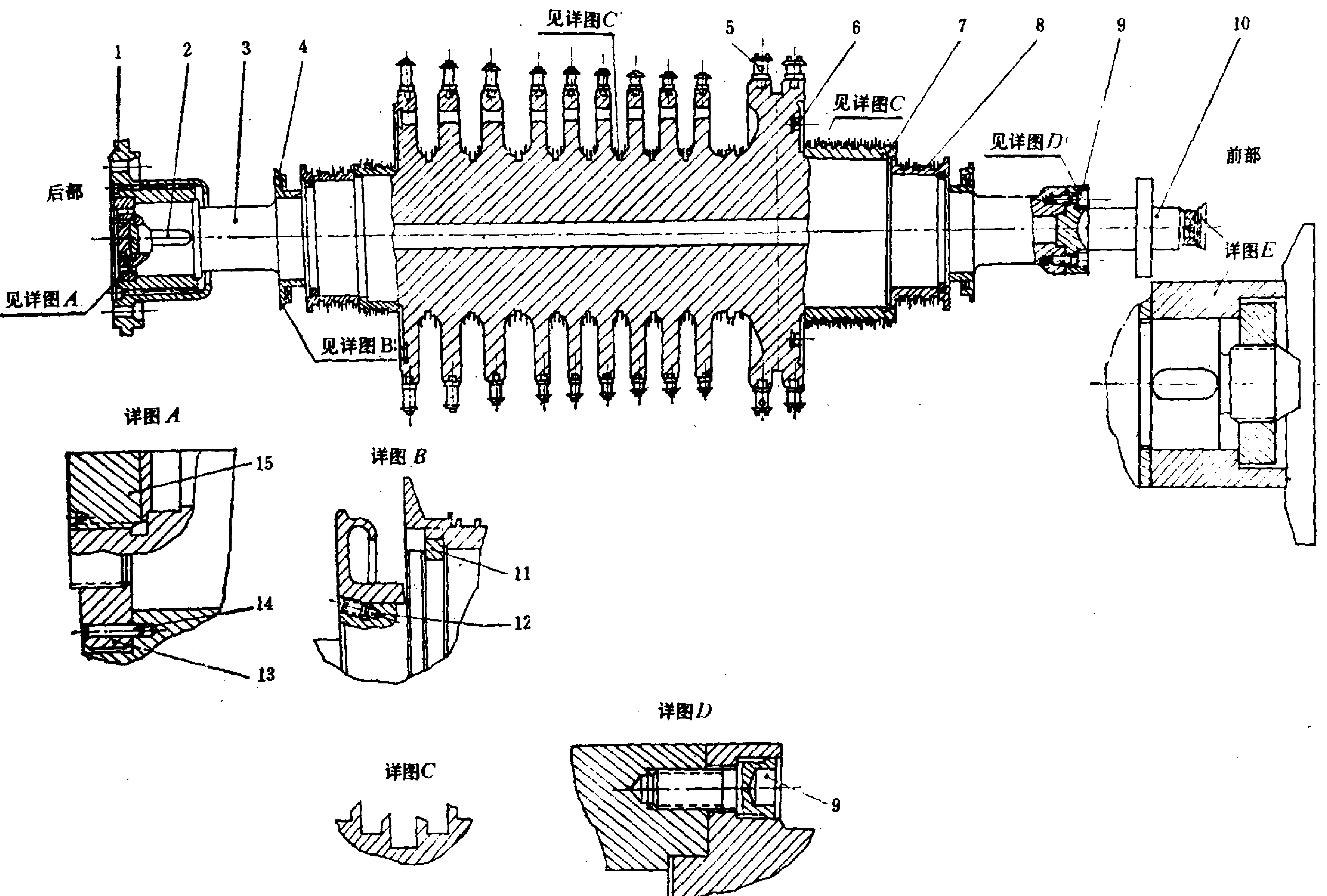


图4.3.4-16　全锻轮式转子

1-联轴器；2-键；3-轴颈；4-挡油环；5-拉筋；6-平衡块槽；7、8-汽封套；9-内六角螺钉；10-推力轴；11-弧形键；12-螺钉；13-圆螺母；14-销；15-闷头

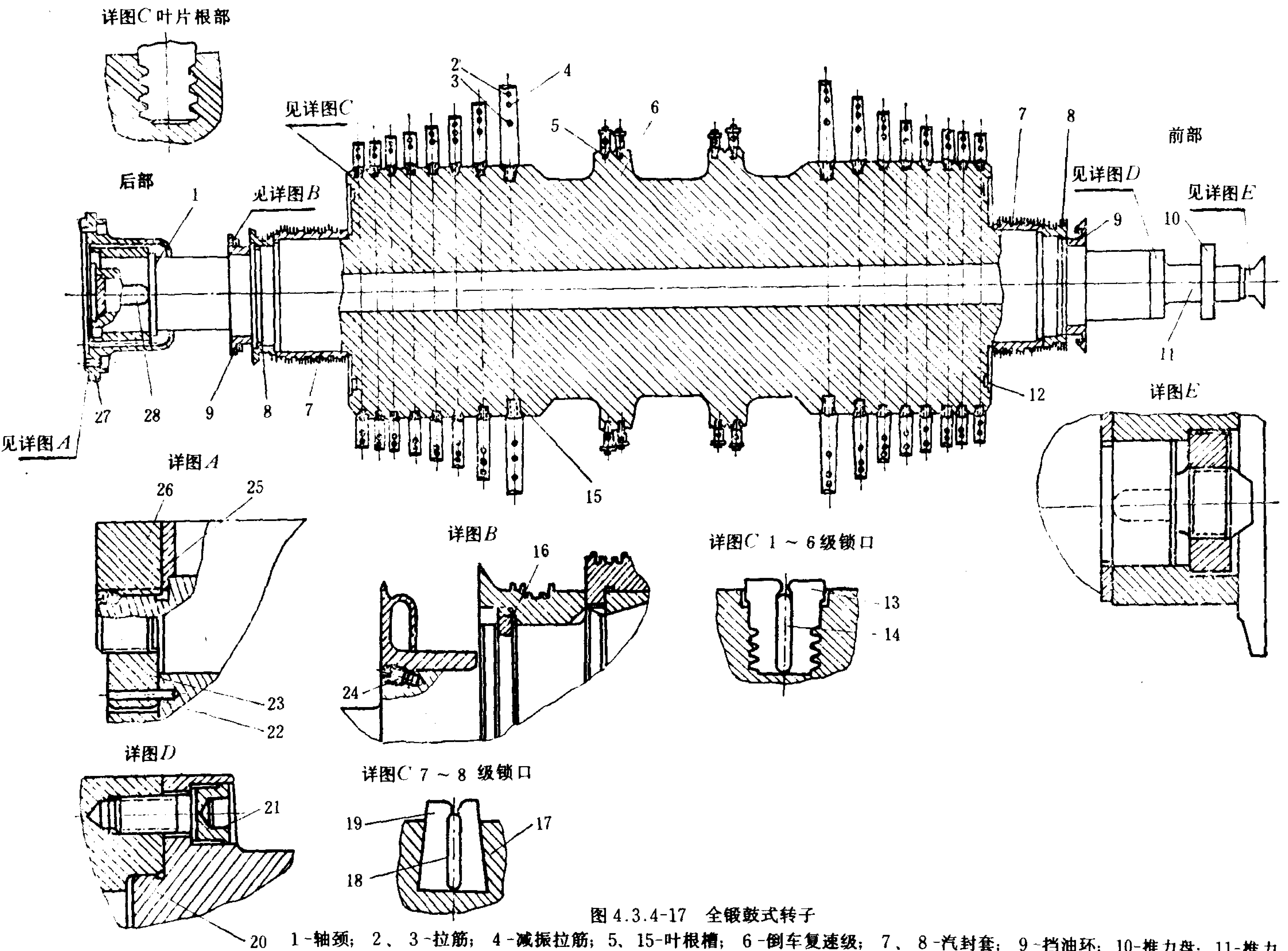


图 4.3.4-17 全锻鼓式转子

1-轴颈；2、3-拉筋；4-减振拉筋；5、15-叶根槽；6-倒车复速级；7、8-汽封套；9-挡油环；10-推力盘；11-推力轴；12-平衡块槽；13、19-叶片锁块；14、18-楔块；16-弧形键；17-转子；20-推力轴头；21-内六角螺钉；22-销；23-圆形螺母；24-螺钉；25-垫盖；26-闷头；27-联轴器；28-键

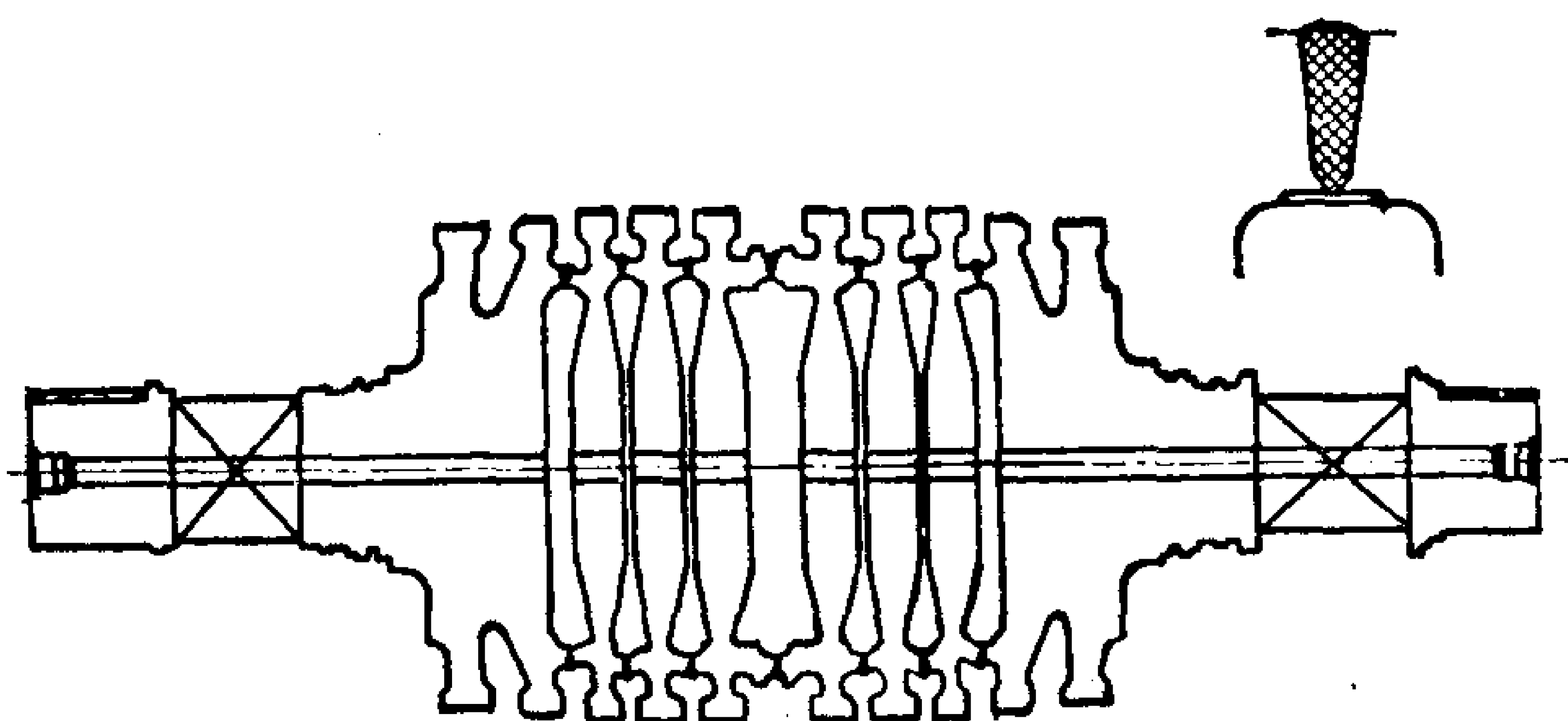


图 4.3.4-18 焊接鼓式转子

要求很高。有些焊接式转子上钻有轴、径向孔，以便蒸汽进入转子内部，缩短起动的时间。焊接式转子可以做成鼓式，也可做成轮式。工作温度在400℃以上的焊接式或全锻式转子在粗加工和热处理后，应进行热稳定试验。

3.4 转子的临界转速

汽轮机转子是回转弹性体。任一回转弹性体都有自己特定的临界转速 n_{cr}，在此转速下其挠度剧增，以致最后折断。运行时转子的工作转速应当避开临界转速。作为船舶主机的这类变转速汽轮机，其最大转速低于转子 n_{cr} 的70%～75%，这类转子称刚性转子；而作为发电用的这类定转速汽轮机，其额定转速常在 n_{cr} 的125%～135%以上，这类转子称为柔性转子。采用柔性转子的汽轮机在起动增速时，必须迅速通过临界转速，以免发生事故。

3.4.1 临界转速 n_{cr} 的计算

可以采用确定转子横向振动自振频率（圆频率）的方法，通常用能量法来计算 n_{cr}

$$n_{cr}=2990\sqrt{\frac{\sum G_i Y_i}{\sum G_i Y_i^2}} \quad \text{r/min} \qquad (4.3.4\text{-}26)$$

式中：G_i——转子各段的重力，kN；

Y_i——转子各段施力点的静挠度，m，可用材料力学中的图解法求出。

对双支点多级轮式转子，还有一种近似估算法。

$$n_{cr}=K\frac{(d/L)^2}{\sqrt{G/L}} \quad \text{r/min} \qquad (4.3.4\text{-}27)$$

式中：K——系数，当转子轴最大直径 d 在中部、且直径对称地向两端减小时 $k=75.74$，当直径沿轴向近似相等时 $k=81.79$；

d——转子轴的最大直径，mm；

L——两轴承中心线间的距离，m；

G——转子重力，kN。

对刚度很大的全锻鼓式转子，可根据已知 n_{cr}^{l} 的类似转子，近似估算 n_{cr} 如下：

$$n_{cr}=\left(\frac{G^1}{G}\right)^{0.5}\left(\frac{L^1}{L}\right)^{1.5}\left(\frac{d}{d^1}\right)^2 n_{cr}^{l} \quad \text{r/min} \qquad (4.3.4\text{-}28)$$

式中的符号意义和单位同（4.3.4-27）式。后两式的计算值与按式（4.3.4-26）算出的结果误差在 ±3.5%以内。转子实际的 n_{cr} 值通常都低于上述公式的计算值，主要原因是转子的支撑不是绝对刚性的，对于刚度较大的船舶汽轮机转子，差别明显。

3.4.2 转子的静、动平衡

转子进行静、动平衡是为了尽量减少振动时产生的危害。一般额定转速小于1000 r/min、且其长度与最大外径之比 $L/D<1$ 的转子只需静平衡。除此以外的转子可在动平衡中一并解

决静不平衡问题。动平衡有低速、高速之分，低速动平衡的转速只是额定转速的 10%～20%；高速动平衡转速等于额定转速。高速动平衡的精度高于低速；但设备复杂、昂贵，故一般只进行低速动平衡，但对精度要求高的大型柔性转子应进行高速动平衡。

评价转子动平衡的精度，目前常用以下两个指标：一是剩余不平衡质量在额定转速下产生离心力，约为转子重量的 0.75%～1%，最大不超过 1.5%；二是允许剩余不平衡转矩应满足下列不等式：

$$G_{ub}\cdot e<\frac{kG_R\cdot 10^6}{0.10966n^2}\quad \text{g}\cdot\text{cm} \tag{4.3.4-29}$$

式中：G_{ub}——动不平衡质量，g；

e——转子重心的偏心矩，cm；

k——系数，$k \ngtr 0.015$；

G_R——转子重力，N；

n——额定转速，r/min。

$G_{ub}\cdot e$ 应控制在下列范围：主机高压缸转子约 50～100 g·cm；主机低压缸转子约 200～500 g·cm；辅汽轮机转子约 10～30 g·cm。对重量较大、转速较高的转子应取下限值。

4 汽缸

4.1 功用、工作条件和分类

4.1.1 功用

汽缸的功用是构成一个封闭空间，使蒸汽在其中实现能量转换；它还用来安装或连接其它静止部件，如管路、阀门、喷嘴、静叶、隔板、汽封、轴承及测量仪表等，有时还有隔板套、静叶套等。

4.1.2 工作条件

汽缸是一个壁厚不等、形状复杂的壳体。除功率很小的辅汽轮机外，汽缸一般都有可拆卸的水平中分面，有的还有垂直分面（装配后一般不拆卸）。

汽缸的受力有：内、外压差的作用力；各处温差产生的热应力和变形；由隔板、喷嘴及静叶传来的蒸汽作用力以及安装在其上的各部件的重力（如冷凝器常吊装在低压缸汽缸的下部）。汽缸的结构必须有足够的强度和刚度。在运行时，还必须特别注意汽缸的膨胀和收缩是否遇到不应有的阻碍。我国船舶检验局规定：汽缸、进汽管及喷嘴箱都必须经受 1.5 倍额定蒸汽压力的水压试验，并不得少于 200 kN/m²。

4.1.3 材料和分类

汽缸一般都是铸造的。工作温度在 250℃以下的采用铸铁，但不能承受冲击负荷；250～400℃的采用铸钢，如 ZG25；400℃以上的采用合金铸钢，如 ZG20CrMo、ZG20CrMoV 及 ZG 15 Cr 1 Mo 等。连接件螺栓的材料采用 35 碳钢（≤350℃）、35 CrMo（≤480℃）、25 Cr 2 MoV（<510℃）及 20 Cr1Mo 1 VNbB（<550℃）等。螺母材料一般比螺栓低一个等级。

气缸有全铸式和全焊铸式两种。前者的铸件尺寸大、形状复杂，铸件壁厚很不均匀，难以保证铸造质量。后者可克服全铸式的缺点，且便于机械加工，合理使用材料和减少热应力，故得到广泛应用。

4.2 焊铸式汽缸

在焊铸式汽缸中进汽部分，各种管节和法兰，前、后轴承箱，有时还有尺寸较大的排汽部分，都与上、下汽缸本体分开铸造，然后再焊接或用连接件固定在汽缸本体上。

在双缸式汽轮机中，由于高压缸和低压缸的汽缸工作条件不同，它们的结构各有特点。高压缸汽缸的内、外压差大，蒸汽温度也高，因此结构上要保证足够的强度和热膨胀(收缩)时与转子同心。低压缸汽缸的尺寸大，结构上主要保证其刚度。此外，低压缸中常配置倒车级，应保持其静叶（隔板）套相对于汽缸本体同心膨胀（收缩）。

4.2.1 焊铸式高压缸汽缸

图 4.3.4-19 所示为其本体，它由 4 个铸件组成；前、后汽缸盖以及前、后下汽缸。在它们的垂直分面处用螺栓连接，固定后不再拆卸。汽缸的水平中分面也是用螺栓将汽缸盖和下汽缸连接的。检修时要吊起汽缸盖，以便检查机内各部件的情况。吊盖前应松开水平分面的所有连接件，在汽缸盖上安放 2 ～ 4 个顶升螺钉和导向柱；然后均匀地拧旋顶升螺钉，同时用铜锋震敲中分面法兰，使汽缸盖与下汽缸松脱。当汽缸盖沿导向柱升起时，在汽缸盖与下汽缸之间应塞入几个木方，以防万一吊钩或缆绳松脱时，汽缸盖下落砸坏汽轮机的零、部件。吊起汽缸盖后，如需要吊出转子，也需注意防止转子与下汽缸相碰。检修毕，把转子放入下汽缸后，应用手转动转子，检查有无碰撞现象，并测量、记录各处的轴、径向间隙值。在下汽缸中分面上应涂一层厚约 0.2～0.25 mm的涂料，其成分是亚麻仁油和黑铅粉（1 ： 1），用小火煎熬约 6 h，直至逐渐具有延展性和粘性为止。然后，将汽缸盖沿导向柱轻轻地吊落在下汽缸上，此时配合面间不允许通过 0.05 mm厚的塞尺片。再转动转子 1 ～ 2 圈，确信无碰撞情后，按斜对角方向轮流上紧所有的螺母和螺钉。上紧前，应在螺纹上涂一薄层黑铅粉，以免以后螺纹难于松脱。高参数的汽缸水平分面上开有槽道，其作用是：减小配合面，以利于加工和着色拂配；增大单位面积上的承压力改善汽密性；一旦漏汽时蒸汽首先进入槽道，自动形成密封。

在舰用汽轮机中，为了提高低速时的经济性，常在高压缸中配置低速级级组。这样，汽缸本体内装有安装旁通阀及低速级隔板的隔板套。它也分上、下两半制成，安装在汽缸本体的环形槽中，在水平分面处用压板和螺钉止动。

4.2.2 低压缸汽缸

如图 4.3.4-20 所示为低压缸汽缸，其本体为薄板和筋条焊接的壳体，分上、下两半部。正车级隔板套与汽缸本体焊接，它的上下两半部借水平分面连接，前、后两部分借垂直分面连接。由于低压缸正车第一级通常是全圆周进汽的，其进汽部分的结构比高压缸汽缸简单得多。正车级经常在湿蒸汽区工作，其隔板套内加工出疏水的槽道。

倒车级隔板(静叶)套经常是单独地制成上、下两半，再装入低压缸汽缸本体中。图中是借助下隔板套的水平中分面法兰，悬挂在汽缸本体上，再用 4 个螺栓固定。单独铸成的倒车级进汽室焊接在隔板套上半部。倒车级隔板套与汽缸本体的连接方法，要保证突然受热时隔板套相对于汽缸本体能自由膨胀而又同心(详见 4.4)

4.3 喷嘴箱

在使用高参数蒸汽的船舶汽轮机中，调节级(第一级)喷嘴前的封闭腔室一般是单独铸造后再装入汽缸本体中去的，它称作喷嘴箱。这样做不仅简化了汽缸本体的形状，有利于保证

铸件质量，合理地使用金属材料（喷嘴箱用含铬、钼、钴、钒的合金钢，而汽缸本体用碳钢铸造）。更重要的是受热时喷嘴箱相对于汽缸本体可以自由膨胀而又不破坏对中，从而大大减小了汽缸中的热应力和热变形（详见 4.4）。

如图 4.3.4-21 所示的喷嘴箱，分成上、下两半部分。上半部分悬挂在汽缸盖上，并与之焊接；下半部分装入下汽缸后焊接。上半部分有安装喷嘴阀的阀箱和在垂直壁面上铣出的弧形槽(固定各喷嘴组用)；下半部分也有铣出的弧形槽，但它直接通向操纵阀。有的喷嘴箱和汽缸本体用螺栓连接，这样可以在不打开汽缸盖的情况下直接取出喷嘴箱，检修调节级的喷嘴。

4.4 汽缸的三向膨胀

汽缸及其部件受热后要膨胀，冷却时要收缩。如果不加控制，汽缸和转子间轴、径向间隙有可能在某处消失，就会发生严重事故。为此，在结构上要允许三向膨胀以保证汽缸沿轴、径向及垂直向的自由膨胀，同时又不致破坏汽缸和转子的对中以及保持汽缸各部件的相对轴向位置。这些结构措施有保证汽缸总体膨胀和保证受热部件（如喷嘴箱、倒车级静叶套等）相对于汽缸本体膨胀。

4.4.1 为了保证汽缸总体膨胀的措施

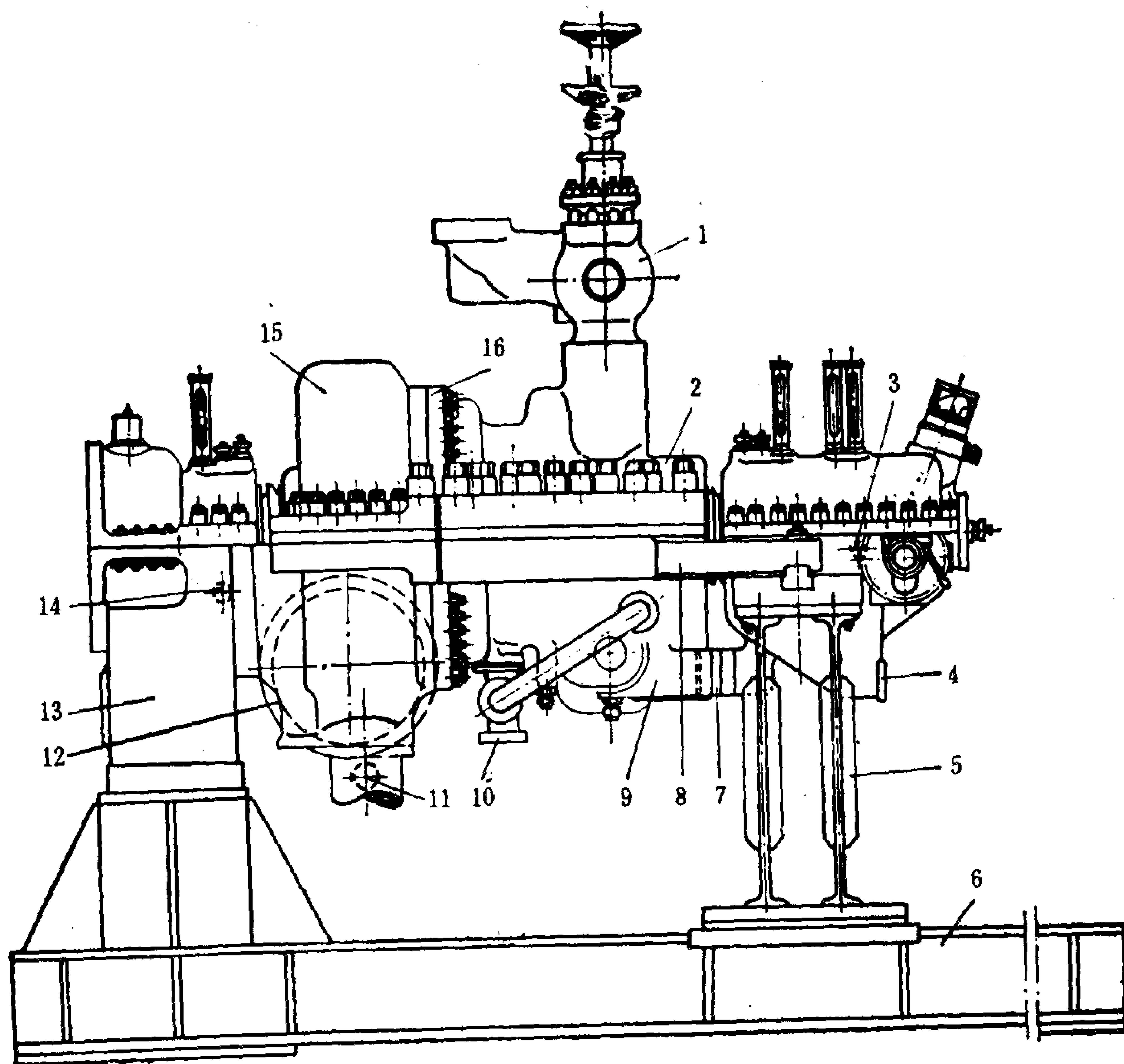
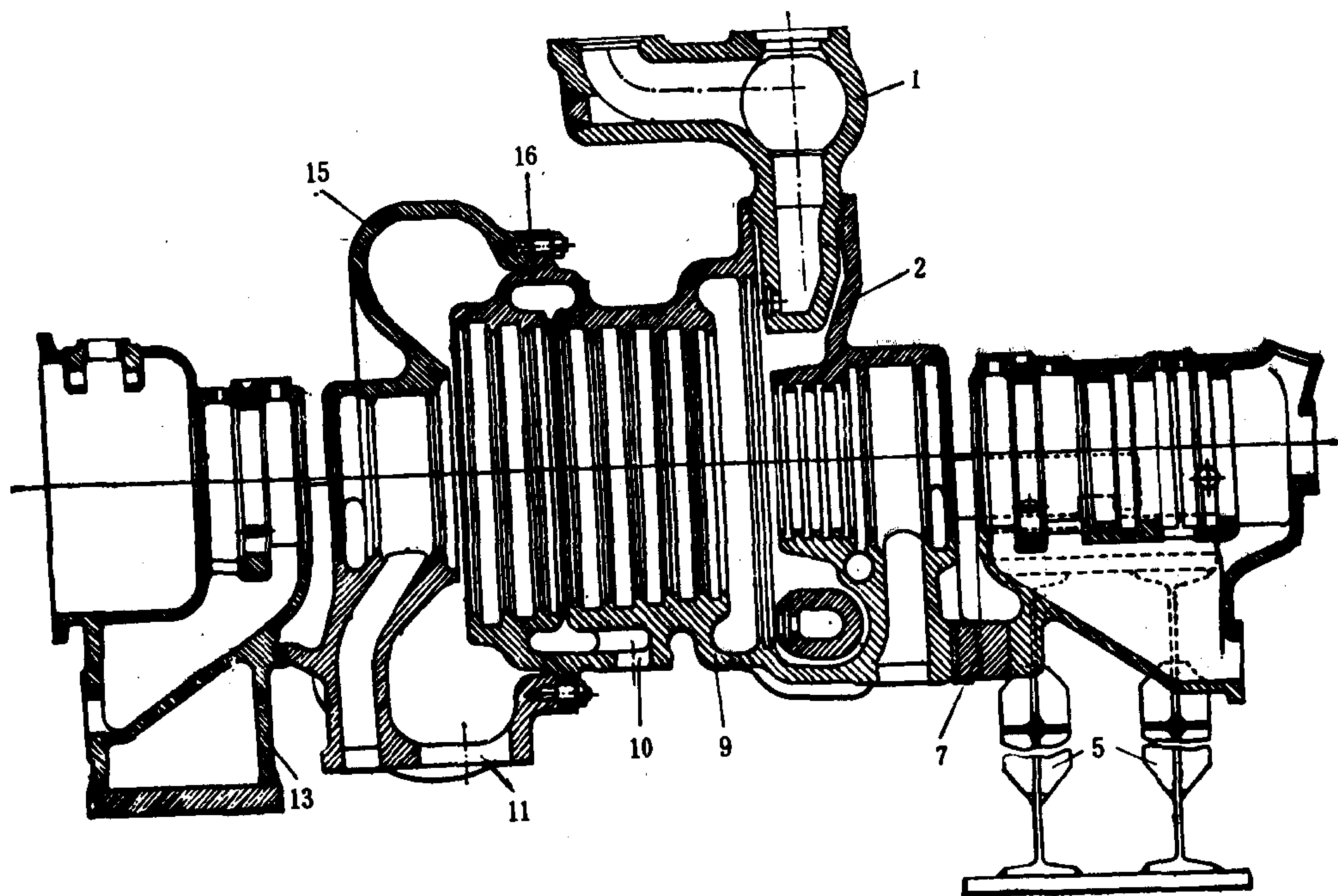


图 4.3.4-19



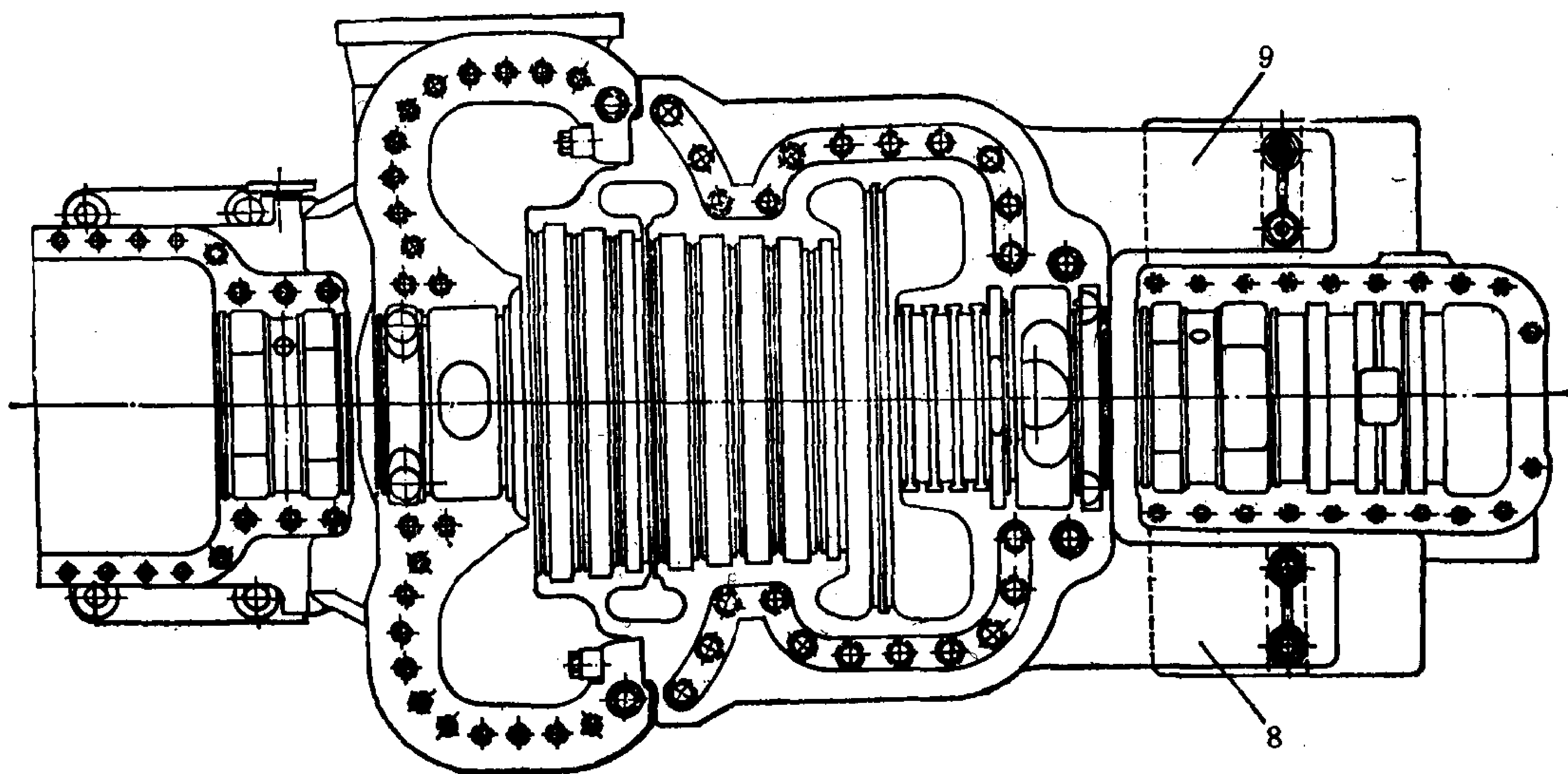


图 4.3.4-19 高压缸汽缸

1-喷嘴箱；2-汽缸盖；3-前轴承箱盖；4-前轴承座；5-挠性支架；6-机座；7-垂直键；8-支脚；9-下汽缸；10-第一级抽汽管；11-第二级抽汽管；12-排汽管；13-后轴承座；14-后轴承箱盖；15-后汽缸盖；16-垂直分面

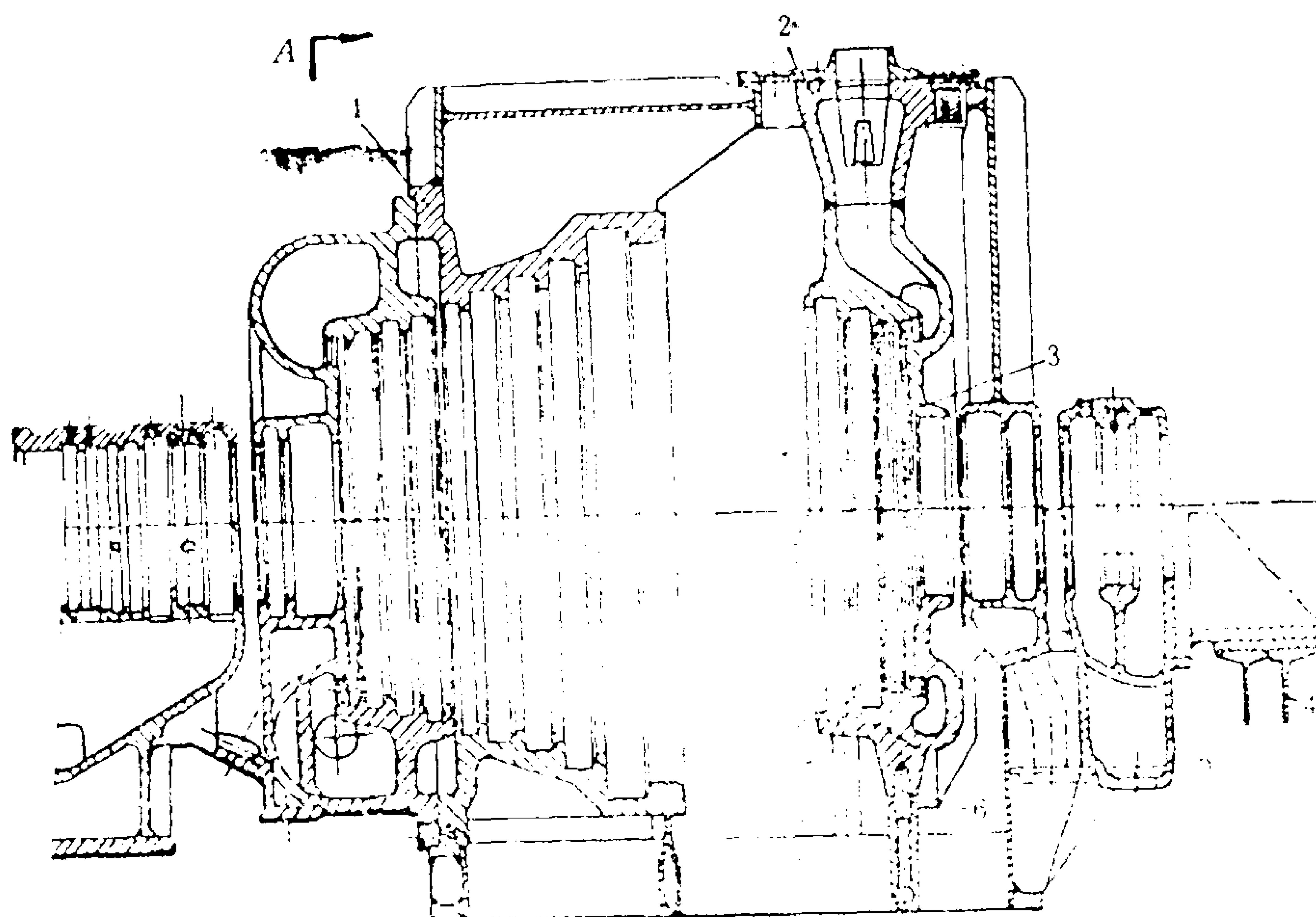


图 4.3.4-19

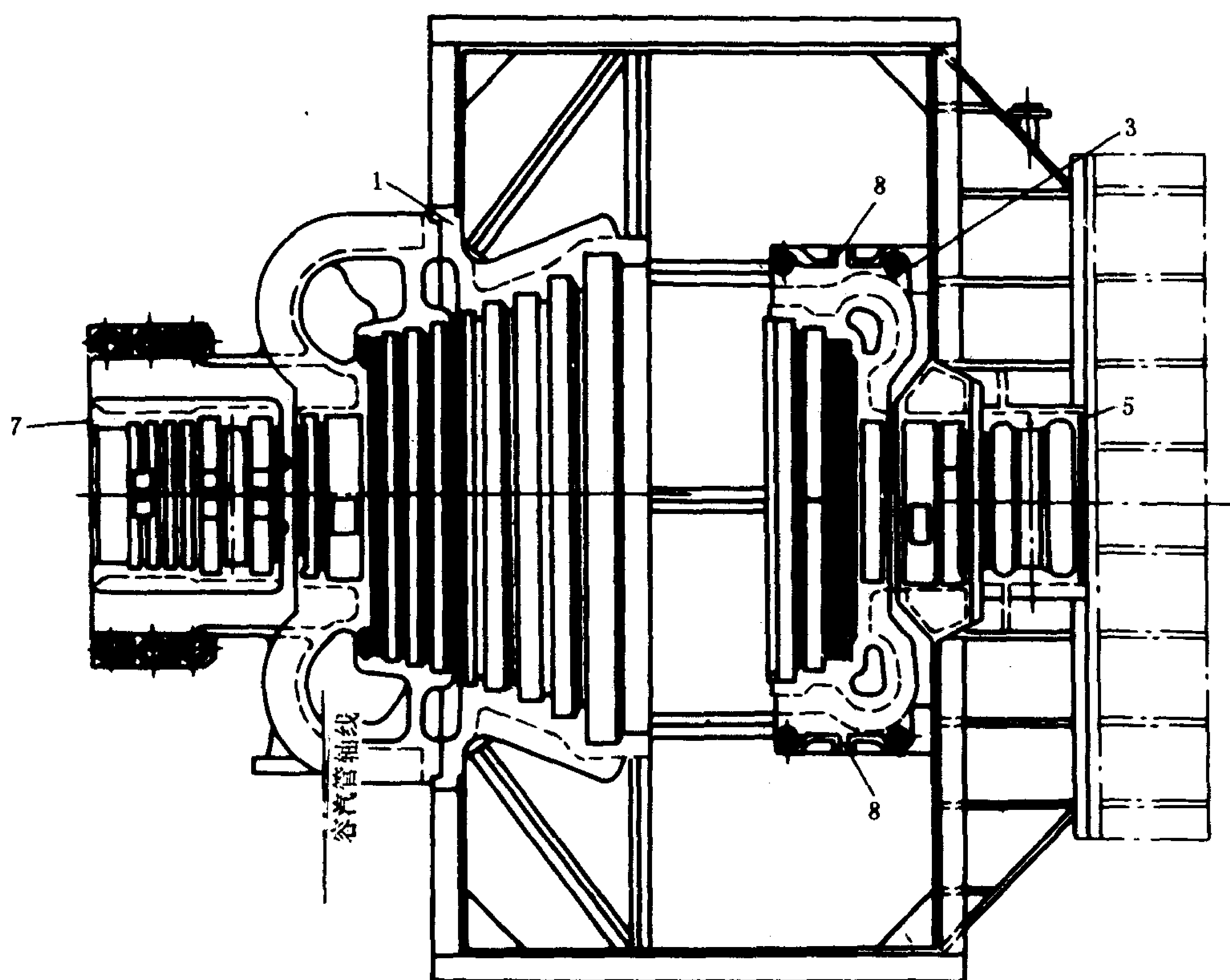


图 4.3.4-20

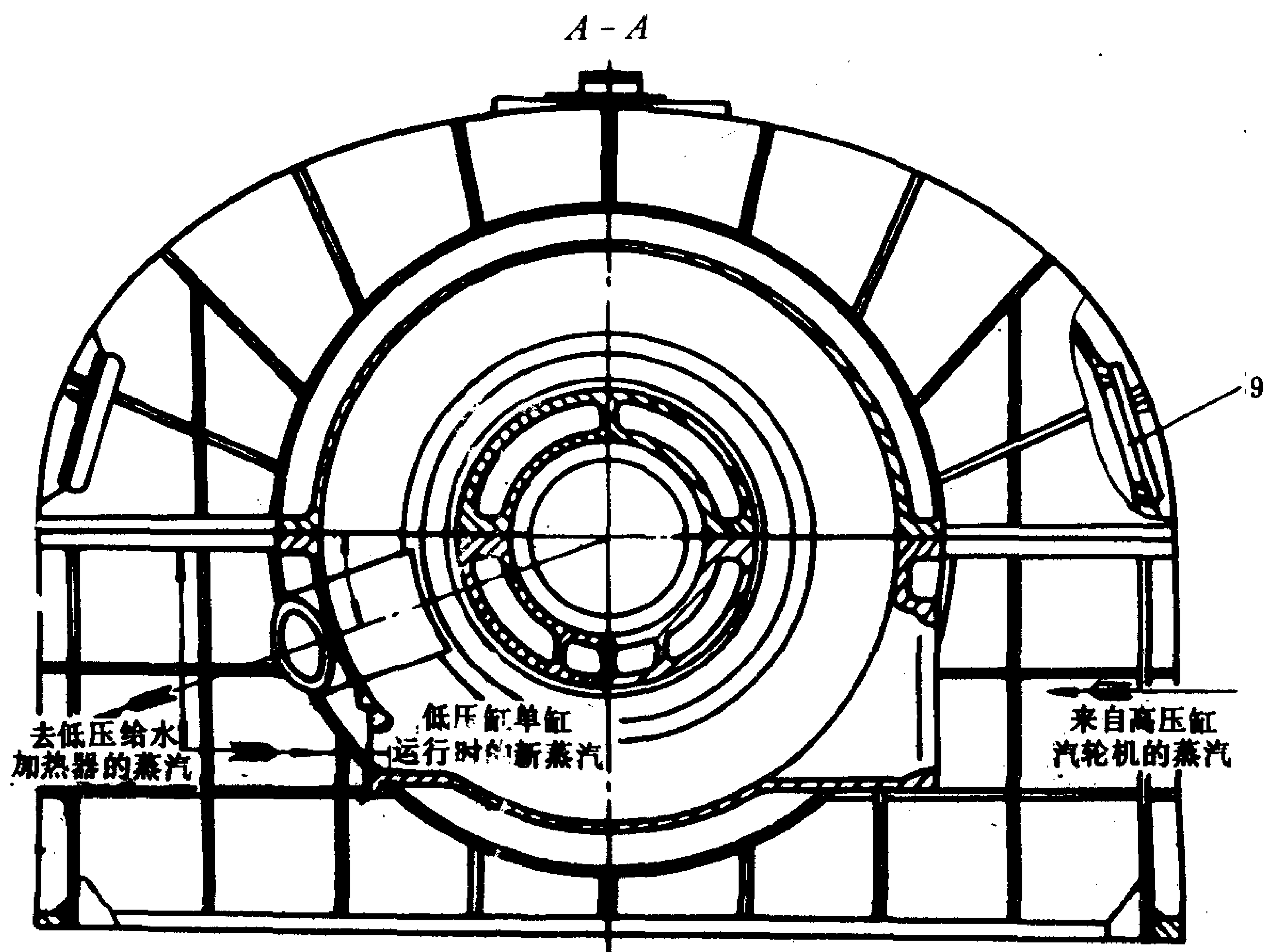


图 4.3.4-20 低压缸汽缸

1 -正车级隔板套；2 -倒车级进汽室；3 -倒车级隔板套；4 -挠性支架；5 -前轴承座；6 -导向销；7 -后轴承座；8 -水平键；9 -检查孔

一般将汽缸本体和后轴承座（尾端）焊接或刚性连接后再固定在机座上，并以此为死点。汽缸受热后由尾部向首部膨胀。早年建造的汽轮机和小型辅汽轮机，汽缸常与前轴承座连为一体成刚性连接(但有 3 个径向的导向键允许相对移动)，这时常采用滑动轴承座结构，如图 4.3.4-22所示。前轴承座的支脚可在压板与垫板之间滑动，其中心线位置则由导向键来保证。这种结构在运行时应注意清洁配合面并注油润滑。在新式船舶主汽轮机中，则常采用挠性支架结构，如图 4.3.4-19 和 4.3.4-20 所示。下汽缸进汽端左、右两侧在水平分面法兰处各伸出一支脚，搭在前轴承座两侧的支承平面上。二者以螺栓连接，孔径略大，且螺母上紧后留有间隙，允许二者相对移动。其对中则由两支脚下的水平键和下汽缸下部中央的垂直键来保证。键槽和键块间留有 0.05～0.1 mm的间隙，它们同时保证了二者的相对轴向位置。

前轴承座刚性固定在工字形挠性支架上。后者是刚性固定在机座上的，在安装时向死点方向有 2 ～ 3 mm的预挠度，这样在运行时挠性支架就处于或接近垂直位置。

4.4.2 喷嘴箱相对于汽缸本体膨胀的结构措施

如图 4.3.4-21 所示，上半部分以焊缝为死点沿两侧的导向键滑动，后者焊在汽缸内壁上下半部分也以焊缝为死点沿导向销滑动。在有的喷嘴箱中，用几个径向导向销以保证对中。

倒车级隔板(静叶)套受热后也会相对于汽缸本体膨胀，其结构措施如图 4.3.4-20 所示。倒车级下隔板套水平分面法兰两侧各有一个水平键，下部中央有一导向销，其作用同前述。

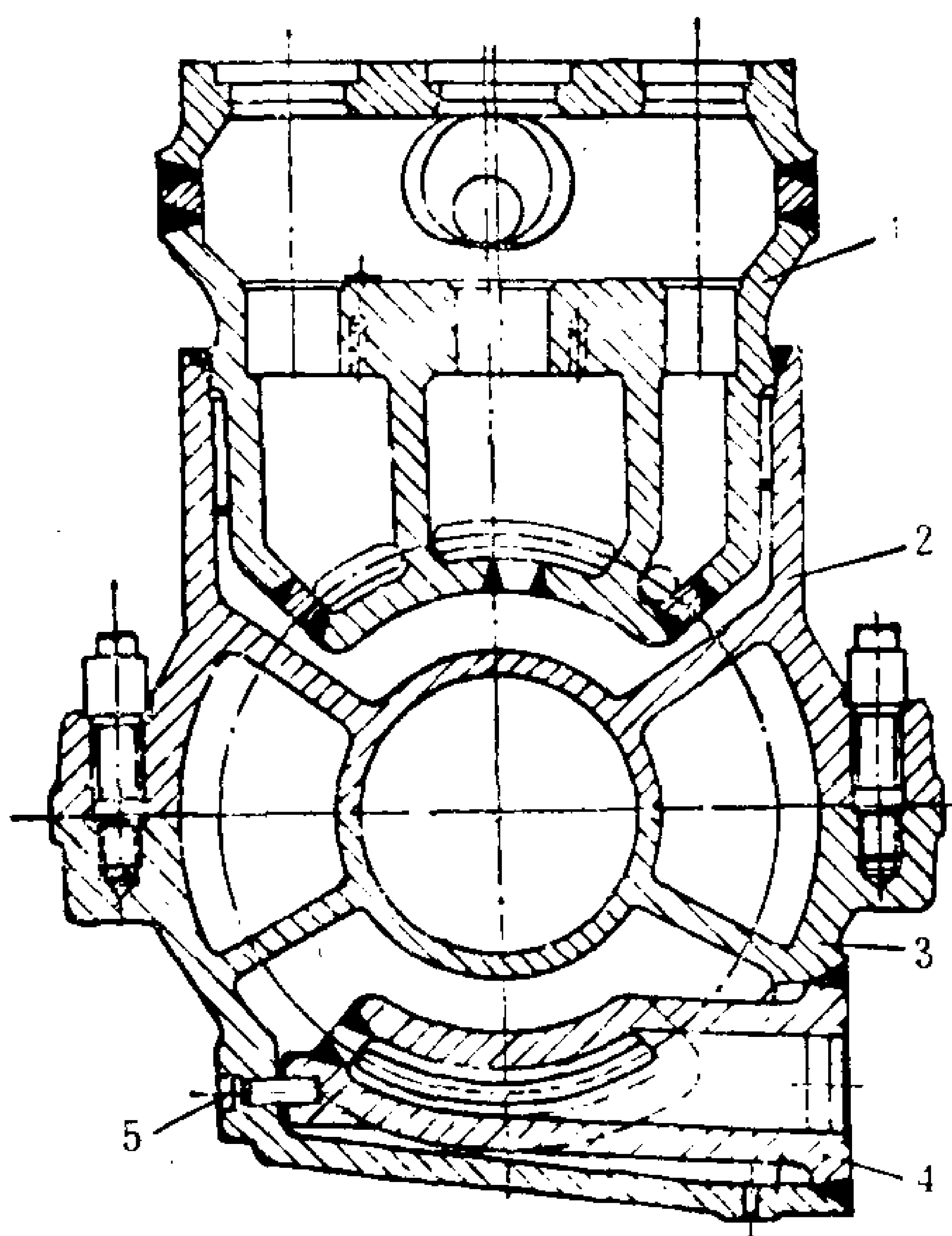


图 4.3.4-21 喷嘴箱

1、4-喷嘴箱；2-汽缸盖；3-下汽缸；5-导向销

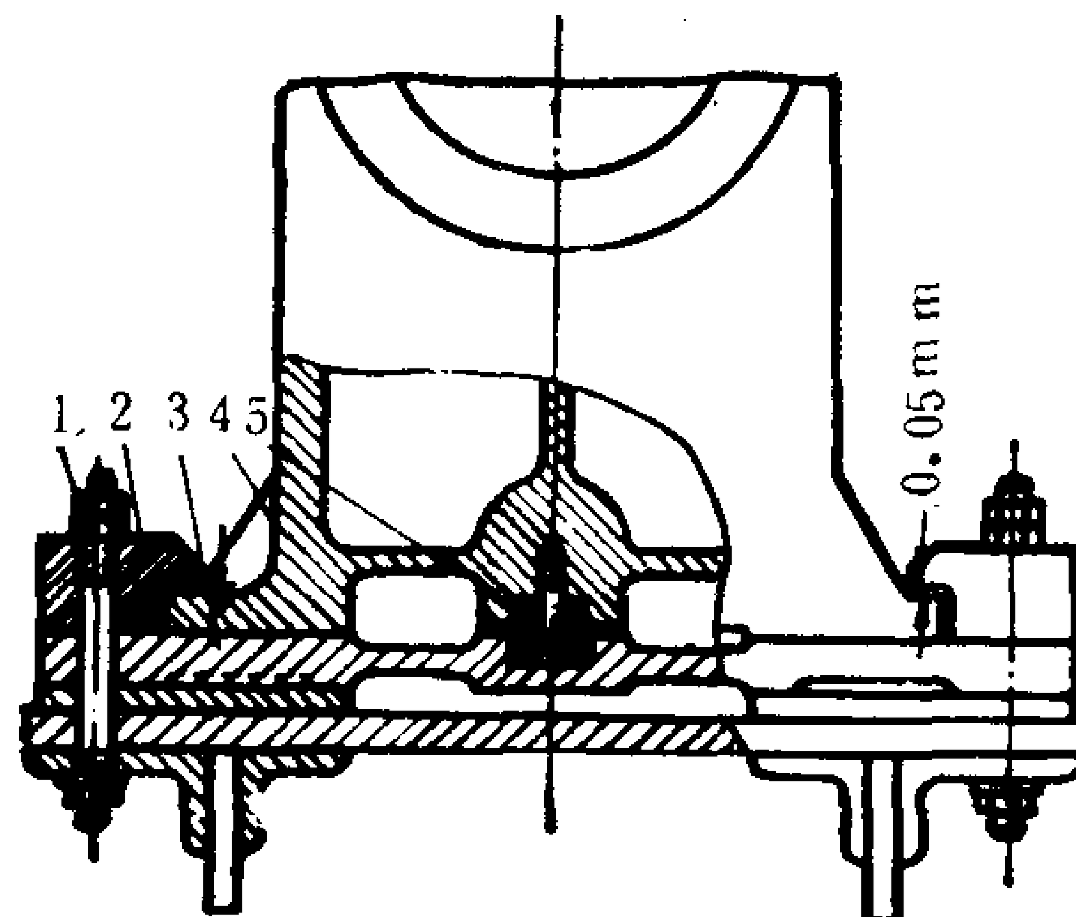


图 4.3.4-22 滑动轴承座

1-螺栓；2-压板；3-垫板；4-轴承座；5-导向键

5 隔板

5.1 功用、工作条件和分类

5.1.1 功用和工作条件

隔板通常用在多级冲动式汽轮机中。其功用是将汽缸内的空间分隔成一系列压力不同的腔室，使蒸汽分级膨胀，它还用来安装汽轮机第一级后的各级喷嘴。

隔板呈圆盘形，由外缘、喷嘴叶片、本体及汽封四部分组成。它有中心孔让转子穿过，孔内安装汽封。一般在中分面处分成两半，分别安装在汽缸或上、下隔板套的环形槽中。隔板在工作时受到两侧压差的作用，要求有足够的强度和刚度，并且在中分面处应当汽密。工作在高温区的隔板，其结构要保证膨胀时不破坏对中，且其材料的高温机械性能要好；在湿蒸汽区工作的隔板，则其材料的抗腐蚀性能要好，在结构上应采取去湿措施。

5.1.2 分类

隔板按制造方法可分为铸造、装配、装配-焊接和焊接 4 种，分别如图 4.3.4-23、4.3.4-24、4.3.4-25 及 4.3.4-26 所示。无论哪一种隔板，汽封均为曲径式，单独制成后装入隔板内孔的环形槽中。

除喷嘴叶片外铸造隔板采用 HT 28-48 铸铁铸造。喷嘴则采用钢板冲压成型，并对进、出口边加工后放入砂型内浇铸，再对配合面机械加工制成。这种隔板适用于 300℃ 以下的低温区。由于铸铁抗冲击性能差，舰用汽轮机一般不采用；铸造隔板中的叶栅通道的精度较差和粗糙度较大，效率不高。

装配式隔板可以采用合金钢，喷嘴是全铣的，精度高、粗糙度较小。它的主要缺点是接合处难免漏汽，并且连接刚度也较差。

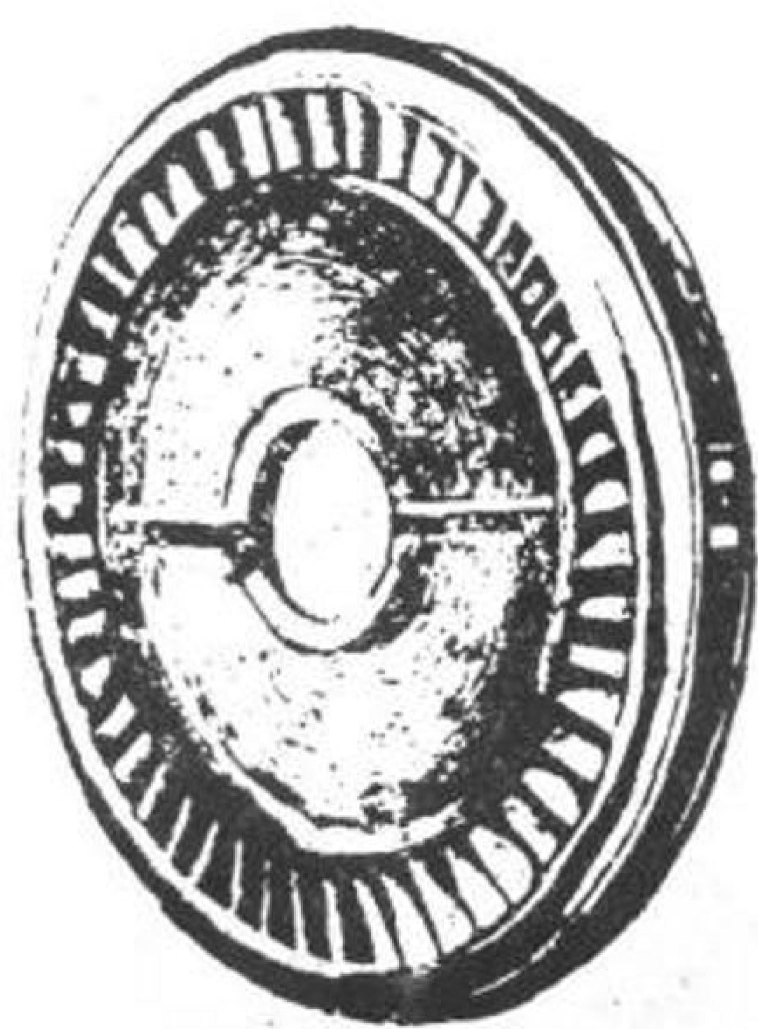


图 4.3.4-23 铸造式隔板

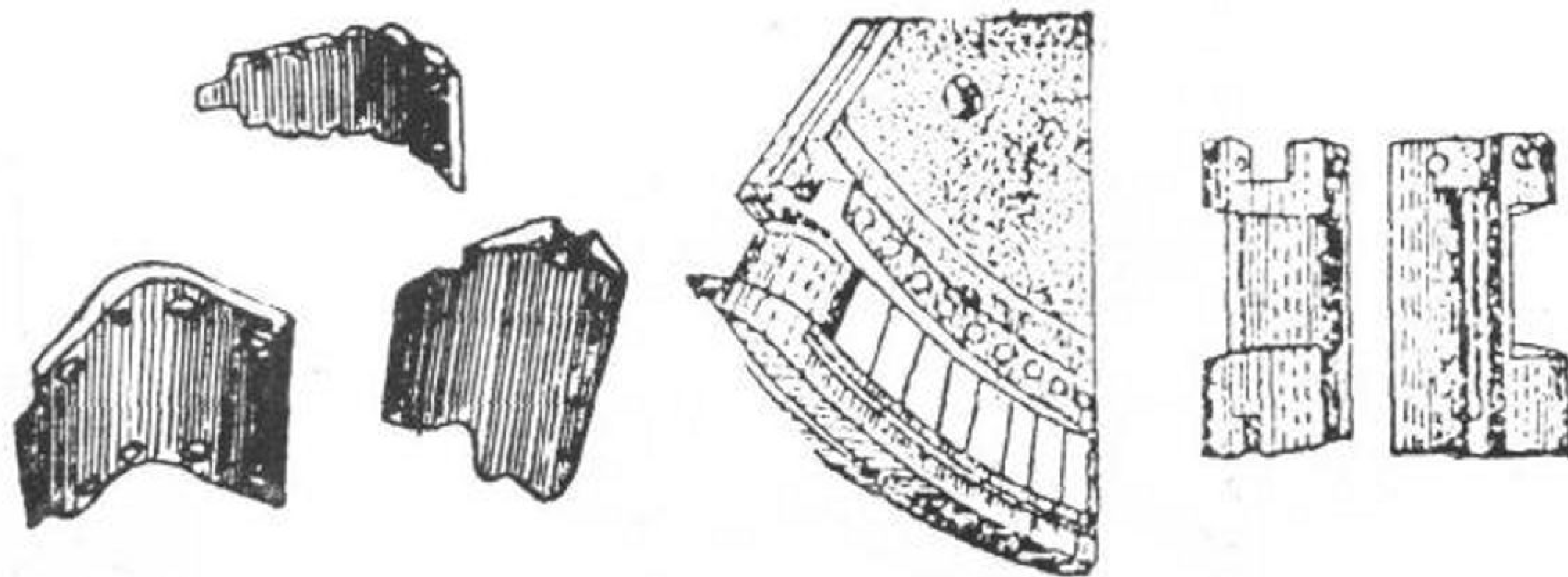


图 4.3.4-24 装配式隔板

装配-焊接式隔板是先将外缘、全铣喷嘴和本体组装后，再电焊成一体。这样既减少漏汽，又增加了连接刚度。这种隔板常采用宽度比隔板厚度小得多的窄喷嘴，使相对高度 l_n/b 增大，有利于减少喷嘴损失。为了增大连接刚度，在喷嘴前有流线型的加强筋连接外缘和本体。这种隔板广泛应用于高压缸汽轮机中，它的缺点是喷嘴单个地铣裂，金属利用率低，成本较高。

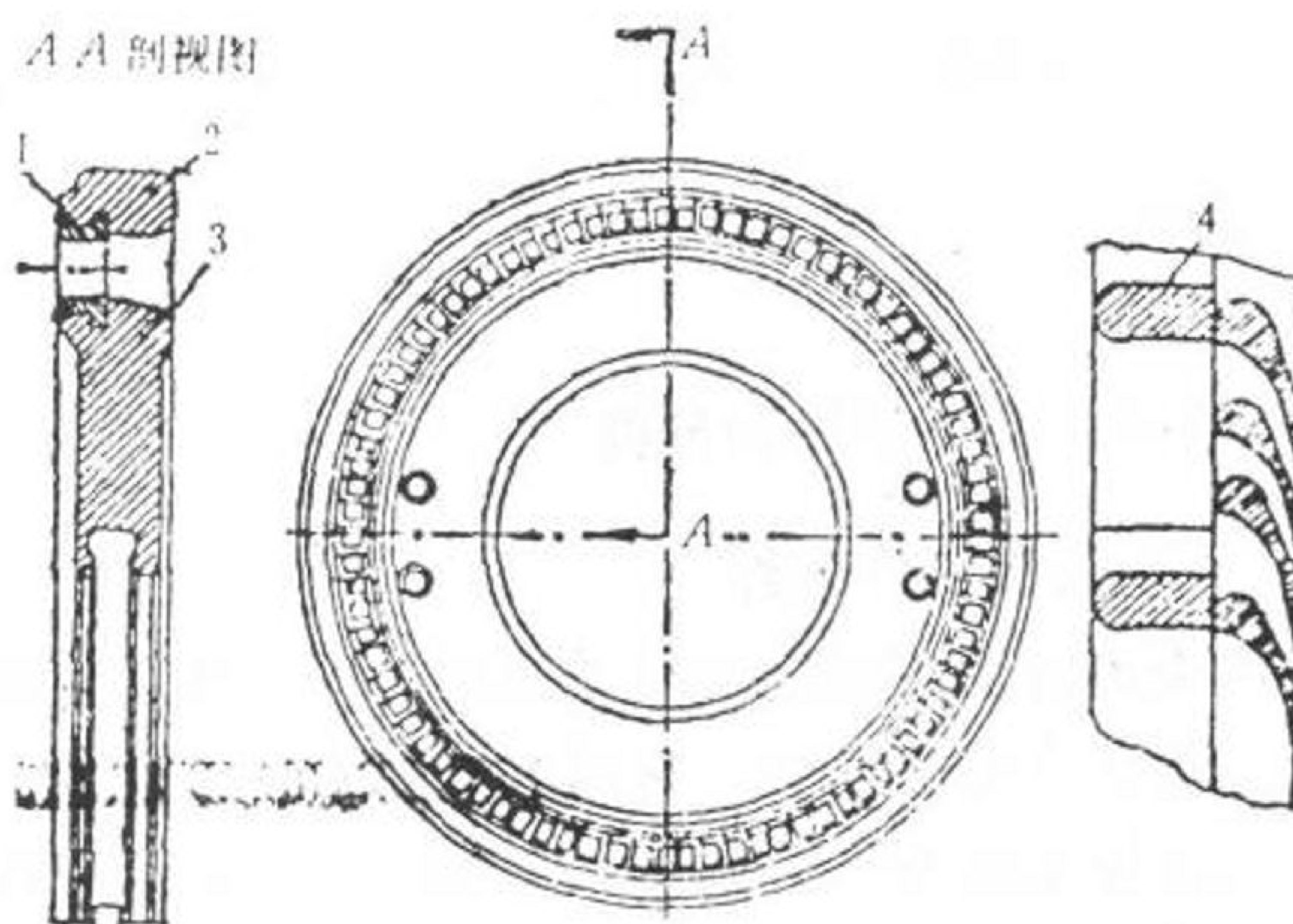


图 4.3.4-25 装配-焊接式隔板

1-窄喷嘴；2-外缘；3-本体；4-加强筋

焊接式隔板采用热轧冷拉型钢制成的喷嘴，逐个装入内、外围带上冲出的叶型孔中，再焊接成一个半环形叶栅。然后，将外缘、叶栅和本体电焊成一体。上、下两半隔板装配后在立式车床上机械加工。

隔板材料根据工作温度选用。300～450℃时，本体用 15 CrMo，喷嘴用 1 Cr 13；450～500℃时，本体用 20 CrMo，喷嘴用 15 Cr 11 MoV；500～580℃时，全部采用 15 Cr 12 WMoV。

隔板在机械加工后应进行挠度试验。试验时施加的负荷应等于运行时最大负荷的 1～1.5 倍，这时产生的轴向挠度应小于设计时的允许值，且不允许出现塑性变形。

5.2 隔板的安装和固定

隔板的安装和固定，既要能保证工作时的汽密性，又要允许隔板自由膨胀而不破坏对中。

5.2.1 上、下两半隔板的相对位置

它们的相对位置借中分面处的定位键来保证（图 4.3.4-26 中 B-B 剖视图）。这样还可以

增大隔板的刚度和减少接合面处漏汽。接合面应仔细着色拂配，其间不得通过 0.04 mm厚的塞尺片。

隔板安装在汽缸隔板套的环形槽中，槽底最大直径比隔板外径大约 1 ～ 2 mm；槽宽也大于隔板 1 ～ 3 mm。

5.2.2 隔板在环形槽中的径向定位

径向定位有两种基本型式。一种是径向销定位，如图 4.3.4-26 所示。在隔板外圆布置并固定 10 个（有时均布 6 个）径向定位销，它们的径向位置由其背后的垫片来调整（有时不用垫片而直接锉配定位销），隔板受热后膨胀，定位销的端部就贴紧在环形槽底上。这种定位结构允许的冷态间隙只有 0.25 mm，只能应用于低、中参数汽轮机中。

另一种是悬挂式定位，如图 4.3.4-27 所示。在下半隔板中分面附近的左右两侧，各固定一水平键。借此下半隔板悬挂在下汽缸隔板套的环形槽中。为了保证隔板中心不致左、右偏移，下半隔板底部中央铣出导向键槽，与固定在环形槽底部的导向键配合。上半隔板也有类似结构，但导向键固定在汽缸盖或上半隔板套上。

隔板汽封环也用类似方法，悬挂在隔板内孔的环形槽中，如图 4.3.4-27 中部件 E 所示。

5.2.3 隔板的轴向定位

有多种轴向定位形式。隔板外缘的出汽侧一般紧贴在隔板套环形槽的侧壁上。在进汽侧，有的在外缘处堆焊蒙乃尔合金块，如图 4.3.4-26 所示；有的则安上 6 个轴向定位销（ϕ10～20 mm），如图 4.3.4-27 所示。

6 汽封及汽封系统

按汽封的位置分为内部汽封和外部汽封。内部汽封安装在隔板内孔或静、动叶顶部，其功用是减少从高压侧向低压侧的漏汽。外部汽封安装在汽缸两端通过机轴的地方，其功用除了减少向汽缸外漏汽，还防止空气由外部侵入机内（当机内压力低于外界时）。

按汽封的结构形式。分为曲径式和碳圈式。内部汽封仅采用曲径式汽封。

6.1 曲径式汽封

6.1.1 工作原理

图 4.3.4-28 中所示为曲径式汽封的工作原理图。蒸汽流过汽封片和转子表面间的环形间隙时膨胀加速，压力降低，在其后的环形“小室”中与汽封片碰撞，形成强烈旋涡，动能转变成热能，并为蒸汽车身吸收，使比焓增至间隙前的数值(不计散热)。蒸汽的流动过程可以看成等焓过程，但比容却增大了。这样，流过最后一个环形间隙的蒸汽质量流量（即漏汽量 G_1），随汽封片数 z 的增多而减少。

曲径式汽封的漏汽量 G_1 是按连续方程演化出的公式计算的。当汽封低压端压力 p_2 大于当地临界压力 p_{2cr} 时，G_1 等于：

$$G_1 = A_1\sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z p_1 v_1}} \quad \text{kg/s} \tag{4.3.4-30}$$

式中：A_1——一个环形间隙的截面积，m²；

p_1、v_1——汽封高压端蒸汽压力及比容，Pa 及m³/kg；

p_2——汽封低压端蒸汽压力，Pa。

当 $p_2 \leq p_{2cr}$ 时，G_1 则等于临界漏汽量：

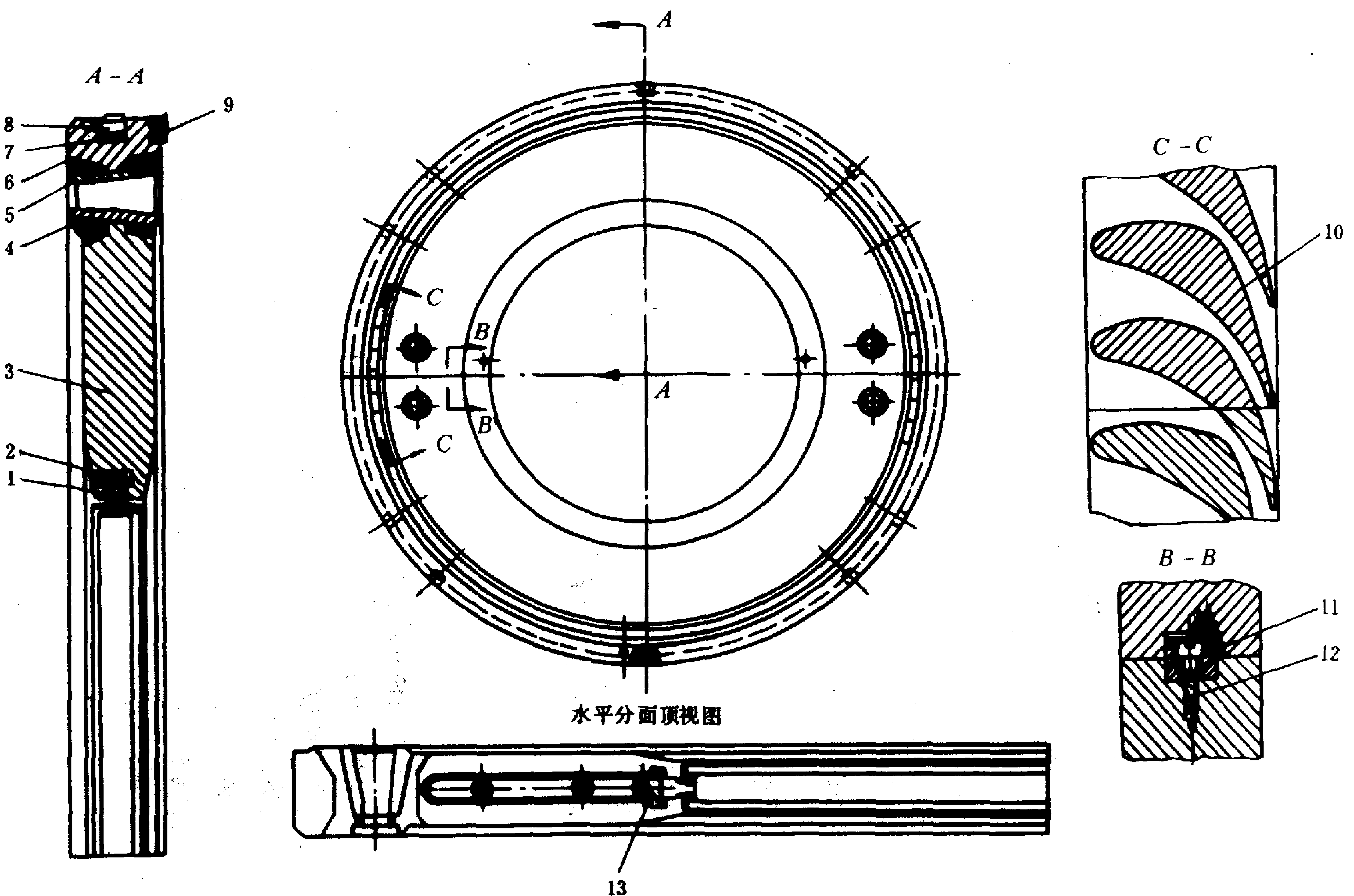


图 4.3.4-26 焊接式隔板

1-汽封环；2-平板弹簧；3-本体；4-内围带；5-外围带；6-外缘；7-垫片；8-径向定位销；9-堆焊合金块；10-喷嘴；11-定位键；12-螺钉；13-压板

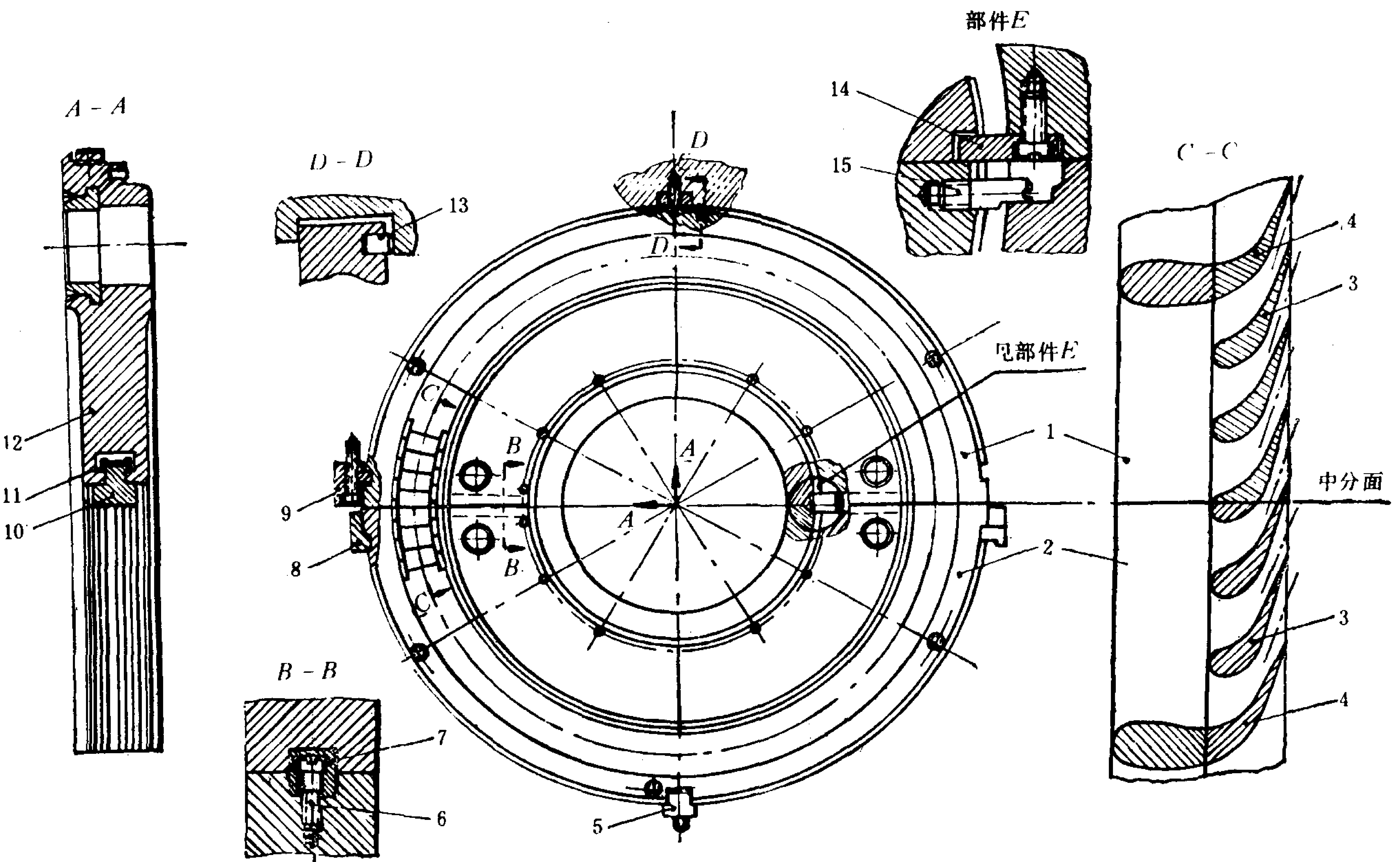


图 4.3.4-27 装配-焊接式隔板采用悬挂式定位

1-上半隔板；2-下半隔板；3-窄喷嘴；4-对准加强筋处的喷嘴；5-导向键；6-螺钉；7-定位键；8、9-水平键；10-汽封环；11-平板弹簧；12-本体；13-轴向定位销；14-压板；15-吊装销

$$G_1 = A_1 \sqrt{\frac{p_1}{(z+1.5)\ V_1}} \quad \text{kg/s} \qquad (4.3.4\text{-}31)$$

6.1.2 结构型式

曲径式汽封有刚性和弹性两种。刚性汽封中的汽封片直接嵌装在汽缸（汽封套）或隔板的内孔中，结构简单，但不能沿径向移动，它可能与转子表面相碰，故采用易于磨损的材料（如青铜、黄铜或含镍14%、锌2%、锡1%的铜合金），并将端部削薄，以保护转子表面。同时，刚性汽封片与转子表面之间的间隙 δ_r 必须较大，约0.5～0.7 mm左右，这样漏汽量就会增多。刚性汽封片的拆换也比较困难，目前已不多采用。

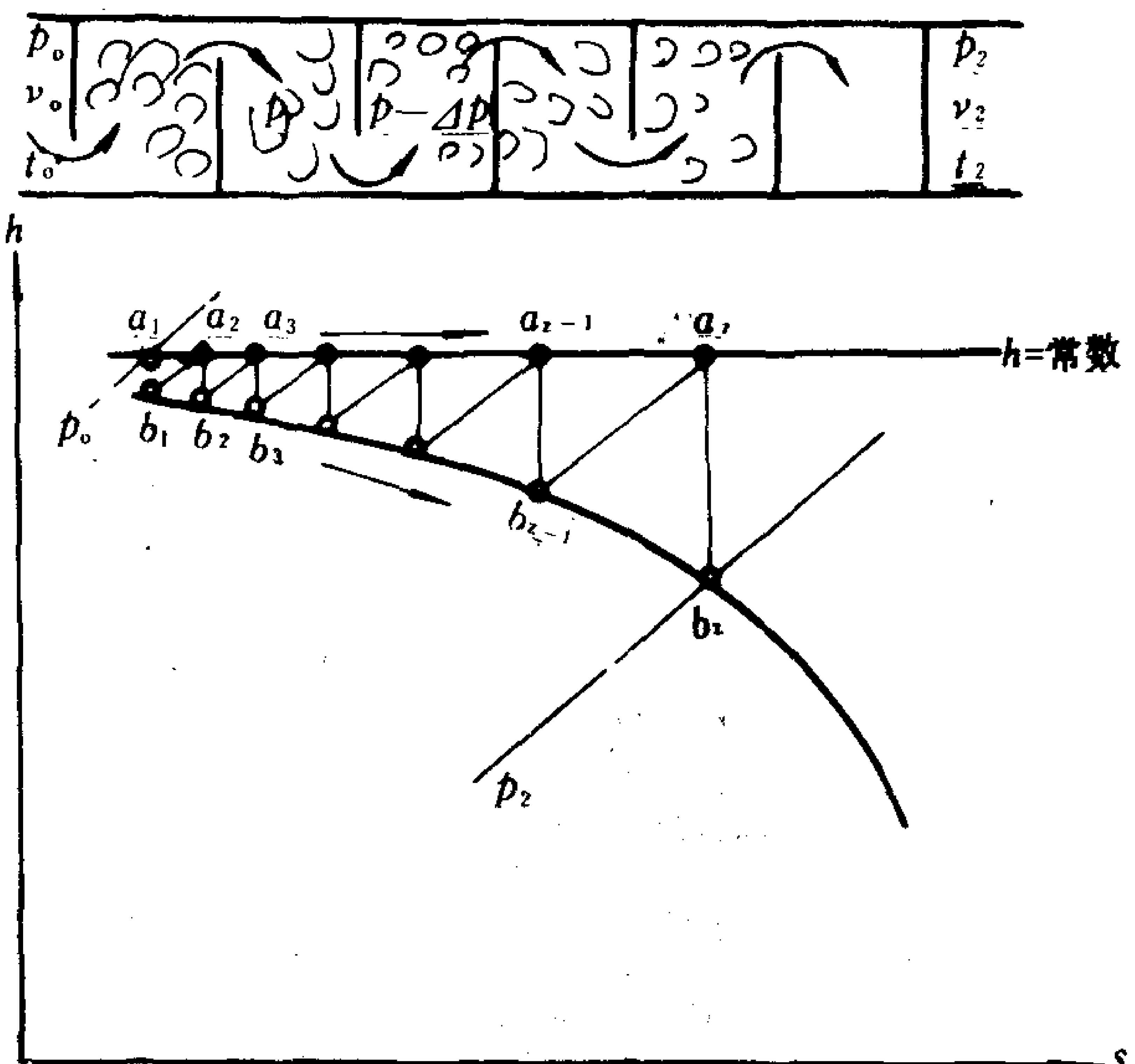


图 4.3.4-28 蒸汽在曲径式汽封中的工作原理图

弹性曲径式汽封环的结构如图4.3.4-29所示。汽封片在汽封环上车出，边缘铣薄。常用的有梳齿型和枞树型两种。分别如图a)、b)所示。后者可以缩短汽封的轴向长度，但加工较复杂。在汽封环的背后有一平板弹簧，一旦汽封片触及转子表面时，汽封环可沿径向退让。每个汽封环沿圆周分成4～6弧段，两相邻弧段间留有0.15～0.20 mm的膨胀间隙。汽封环装在汽缸（汽封套）或隔板内孔的环形槽中，在中分面处用压板和螺钉止动。安装正确时，各弧段能用手掀动。这种结构的间隙可减小至0.2～0.45 mm。汽封环用镍钢、铬钼钢或铜合金锻件车制，汽封套则用铸钢或锻钢件车制。

图4.3.4-30所示为双缸主汽轮机中高压缸进汽端的外部曲径式汽封。9个汽封环被3个环形空间（汽室）分隔成4组。汽室A与高压缸排汽端连通，使部分漏出的蒸汽进入低压缸作功。汽室B又名汽封室，与汽封系统中的平衡箱相通，用手动阀或调压器保持略高于外界的某一压力；其值在0.105～0.14 MPa，经常稳定在0.11～0.12 MPa。这样，就不断有蒸汽从

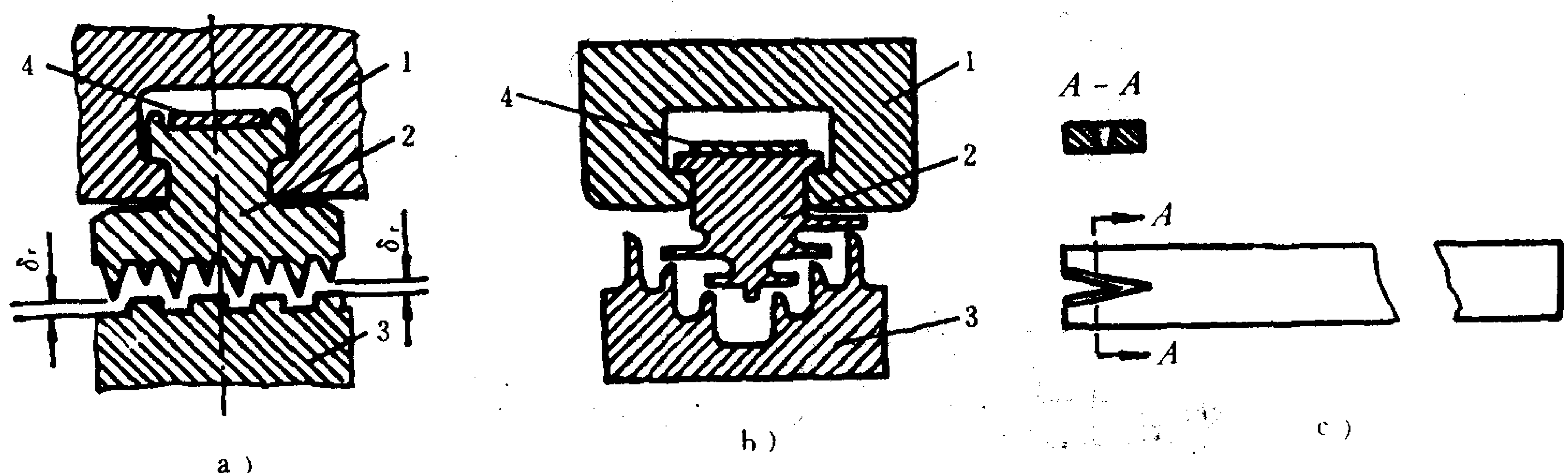


图 4.3.4-29 弹性曲径式汽封环

a）梳齿型；b）枞树型

1-静子；2-汽封环；3-转子；4-平板弹簧

汽室B流出，有效地阻制了空气侵入。汽室C又名抽汽室，其中保持压力在0.095 MPa（略低于外界压力）左右，蒸汽和空气混合体由此被汽封系统的抽除器抽出。高压缸排汽端和低压缸的外部汽封比较简单，一般只有2个汽室（B 及 C）。

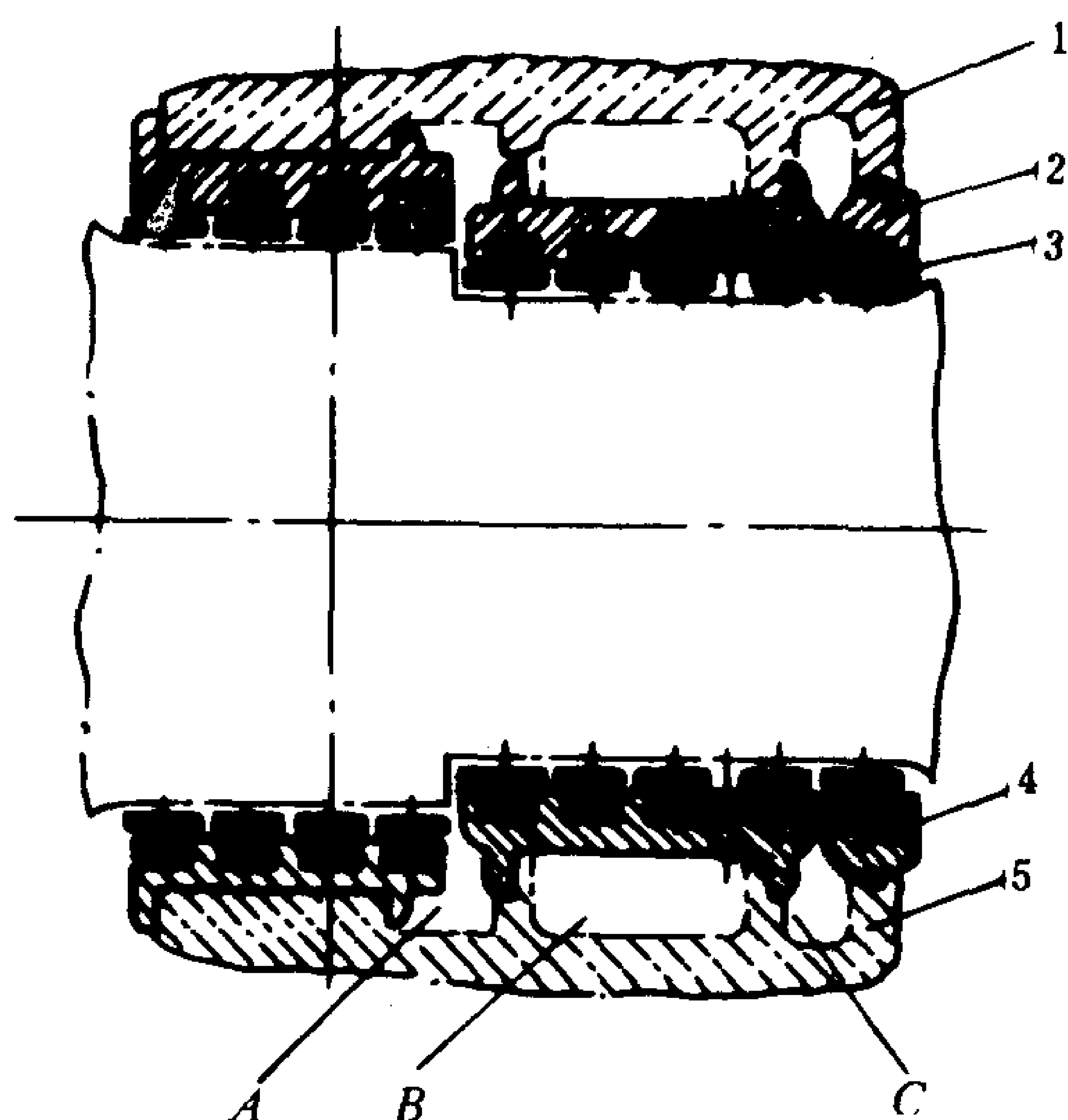


图 4.3.4-30 高压缸进汽端的外部曲径式汽封

1-汽缸盖；2-上半汽封套；3-汽封环；

4-下半汽封套；5-下汽缸

6.2 碳圈式汽封

碳圈式汽封如图 4.3.4-31 所示。其主要特点是用碳圈代替汽封片(环)。碳圈用含石墨很多的碳粉压制，每个碳圈沿周向分割成 3 ~ 4 段，外缘用弹簧箍紧，安装在青铜制成的汽封套中。由于石墨润滑性能好，即使碰撞也不致损伤转子，故可选用较小的径向间隙，一般 δ_r 约为轴径的（1 ~ 2）‰。安装时，碳圈的各配合面（包括内圆表面）应仔细拂配。碳圈容易磨损，使用时应经常检查其磨损量，如 δ_r 过大，应及时更换碳圈。此外，碳圈的导热性能较差。一般只应用在两端压差不大于 0.5 MPa、轴颈圆周速度不大于 50 m/s的地方，多见于小型辅汽轮机、或大功率汽轮机外部汽封的低压区（外侧），如图 4.3.4-32 所示。

6.3 汽封系统

船舶汽轮机的汽封系统分开式和闭式两种，后者目前广泛应用，如图 4.3.4-33 所示。外部汽封中汽封室的压力由平衡箱保持恒定。平衡箱内压力过高时，通过止回阀使多余的蒸汽自动流入主冷凝器；压力过低时补充蒸汽经止回阀流进平衡箱(图中未表示出管线)。外部汽封中抽汽室的汽、气混合体由位于两级冷凝器之间的单级抽除器（引射泵，其工作原理参见本篇第 5 章 6）抽入第一级冷却器（压力约为0.07~0.09 MPa），在其中被冷却水（凝水）冷凝。部分蒸汽凝结成水，其余的汽、气混合体经抽除器至第二级冷却器（压力略高于外界大气）。两级冷却器中的凝水经阻气器及滤器自动流入主冷凝器。阻气器用来防止空气进入主冷凝器，滤器则用来清除凝水中的油污，这种系统可以回收绝大部分由汽封漏出的蒸汽，其热量也大部分被冷却水（凝水）回收，一经调试得当，即可自动工作，除按时清洗滤器外没有更多的管理工作。

开式汽封系统要简单得多。外部汽封中的抽汽室在这里变成冒汽室，与一根通至机舱的冒汽管相通。冒汽管中的压力略高于外界大气，正常工作时总有一股雾状的蒸汽由冒汽管逸至机舱。外部汽封中汽封室的压力，则由人工根据冒汽管逸出蒸汽的多少来调节。这种系统不能回收汽封的漏汽，且总有一些蒸汽逸至机舱，增大了湿度，不利于管理人员工作。在船上多应用于小型或旧式汽轮机中。

续上表

程序	检　查　点	要　　求	处　　理
2个月至3个月	曝气室	排出多余的活性污泥	停止污水流入本装置半小时，再用排水泵输出75%的混合流体（此种工作只能在不限制水域中进行）
		内部滤网是否污秽	如果被污秽，用海水或淡水清洗
	沉淀室	检查内部是否污秽	如果被污秽，用海水或淡水清洗
半年	曝气的过滤器盒	检查过滤器盒是否污染	如果污染，换新。在应急使用时，用甲苯溶液清洗
每年	检查箱（包括各室）排出泵	检查箱内部和其他附属设备	污水放出后，用水清洗内部，并检查各部分，如有故障，修理或换新
每3年	箱内	内部涂料的损伤	重新在损伤部分加涂料

注：①空压机出口压力超过规定的曲线时，检查空气扩散器，不受检查期间的限制，必要时更换空气扩散器。

②加氯器的清洗时间，取决于使用情况，时间按场合需要，当船驶离限制水域，氯化器就可清洗，将加氯丸取出，清洗加氯器。

③加氯器的杀菌药丸，须使用制造厂产品，标准供应的型号是“NissoHI－CHLON”。余氯的比色计由制造厂供应。

3.2　红狐牌(Red Fox)处理装置

该装置为美国生产的生活污水处理装置的一种型式，当前使用较多。该装置处理箱分为四部分：曝气室、沉淀室、加氯室、污水储存室。装置处理箱透视图如图 7.4.1－2 所示。流向如图 7.4.1－3 所示。其系统与三叉式类似，有下列特点：

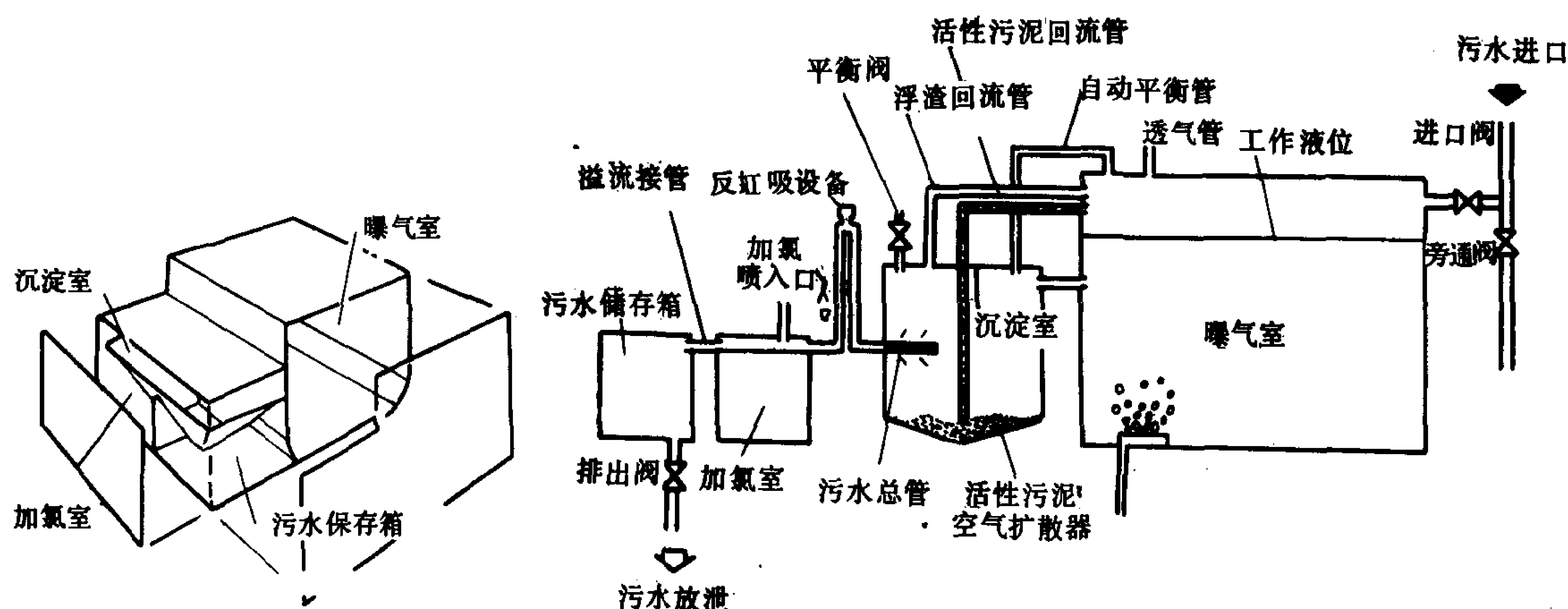


图 7.4.1－2　红狐牌污水处理装置系统透视图

图 7.4.1－3　红狐牌污水处理装置流程图

1)压缩空气的供给可用船上原有的空气系统，如不够，可另设空压机；也可用船上空气系统供给作为搅拌活性污泥和浮渣，而独立空压机作曝气用。从船上原有空气系统来的空气需过滤和调压。

2)加氯用膜片式剂量泵，泵排量在试验时调到正确的排量。

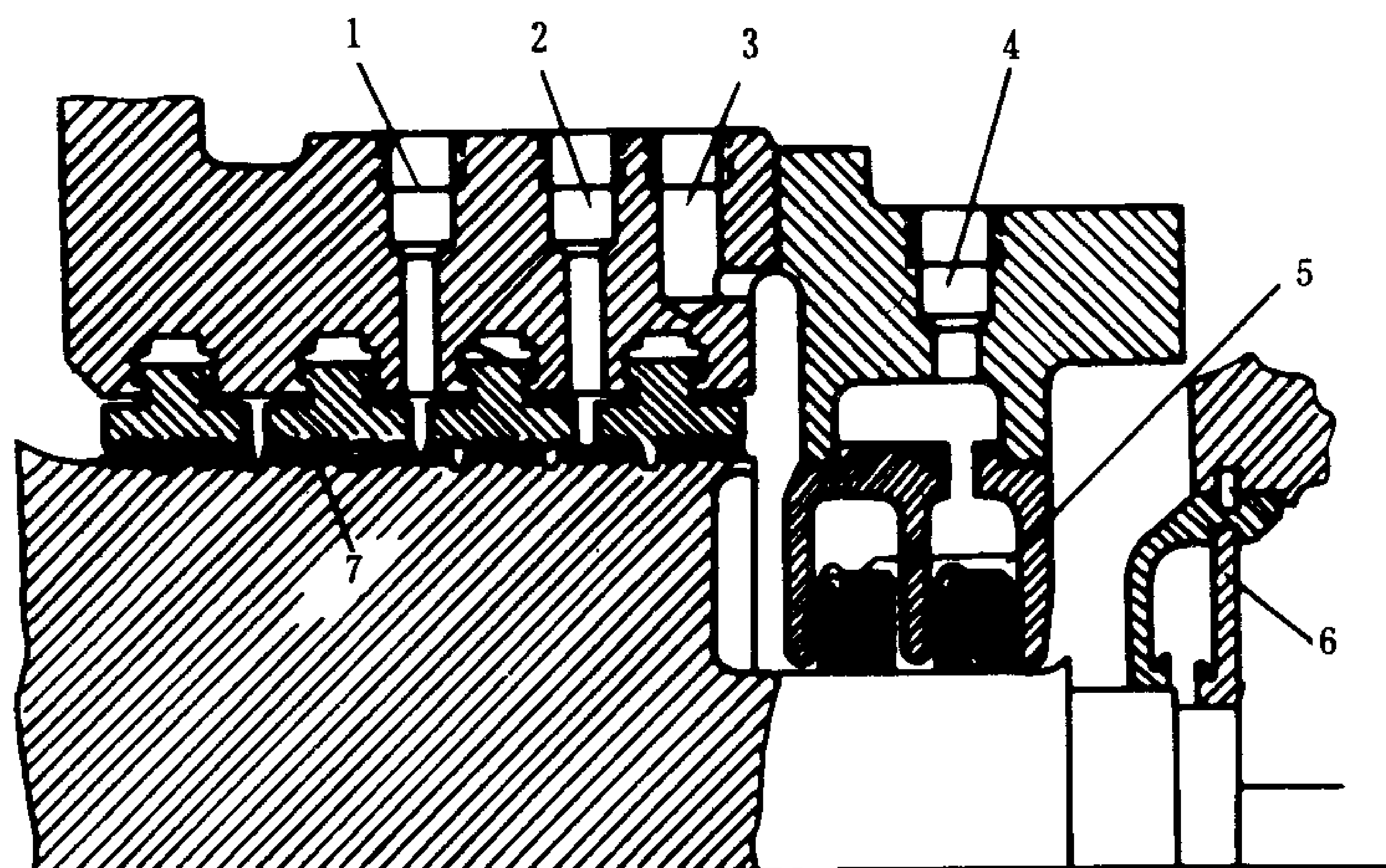


图 4.3.4-32 曲径-碳圈混合式汽封

1-与高压缸抽汽管连通的汽管；2-与高压缸排汽管连通的汽室；3-汽封室；
4-抽汽室；5-碳圈；6-挡油环；7-曲径式汽封环

支持轴承按轴瓦与轴承座的配合方式，可分成刚式和自位式两类。后者的轴瓦与轴承座（盖）以球面配合，能随转子挠曲而略有偏转，以保持沿轴瓦全长的压力均匀。但在实践中，由于球面配合紧力过大或生锈，不易形成偏转，加之目前船舶汽轮机转子的刚度增大，轴承的长径比 L/d 减小（约 0.6～0.8），故刚式轴承仍广泛应用。这种支持轴承的结构如图 4.3.4-34所示，其特点是圆筒形的轴瓦分上、下两半分别嵌装在轴承盖和轴承座中，在中分面处用压板和螺钉止动（图中未示出）。

图 4.3.4-35 所示为一种自位式支持轴承结构。其特点是在轴瓦与轴承座（盖）之间有四个滑块和一圈轴承套，它们用螺钉分别固定在轴瓦背面和轴承座（盖）内表面上，球形配合面位于滑块外壁和轴承套内壁之间。这样，加工球形表面比较方便。在滑块与轴瓦之间装有垫片，可以调整转子的径向位置（下半轴瓦）或轴承的预紧力。

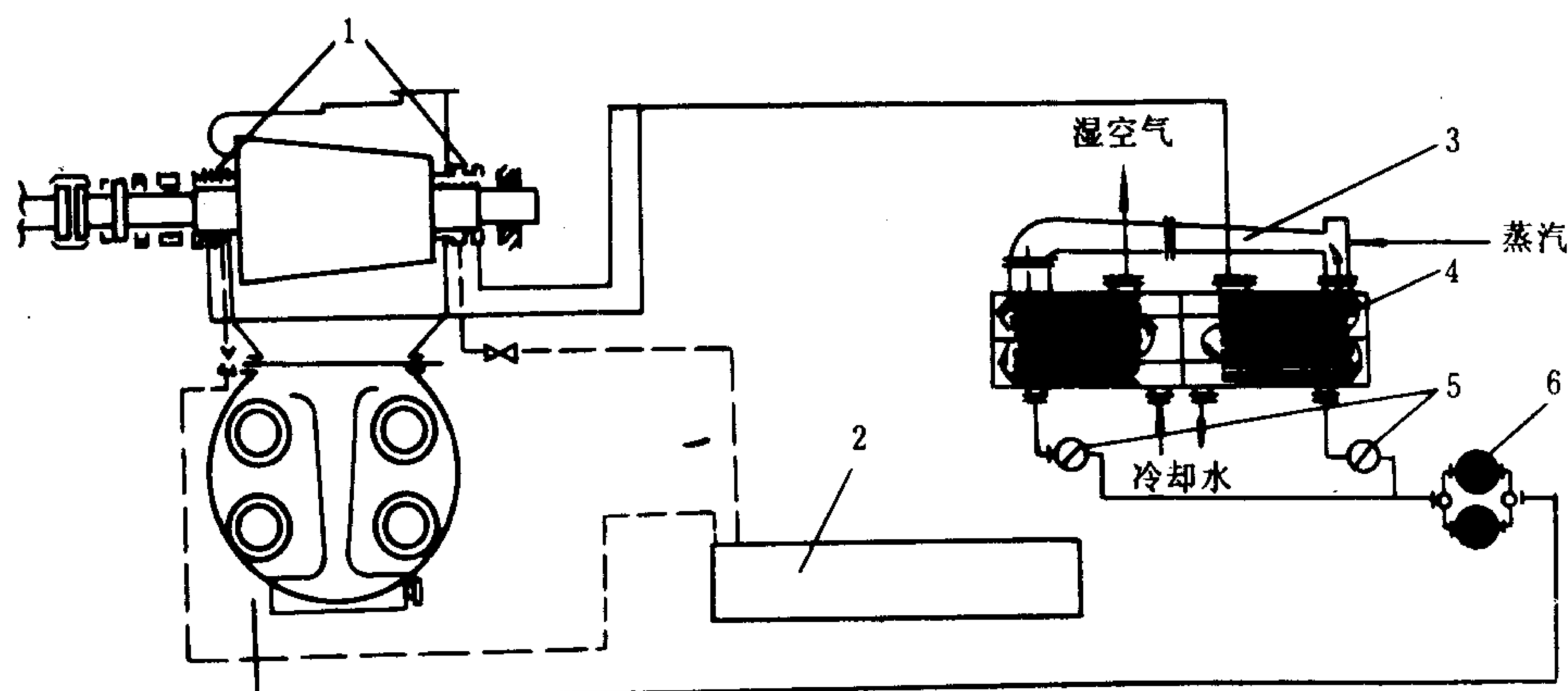


图 4.3.4-33 闭式汽封系统

1-外部汽封；2-平衡箱；3-单级抽除器；4-两级冷却器；5-阻气器；6-滤器

在有些汽轮机中，采用无缝钢管制成的薄壁轴瓦刚式支持轴承。把巴氏合金离心浇铸在轴瓦表面上，加工后合金层厚仅 1.5～2 mm。它可节约巴氏合金⅔～½，制造简单，且可互换，但承载能力有待进一步提高。

近年来还出现了可倾轴瓦式的支持轴承，如图 4.3.4-36 所示。它能使转子轴心更好地对中，其原理同单环式推力瓦块（参见 7.2）。

7.1.4 轴承间隙

轴承间隙 δ_r 是轴瓦内径与轴颈外径 d 之差。δ_r 与 d 的比值称作相对间隙 ψ，它是轴承工作的重要参数。减小 ψ，有利于提高轴承的承载能力；但工作时却会使油温升高（摩擦热增多），反之，则效果相反。因此，对低速、重载（如减速器第二级大齿轮）的轴承，宜取较小的 ψ 值；对高速、中载或轻载（如高、低压缸汽轮机）的轴承，则宜取较大的 ψ 值。另外，长径比 L/d 小、d 大和加工精度高的轴承，ψ 应取得小一些；反之，则宜取大一些的值。ψ 值在 0.0017～0.0025 之间。轴承磨损后会使 δ_r 增大，所以应当定期地用压铅丝方法检查实际的轴承间隙。



图 4.3.4-34 刚式支持轴承

1-下半轴瓦；2-轴承座；3-环状油路；4-巴氏合金；5-轴承盖；6-上半轴瓦；7-挡油环；8-挡油板；9-螺钉

为了保证轴瓦（轴承套）在轴承中紧固，安装时应使轴瓦（轴承套）受到上紧螺母的预紧力，通常称为轴承紧力。它也可用压铅丝法来测量。轴承紧力等于中分面处铅丝厚度的平均值与轴瓦（轴承套）顶部铅丝厚度平均值之差。对于刚式轴承，轴承紧力正常时约为 0.05～0.1 mm；对于自位式轴承，正常值约为 0.03～0.07 mm。另外，自位式轴承的滑块球面与轴承套球面之间，还应留有 0.025～0.11 mm 的间隙以保证能自由偏转，其大小也可用压铅丝法测出。如果轴承紧力过大，应拂刮刚式轴承上半轴瓦的外圆表面，或减小自位式轴承上部滑块与轴瓦间垫片的厚度。轴承紧力过小，则应拂刮刚式轴承的轴承盖水平分面，或加大自位式轴承相应的垫片厚度。

图 4.3.4-37 所示为测量转子径、轴向位置的专用量具。图a）和c）用来测量径向位置，其中图c）所示的桥规是为每一个或同一类型轴承专用，打印出标号，随设备一起供应。图b）所示的专用量具用来测量转子轴向位置。

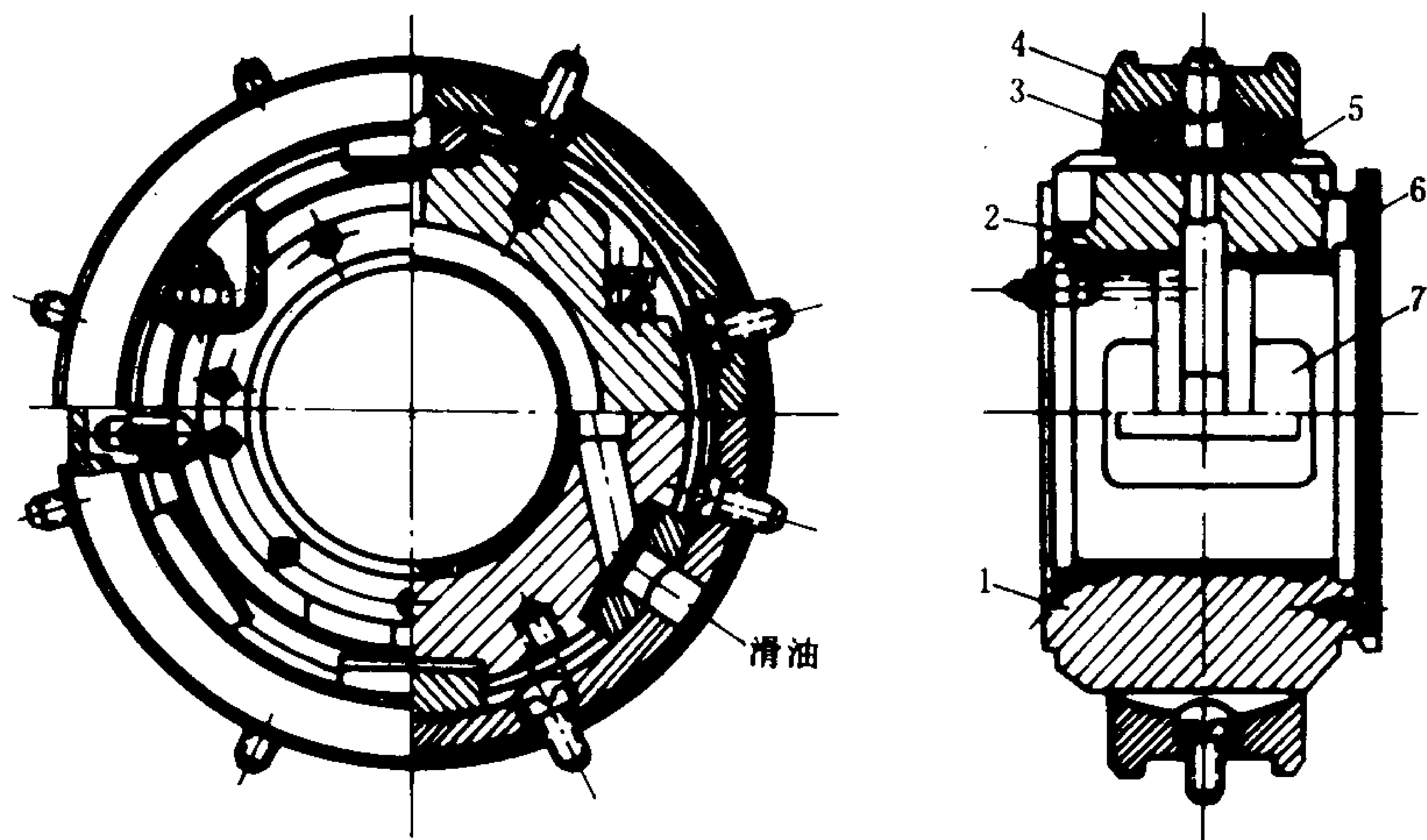


图 4.3.4-35 自位式支持轴承

1、2-轴瓦；3-滑块；4-轴承套；5-垫片；6-挡油环；7-进油槽

7.2 推力轴承

7.2.1 楔形油膜的形成

推力轴承的功用是承受汽轮机转子未平衡的轴向力，并保持转子和静子间的轴向相对位置。它的负荷随汽轮机的结构而异，约为 50～100 kN，并且随着工况的改变，负荷的大小和方向都会发生变化。目前船舶汽轮机的推力轴承广泛采用楔形油膜润滑、单环、多瓦块式结构，它的结构特点是转子轴上只安装一个推力环，两侧各有 8 ～10 个可偏转的推力瓦块，运行时在瓦块与推力环之间形成楔形油膜，实现了完全液体摩擦。

转子静止时，推力瓦块工作表面与推力环平行，如图 4.3.4-38 a)所示。转动时，润滑油被推力环带入推力瓦块和推力环的间隙中，形成油膜，由推力环传来的轴向力通过油膜传给推力瓦块，径瓦块背后的支点再传给轴承座(盖)。由于瓦块进口边的滑油粘度大于出口边升温后滑油的粘度，油膜压力的合力 F 偏向进口边，与支点反力 R 形成力偶（图b)，使推力瓦块绕支点偏转。这样，间隙中的油膜厚度发生变化，进口边大、出口边小，形成楔形油膜。由于厚度小的油膜压力高，则合力 F 在推力瓦块偏转时向出口边移动，直至合力 F 与反

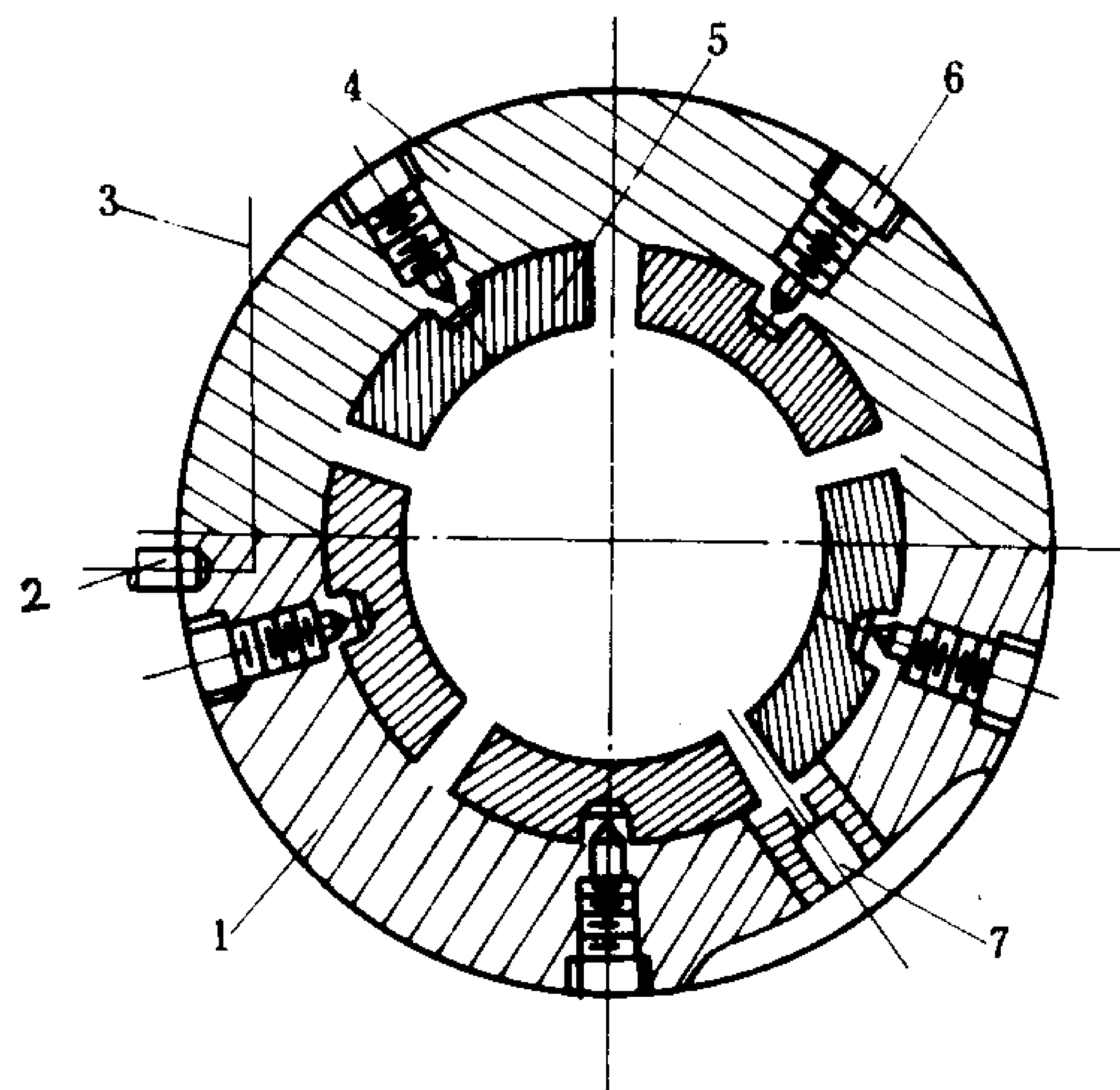


图 4.3.4-36 可倾轴瓦式支持轴承

1-轴承座；2-止动销；3-螺栓；4-轴承盖；5-可倾轴瓦；6-支点螺钉；7-进油孔

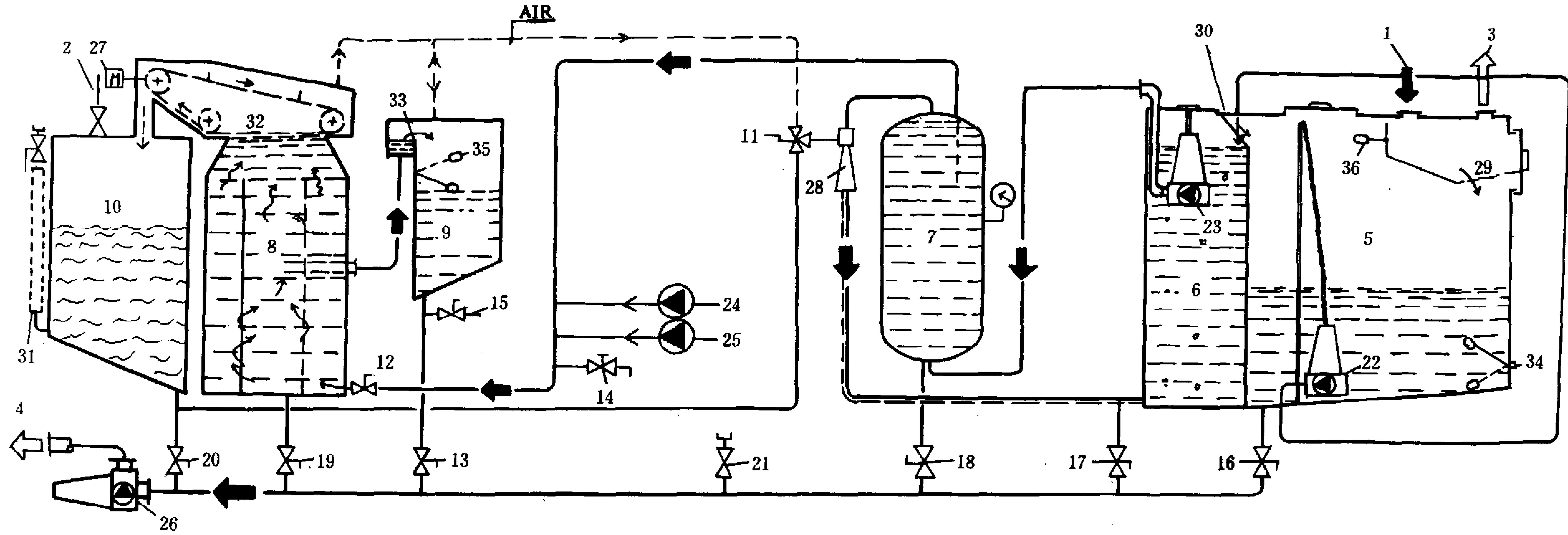


图 7.4.1—4　勒卜马梯克处理装置流程图

1—污水与废水进口； 2—通气口； 3—排气口； 4—排出口； 5—预处理箱； 6—膨胀柜； 7—压力柜； 8—浮化箱； 9—清水排出箱； 10—淤渣箱； 11、12、13—通路阀； 14、15—试验阀； 16、17、18、19、20—泄水阀； 21—冲水阀； 22—磨碎泵； 23—循环泵； 24—絮凝剂喷水泵； 25—氯喷射泵； 26—排出泵； 27—刮板电动机； 28—处理喷射器； 29—粗滤器； 30—滤网； 31—软管； 32—淤渣刮板； 33—溢流堰； 34—工序控制水位开关； 35—排出泵控制水位开关； 36—高水位报警水位开关

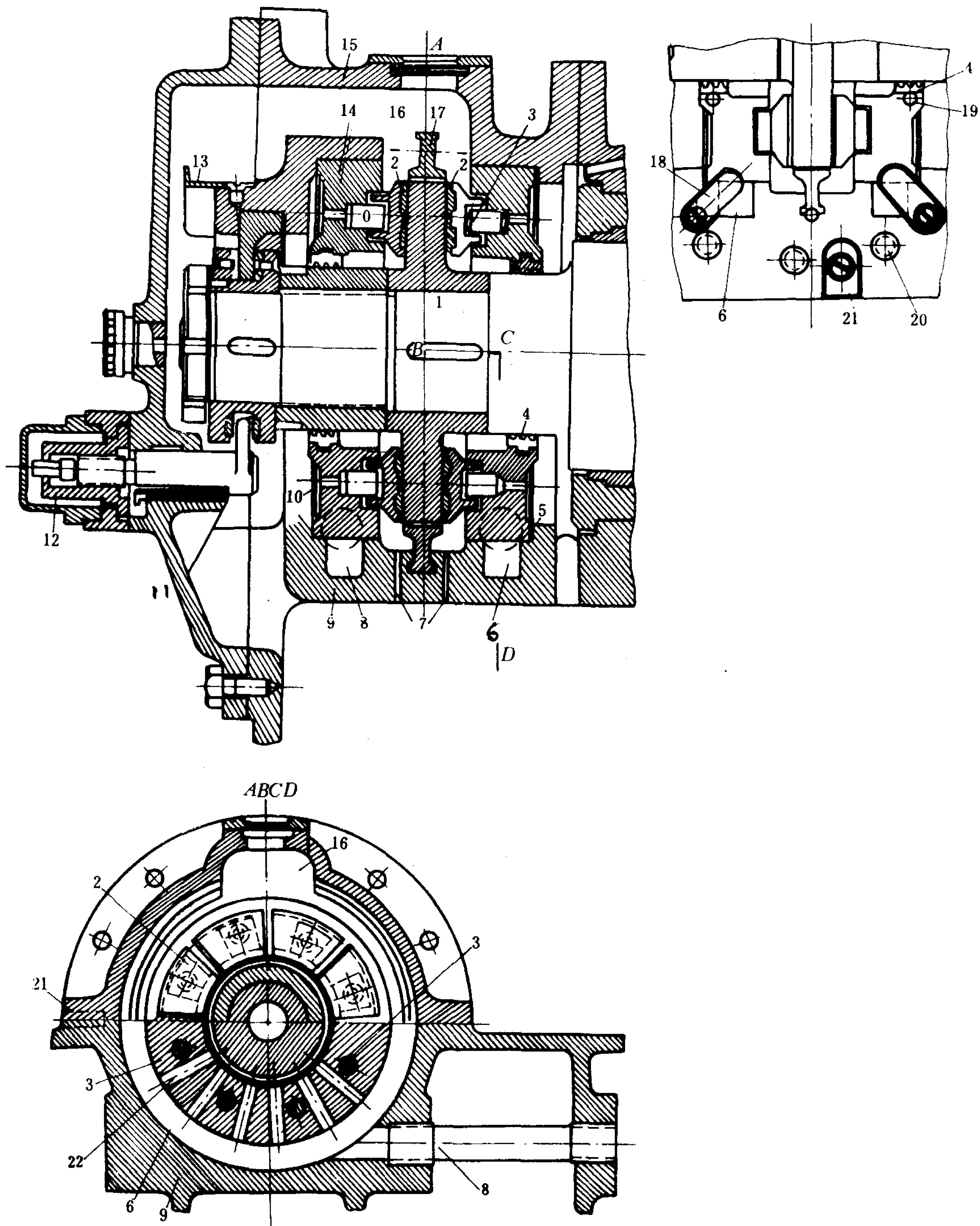


图 4.3.4-39 刚式推力轴承

1-推力环；2-推力瓦块；3-圆柱销；4-油封；5-垫圈；6-半环油道；7-泄油孔；8-进油管；9-轴承座；10-气孔；11-端盖；12-移轴器；13-护罩；14-轴承套；15-轴承盖；16-排油空间；17-阻油圈；18-压板；19-止动螺钉；20-螺栓；21-定位键；22-径向油孔

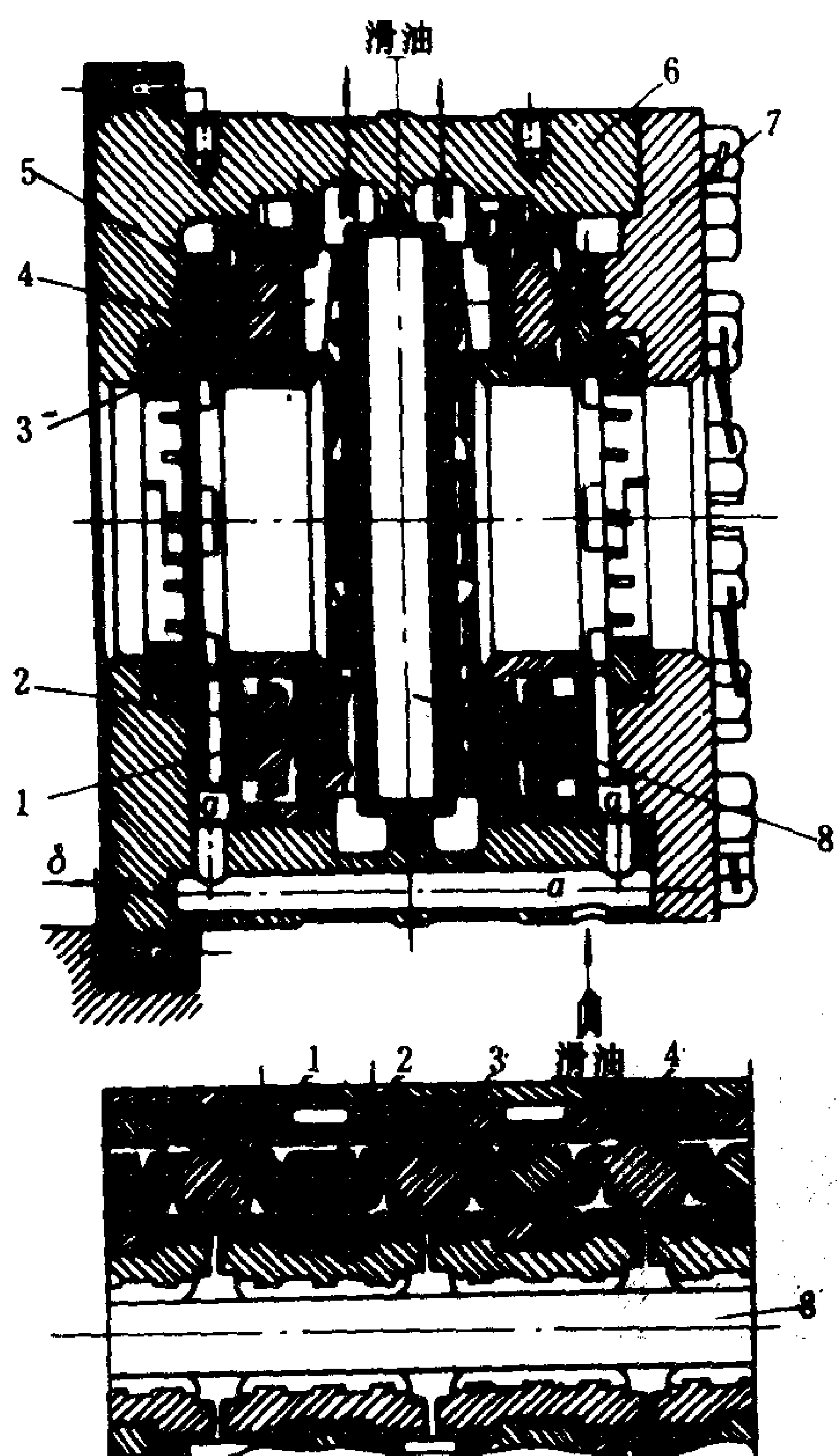


图 4.3.4-40　均压式推力轴承

1-推力块；2-承压块；3-均压块；4-球面支座；5-壳体；6-轴承盖；7-端盖；8-推力环

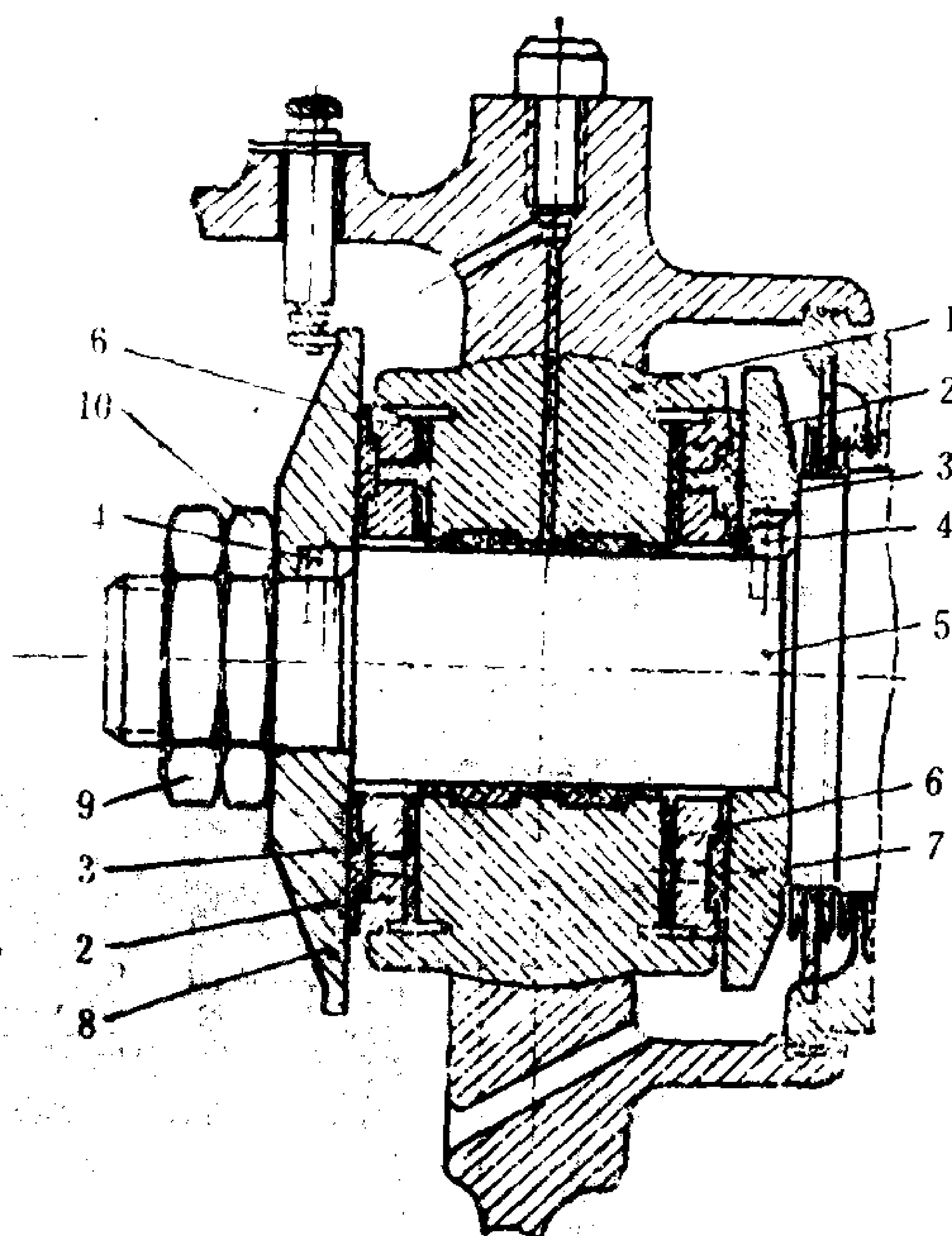


图 4.3.4-41　自位式支持-推力轴承

1-轴瓦；2-推力瓦块；3-巴氏合金；4-止动销；5-轴颈；6-垫圈；7、8-推力环；9、10-止动螺母

的支座采用球面头圆柱销。

自位式推力轴承可以使各推力瓦块的载荷均匀化。曾采用过轴承套借球面配合可随转子轴挠曲而偏转的方法，近来则广泛采用均压式推力轴承，如图 4.3.4-40 所示。均压部件由安装在推力瓦块背后的承压块、均压块及球面支座组成，它们呈连锁状沿圆周安装在壳体中。当某一瓦块超负荷时，它就自动退让，并迫使其后的承压块后退，承压块又迫使相邻两均压块绕自身的支座偏转，这样相邻的两承压块连带相邻的推力瓦块被推向推力环，分担更大的负荷。如果负荷还不均匀，则这种均压过程就会连锁地进行下去，直至轴向力均布各推力瓦块为止。所有部件的壳体，分上、下两半安装在轴承盖及轴承座中，其轴向位置（即转子的轴向位置）由定位圈来调整。

在推力环与推力瓦块之间应留有0.3～0.6 mm的轴向间隙，称为转子的串动量，其大小可用增、减垫圈厚度的方法来改变。转子的串动量应定期测量。测量时可借助移轴器（见图 4.3.4-39）将推力环分别靠紧两侧推力瓦块的表面，两个轴向位置的读数差就是串动量。串动量增大，反映出推力瓦块上巴氏合金的磨损量；巴氏合金的厚度不得小于 1 mm。

图 4.3.4-41 所示，是一种简易的自位式支持-推力轴承，带球面配合面的支持轴承轴瓦，同时也是两侧安装推力瓦块的轴承套。这种结构在小功率汽轮机中有时可以见到。

续上表

故　　障	产生原因和预防措施
4. 循环泵警报讯号	①检查过电流继电器； ②水泵阻塞，拆卸检查。
5. 压力太高	喷射器喷嘴阻塞。
6. 压力柜压力太低	到膨胀柜的流量太低，检查进水泵。
7. 喷射泵不正常	①泵冲击但压力管内无脉动，泵轮有气泡，将泵安置在最大喷射位置或将泵轮轻轻松开。 ②检查泵传动电机的保险丝 。
8. 自动保险丝熔断报警	重装保险丝(在控制台内)
9. 放泄阀无水通过	阻塞，通过阀 30 进行反冲。
10. 污水中絮凝体不稳定	①喷射率不正确； ②进入喷射的空气量不够，不能帮助絮凝体上浮。检查空气管路。 ③在浮化箱内沉积物太多，可从底部的放泄阀泄回预处理箱。
11. 残渣高位警报	如果要继续保持好的净化效果，当淤渣箱填满时必须在 5h 之内排放。

3.4　WCB－50(s)型处理装置

该装置为我国自行研制的污水处理装置。其工作原理与上述生化处理装置基本相同。图 7.4.1－5 为其流程图。图 7.4.1－6 为其工作 原理图。由于采用了生物膜法，比常规曝气法的起动时间要快，分解也快。

装置的主要技术性能见表 7.4.1－9

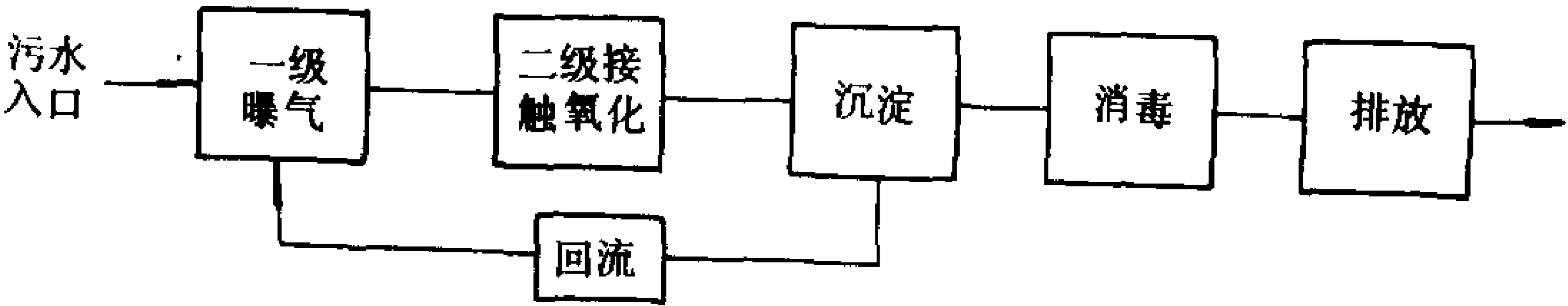


图 7.4.1－5　WCB－50(s)型污水处理装置流程示意图

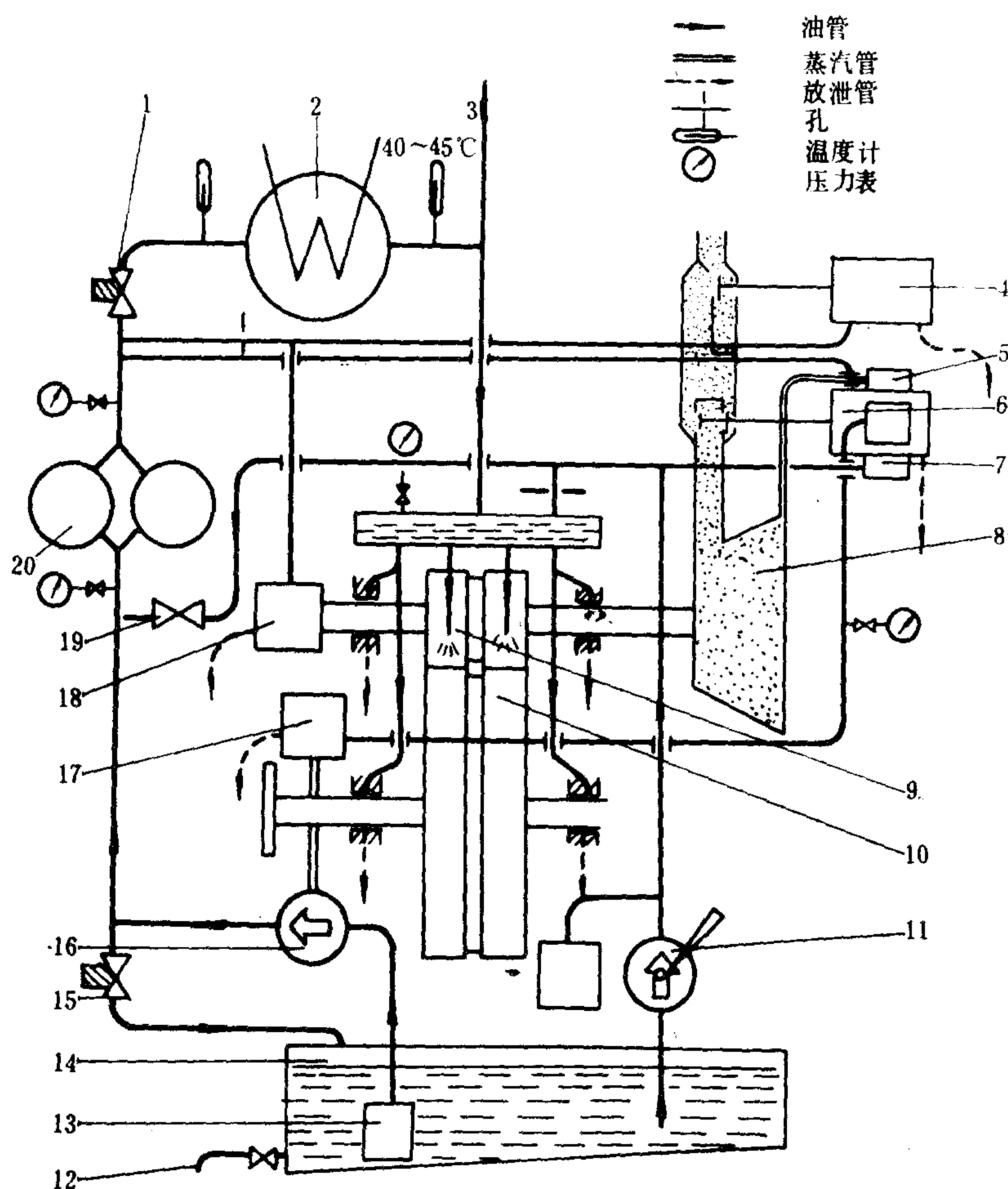


图 4.3.4-43　压力润滑系统

1-减压阀；2-冷油器；3-去发电机轴承；4-速闭阀油动机；5-低真空保安器；6-调节阀油动机；7-低油压保安器；8-汽轮机；9-喷油嘴；10-减速器；11-手摇泵；12-泄油管；13-磁性滤器；14-集油箱；15-卸压阀；16-齿轮滑油泵；17-调速器；18-超速和轴向位移保安器；19-止回阀；20-双联滤器

此系统常在舰艇上使用，它直接利用主滑油泵泵出的压力油向各处供油。这样除了可以集中布置设备和简化系统管路以外，还可以取消高居水线以上、易受炮火攻击引起火灾的重力油箱。在民用的辅汽轮机装置中也大多采用压力润滑系统。

图 4.3.4-43 所示为船舶电站汽轮机机组的压力润滑系统。它和重力润滑系统的区别主要是没有高居水线之上的重力油箱；它和主汽轮机机组压力润滑系统的区别主要是滑油泵由减速器大齿轮轴带动(在有的系统中滑油泵由汽轮机机轴带动)，而主汽轮机机组压力润滑系统中滑油泵通常是由单独的辅汽轮机或电机驱动的。

目前船舶汽轮机广泛使用的滑油是45号防锈汽轮机油（俗称透平油），根据 SY 1210—78，其规格如表 4.3.4-7。

表 4.3.4-7 **45 号防锈汽轮机油规格**

序号	项　　目	单位	数　　值
1	运动粘度（50℃）	cSt	43～47
2	酸值	mgKOH/g	≯0.03
3	闪点（开口）	℃	≮195
4	凝点	℃	≯－10
5	氧化安定性：氧化后沉淀物	%	≯0.1
	氧化后酸值	mgKOH/g	≯0.2
6	灰分	%	≯0.02
7	破乳化时间	min	≯8
8	水溶性酸或碱		无
9	机械杂质		无
10	氢氧化钠试验	级	2
11	透明度		透明

在运行中应当定期地检验滑油品质和清除滑油中的杂质和水分。

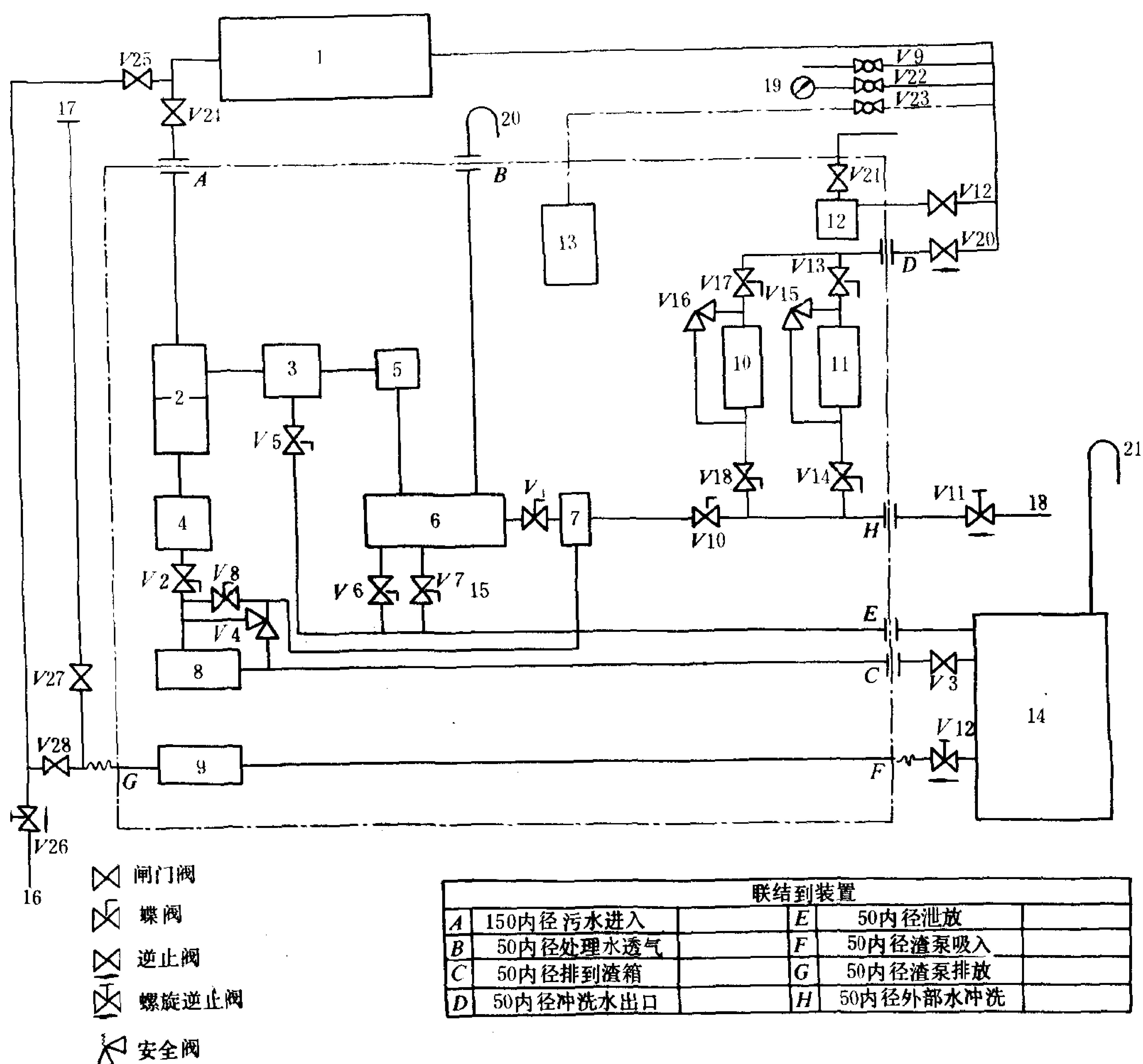


图 7.4.1—8 艾孙处理装置工作系统图

1—厕所； 2—固体分离器； 3—液体箱； 4—固体箱； 5—化学处理段； 6—化学处理段； 7—清滤器； 8—粉碎泵； 9—排渣泵； 10—卫生水泵； 11—卫生水泵； 12—压力水箱； 13—控制盘； 14—渣箱； 15—溢流管； 16—舷外排放； 17—甲板接头； 18—外部冲洗管； 19—压力表； 20、21—透气管

该装置的冲洗液是含有杀菌剂的水，同大小便池冲水后化学反应立即开始。由大小便池(见图 7.4.1—8)进入固、液体分离区 2，分开的固体输送到固体箱 4，在其中进行消毒杀菌。固体箱存满后，由粉碎泵 8 粉碎同时液化，然后进入渣箱 14。渣箱存满后排至禁排水域以外；或排至该船的焚烧炉烧掉，也可排至岸上接受处理设备。分离的液体流入箱 3，再经此流入第一级处理箱 5。在此除色，加入化学剂 EC_2。再流到第二级处理箱 6，加入化学剂 EC_1，杀死细菌。此箱并用作储存箱。卫生水泵 10 及 11(两者互为备用)通过自清滤器 7，从此抽吸液体到卫生水压力柜 12，供冲洗厕所用。

固体箱输送固体并粉碎使之液化的粉碎泵是由固体箱内三个水位探针控制的，箱顶的第四个探针作高水位报警。

渣箱的容积取决于船舶到非限制水域排放和向岸上排放的时间间隔，最大的存渣时间要考虑船上乘员定额，每人每天 2 L。

舶汽轮机机组采用行星齿轮减速器，或行星齿轮与传统齿轮结合的齿轮减速器。

2 船舶汽轮机

2.1 船舶主汽轮机

我国研制的 11 765 kW(16 000 PS)船舶汽轮机采用双缸结构，图 4.3.5-2 和图 4.3.5-3 分别为高压缸和低压缸汽轮机纵剖面图。汽轮机的性能参数如表 4.3.5-1 所示。

表 4.3.5-1　　　　　　　　　　11 765 kW汽轮机性能参数

功率 kW		蒸汽初参数(喷嘴阀前) 压力(绝对) MPa			蒸汽初参数(喷嘴阀前) 温度 ℃			冷凝器压力(绝对)(冷却水 25 ℃) kPa	螺旋桨转速 r/min		倒车 全速			倒车 长期		倒车蒸汽参数 压力(绝对) MPa	倒车蒸汽参数 温度 ℃	倒车冷凝器压力(绝对) kPa
额定	最大	额定	最高	最低	额定	最高	最低		额定	最大	功率 kW	螺旋桨转速 r/min	时间 min	功率 kW	螺旋桨转速 r/min			
11765	12941	4.9	5.4	4.4	470	480	455	5.2	118	122	4706	87	15	1471	59	4.9	410	19.6

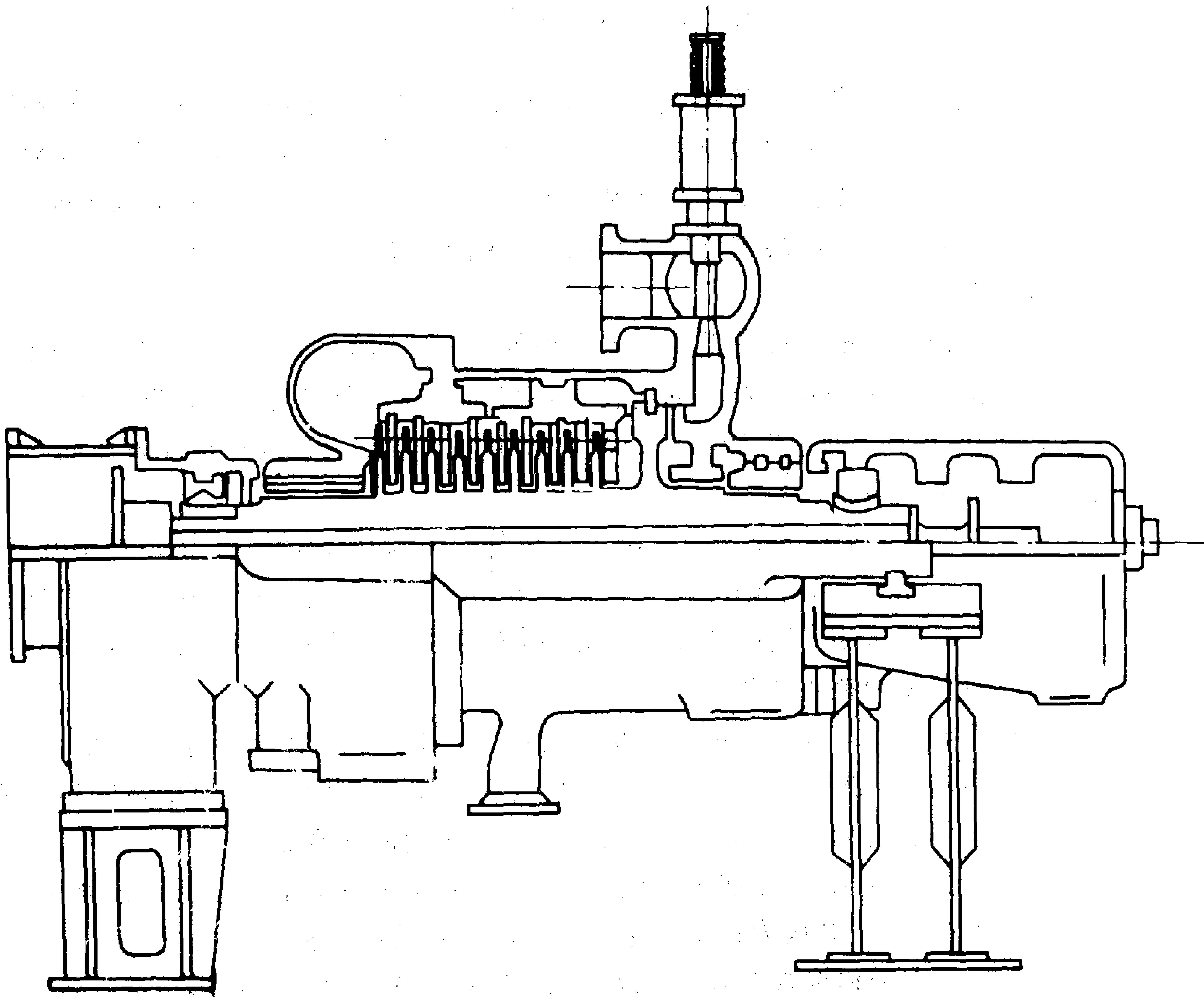


图 4.3.5-2　高压缸汽轮机纵剖面图

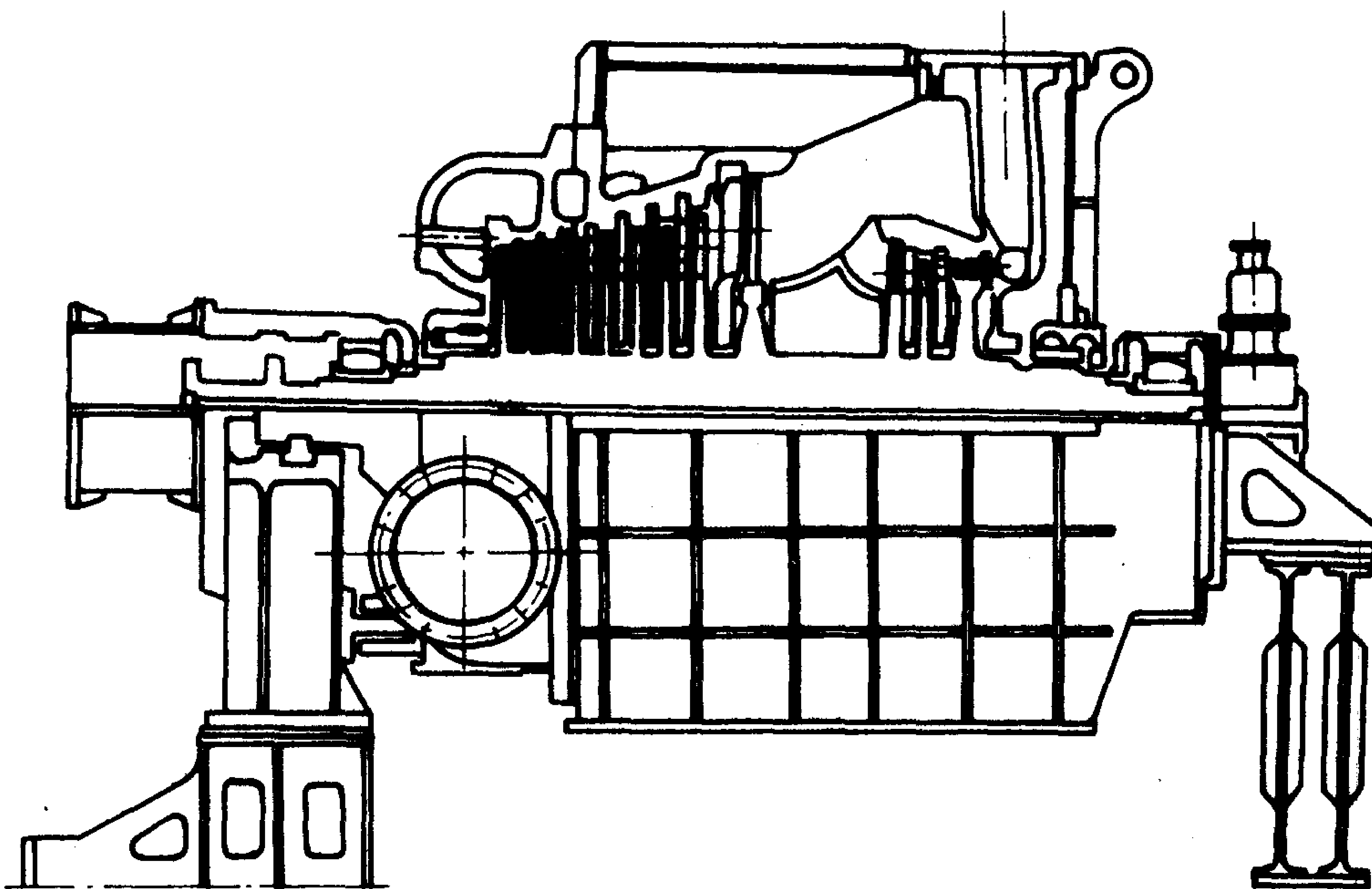


图 4.3.5-3 低压缸汽轮机纵剖面图

汽轮机机组为双缸、并列、冷凝式、三级抽汽预热给水，采用双级链式齿轮减速。

高压缸汽轮机由 1 个二列速度级和 9 个冲动级组成。它安装于座架上，座架尾端固定在齿轮箱上，而首端借挠性支架固定在船体基础上。低压缸汽轮机由 9 个冲动级组成。它的前端座架固定于齿轮箱壳上，后端借挠性支架固定在船体基础上。高、低压缸汽轮机的死点均设在靠近减速器侧。

高、低压缸汽轮机的推力轴承采用与支持轴承分开的结构。高、低压缸的后轴承箱分别与高、低压后汽缸焊接在一起。高、低压转子轴与齿轮轴分别用齿形联轴器连接。

倒车汽轮机由 1 个二列速度级和 2 个冲动级组成，与低压缸汽轮机配置在同一个汽缸内，在二者之间安装有导流板。

高、低压转子均采用全锻轮式转子，额定转速分别为 5500 r/min和 3690 r/min，临界转速分别为 7678 r/min和 5520 r/min。除低压缸汽轮机末三级采用扭转叶片外，其余均为等截面叶片。全部动叶叶根采用T型和带加强凸肩的T型两种。正车低压末二级动叶装有拉筋。动叶和导向静叶材料采用铬不锈钢。

高压缸汽轮机调节级有 4 组喷嘴，3 组布置在上半部，1 组在下半部。除调节级外，其余各级均为全圆周进汽。低压缸汽轮机第一级用铣制喷嘴，安装在低压缸前端的相应槽道中并焊接固定。倒车各级均为全圆周进汽，第一级采用锻造钻铰喷嘴。

高压缸各级和低压缸第 2～4 级为铸钢隔板，其喷嘴是精密铸造的。低压缸第 5～9 级为球墨铸铁隔板。倒车第 2～3 级为铸钢焊接隔板。高压缸采用隔板套结构。

高、低压汽缸有水平和垂直中分面。高压前汽缸和倒车汽缸用铬钼钢铸造，高压后汽缸和低压前汽缸用碳钢铸造，低压后汽缸用钢板焊接。

高、低压前汽缸与轴承箱采用活动连接，借助于下半汽缸进汽端左右支脚、下部中央位

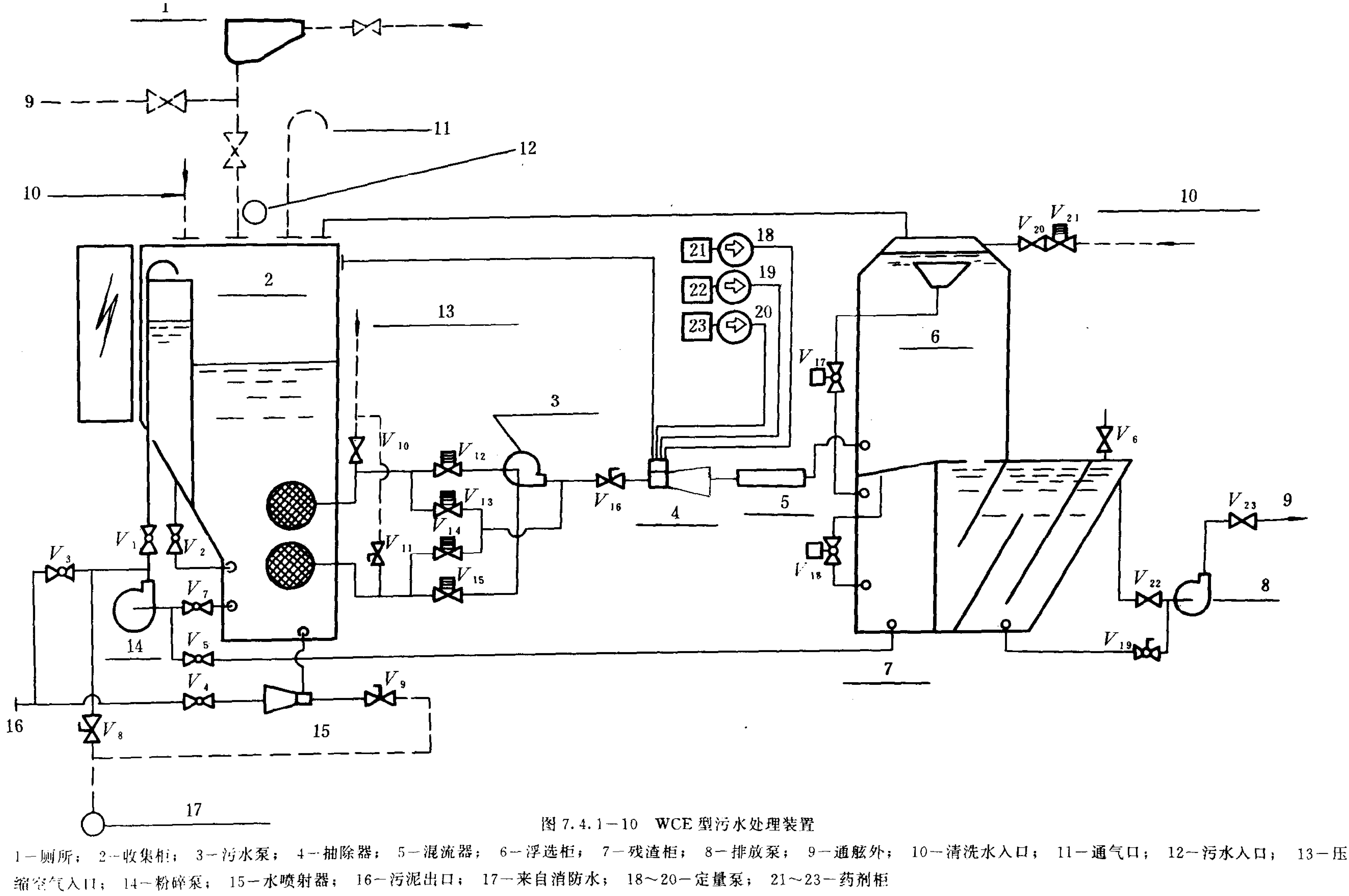


图 7.4.1－10　WCE 型污水处理装置

1－厕所； 2－收集柜； 3－污水泵； 4－抽除器； 5－混流器； 6－浮选柜； 7－残渣柜； 8－排放泵； 9－通舷外； 10－清洗水入口； 11－通气口； 12－污水入口； 13－压缩空气入口； 14－粉碎泵； 15－水喷射器； 16－污泥出口； 17－来自消防水； 18～20－定量泵； 21～23－药剂柜

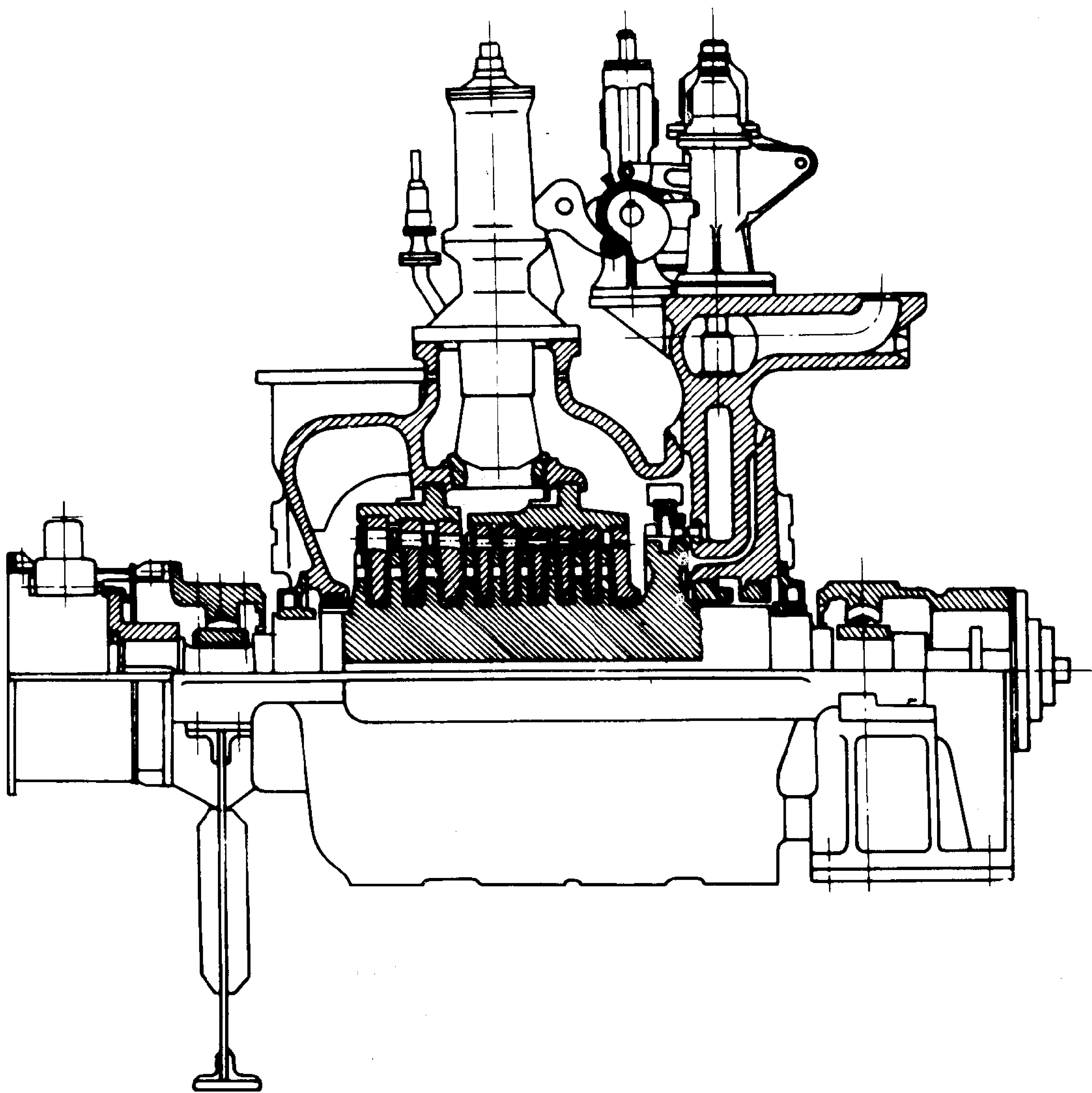


图 4.3.5-4　舰用高压缸汽轮机纵剖面图

轮都开有 5 个平衡孔，转子中心孔直径为 60 mm。带推力环的推力轴与转子分开单独加工。全部汽封采用弹性纵树型曲径式汽封。

低压缸汽轮机正车级组为反动式，两侧进汽的双流式结构，每一流有 8 个反动级。图 4.3.5-5为舰用低压缸汽轮机纵剖面图。低压汽缸为焊铸结构，正车静叶套由碳钢铸成，汽缸本体和前后轴承座都是由钢板焊成。汽缸后端通过中间支座固定在齿轮箱下部外伸平台上，作为死点；前端借挠性支架吊在桥式横梁上，横梁两端固定在舰体基础上，这种支承具有良好的抗震性能。

低压缸转子为铬镍钼钢制成的全锻鼓式转子，额定转速和临界转速分别为 5010 r/min

该装置的系统原理图如图 7.4.1—11 所示。每次冲洗粪便的污水均流入储存消毒柜 3 内。同时每次通过加药器孔 10 加药一片。当污水达到报警位置后(此时柜内约有 100L 左右污水),能自动报警。这时人工启动粉碎泵 5,使粪便污水向储存消毒柜自行循环,经 10min 左右基本即可达到排放标准,即可转换三通旋塞 6 排出舷外。

考虑到储存集污柜中的粪便污水经过一定时间的储存后会分解出氨,硫化氢和碳化物等,非但气味难闻且有爆炸的危险,所以最好向集污柜定期地充入低压空气,可以部分地分解污水中的有机物,防止厌氧细菌产生。实践证明这种方法是有效的。

6 集污舱(柜)

6.1 对集污舱(柜)的基本要求

集污舱(柜)是指用于收集和储存生活污水的舱(柜),按国际海事组织环保会 1983 年 3 月 24 日通过的 MEPC 决议 8/WP3 $ANNEX_2$ 对集污柜及连接部件作下列规定:

1)集污柜及连接部件应能在横倾 15°,纵倾 7°时正确操作。

2)集污柜应设有警报或其他装置以指示该舱业已充满到容积容量的 80%,或如集污柜的设计准备储集 4 天或以上的储量时,应能指示出该舱集污量已达 90%。

3)集污柜应以耐腐蚀的材料制造或保护。

4)集污柜应设有适当尺寸的开孔,以便排空,清洁,检查及保养。

5)集污柜应设有冲洗及排空装置。

6)集污柜的构造,在考虑到正常设计安全系数的情况下,应能承受所发生的最大应力。

7)将生活污水排放至接收设备的任何管路应根据《73/78 防污公约》附则 IV 第 11 条的规定,设有标准接头(详见本章 2 节)。

6.2 集污柜排放系统

污水从污水收集管系集中到集污舱柜后,如不充气将产生厌氧细菌,产生臭味及危险,因此在集污柜应经常充气。有些船舶就利用气压式液位计测液位的同时进行充气。集污柜应装透气管,高于遮阳甲板 3m,而且要装鹅颈管和防火网。集污柜的污水用污水泵打到甲板或舷外接头的管路中时,一般设有两个阀,一个通岸上的接受设备,一个排到不受限制的海域。排污水时,要用水冲洗箱底和箱壁的残渣,冲洗水也由污水泵排出。

和 7311 r/min。转子中心孔直径为 100 mm。动、静叶都由 1 Cr 13 制成，动叶有齿形叶根，静叶叶根则为侧缺口形。前五级动叶和前六级静叶各有一排拉筋，其余各有两排拉筋；后两级动叶是扭转叶片，其静叶也是变截面的，而其余各级都是等截面叶片。相邻几级的静、动叶采用相同的叶型。外部汽封采用弹性纵树型曲径式结构。

高、低压缸汽轮机的支持轴承采用自位式，推力轴承为均压式。高、低压缸转子轴采用齿式联轴器与减速器小齿轮轴连接。

倒车汽轮机配置在低压缸汽轮机中部，双流布置，中间进汽，每流为 1 个二列速度级采用单个铣制的缩放喷嘴，材料为 2 Cr 13。倒车级静、动叶都是全铣的，动叶有齿形叶根，静叶叶根则是侧缺口形。叶顶用围带连接，第二列动叶加装一排拉筋。倒车静叶套用铬钼钢铸成，下半部支承在低压汽缸本体的中分面上。底部中央配有垂直导向销，圆周两侧设有 2 个径向导向销，以保证静叶套相对于汽缸本体的膨胀。进汽法兰借波形补偿器与本体连接。

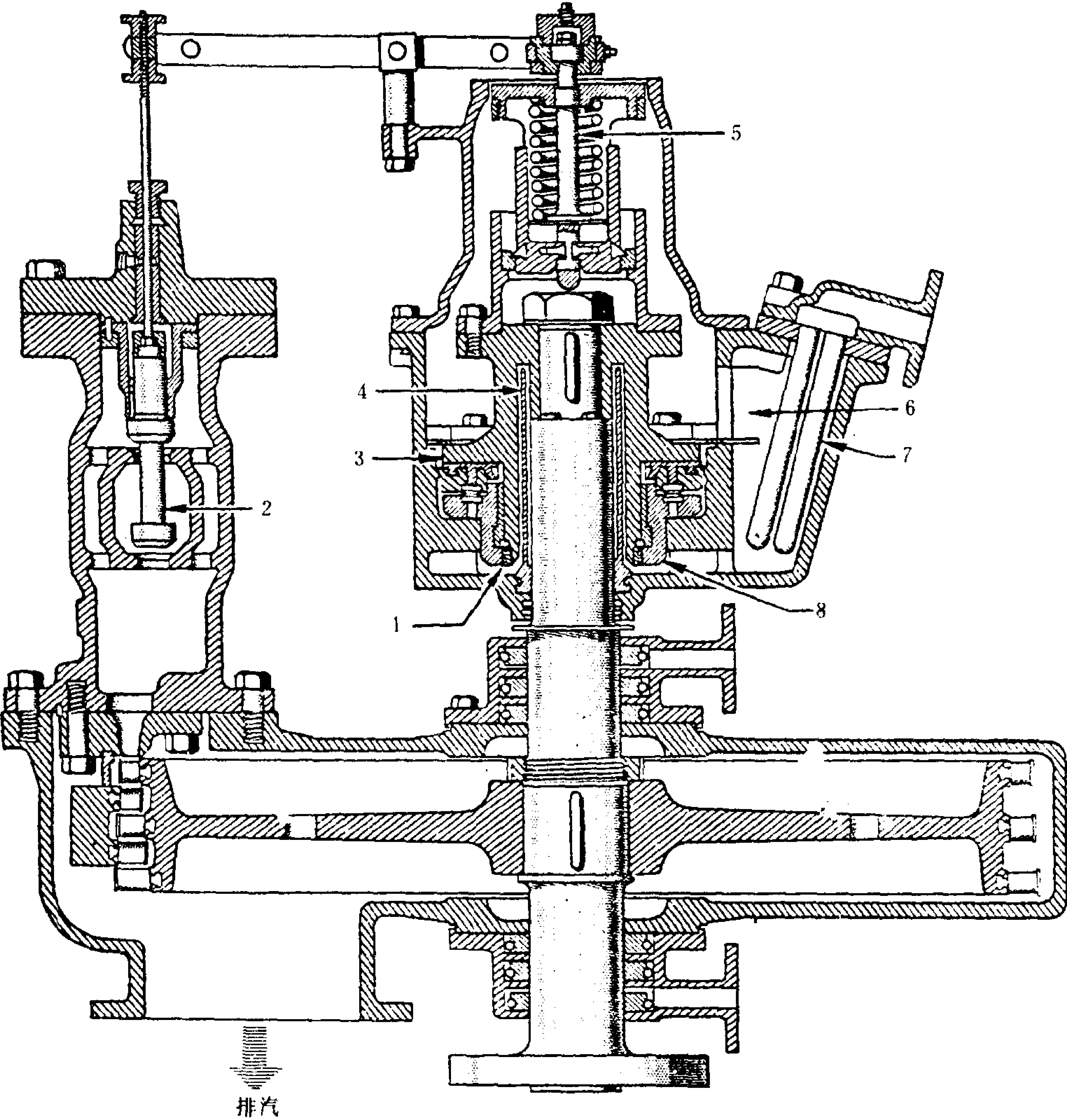


图 4.3.5-6　三列速度级汽轮机

1-螺杆泵；2-双座进汽阀；3-推力环；4-挡油套筒；5-离心式限速器；6-油室；7-滑油冷却器；8-上部主轴承

2.3 舰、船用辅汽轮机

舰、船用辅汽轮机功率较小，常以一个二列或三列速度级组成单级汽轮机。当功率较大时，由一个二列速度级和一个或几个冲动级组成多级汽轮机。带动循环水泵或消防泵的三列速度级汽轮机如图 4.3.5-6 所示。该机为轴流、冲动式、立式安装，蒸汽初参数为 2.8 MPa 的饱和蒸汽。排汽 103.4 kPa至总管。上部主轴承是刚式支持-推力轴承，只在推力环下面设置推力块。下部主轴承安装在泵轮上面的泵壳内。

润滑系统中的挡油套筒，阻止滑油漏到下面汽封处。双座进汽阀通常处于全开位置，当汽轮机超速时，离心式限速器使该阀关闭。

3 齿轮减速器

3.1 齿轮减速器类型

齿轮减速器根据减速比的不同可分为单级与双级两种：单级用于辅汽轮机与从动机械间，减速比小于 15，效率为 0.97～0.985；双级用于主汽轮机与螺旋桨间，减速比可达 70～80，效率为 0.96～0.97。

两级齿轮减速器，根据一、二级齿轮布置方法不同分为链式和插入式两种，如图 4.3.5-7 所示。各种齿轮减速器各有其优缺点，因此都得到广泛应用。但是，功率分支式齿轮减速器在传递扭距时，可避免齿轮啮合时的弯曲变形，并可减少每个齿面上的负荷和工作时的应力。

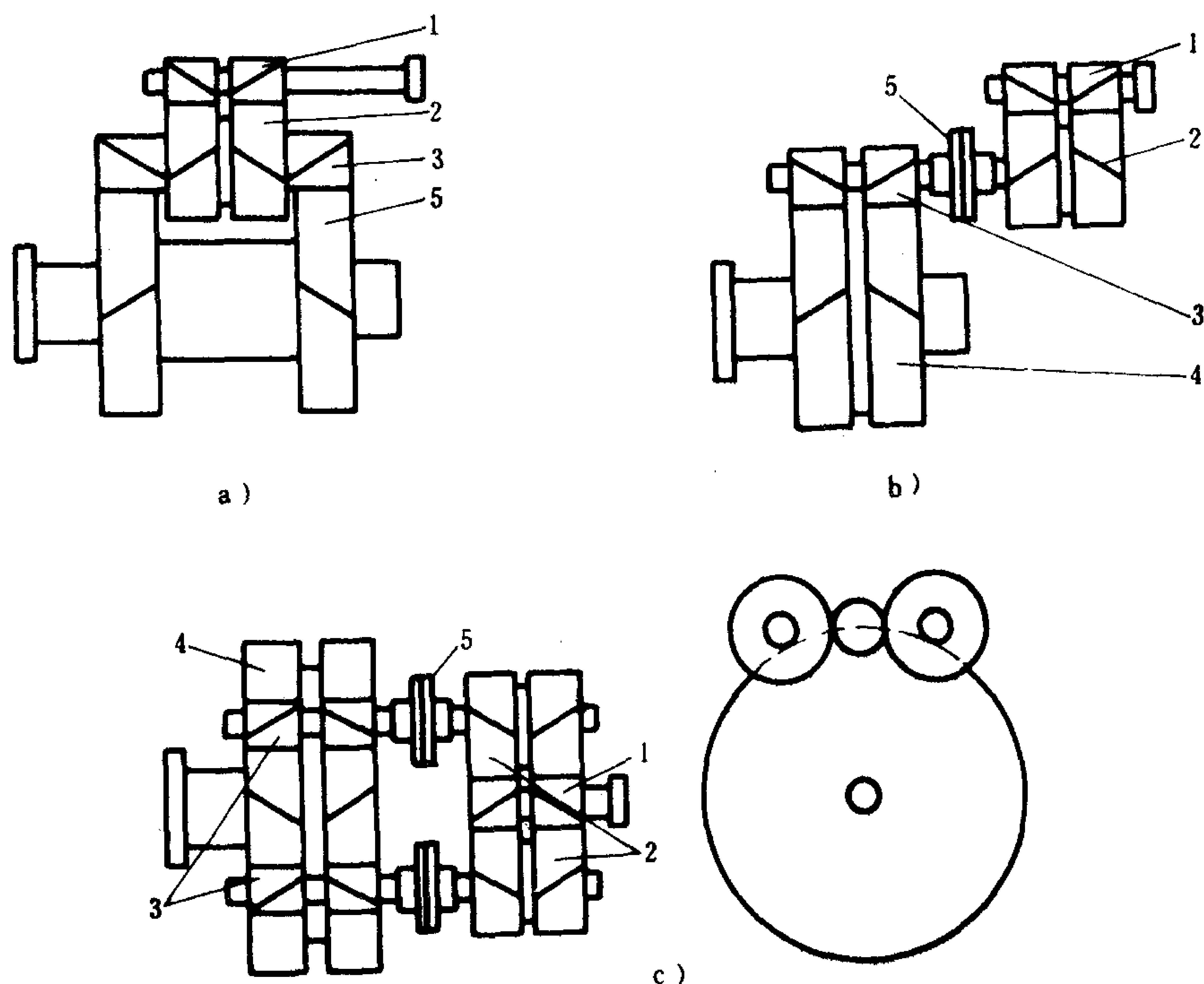


图 4.3.5-7　两级齿轮减速器

a)插入式；b)链式；c)功率分支式

1-第一级小齿轮；2-第一级大齿轮；3-第二级小齿轮；4-第二级大齿轮；5-联轴器

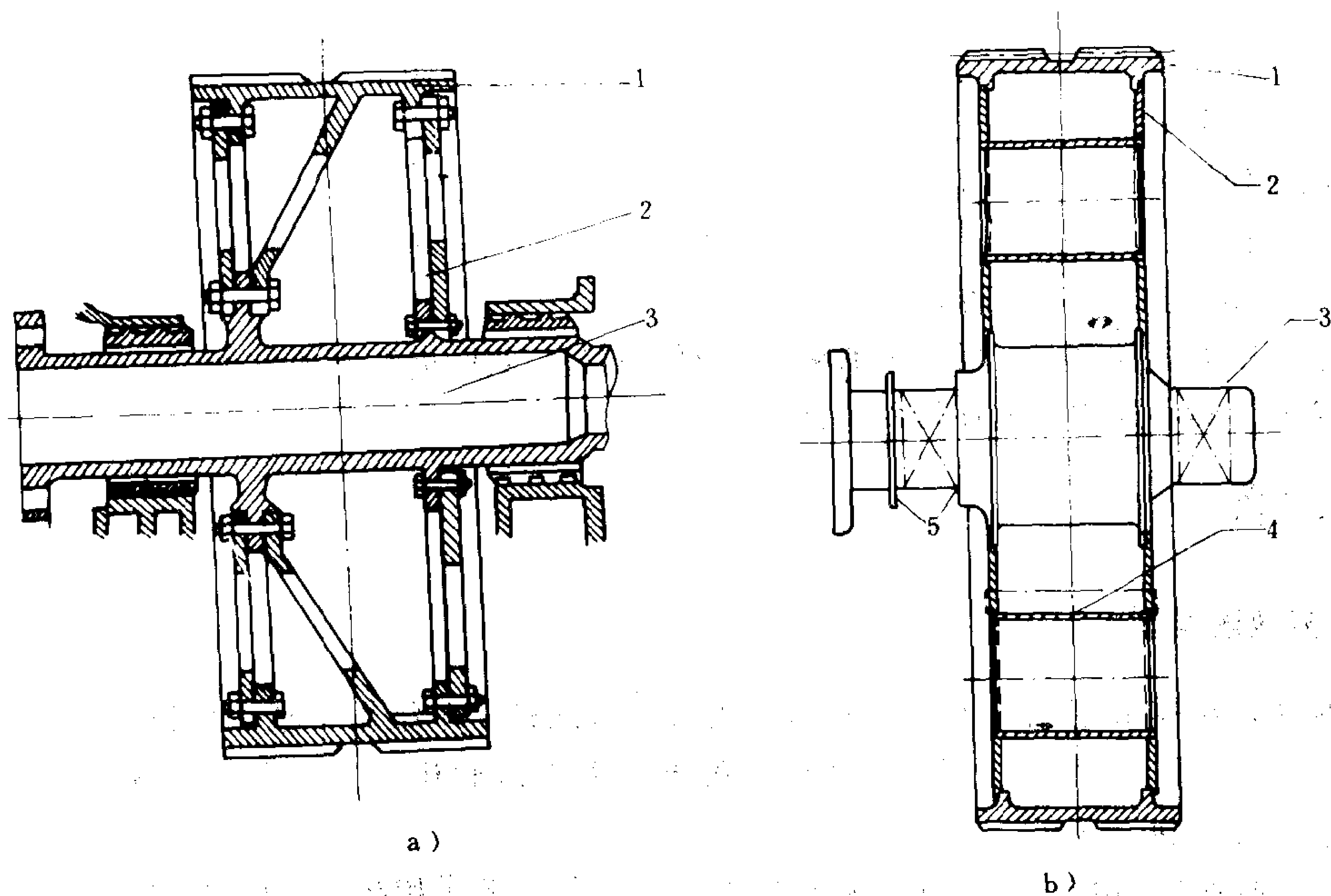


图 4.3.5-8　组合式大齿轮

a)螺栓连接；b)焊接

1-齿圈；2-轮盘；3-轴；4-加固管；5-推力面

3.2　主要零部件与总体结构

3.2.1　齿轮

大、小齿轮都采用具有斜齿的人字齿轮。斜齿轮分为渐开线齿轮和圆弧齿轮两种，后者承载能力大、磨损量小、对制造安装误差不太敏感。大、小齿轮的齿数，互成质数，以提高齿轮的耐磨性和运转平稳性。

小齿轮与轴由高强度铬镍钼合金钢（34 CrNi 3 Mo）整体锻件制成，大齿轮多采用组合式结构，如图 4.3.5-8 所示。大齿轮轴用铬钼合金钢(34 CrMo)、齿圈用铬镍钼(34 CrNi 1 Mo）或铬钼合金钢（34 CrMo）锻件制成，轮盘用钢板制成。

3.2.2　扭转轴

齿轮减速器常采用扭转轴结构，如图 4.3.5-9 所示。利用扭转轴的弹性，可以减轻振动和轴中心线偏移产生的冲击负荷对齿轮啮合的影响，保证齿轮减速器平稳工作。另外，扭转轴还可以减少齿轮制造、装配误差引起的各齿面负荷不均匀的缺陷。

3.2.3　齿轮箱

图 4.3.5-10 所示为焊-铸式齿轮箱。齿轮的支持轴承采用刚性结构，根据齿面啮合时的反作用力与齿轮重力的合力来确定轴瓦的中分面。齿轮啮合处的滑油压力为 0.2～0.27 MPa，齿轮啮合面的两侧都装有喷油嘴，喷油嘴顶部与啮合点间距离只有 25～50 mm。相邻两个喷油嘴喷出的油雾稍有重叠。

齿轮箱的附件有：齿轮箱盖、鹅颈管和放气杯罩、安全阀或保险板及盘车机构。

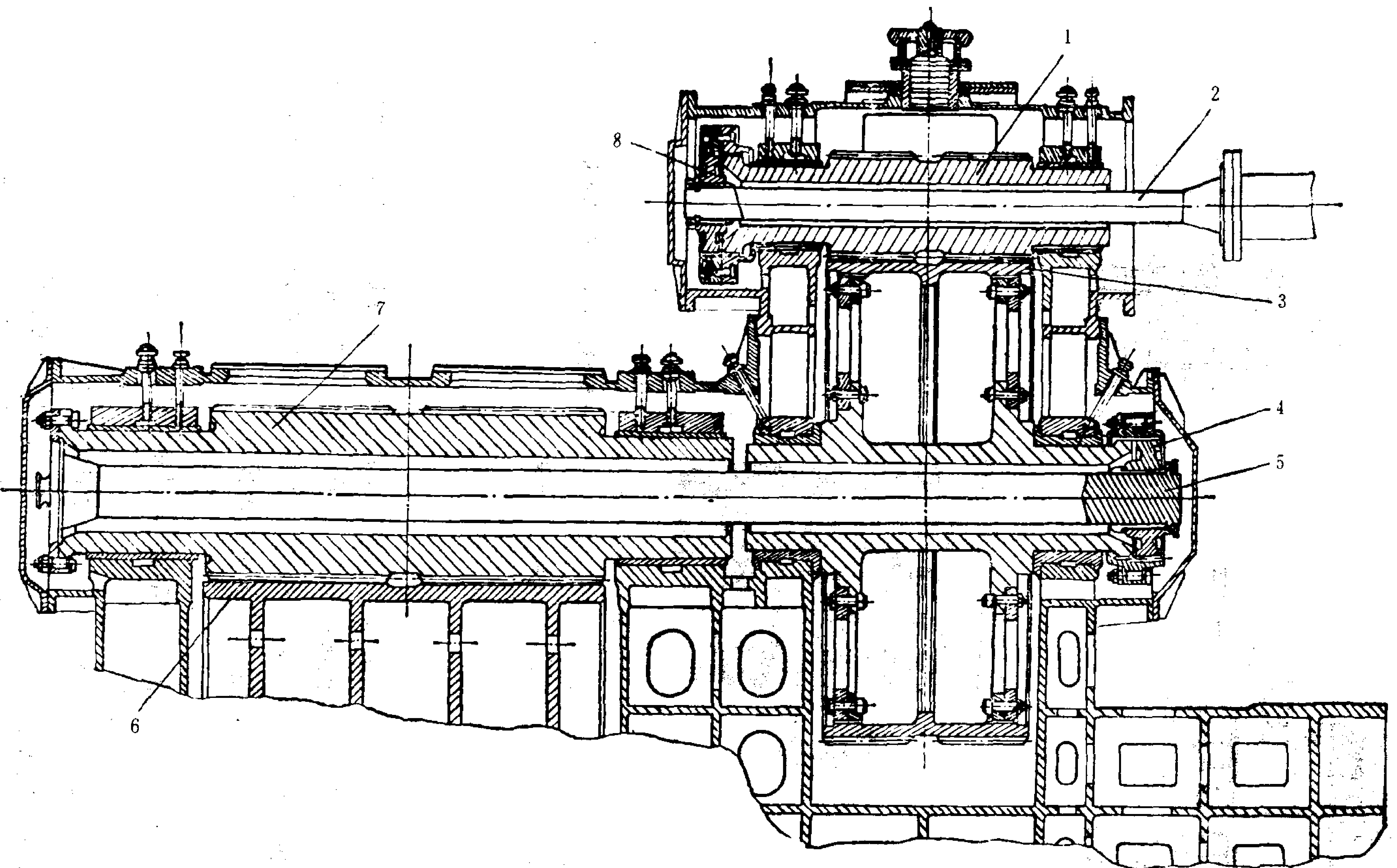


图 4.3.5-9 扭转轴

1-第一级小齿轮；2、5-扭转轴；3-第一级大齿轮；4、8-齿式联轴器；6-第二级大齿轮；7-第二级小齿轮

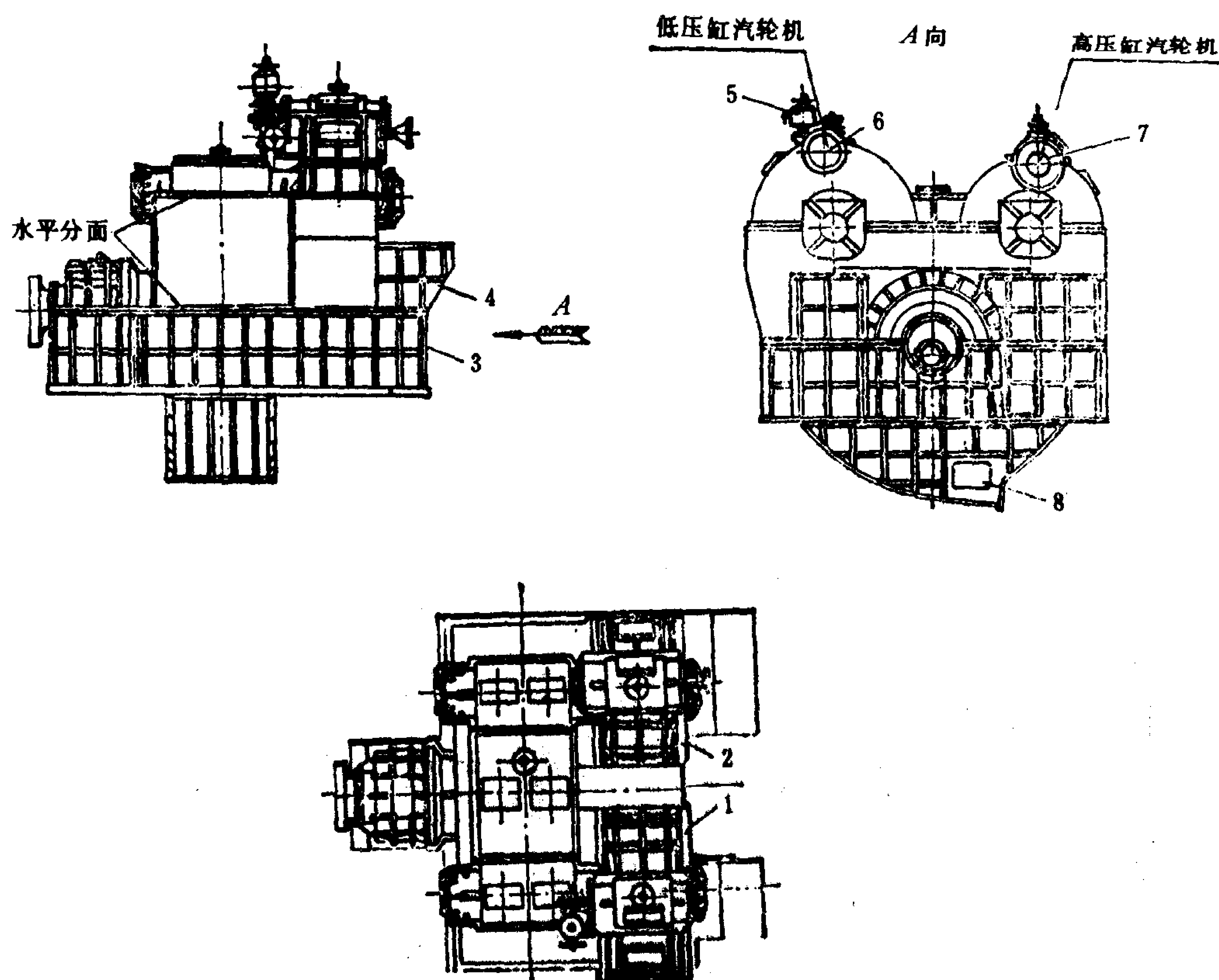


图 4.3.5-10 齿轮箱

1-低压缸第一级齿轮箱盖；2-高压缸第一级齿轮箱盖；3-下半部分齿轮箱；4-上半部分齿轮箱；5-盘车机构；6-低压缸第一级小齿轮；7-高压缸第一级小齿轮；8-集油箱

3.3 管理和保养

3.3.1 运行管理

汽轮机运行时，齿面可能产生的损伤有齿轮工作面的正常与非正常磨损、疲劳剥蚀和剥落、齿面胶合擦伤、塑性变形及机械损伤等。因此，运行中要保证汽轮机机轴与齿轮轴以及大、小齿轮轴连接的中心线位置正确；保证大、小齿轮在两个啮合齿面间的齿侧间隙和齿顶间隙符合设计要求；注意监视滑油供应的质量和数量。

3.3.2 检修和保养

停机时，要检查大、小齿轮的啮合情况。通过制作蜡像或压铅丝方法来检查啮合齿面间间隙。借以了解齿面的磨损情况。

检修减速齿轮时，除清洗和检查外，还要完成下列工作：

（1）测量各轴承的间隙和推力轴承处齿轮轴的轴向移动量，检修前、后的测量值记入轮机日志中。当轴颈直径大于 125 mm时轴承标准安装间隙值如表 4.3.5-3 所示，小于 125 mm 的如表 4.3.5-4 所示。对于大于 125 mm的轴颈，调整间隙时允许与表 4.3.5-3 的数值有±0.03 mm之差。使用中间隙增大，但不得超过安装间隙值的 50%。推力轴承处齿轮轴的轴向移动量，如表 4.3.5-5 所示。

表 4.3.5-3　　减速齿轮轴承中的间隙

每分钟内轴的转数 n	相对间隙 $\psi=\frac{\delta}{d}$	每分钟内轴的转数 n	相对间隙 $\psi=\frac{\delta}{d}$
200	0.0009	2600	0.0018
600	0.0011	3000	0.0019
1000	0.0013	3500	0.0020
1400	0.0014	4500	0.0021
1800	0.0016	5500	0.0022
2200	0.0017	6500	0.0022

表中：δ—间隙，mm；d—轴颈直径，mm

表 4.3.5-4　　减速齿轮轴承中的间隙，mm

轴颈直径 d	安装间隙 δ
25	0.10～0.15
50	0.13～0.17
75	0.15～0.18
100	0.17～0.20
125	0.18～0.22

表 4.3.5-5　　齿轮轴的轴向移动量(推力轴承的安装间隙)

汽轮机的功率　kW	轴向移动量　mm
1471～ 7353	0.25～0.30
7353～14706	0.30～0.35
14706～22059	0.35～0.40
辅助汽轮机	0.20～0.25

表 4.3.5-6　　齿轮轴线允许的平行度和同轴度

	安　装　时	使用时不大于
轴线允许的平行度	0.03 mm/m	0.1 mm/m
轴线允许的同轴度	0.05 mm/m	0.1 mm/m

表 4.3.5-7　　齿轮啮合处的安装间隙

圆周速度 (m/s)	标准啮合模数 mm								
	8.0	6.0	5.0	4.0	3.5	3.0	2.75	2.5	2.0
	间隙 mm								
<8	0.30～0.35	0.25～0.30	0.20～0.25	0.18～0.20	0.15～0.18	0.15	0.13	0.11	0.10
8～25	0.40	0.35	0.28	0.23	0.23	0.20	0.20	0.18	0.18
>25	0.61	0.44	0.35	0.28	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19

表 4.3.5-8　　允许比安装间隙增大的百分数

如果平行度误差每米不超过 mm	允许的间隙增加数不大于 %
0.04	60
0.05	60
0.06	54
0.07	48
0.08	42
0.09	36
0.10	30

（2）测量大、小齿轮轴线的平行度及同轴度，不得超过表 4.3.5-6 中规定的数值。

（3）齿轮啮合处总间隙，不得超过表 4.3.5-7 中安装间隙值。使用中的间隙值大于该表中规定的数值，但增大的百分数不得超过表 4.3.5-8 中所示的数值。注意：在打开齿轮箱时，严禁明火接近。

减速齿轮停用时，严防湿空气侵入齿轮箱内，每昼夜盘车一次。定期揭开检查孔盖，检查齿轮状况。如果长期封存时，在各轴承的轴颈和轴瓦、齿轮各齿面上涂以凡士林油。

4　联轴器

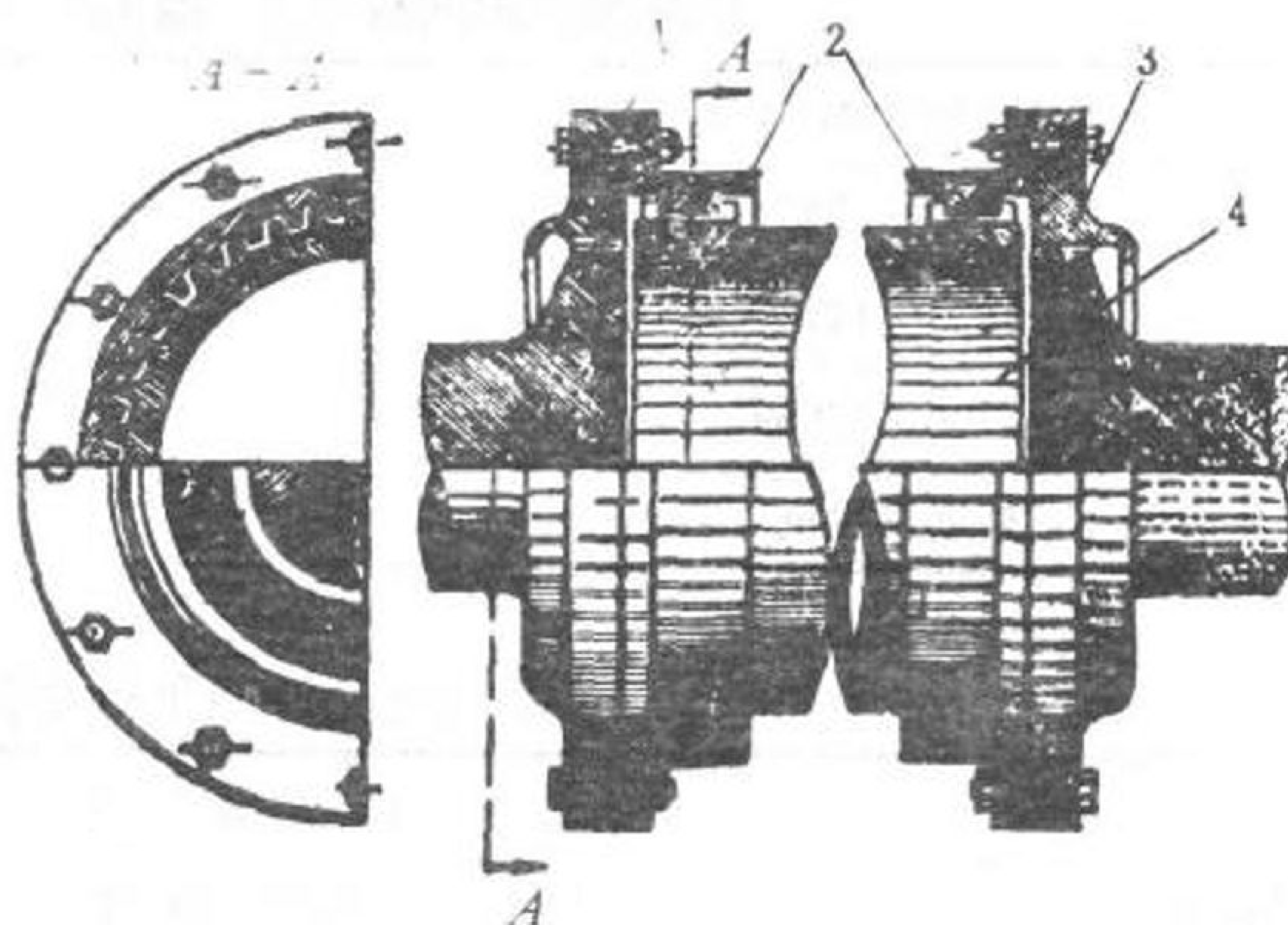
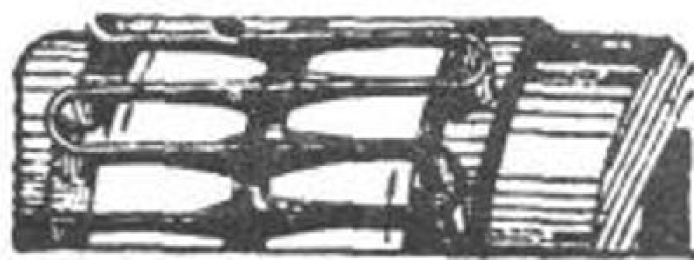


图 4.3.5-11　半刚性齿式联轴器

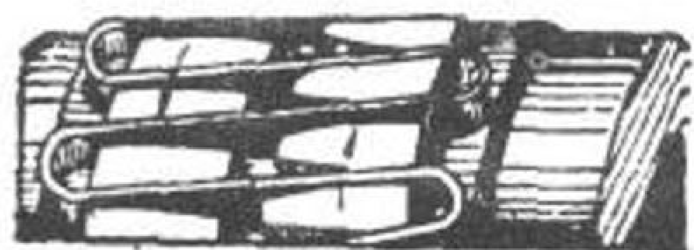
1-小齿轮轴法兰；2-齿套；3-汽轮机轴法兰；4-中间轴



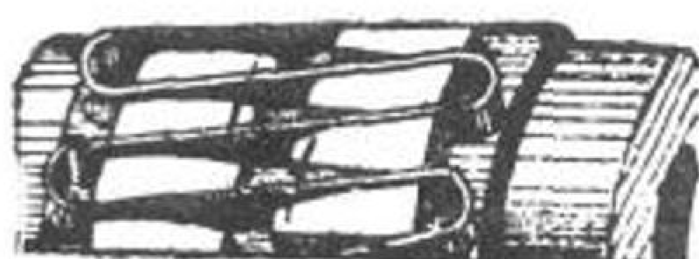
a）



b）



c）



d）

图 4.3.5-12　弹性联轴器

船舶汽轮机使用的联轴器有刚性、半刚性、弹性和膜片式弹性联轴器四种。

4.1　刚性联轴器

它主要用于辅汽轮机中，要求轴线对中严格。

4.2　半刚性联轴器

半刚性联轴器分为爪式和齿式两种，后者得到广泛地应用。图 4.3.5-11 所示是半刚性齿式联轴器。齿套材料为优质铬钼钢（35 CrMoA），中间轴为铬镍钼钢（34

CrNi 1 Mo)。汽轮机轴相对小齿轮轴的轴向移动，是借助中间轴齿面沿齿套内齿槽的轴向移动来实现的。中间轴两端的齿顶加工成球形，可在齿套中作不大的偏转，满足两轴中心线发生偏移或交叉时安全工作。

为了保证齿式联轴器正常工作，中间轴的径向跳动量不得超过 0.05 mm。装配时齿面与齿槽的接触情况应达到：按齿数不少于 80%，按齿的长度不少于 80%，按齿的高度不少于 40%。

4.3 弹性联轴器

弹性联轴器如图 4.3.5-12 a)所示，图b)、c)和d)分别是蛇形弹簧在低负荷、额定负荷和超负荷下工作的形状。弹性联轴器允许被连接轴间有少量偏移、交叉或轴向移动。

各种联轴器允许被连接轴中心线偏移或交叉的范围如表 4.3.5-9 所示。

表 4.3.5-9　**联轴器允许的同轴度及平行度误差**

名　　称	同轴度误差，mm	平行度误差，mm
刚性联轴器	0.02	0.02~0.03
半刚性爪式联轴器	0.04	0.05~0.06
半刚性齿式联轴器	0.03	0.04~0.05
弹性联轴器	0.03	0.04~0.05

4.4 膜片式弹性联轴器

膜片式弹性联轴器如图 4.3.5-13 所示。

新式齿轮减速器采用空心轴把汽轮机轴和小齿轮轴连接起来，空心轴每端装有膜片式弹

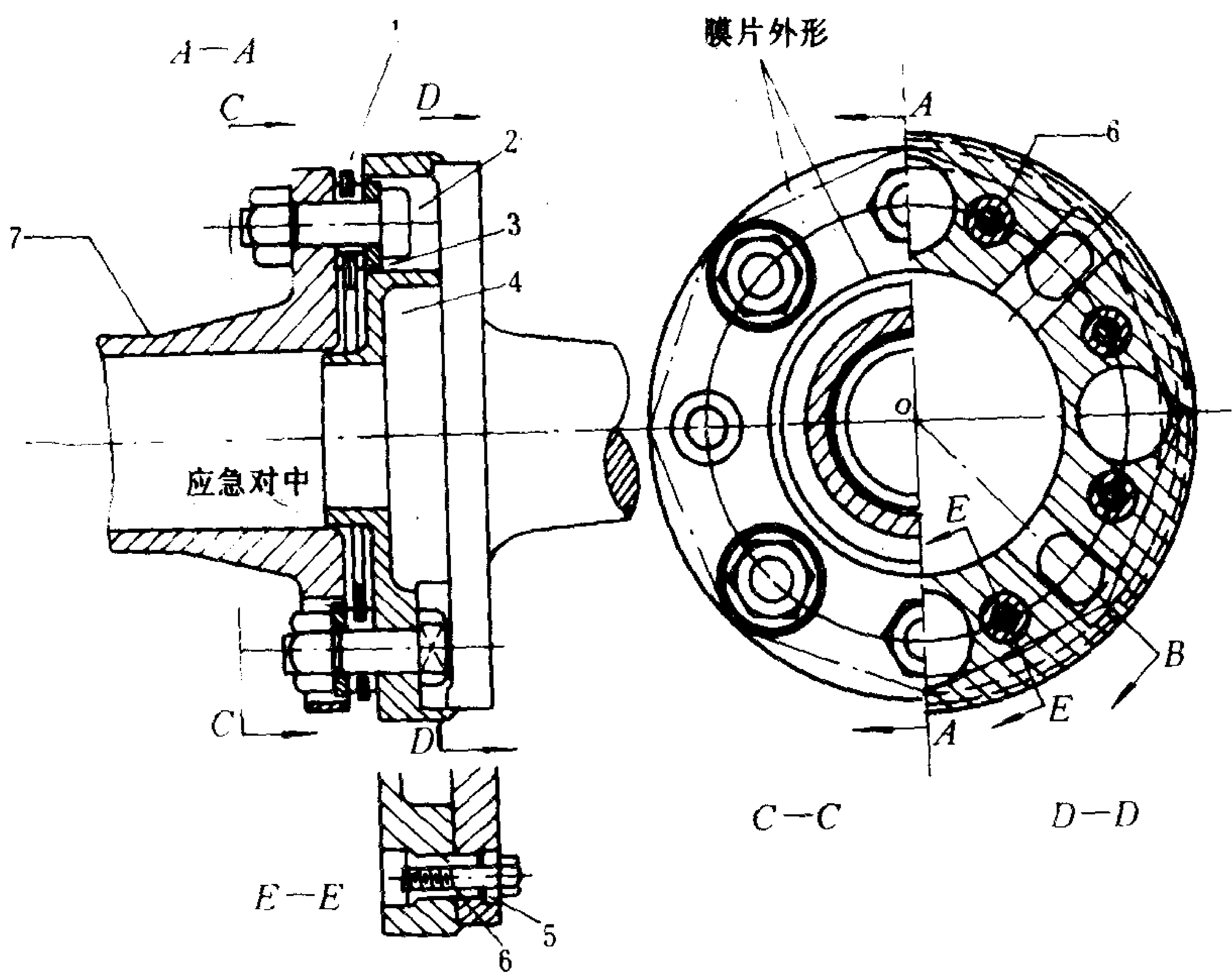


图 4.3.5-13　膜片式弹性联轴器

1-膜片组件；2-连接螺栓；3-超载垫圈；4-接合器平板；5-开口环；6-传动定位销；7-空心轴

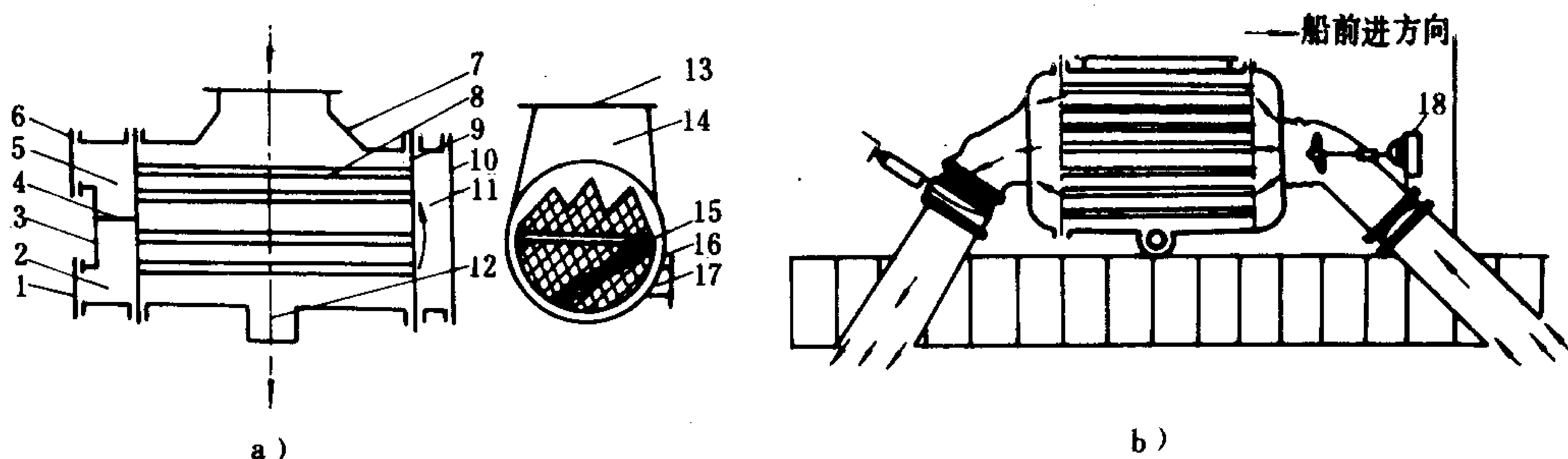


图 4.3.5-14　表面式冷凝器

a)逼流式双流程；b)自流式单流程

1-冷却水进口；2、5、11-水室；3-水室端盖；4-水室隔板；6-冷却水出口；7-外壳；8-冷却水管；9-管板；10-回流水室端盖；12-水井；13-排汽进口；14-汽空间；15-空气冷却区隔板；16-空气冷却区；17-空气抽出管；18-辅助循环水泵

件联轴器。从图中可见，传动单元由一个薄钢板组件构成，即在每个螺栓孔处，薄钢板被夹紧在两个特殊的垫圈之间。螺栓交替地把膜片组件分别固定在两根轴的法兰上，靠张紧状态的膜片组件来传递负荷。在冷态条件下，空心轴和接合器平板的长度比两根轴法兰间距离稍短一些。冷态时膜片轴向倾斜的方向，与热态或汽轮机轴热胀伸长时膜片倾斜的方向正相反，可防止膜片受热后在一个方向上过大地倾斜。从而引起过大的弯曲应力。

上紧螺栓后，把空心轴、膜片组件和接合器平板组成为一个装置，安装前要进行动平衡试验。在空心轴与接合器平板间设有应急对中，以备在膜片组件失效时，使仍在转动的两根轴保持连接和同心地旋转。

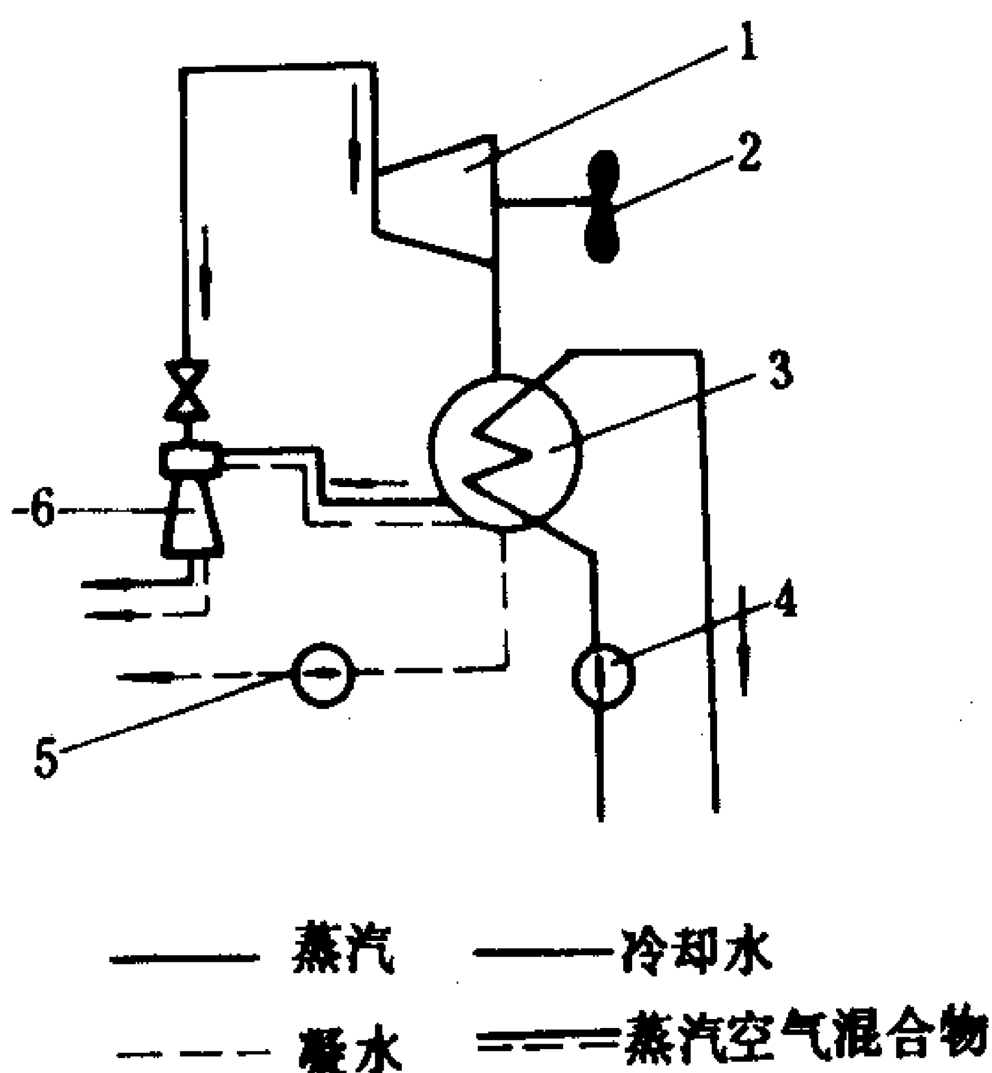


图 4.3.5-15　凝汽装置示意图

1-汽轮机；2-螺旋桨；3-冷凝器；4-循环水泵；5-凝水泵；6-空气抽除器

5　冷凝器

船舶蒸汽动力装置都采用表面式冷凝器，基本构造如图 4.3.5-14 所示。

为使冷凝器在高真空状态下稳定工作，其附属的循环水泵、凝水泵和空气抽除器必须正常运行。冷凝器及附属设备组成凝汽装置，如图 4.3.5-15 所示，它是蒸汽动力装置的重要组成部分。

5.1　作用与分类

冷凝器的作用是在汽轮机排汽端建立并维持高真空，获得较大的蒸汽等熵焓降，提高循环效率，并将主、辅汽轮机的排汽凝结为纯净的凝水供给锅炉。冷凝器的分类示于表 4.3.5-10。

表 4.3.5-10　　冷凝器的分类

分类	型式	简要说明
用途	主冷凝器	为主汽轮机服务
	辅冷凝器	为辅汽轮机服务
冷却水供应方式	逼流式冷凝器	利用循环水泵供给冷却水
	自流式冷凝器	利用舰船航行速度形成的压头，使冷却水由前至后流过冷凝器；在低速和倒航时，利用辅助循环水泵供给冷却水。舰船航速大于 15 kn时，才可采用自流式冷凝器
冷却水流程数	单、双和三流程冷凝器	自流式冷凝器采用单流程，逼流式多采用双流程
负荷	低负荷冷凝器	船用冷凝器
	高负荷冷凝器	舰艇冷凝器
冷却水管布置	纵向布置冷凝器	冷却水管的轴向与汽轮机的轴向一致
	横向布置冷凝器	冷却水管的轴向与汽轮机的轴向相互垂直

5.2 工作原理

5.2.1 冷凝器内压力的确定及其变化

冷凝器内压力一般在冷凝器蒸汽进口的喉部处用水银真空计来测量。冷凝器压力用绝对压力p_{c1}或真空度来表示。

冷凝器内压力的确定，是根据冷凝器进口处排汽的饱和温度t_s，求得相应的蒸汽分压力p_{s1}，略去微小的空气分压力p_{a1}，近似地规定p_{s1}为冷凝器的绝对压力（总压力）p_{c1}，即$p_{s1}\approx p_{c1}$。

在实际的冷凝器中，蒸汽的凝结温度t_s与冷却水进口温度t_{w1}、冷却水温升Δt和冷却水管壁的传热阻力有关，即：

$$t_s=t_{w1}+\Delta t+\delta t \quad ℃ \qquad (4.3.5\text{-}1)$$

式中：$\Delta t=t_{w2}-tw_1$——冷却水出口与进口温度差，℃；

$\delta t=t_s-t_{w2}$——蒸汽与冷却水出口间的传热温差，℃。

从式（4.3.5-1）可知，为了降低冷凝器内的压力p_{c1}，需要降低t_s，则必须从降低t_{w1}、Δt和δt入手。

但是，t_{w1}受到舰、船航行区域和季节的限制，通常以舰、船航行区域的海水年均温度选取。

根据冷凝器热平衡方程，可求得冷却水温升：

$$\Delta t=\frac{h_s-h_s'}{4.187(\frac{D_w}{D_s})}=\frac{h_s-h_s'}{4.187m} \quad ℃ \qquad (4:3.5\text{-}2)$$

式中：D_s——进入冷凝器的蒸汽量，kg/h；

D_w——冷却水量，kg/h；

h_s，h_s'——蒸汽及凝水的比焓，kJ/kg；

$m=\frac{D_w}{D_s}$——冷却倍率，船用冷凝器m值取为 80～100，而舰用为 60～80。

表 7.4.2-1 OG、GS 型焚烧炉技术参数

参数＼型号	OG100	OG120	OG200	OG400	GS500
1. 热容量 W	420000	504000	1176000	2100000	2730000
2. 可焚烧废物量 1)废油 2)固体废物 3)污水泥渣	4L/h 每炉 200L 4～6h	14L/h 每炉 200L 4～6h	45L/h 每炉 400L 3～6h 15L/h 允许最大颗粒 8mm，加热温度 60℃最高 80℃	80L/h 每炉 400L2～4h 30 L/h 允许最大颗粒 8mm。加热温度 60℃ 最高 90℃	110L/h，没有热值的废水污泥一般最大 135kg/h 峰值 200kg/h
3. 燃烧室温度 1)油污泥 2)固体废物	最高 1400℃	最高 1400℃	最高 1400℃	最高 1400℃	最高 1400℃
4. 烟气出口温度	300℃ (400℃报警)	300℃ (400℃报警)	300℃ (400℃报警)	300℃ (400℃报警)	300℃ (400℃报警)
5. 炉外壳表面温度	高于环境温度 20～30℃	高于环境温度 20～30℃	高于环境温度 10～20℃	高于环境温度 10～20℃	高于环境温度 10～20℃
6. 柴油燃烧日柴油耗量	6L/h	6L/h	10～20L/h	10～28L/h	14～36L/h
7. 空气耗量	800Nm³/h	1500Nm³/h	4500Nm³/h	6000Nm³/h	12000Nm³/h
8. 动力消耗	约 1.5kW	约 3kW	5.5kW 最大 7kW	6.5kW 最大 9kW	14kW 最大 21kW
9. 总质量	1300kg	1300kg	2600kg	2600kg	4300kg

6 AQ－10 焚烧和蒸汽两用炉

为了利用焚烧废料所产生的热量，丹麦阿尔巴吉锅炉厂生产了这种两用炉，我国引进了这项技术，根据统计，主机如每小时耗油 150 克，则产生的油渣约为 1%。7000～30000kW 主机的 24h 油耗和产生的油渣量如表 7.4.2－2 所示。

表 7.4.2－2

主　　机	7000kW	15000kW	22000kW	30000kW
燃油消耗量	36t	72t	108t	144t
分油机产生的水和油渣 1%	360kg	720kg	1080kg	1440kg
在其中纯油占 50%	180kg	360kg	540kg	720kg

各种油的热值

重油 40190kJ/kg

柴油 41868kJ/kg

油渣 27214kJ/kg (含水 30%)

从式（4.3.5-3）和（4.3.5-6）可知，由于空气和汽阻的存在，使$p_{s1}>p_{s2}$，与其相应的排汽温度t_s大于凝水温度t_c，温差（t_s-t_c）称为凝水过冷度。

凝水过冷度的危害在于凝水过冷要消耗更多的蒸汽或抽汽，将凝水加热到预定的温度；凝水过冷还使含氧量增加，加剧了管路的腐蚀和加大了除氧器的负荷。冷凝器中冷却管束排列不当，使上部管束的凝水流过下部冷却管束表面时被过度冷却，会加剧凝水的过冷。舰、船用冷凝器，凝水过冷度在2～3℃之间，新式的为1℃左右。

在运行中，不让处于真空状态下的设备和系统发生漏泄，保证汽封系统和空气抽除器处于正常工作状态，保持冷凝器内凝水水位不过高，都可以防止凝水过冷度的增加。

5.2.3 空气的抽除

冷凝器维持在一定的真空度下运行，这时空气漏入量与抽出量相平衡。但是，在抽出空气的同时，还会抽出混入其中的蒸汽，应尽量减少混合物中的蒸汽量。根据空气抽出区的气体状态方程和道尔顿定律，可求得抽出混合气体的数量G，即

$$G=G_a\left(1+\frac{v_{a2}}{v_{s2}}\right)=G_a\left(1+\frac{1}{v_{s2}}\cdot\frac{R_a\cdot T}{p_{a2}}\right)\quad \text{kg/h} \qquad (4.3.5\text{-}7)$$

式中：G_a——漏入冷凝器的干空气量，kg/h；

$1+\frac{v_{a2}}{v_{s2}}$——混合系数，$\frac{v_{a2}}{v_{s2}}$—抽出1 kg空气时混入蒸汽量；

v_{s2}、v_{a2}——被抽出时蒸汽、干空气的比容，m^3/kg；

$R_a=287\ J/(kg\cdot K)$——空气的气体常数；

p_{a2}——被抽出时空气分压力，Pa；

T——空气蒸汽混合物温度，K。

冷凝器保持一定的真空度运行，漏入空气量G_a为定值。为使G_a降低，只有降低温度T，与此同时使v_{s2}和p_{a2}增加。所以，冷凝器设有空气冷却区，并以最低温度的冷却水进行冷却。这样，抽出混合气体中蒸汽含量将最少，但却使凝水过冷度加大。通常，将凝水和空气抽出口分开布置，前者设在冷凝器底部，后者位在外壳中部偏下。

5.2.4 传热温差

冷凝器的传热量Q为：

$$Q=\frac{t_s-\bar{t}_w}{R}\cdot F \quad \text{kJ/h} \qquad (4.3.5\text{-}8)$$

式中：t_s——冷却水管外侧蒸汽温度，℃；

t_w——冷却水管内侧冷却水温度，℃；

R——总热阻，$(m^2\cdot h\cdot ℃)/kJ$；

F——冷却水管表面的总面积，m^2。

当R、F一定时，汽水间传热量Q与（t_s-t_w）成正比。实际上冷凝器汽水呈

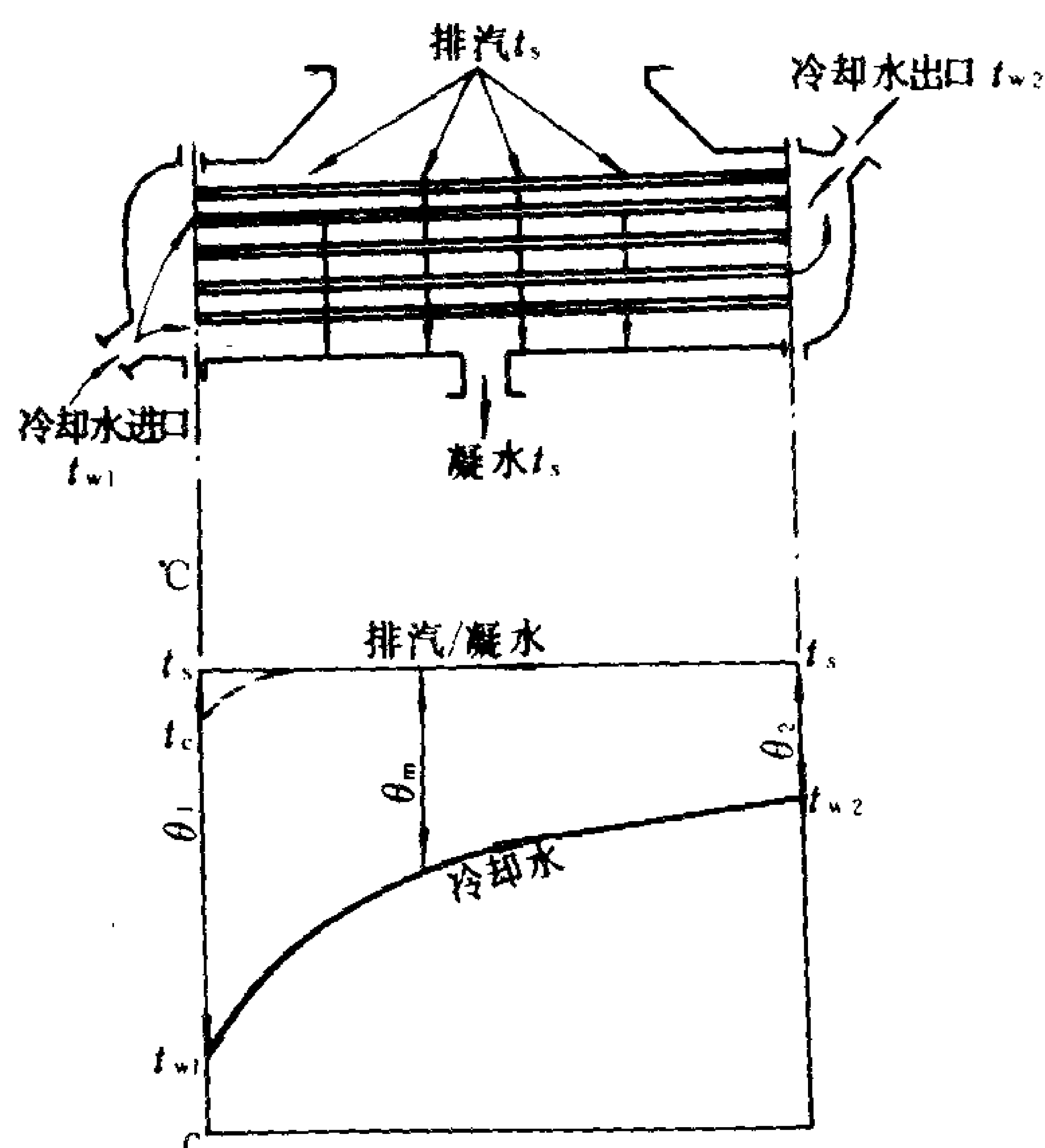


图4.3.5-18 表面式冷凝器中的温差

交叉流动，t_w随时在变化，无法确定（t_s-t_w）值。因此，假定汽水呈对流流动，如图4.3.5-18所示。假设排汽温度t_s沿冷却面积不变，而冷却水温度沿t_{w1}、t_{w2}曲线变化。这样，采用对数平均温差θ_m来计算传热量Q，θ_m计算公式如下：

$$\theta_m=\frac{\theta_1-\theta_2}{\ln\frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad ℃ \tag{4.3.5-9}$$

式中：$\theta_1=t_s-t_{w1}$——凝水出口与冷却水进口温差，℃。考虑凝水过冷度时，以实际的凝水温度t_c代入求θ_1；

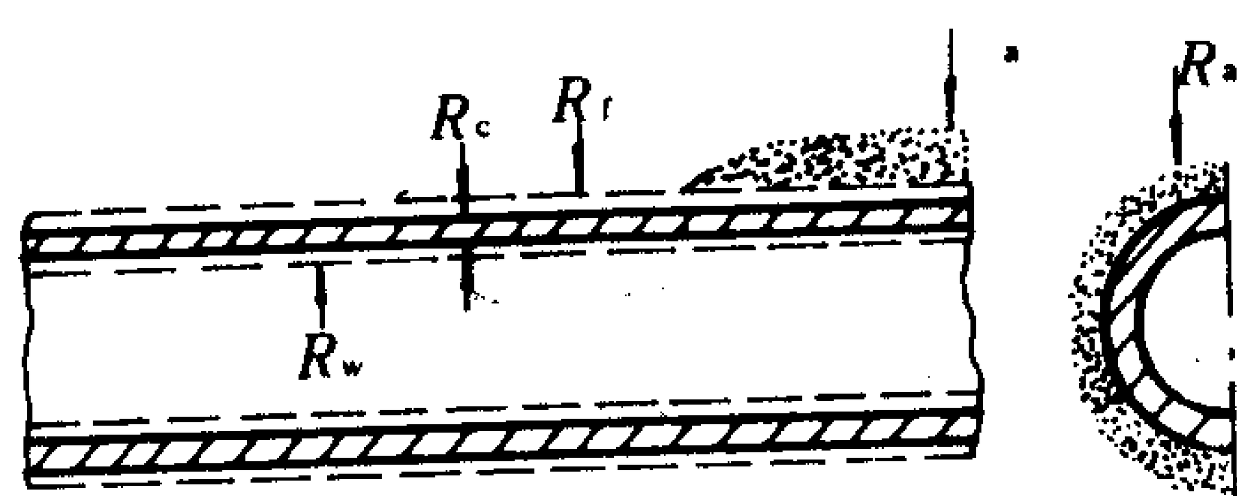
$\theta_2=t_s-t_{w2}$——冷凝器进口处蒸汽与冷却水出口温度之差，℃。

从图4.3.5-18可以看出：（1）如果t_{w1}升高，其它参数和冷凝器热负荷不变，θ_m不变使排汽温度t_s线上移，则p_{c1}升高；（2）如果t_{w1}和冷凝器热负荷不变，冷却水量减少t_{w2}升高，也使p_{c1}升高；（3）如果各参数保持不变，汽轮机功率减少，要求小的θ_m使p_{c1}降低；（4）如果其它参数保持不变，Q与F以相同的百分数减少；则在F减少情况下，又要维持传递全部热量并使蒸汽凝结，故θ_m增加，使p_{c1}增加。

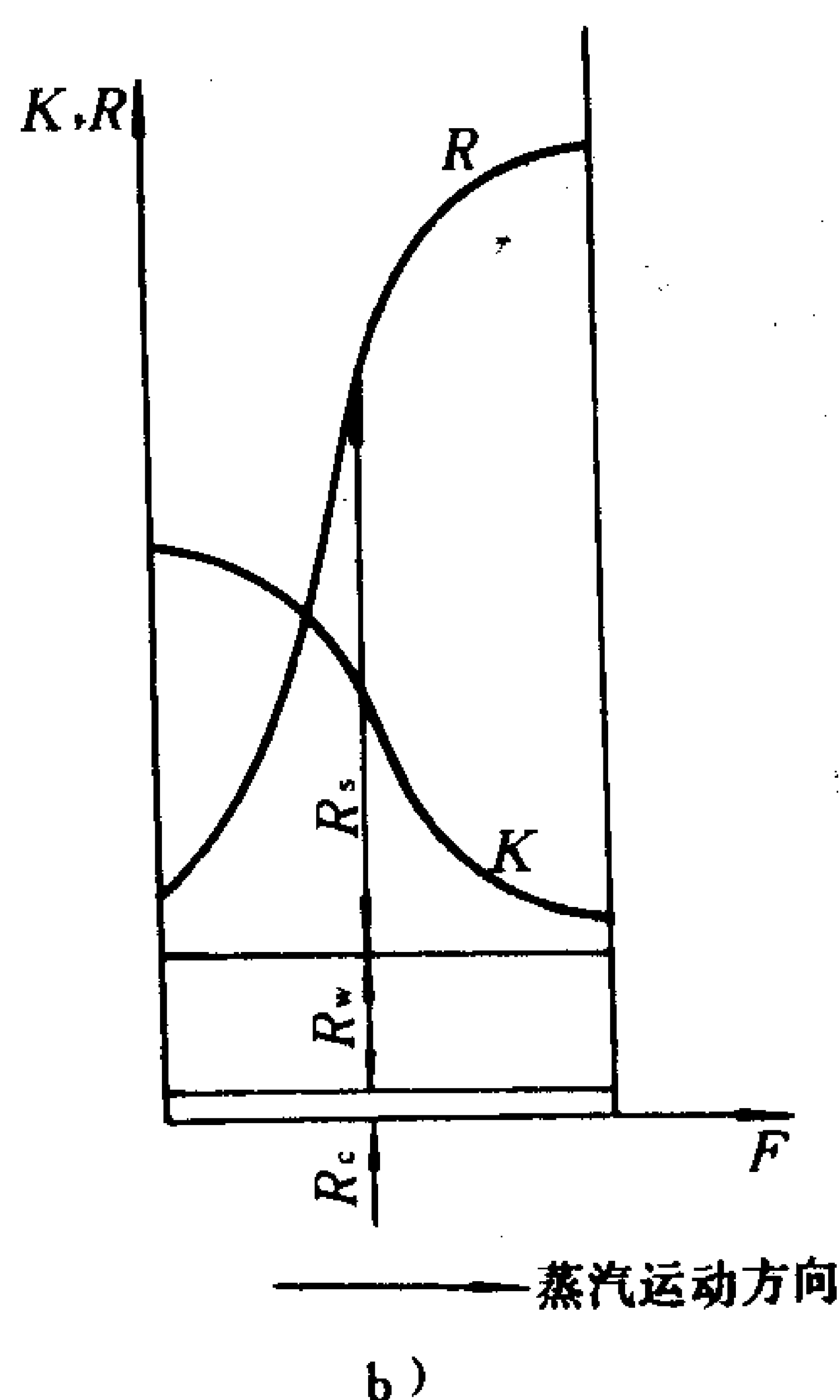
汽轮机运行过程中，当发现冷凝器压力升高时，应采取如下措施：减少汽轮机进汽量，同时增加冷却水量，维持冷凝器真空度为额定值。

5.2.5 热阻和传热系数

在单位时间、单位表面积和单位传热温差条件下，传热量与热阻成反比。清洁的冷凝器热阻有：金属管壁的热阻R_c、冷却水薄膜的热阻R_w、凝水薄膜的热阻R_f和空气薄膜的热阻R_a，如图4.3.5-19 a)所示。冷凝器使用一段时间以后，冷却水管壁表面会结垢或有油污，使热阻增加。如果1.2 mm厚黄铜管壁的热阻取为1，其它热阻值为：0.25 mm厚水膜为100，0.25 mm厚盐垢为100～200，0.25 mm厚空气膜为2000。



a）



b）

图4.3.5-19 热阻及传热系数沿冷却表面的变化

a)热阻；b)传热系数

总热阻R为上述各热阻之和。将其中一项或几项值减少，就会使R值减少。

冷凝器汽侧是空气蒸汽混合物，沿管壁法向空气相对含量，以及蒸汽和空气的分压力都在变化。通常，将蒸汽与空气热阻一起考虑，用R_s表示。从图4.3.5-19 b)可见，R_s沿冷却表面变化很激烈。传热系数K从冷凝器进口沿蒸汽流动方向迅速降低，到空气冷却区处K值较小，随地变化也不大。

对于船用冷凝器，广泛采用"MV"公式计算K值，即

$$K=3944\xi\sqrt{c_w}\sqrt[4]{t_{wm}+17.8}\quad kJ/(m^2\cdot h\cdot ℃) \tag{4.3.5-10}$$

式中：

ξ——修正系数（表4.3.5-11）；

c_w——冷却管中水流速度，m/s；

$t_{wm}=(t_{w1}+t_{w2})/2$——冷却水平均温度，℃。

表4.3.5-11　　修正系数ξ值

冷却水管材料	冷却水管外径 d mm	冷却水管壁厚 δ_t mm	ξ参考范围
黄　铜	ϕ19	1.25	0.85左右
B 30	ϕ19	1.50	0.75～0.80
B 10	ϕ19	1.50	0.80～0.85
B 30	ϕ16	1.50	0.80左右
B 30	ϕ16	1.00	0.80～0.85
B 10	ϕ16	1.00	0.85左右
TA_2	ϕ16	1.00	0.75左右
TA_2	ϕ16	0.75	0.75～0.80
TA_2	ϕ16	0.50	0.80～0.85

实测数据指出，冷凝器管束横截面各区域的冷却水管及沿管长方向的各段，温差和传热系数都是不相等的，即冷凝器各部分热负荷不均匀。但是，热负荷不均匀性主要表现在管束横截面范围内，影响因素为K和θ_m，其中K是主要的。

5.2.6　冷却水流速

冷却水流速越高，冷却水膜越薄，其传热系数越大。但是，冷却水最大流速受到水管材料和循环水泵功率的限制。对于各种管子材料，使用的最大冷却水流速如下：

船用黄铜管　　1.5～1.8 m/s

铝黄铜管　　1.8～2.4 m/s

90/10铜镍管　　3.0 m/s

70/30铜镍管　　3.6～4.0 m/s

近几年来，使用海水作为冷却介质的舰用冷凝器，逐渐采用钛管作为冷却水管。

5.3　构造

表面式冷凝器的结构原则有：靠近冷凝器入口应安排尽可能多的管束冷却面；蒸汽在冷凝器中的流路应该短而畅通；蒸汽的流动速度在冷凝器中不应该有显著的变化；凝水应该在尽可能高的温度下抽出，空气应该在尽可能低的温度下抽出。

5.3.1　管子排列方式

冷却水管在管板上的排列方式如图4.3.5-20所示。

正方形和三角形排列方式，会使上排管流下的凝水覆盖在下排管外壁上，造成凝水膜增厚。斜菱形和辐向排列方式改善了这种情况，前者每根管只有25%、后者约有30%～50%的表面被凝水膜覆盖。辐向排列方式，能减少冷凝器上部(尤其第一排)冷却水管间汽阻，使混合气体均匀地流过冷却管间。

管子排列得合理时，可在较少的冷却面上凝结更多的蒸汽，减小凝水过冷度，且在管间流动能破坏空气薄膜及减少汽阻等。因此，辐向排列和斜菱形排列的混合管束在舰船主冷凝

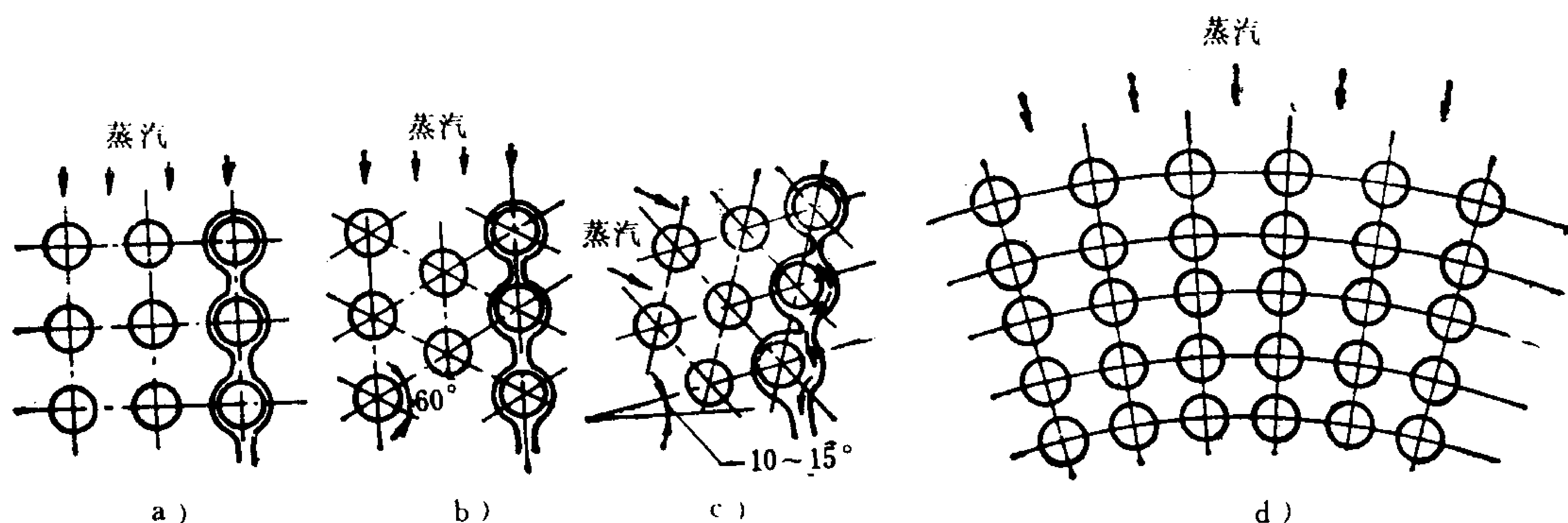


图 4.3.5-20　冷却水管的排列方式

a)正方形排列；b)三角形排列；c)斜菱形排列；d)辐向排列

器上获得广泛应用。

5.3.2　冷却水管和管板

舰、船冷凝器的冷却水管大多采用直的、冷轧或冷拉的无缝裸管，近年来有的采用钛制焊接管。冷却水管的直径为 19 或 16 mm，壁厚为 1.0～1.5 mm，钛管壁厚为 0.5 mm左右。冷却水管外径公差为±0.1 mm，壁厚公差为名义壁厚的 10%。核潜艇主冷凝器冷却水管壁厚要取大一些，壁厚公差要严格一些。

舰、船冷凝器以海水作为冷却介质。冷却水管管壁除受到化学作用的均匀腐蚀外，还会因材料不同、或同种材料成分不均匀等引起局部电位变化的电化学腐蚀，使管壁局部穿孔。此外，在水管进口端的 100 mm范围内，因冷却水涡流和空气泡或砂粒作用，产生冲击腐蚀。在上述腐蚀条件下，当冷却水管因加工不良等处在应力状态下，还会产生应力腐蚀。此外，高速流动并含有水滴的混合气体，对水管外表面冲刷而产生浸蚀。为使水管免受上述各种腐蚀作用，最根本的方法是选用耐腐蚀性能良好的材料。国产冷凝器采用的冷却水管材料示于表 4.3.5-12。除表中的基本性能要求外，根据有关标准和实际情况，还可规定水管的规格、内外表面质量要求、水压试验、内应力试验、无损检验和扩口、压扁、卷边等工艺检验要求。

管板由整张热轧板加工而成，形状有圆形、矩形、椭圆形或不规则形状等。管板材料为 HSn 70-1、HSn 62-1 和 HPb 59-1，也有用耐蚀性能好的B 30、B 10 铜镍板，其厚度在 20～30 mm之间。深潜主冷凝器采用双层管板结构，与海水接触的外管板采用B 30 铜镍板，与蒸汽接触的内管板采用碳钢或低合金钢板。内外管板间凝水密封的压力，要高于循环水最大压力。

冷却水管与管板的连接要保证密封性和连接强度。其方法有垫装法和胀管连接法两种，如图 4.3.5-21 所示。胀管连接法应用较广泛。胀管连接的紧密程度，可用水管胀接前后内径变化来控制和表示。如果在管端翻边，拉脱力能提高 30%～40%。胀管连接法的胀接质量用胀度Δ表示，即

$$\Delta=\frac{\Delta_1-\Delta_2}{d_0}\times 100\% \qquad (4.3.5\text{-}11)$$

式中：Δ_1——胀接后冷却水管内径的增加值，mm；

Δ_2——胀接前管板上管孔直径与冷却水管外径d_0之差，mm。

表 4.3.5-12　　冷凝器冷却水管材料

材料牌号	化学成分（只列主要成分）%					物理性能 弹性模量 kgf/mm²	物理性能 导热系数 kJ/(m·h·℃)	物理性能 线膨胀系数×10^6	物理性能 密度 g/cm³	机械性能 抗拉极限 kgf/mm²	机械性能 延伸率 δ_{10},%	管内冷却水流速取值范围 m/s	使用简介
	Cu	Zn	Al	Sn	As								
HSn 70-1A	69～71	余量		0.8～1.3	0.03～0.06	10500	391.9	20.2	8.54	35（半硬） 30（软）	30（半硬） 38（软）		淡水冷凝器
	Cu	Zn	Al	Sn	As								
HA 177-2 A	76～79	余量	1.8～2.3		0.03～0.06	10500	361.7	18.5	8.5	38（半硬） 34（软）	40（半硬） 50（软）		海水冷凝器
	Cu		Ni	Fe	Mn								
B 10	余量		9～11	1.0～1.5	0.5～1.0	12500（软）	167.4	16.7	8.9	28（软）	28（软）	1.5～2.5	海水冷凝器
	Cu		Ni	Fe	Mn								
B 30	余量		29～33	0.5～1.0	0.5～1.0	14800（半硬） 13200（软）	117.2	16.2	8.9	50（半硬） 38（软）	6（半硬） 23（软）	2.5～3.5	船用冷凝器
ΓA$_2$	工业纯钛					10500	58.6	9.0	4.5	45	20	3.0～4.5	舰用冷凝器

为了保证胀接质量，除胀度Δ控制在1.0%～1.5%的范围内，还要求排管节距等于或大于冷却水管外径的1.3倍。

当两端管板间距较大时，采用中间隔板支持冷却水管。中间隔板材料为锡黄铜或不锈钢，其厚度在10～15 mm之间。

为消除舰、船主冷凝器冷却水管的热应力，采取如下热补偿措施：一端胀接与另一端垫装的连接法；两端胀接时，抬高中间隔板使冷却水管向上弯曲；或出水端管板与冷凝器壳体间采用弹性连接，使管板连同管子能相对于壳体作纵向移动。

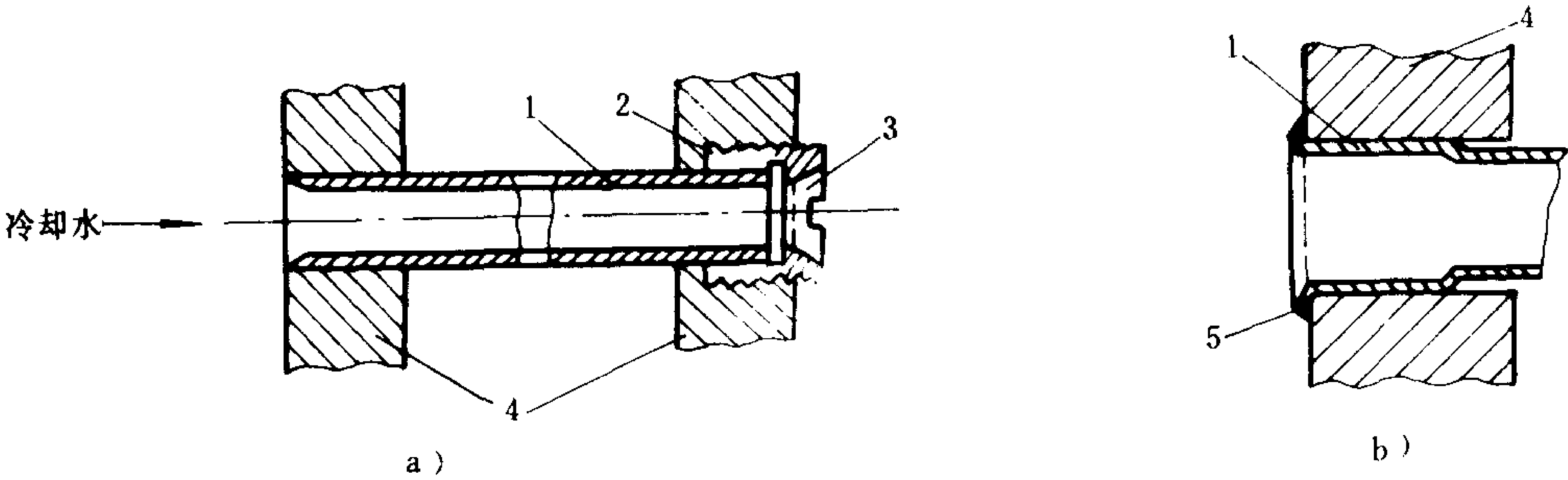


图 4.3.5-21　冷却水管与管板的连接固定

a）垫装法；b）胀管连接法

1-冷却水管；2-纤维软填料圈；3-铜套管压盖；4-管板；5-翻边

表 7.5.1—1　　**船舶舱室通风形式、温升、换气率与采暖温度表**

通风舱室名称 \ 通风方式		空调装置	机械通风		自然通风		相对夏季外加温度允许温升℃		换气率 次/h						采暖温度℃	备注
			送风	抽风	送风	抽风	日本 SOT	美国 HVAC	中国	日本 SOT	美国 HVAC	英国 DTI	挪威 NSC	西德 SBG	HVAC	
机舱	蒸汽机机舱		✓			✓			20～30	25～40						
机舱	汽轮机机舱		✓			✓			30～40	25～40						
机舱	柴油机机舱		✓	✓					30～40	25～40						
锅炉舱	锅炉舱(燃油)		✓		✓				30							
锅炉舱	锅炉舱(燃煤)		✓		✓				30							
辅机舱	主发电机舱		✓	✓			+5		25	10						
辅机舱	油泵舱		✓	✓					30～40	20			30			
辅机舱	净油机室		✓	✓												
辅机舱	冷冻机舱		✓	✓			+15		氟 30 氨 40	5						
船员、旅客房间及办公会客室		✓							10～15			10～15	6	10		
公共舱室	饭厅	✓							15～20			15～18	6	15		
公共舱室	娱乐室及吸烟室	✓							15～20			15～18	6			
工作室	驾驶室	✓							10～15							
工作室	海图室	✓							10～15							
工作室	无线电室	✓														
工作室	综合办公室	✓														
工作室	装卸办公室	✓														
工作室	装卸操纵室	✓														
工作室	机舱集控室	✓														
厨房	厨房	△	✓	✓	✓			5.5	40～60	40～60	60	20～40	20		10	
厨房	配膳室	△		✓	✓			5.5	20～30	15	15	10	6	15	10	
卫生间	病房	✓				✓			10～20			12		12		
卫生间	治疗室	✓				✓			10～20							
卫生间	洗涤室			✓	✓					20						
卫生间	干燥室			✓	✓					15		10				
卫生间	洗脸间			✓	✓					10						
卫生间 厕所	公用厕所			✓	✓				15～20	10		30				
卫生间 厕所	专用小盥洗室			✓	✓				15～20	10		30				
卫生间	浴室			✓	✓				15～20	10						
卫生间	淋浴室			✓	✓				15～20	10						
	走廊				✓	✓		5.5	5～10		30					
货舱	散货船				✓	✓			3～5	2.5						
货舱	矿沙船				✓	✓			3～5	1.25						

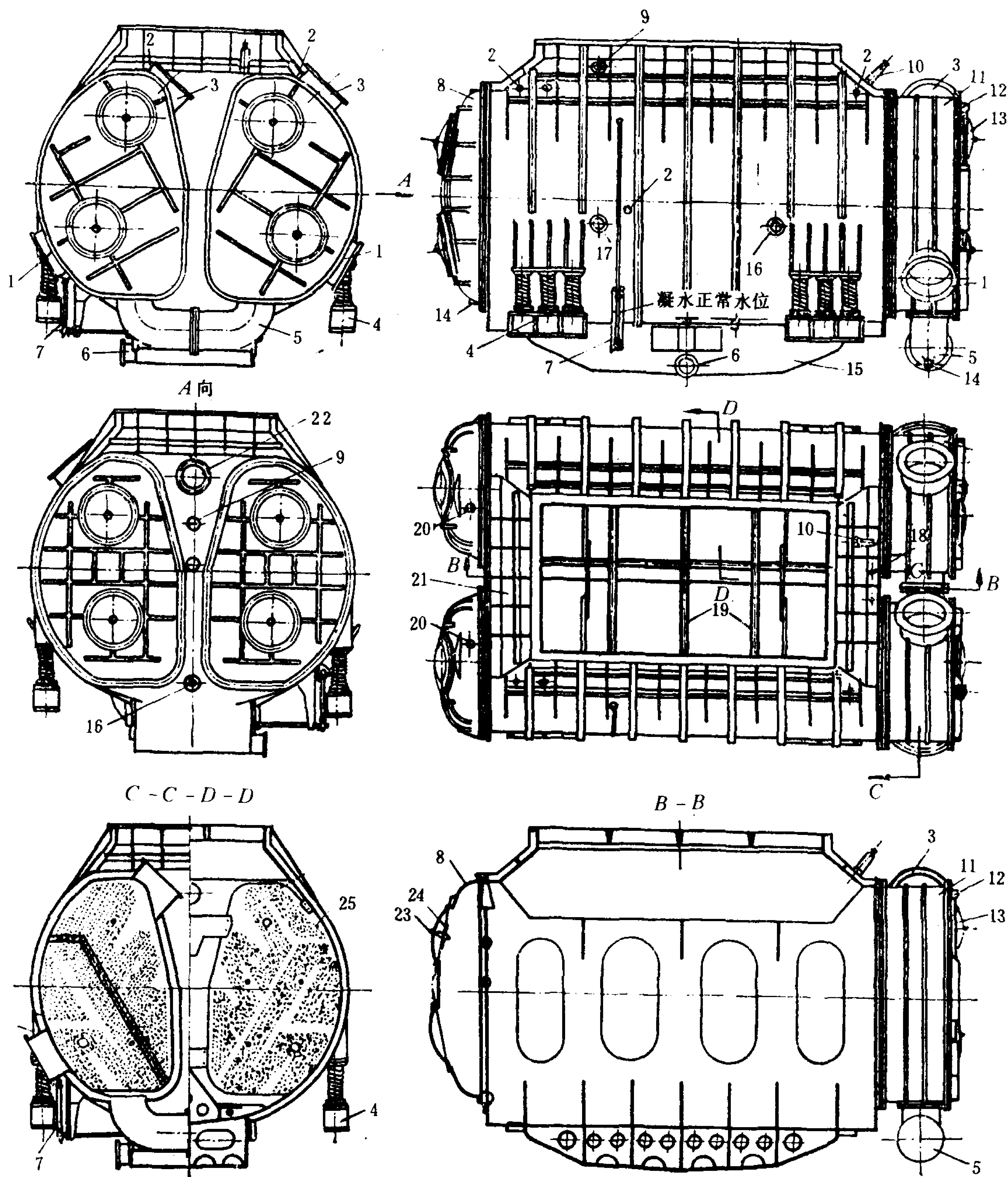


图 4.3.5-23　船用主冷凝器

1-冷却水进水管；2-装温度表处；3-冷却水排水管；4-弹簧支座；5-连通管；6-凝水管；7-水位表；8-后部端盖；9-备用管；10-安全阀；11-进水-排水水室；12-可单独卸开的水室端盖；13-检查孔盖；14-放积水管；15-水井；16-进水管；17-抽气管；18-装真空表处；19-中间隔板；20-后部端盖放空气管；21-壳体；22-高压缸汽轮机单缸运行时排气管；23-特制螺柱和螺母；24-保护锌板；25-冷却水管

续上表

通风舱室名称 \ 通风方式		空调装置	机械通风		自然通风		相对夏季外加温度允许温升℃		换气率 次/h						采暖温度℃	备注
			送风	抽风	送风	抽风	日本 SOT	美国 HVAC	中国	日本 SOT	美国 HVAC	英国 DTI	挪威 NSC	西德 SBG	HVAC	
其他	健身房	△				✓										

表注:(1)表中符号"✓"表示采用通风的装备,"△"表示定点通风的场合。

(2)日本 SOT 标准是在旧的 IS 基础上,重新进行审查及讨论的结果,制订成 IS—SOT 标准。

(3)美国 HVAC 是美国造船和轮机工程师协会技术和研究规划的 037 小组委员会编写的对商船采暖、通风和空气调节(HVAC)的设计标准。

(4)英国 DTI 为英国商业部标准。

(5)挪威 NSC 为挪威航运公司标准。

(6)机械通风:由于是用鼓风机通风,不受外界气象状态的影响,能保证正确的通风量。应尽量简化管道,在允许范围内进行换气。

(7)风量平衡:在机械送风或抽风时,应注意全部居住舱室的风量平衡。特别注意下列各舱室的污浊空气不向室外流,并考虑风量平衡:厨房、洗涤室、烘干室、洗脸间、厕所、浴室、淋浴室、粮库、油布舱等。

(8)舱容计算:家俱、机器、仓库内物件,虽各不相同,但其所占容积值很小,因此舱室容积是算至壁、顶、地板之间,不扣除机器、家俱等所占的容积,而把这些看作容积裕度。

(9)德国 SBG 规定在空调时,换气率可按新鲜空气为 80%和 100%两种情况设计,本表所列为前者。

表 7.5.1—2 所示为外国对船舶居住舱室所提出的新鲜空气需要量的一些有关数据。

表 7.5.1—2　**船舶起居室新鲜空气需要量** $m^3/(h\cdot人)$

国别	新鲜空气量 $m^3/(h\cdot人)$	附注
日本	22.5	
挪威(NSC)	30	挪威航运局要求,单人房间新鲜空气量 $60m^3/(h\cdot人)$,四人房间不小于 $25m^3/(h\cdot人)$
英国 DTI(商务部)	≮25	英国交通部要求居住舱室 $85m^3/(h\cdot人)$,会议室、休息室为 $43m^3/(h\cdot人)$
德国*	25～90	一般取中间值
前苏联	小房间($\leqslant 23m^3$):51 中房间:68 大房间:85	一般新鲜空气量取等于总风量的 20% 餐厅取 $25m^3/(h\cdot人)$

* 资料见德国《造船技术手册》

2　船舶空调参数

对船舶空调系统在设计时可以依据不同的情况确定条件参数。为了能取得一致,世界各国都规定了一些要求作为遵守的基本条件。这些条件是室内、外的温度和湿度。这些条件各国虽有些出入,但大致范围相同。表 7.5.1—3 所示为中国和 ISO 所规定的参数。该参数虽然是设计值,但可作为空调系统运行参数的参考。

表 7.5.1 3　　船舶空调舱内、外温度设计参数

船舶航区			舱外温度(℃)		舱内温度(℃)		舱内相对湿度(%)	附注
			干球	湿球	干球	湿球		
中国	夏季	远洋	35	28	24～28	40～50		海水温度为 32℃
		东海、渤海	32	27				海水温度为 28℃
		南海	34	28				海水温度为 30℃
		长江流域	36	28.5				长江水温为 33℃ (均为中国文献推荐)
	冬季	远洋	－18	80% *	19～22	30～40 (±10%)		
		东海、渤海	－10	65% *				
		南海	+5	75% *				
		长江流域	－5	75% *				
ISO	夏季	远洋	+30	70% *	+27		50%	
	冬季	远洋	－20	—	+22		—	

*　舱外空气相对湿度

为了保证人的感觉较为舒适，除了对舱内温湿度有所规定外。一般还推荐如下条件。

1)夏季时室内外温差宜在 6～10℃之间。

2)无论夏、冬季室内的温差宜在 3～5℃。

3)室内风速夏季保持在 0.2～0.5m/s，冬季保持在 0.1～0.2m/s。

4)向室内供入空气量为 30～50m³/(h・人)。

5)在离出风口 1m 处测试的噪声应小于 55～60dB(A)。

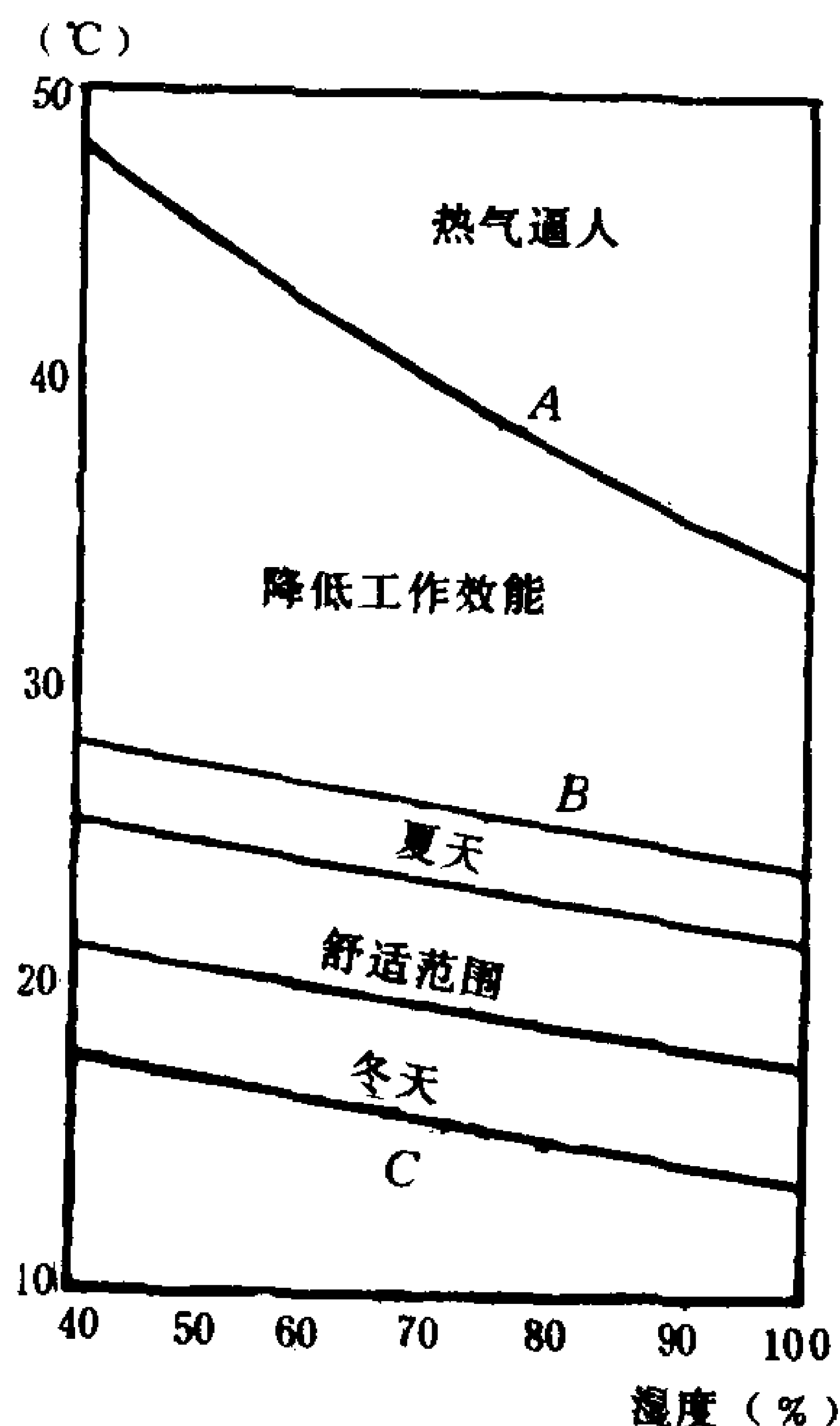


图 7.5.1 1　舒适的环境条件范围
A　最大允许范围极限；B—推荐值的上限；C　推荐值的下限

3　舒适空调环境条件

船舶空调，除某些特殊舱室要求恒温恒湿以满足工作或设备的要求外，一般都属于“舒适空调”的范畴。

所谓“舒适空调”是指人处在某一环境温度、湿度范围的环境条件下感觉舒适。这时无论工作或休息均感觉良好。通常船舶空调的目的就是要造成起居舱室内的舒适温、湿条件。

根据在不同环境条件下的大量试验，舒适空调的温、湿度要求，可以在一定的范围内变化，而不必维持一个恒定的温、湿度。所以船舶空调造成的环境条件并不是十分严格的。在运行中只要能使室内温、湿度维持在舒适环境条件之内即可。

图 7.5.1—1 所示为在不同季节期间室内舒适环境条件的范围区域供参考。

密性。

在停泊时，进行冷凝器水压试验是确定气密性和水密性最可靠的一种方法。

5.4.3 保养

定期地清洗冷凝器的水室、冷却水管及汽侧空间。同时检查保护锌板。

冷却水管内壁脏污是由于海水中混有的砂石、杂草、小贝壳等小颗粒以及海洋生物形成的粘性薄膜，可采用机械清洗法排出。冷却水管内还沉积有钙盐、镁盐所形成的水垢，采用化学法进行清洗，将冷却水管内壁采用浓度小于5%的盐酸溶液清洗，该溶液中还要加入适当的防蚀剂。冷却水管外侧油污，采用3%～5%的苛性钠溶液清洗。

对于损坏的冷却水管，若无备品，可将其堵塞。但是，堵塞管子数量不得超过总管数的5%。

6 空气抽除器

空气抽除器（又名抽气器）的作用是将漏入冷凝器中的空气不断抽出，以建立和维持冷凝器的真空。以蒸汽为工质的空气抽除器有单级、双级和三级三种。新式大型机组，设有同类型的两组空气抽除器。

6.1 工作过程

空气抽除器的构成如图4.3.5-25所示。工作蒸汽经缩放喷嘴后，在出口处造成低压区，将冷凝器空气冷却区的空气蒸汽混合物抽出。工作蒸汽与混合气体在混合室经过掺混、均化，然后进入扩压管。在扩压管出口处，混合气流的压力大为升高，(单级空气抽除器时高于大气压力。)空气抽除器的压缩比一般为19～37。

工作蒸汽来自速闭阀前的蒸汽管路，减压后压力为1.2～1.6 MPa，温度为250～260℃。

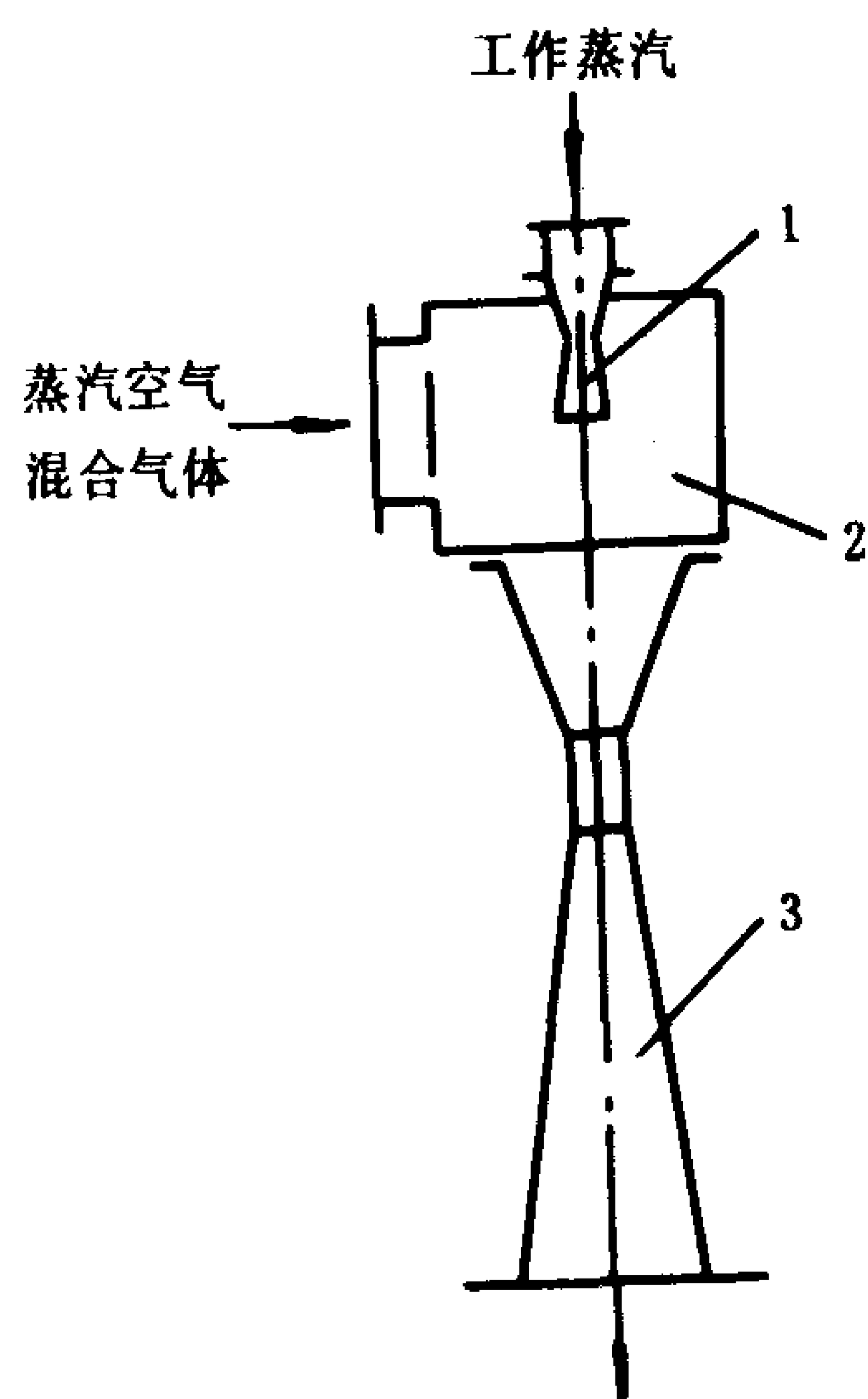


图4.3.5-25 空气抽除器示意图

1-喷嘴；2-混合室；3-扩压管

6.2 二级空气抽除器

二级空气抽除器及抽气系统如图4.3.5-26所示。采用带有中间冷却的多级压缩，减少了空气抽除器消耗的压缩功。二级空气抽除器以各级增压比相等的原则，来确定第一级扩压管出口压力，使总压缩功最小。作为冷却水的凝水经过二级冷却器后，温度可升高3～8℃。

第一级冷却器中压力低于大气压力，凝水需经U形管流入冷凝器；U形管中始终保持有水，以凝水的水位差 l 来平衡两者间的压差。

当汽轮机在机动操纵或低速下工作时，必须开启凝水再循环管路，使部分凝水在冷却器与冷凝器之间循环。排气管上装有止回阀。起动空气抽除器时，先开启第二级，当需要较高真空时再开启第一级。关闭空气抽除器时，则应按相反次序进行。

6.3 工作特性

空气抽除器的工作特性是指在工作蒸汽压力不变的情况下，抽气口压力 p_{c2} 与抽出的空

气量 G_a 之间的关系，即在不同抽气量时，冷凝器所能维持的真空。图 4.3.5-27 为二级空气抽除器特性曲线。每根特性曲线分为两段，倾斜较缓的一段称为工作段，而较陡的另一段称为过负荷段，转折点称为设计工况点。冷凝器运行时，空气抽除器在工作段运行。如果冷凝器气密性恶化使大量空气漏入，空气抽除器在过负荷段工作，使抽气压力剧增，真空恶化。当被抽出的空气蒸汽混合物温度一定时，抽气口压力 p_{c2} 随抽出空气量 G_a 的增加而增加。

设计空气抽除器时，设计抽气量取为正常运行时漏入空气量的 3～4 倍。

空气抽除器常见故障有：工作蒸汽压力降低；蒸汽滤网或喷嘴堵塞；喷嘴与扩压管间距变化或中心线偏移；冷却器管子堵塞或表面不清洁及冷却水量不足等。

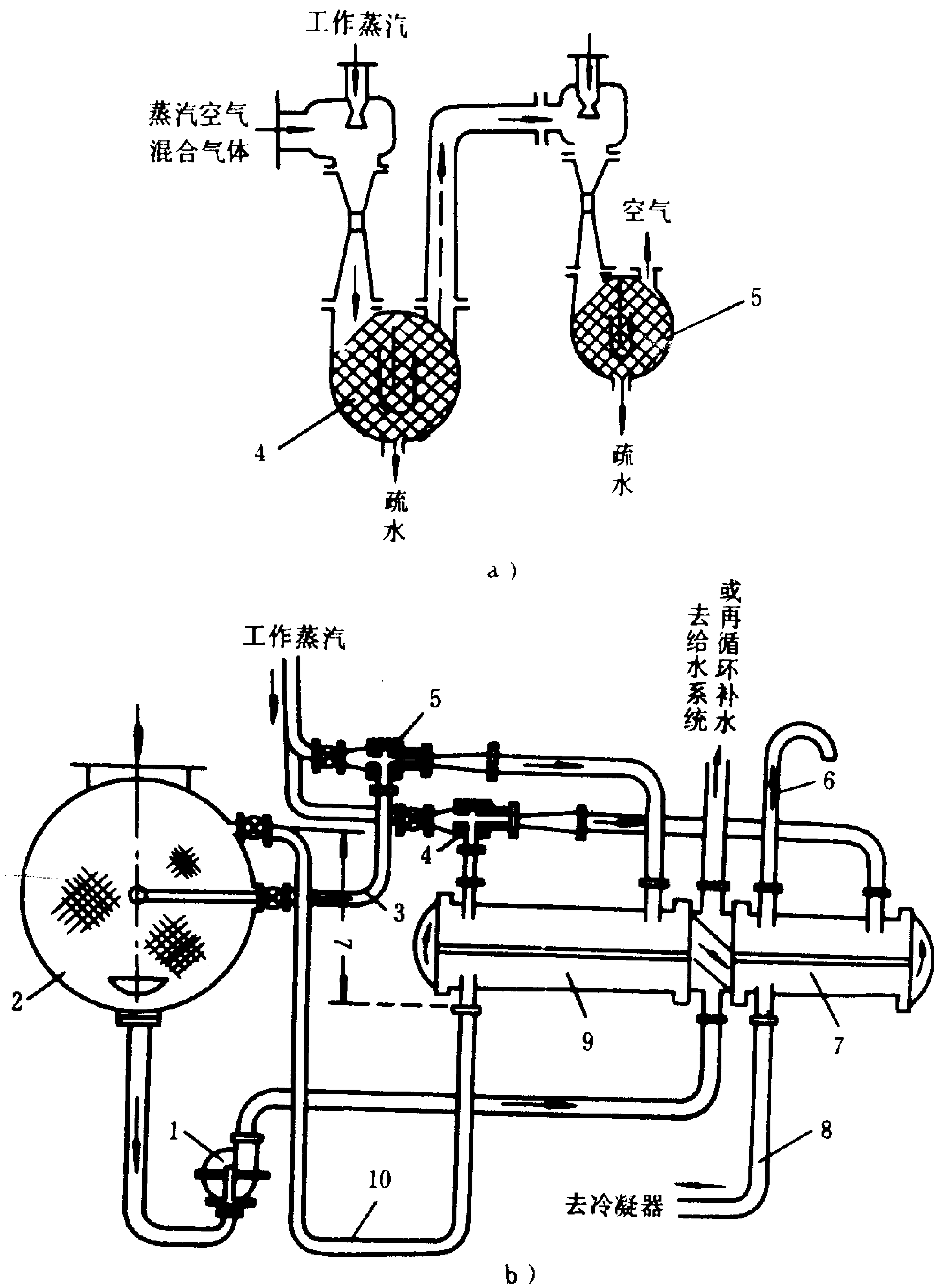


图 4.3.5-26 二级空气抽除器及抽气系统

a）二级空气抽除器；b）抽气系统

1-凝水泵；2-主冷凝器；3-抽气管；4-第二级空气抽除器；5-第一级空气抽除器；6-排气管；7-第二级冷却器；8-凝水管；9-第一级冷却器；10—U形管

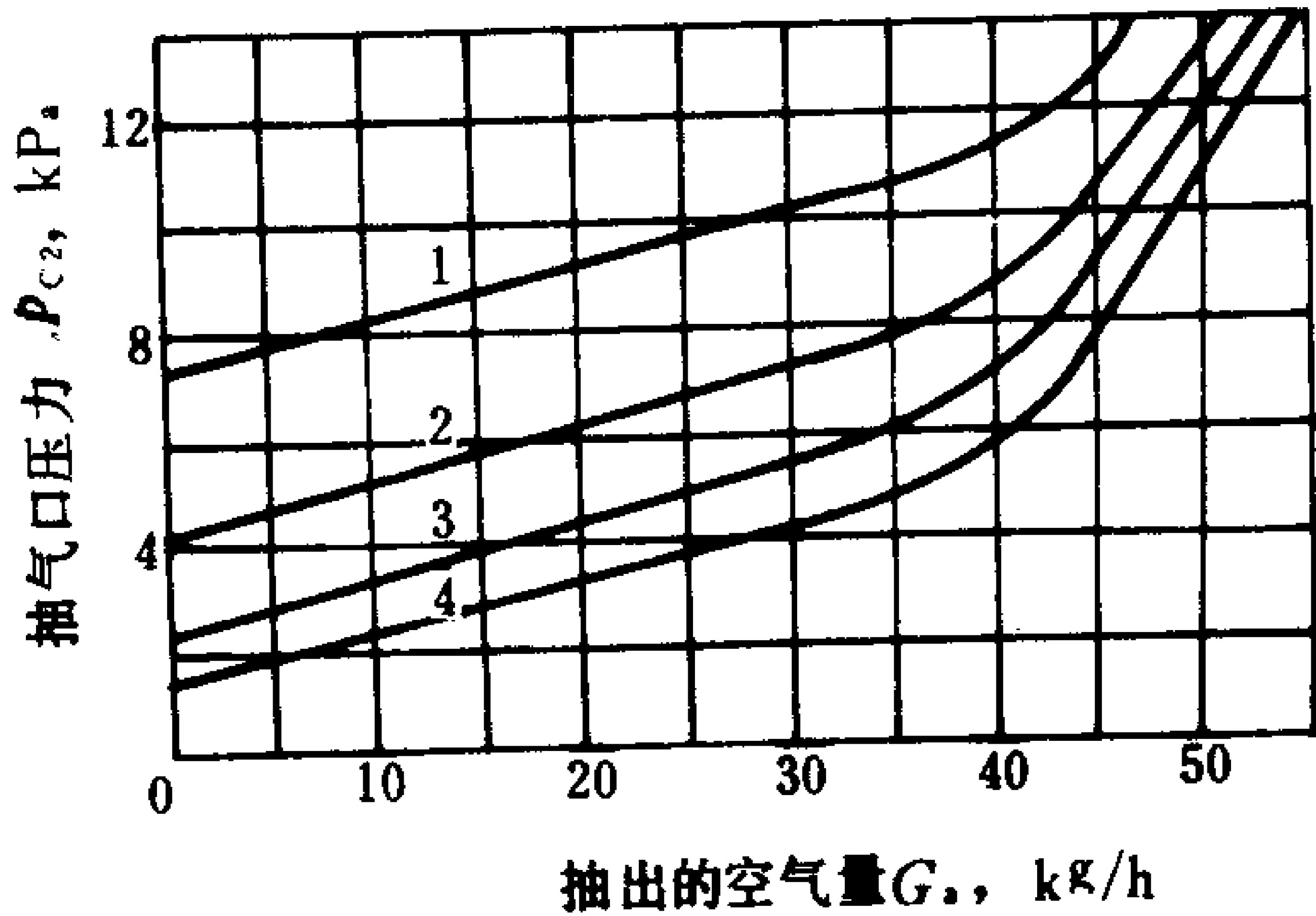


图 4.3.5-27 二级空气抽除器特性曲线

1-空气蒸汽混合物温度 $t=40$℃；2-$t=30$℃；3-$t=20$℃；4 抽出干空气

第 6 章　船舶汽轮机的功率调节

为了满足船舶航行的要求，船舶主、辅汽轮机分别根据航速、用电量或辅机负荷的变化，需要相应地调节功率，其方法有：节流、喷嘴、旁通和混合调节四种。

1　节流调节

节流调节是通过改变操纵阀开度，将全部新蒸汽节流降压使进入汽轮机的蒸汽量变化，来调节汽轮机的功率，如图 4.3.6-1 a)所示。操纵阀的开度由汽轮机负荷所决定，最大功率时阀门全开，流量达最大值，蒸汽在阀门中节流损失最小。

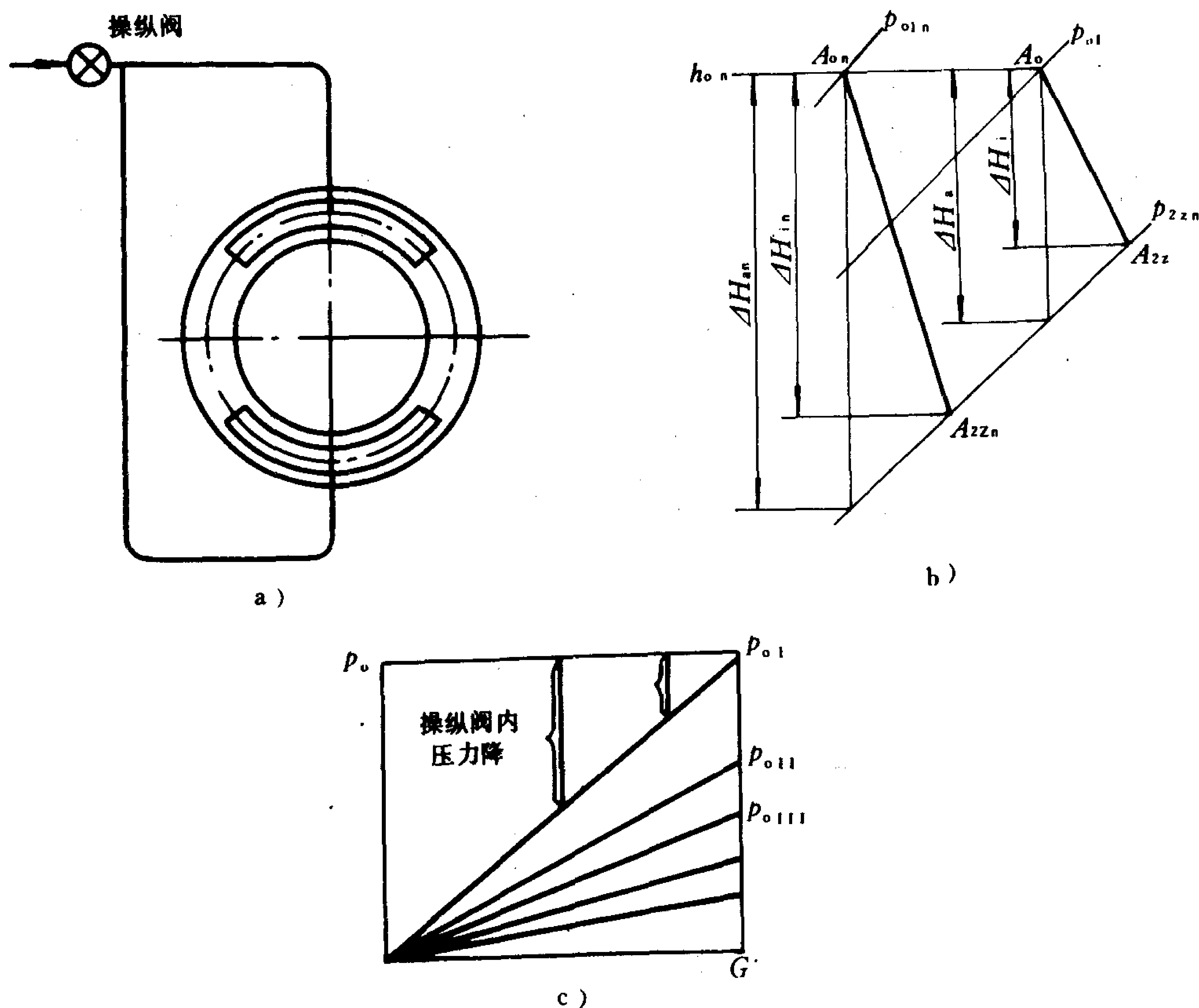


图 4.3.6-1　节流调节

节流调节时，锅炉蒸汽参数维持不变。当负荷小于最大值时，操纵阀部分开启，使第一级前蒸汽压力和汽轮机总的等熵焓降ΔH_a减少，其工作过程的变化如图 4.3.6-1 b）所示。

凝汽式汽轮机采用节流调节时，各级通流部分面积保持不变，在不抽汽的情况下，除最后几级外其余各级级前蒸汽初压P_{01}与其流量G成正比变化，如图 4.3.6-1 c）所示。

节流调节时存在节流损失，使汽轮机在低负荷工况时经济性不佳。但是，调节机构简单，

操纵方便，可以连续地调节汽轮机的功率。因此，节流调节只用于小功率辅汽轮机中。

在舰船上，有的采用改变锅炉参数的方法，使进入汽轮机的蒸汽参数和总的等熵焓降改变，以此来调节汽轮机的功率。这时，操纵阀全开，随着负荷的变化，汽轮机进口蒸汽压力与蒸汽流量成正比地滑动，而蒸汽温度则保持不变，故称为锅炉蒸汽参数滑动调节。低负荷时，无节流损失，其经济性优于节流调节。而且还使汽轮机构造和动力装置简单化。但是，这种调节方法对锅炉运行和自动控制提出了新的要求。

2 喷嘴调节

喷嘴调节是通过改变开足的喷嘴阀数目（即投入工作的喷嘴组数目）来调节汽轮机功率的方法。

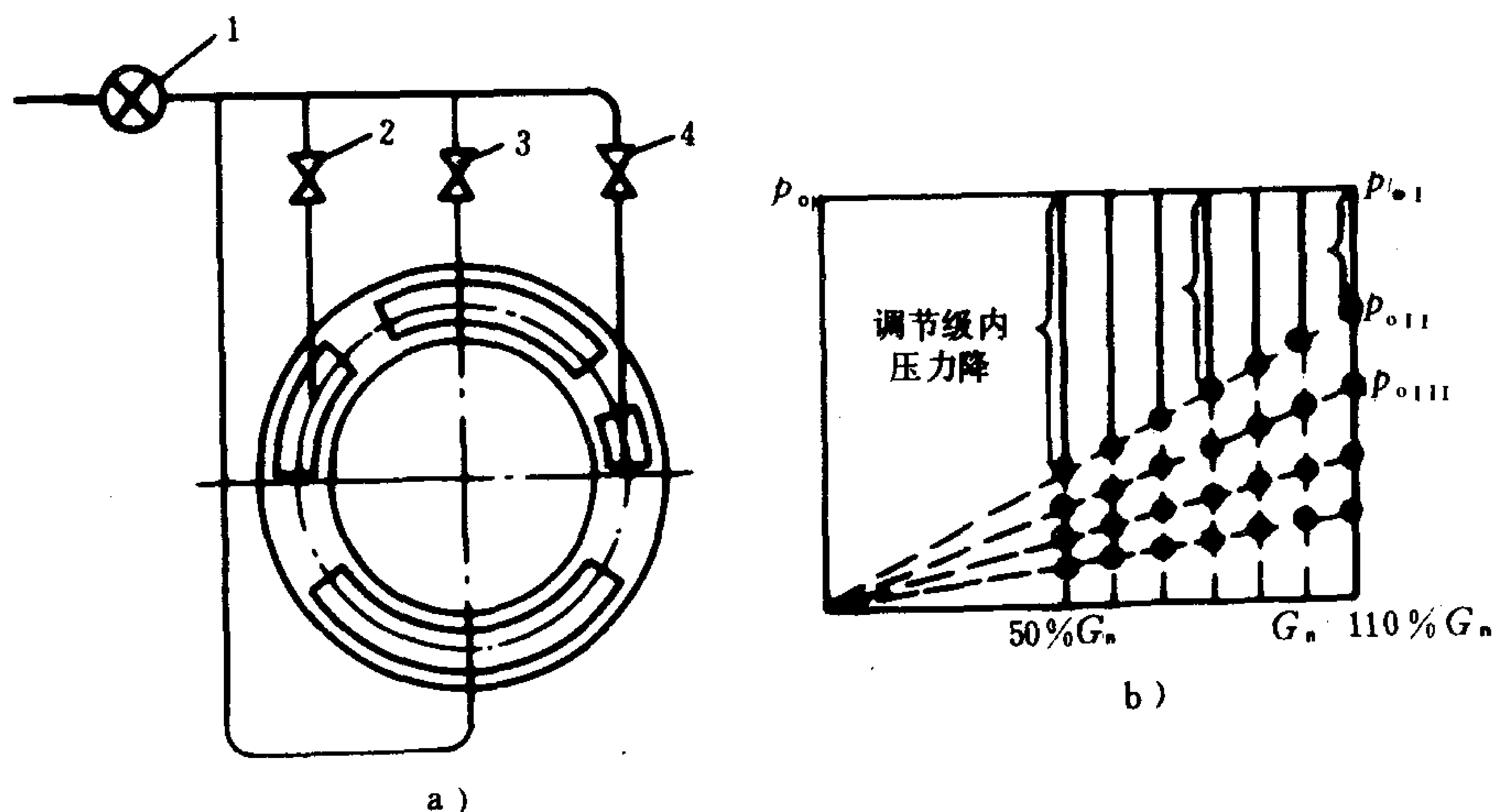


图 4.3.6-2 喷嘴调节

1-操纵阀；2、3、4-喷嘴阀

如图 4.3.6-2 a)所示，调节级的喷嘴分成四组，进入各喷嘴组的蒸汽流量，分别由操纵阀和三个独立的喷嘴阀控制。依次开足（或关闭）喷嘴阀，即可改变调节级投入工作的通流面积，以改变蒸汽流量和汽轮机功率，实现负荷的改变。全部新蒸汽通过全开的操纵阀和喷嘴阀，流至调节级。因此，这种调节方法，比节流调节具有较高的效率。但是，喷嘴组数目有限，不能连续地调节汽轮机功率。

船舶汽轮机运行期间，调节汽轮机功率的主要手段是改变蒸汽流量。船舶主汽轮机的调节级喷嘴常分成四组，分别能通过50%、30%、20%和10%的额定蒸汽流量，使汽轮机发出七个不同的功率。

采用喷嘴调节时，调节级前蒸汽初压p_{0I}始终保持额定值不变，与蒸汽流量变化无关。但是，对于其后的各非调节级来说，通流面积在喷嘴调节时仍然保持不变，故这些级前（除最后几级外）蒸汽压力p_{0II}、p_{0III}…与蒸汽流量间仍然保持成正比变化的关系，如图 4.3.6-2 b)所示。

3 旁通调节

旁通调节是通过开足不同的旁通阀，将新蒸汽引入到通流面积不相同的汽轮机级中去，就可以通过不同的蒸汽流量，以此来调节汽轮机的功率，如图 4.3.6-3 a)所示。例如，当旁通阀B开启时汽轮机内蒸汽的工作过程如图 4.3.6-3 b)所示。由于考虑到被旁通掉的第一个

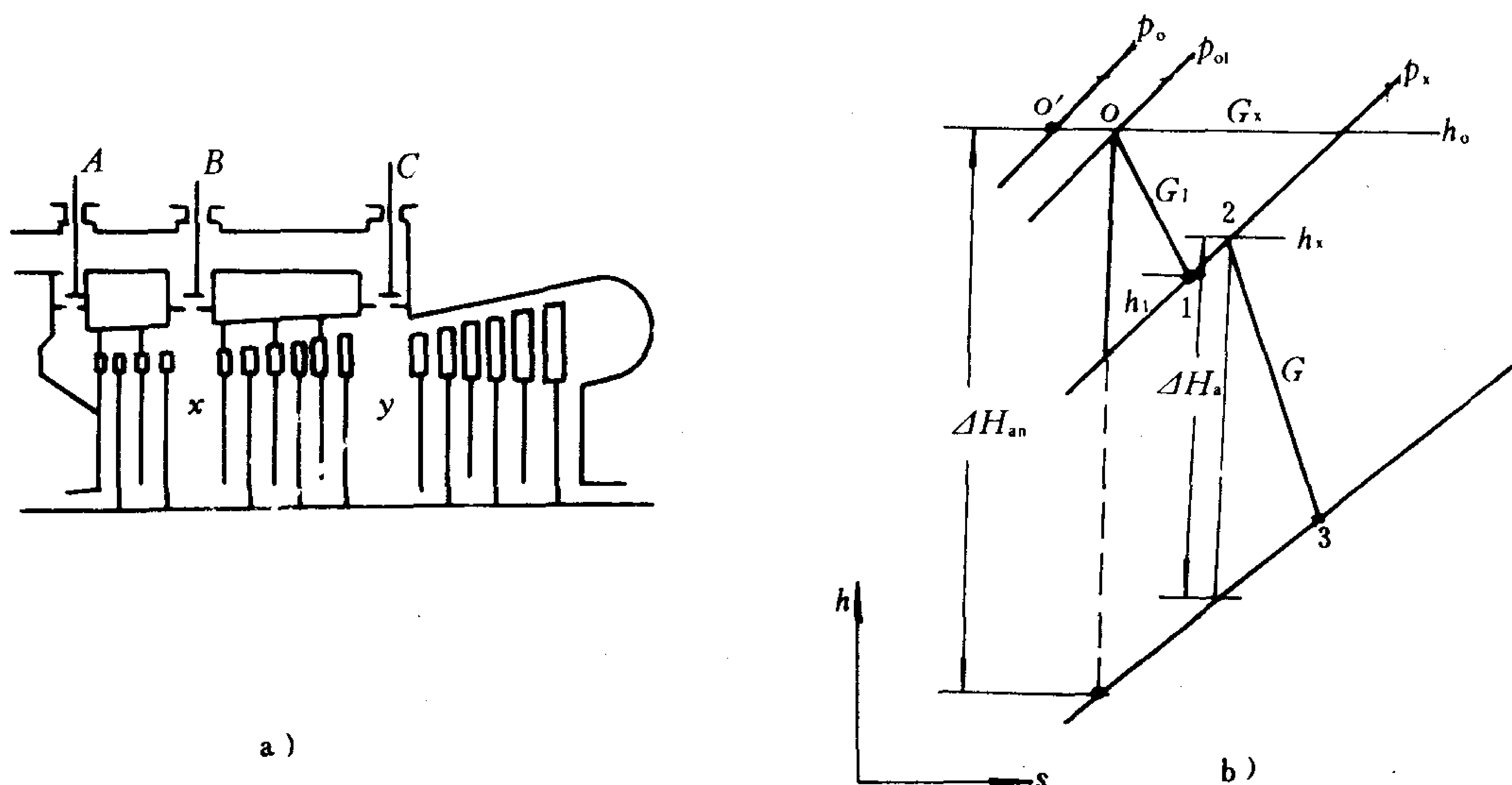


图 4.3.6-3 旁通调节

级组在高压区中的空转损失和鼓风发热，故降低旁通阀B后的蒸汽压力使有少量蒸汽G_1流过第一个级组，带走鼓风所产生的热量。因此，旁通掉第一个级组以后，旁通阀B或C后第一级前蒸汽压力低于新蒸汽压力，总的等熵焓降ΔH_a稍小于额定值ΔH_{an}。

旁通调节时，汽轮机内蒸汽压力的重新分配情况如图 4.3.6-4 所示。图中A、B、C、各点分别表示先后从通流面积最小的级，旁通阀B和通流面积最大的级引入蒸汽的情况，虚线表示中间的不连续情况。

这种调节方法，可使汽轮机总的等熵焓降ΔH_a基本上维持额定值不变，具有较高的效率。但是，它不能连续地调节汽轮机功率。

旁通调节分内、外旁通调节两种，以后将结合低速级组和低速汽轮机予以说明。

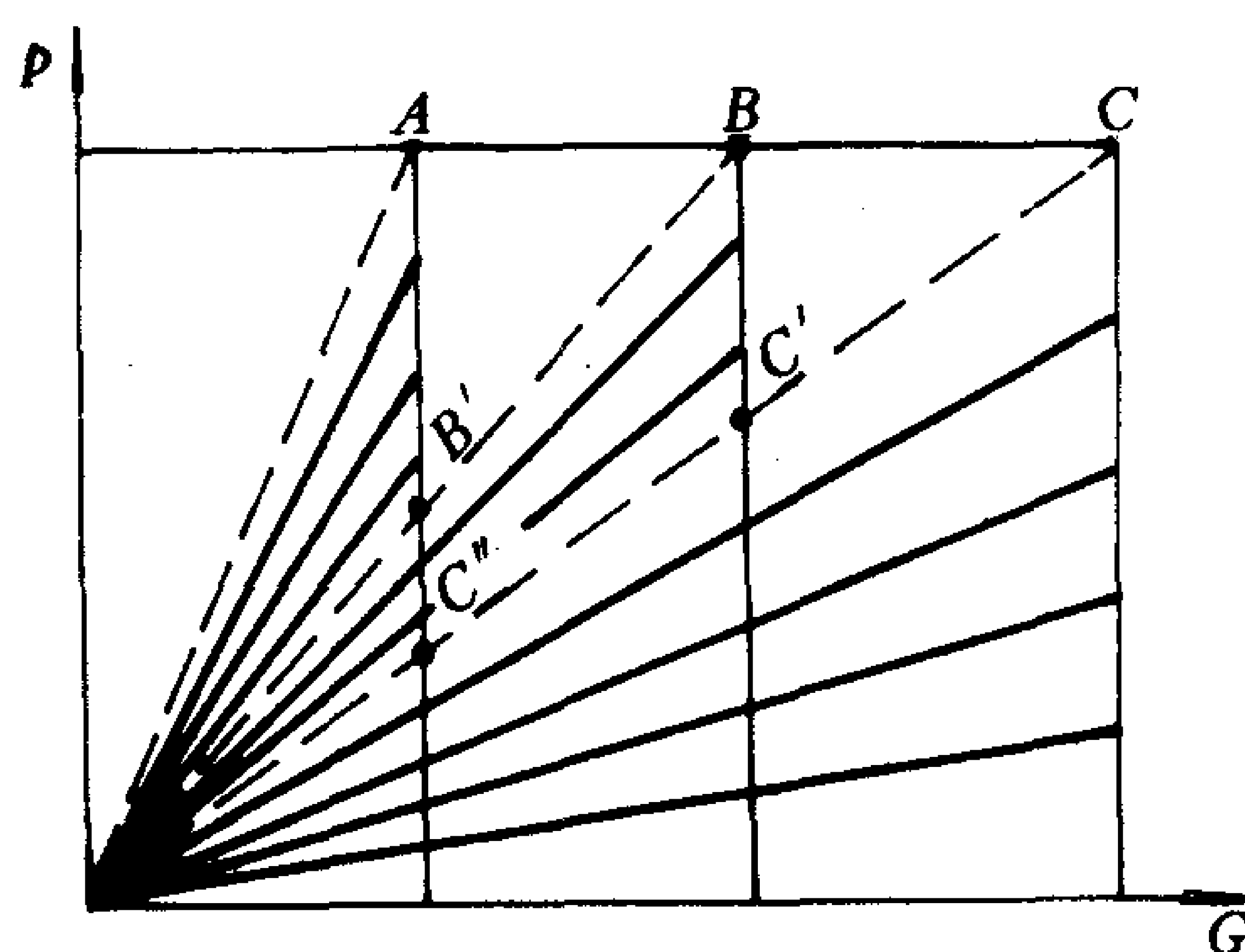


图 4.3.6-4 旁通调节时汽轮机内蒸汽压力的重新分配

4 混合调节

充分利用各自的优点，将节流、喷嘴和旁通调节结合起来形成混合调节，连续地调节汽轮机的功率。它有喷嘴-操纵阀节流、喷嘴-喷嘴阀节流和旁通-旁通阀节流三种混合调节。

4.1 喷嘴-操纵阀节流混合调节

开足或是关闭喷嘴阀，再通过改变操纵阀的开度，将全部新蒸汽节流来实现连续地调节

汽轮机的功率。这种功率调节方法，主要用于手动操纵的中、小功率船舶汽轮机上。

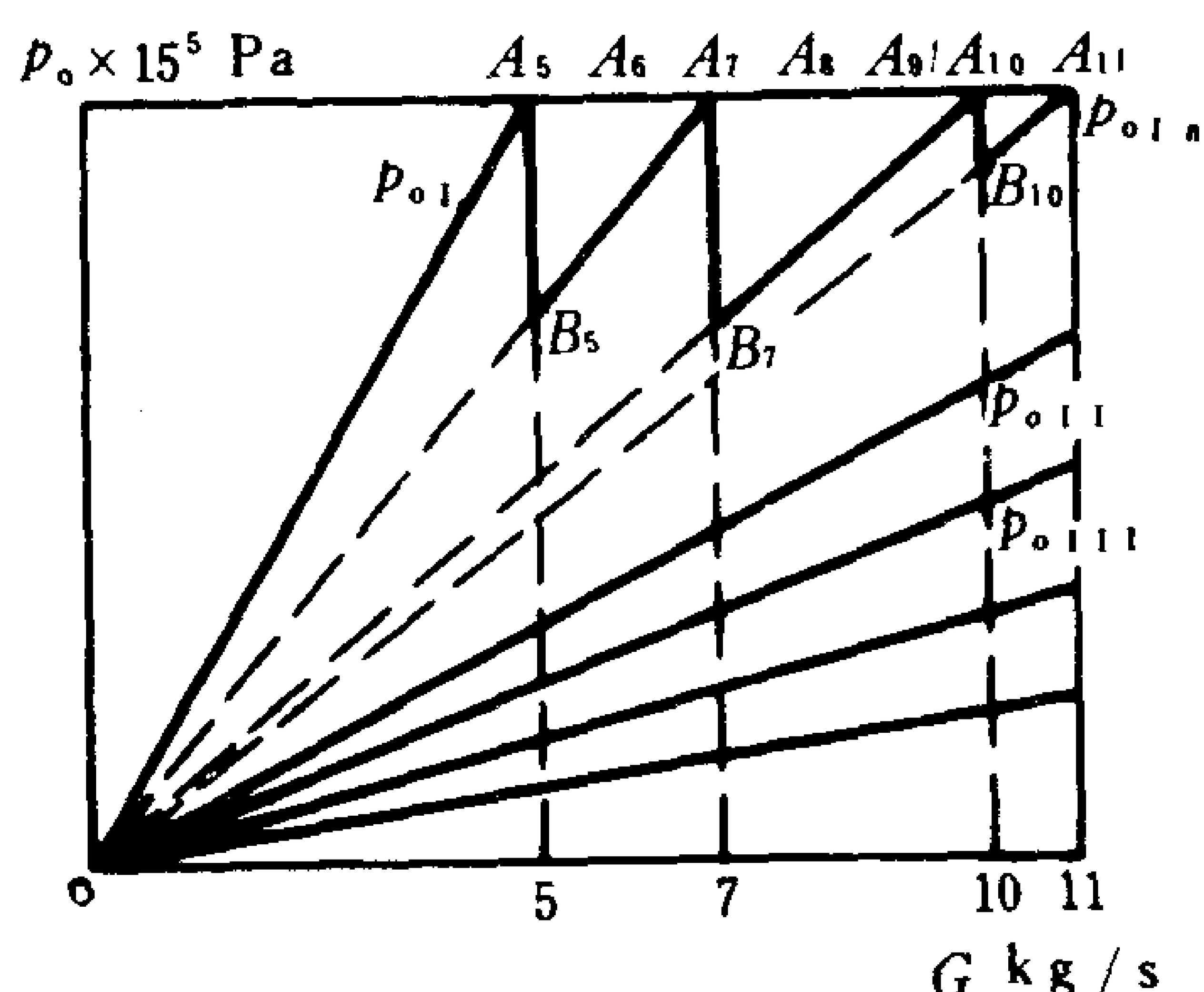


图 4.3.6-5 喷嘴-操纵阀节流混合调节

如图 4.3.6-2 a)所示，调节级喷嘴分成四组，假设通过的蒸汽流量分别为 5、2、3 和 1 kg/s。

采用这种调节方法时，在功率调节过程中，蒸汽流量为 0～5 kg/s的所有工况都是通过改变操纵阀的开度，使新蒸汽节流来实现。这时，调节级前蒸汽初压p_{01}沿图 4.3.6-5 中直线OA_5变化，A_5点表示操纵阀一定开度，通过蒸汽流量为 5 kg/s，调节级前压力达到额定值p_{01n}，为喷嘴调节时的一个低速主变工况点，这时 3 个喷嘴阀都是关闭的。

如果要进一步增加汽轮机功率，应全开喷嘴阀 2，使调节级前压力p_{01}降低到B_5点处的压力。B_5点是直线 OA_7与 5 kg/s等流量线 $A_5 5$ 的交点。这时，能通过 (5+2) kg/s流量的两个喷嘴组投入工作。蒸汽流量从 5 kg/s到 7 kg/s的所有工况，都是在喷嘴阀 2 全开的情况下，借助于操纵阀节流来实现的，调节级前压力p_{0I}的变化如图中B_5A_7所示。当蒸汽流量达到 7 kg/s时，操纵阀处在较大开度，调节级前压力又达到p_{0In}，如图中A_7点所示，它是喷嘴调节时的又一个低速主变工况点。

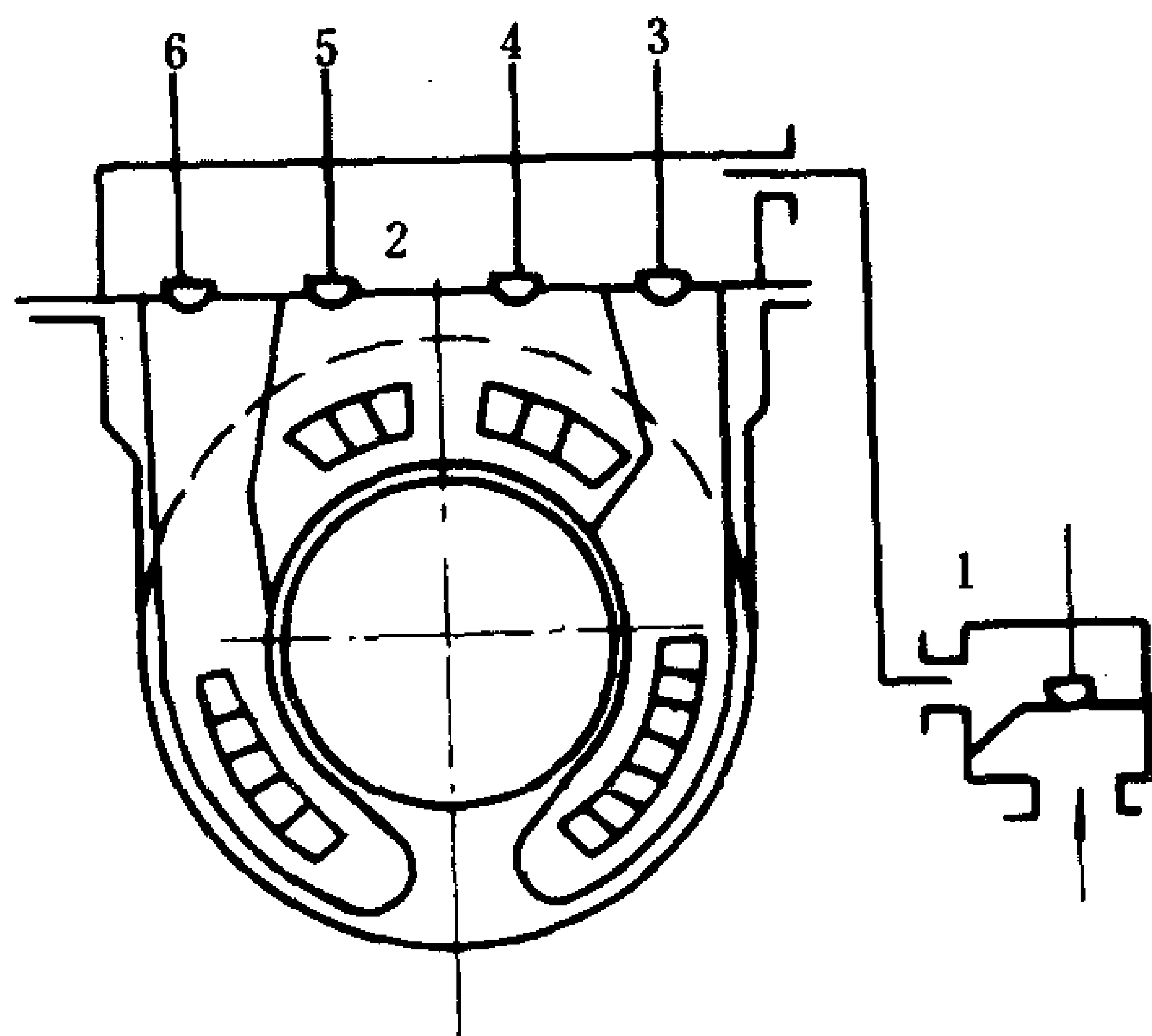


图 4.3.6-6 喷嘴-喷嘴阀节流混合调节

1-操纵阀；2-喷嘴阀汽室；3、4、5、6-喷嘴阀

至于喷嘴阀 3、4 投入工作的情况，与上述分析相同。直线B_7A_{10}和$B_{10}A_{11}$分别表示节流调节时，调节级前压力p_{0I}的变化。A_{10}点和A_{11}点分别表示喷嘴调节时的额定工况点和超速主变工况点。

整个混合调节过程中，调节级前蒸汽压力的变化，如图 4.3.6-5 中多折线$OA_5B_5A_7B_7A_{10}B_{10}A_{11}$所示。实际上，由于各喷嘴阀的开启或关闭不能在瞬间完成以及各阀间存在重叠度，因而直线A_5B_5、A_7B_7、$A_{10}B_{10}$都略向流量增加方向倾斜，在B_5、B_7、和B_{10}各点处都呈曲线状。除末几级外，各非调节级前蒸汽压力p_{0II}、p_{0III}……与蒸汽流量间保持成正比变化的关系，如图 4.3.6-5中各斜直线所示。这种调节方法的经济性，介于节流调节与喷嘴调节之间。

4.2 喷嘴-喷嘴阀节流混合调节

4.2.1 工作原理

喷嘴-喷嘴阀节流混合调节，如图 4.3.6-6 所示。

在功率调节过程中，操纵阀始终是全开的，4 个喷嘴阀按一定的顺序开启或关闭。各喷嘴阀开启或关闭时假设没有重叠度。在任何一个非主变工况下，只有一个喷嘴阀部分开启，

对少量蒸汽节流来实现连续地调节汽轮机的功率，其余喷嘴阀或是开足，或是关闭。

锅炉新蒸汽压力为p_f，通过操纵阀的压力损失在流量为G时等于：

$$\Delta p = 0.02 p_f \left(\frac{G}{G_{max}} \right)^2 \qquad (4.3.6\text{-}1)$$

故喷嘴阀前蒸汽压力p_0呈一抛物线，如图 4.3.6-7 a）所示。

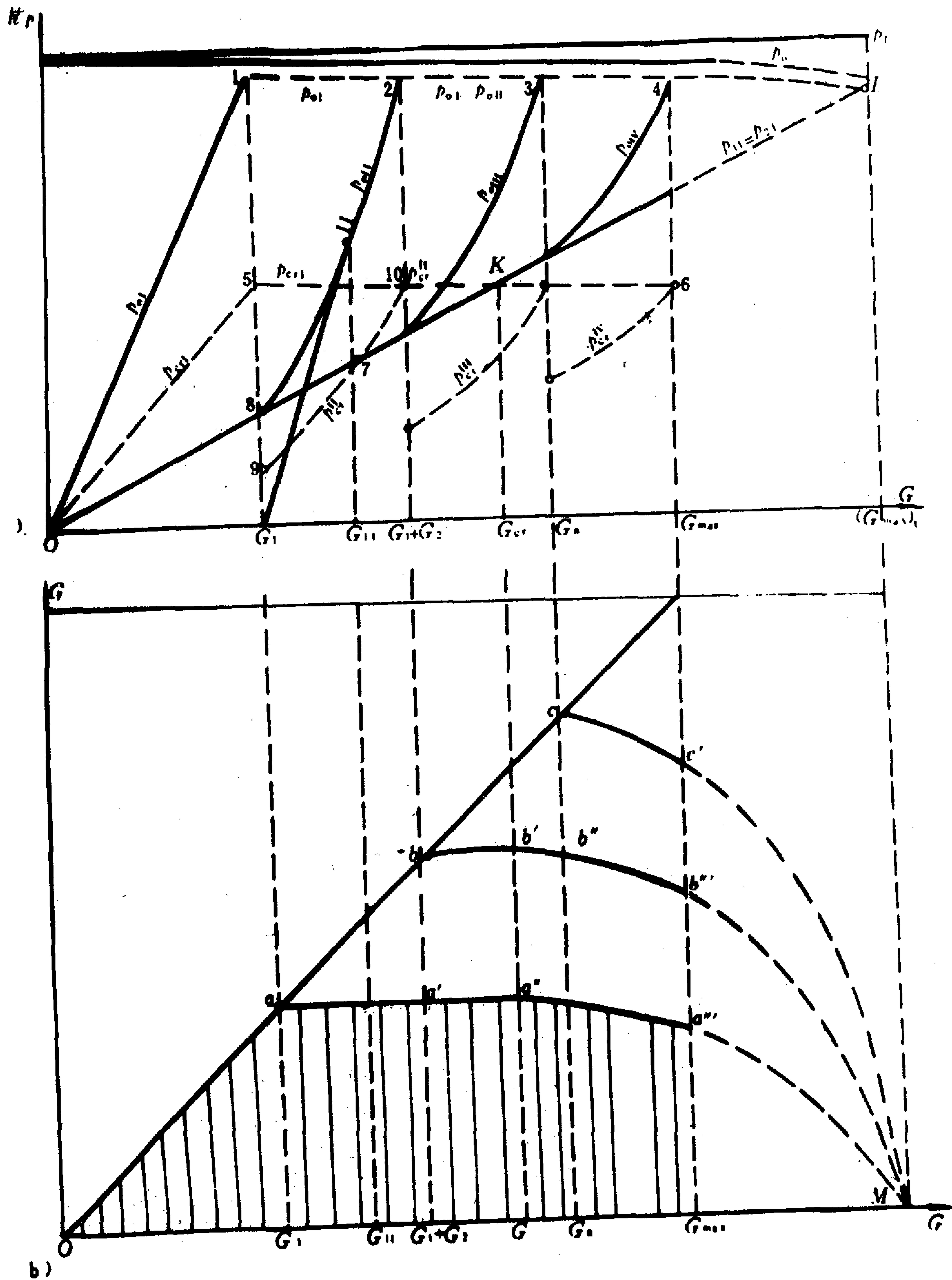


图 4.3.6-7　调节级变工况特性曲线

a）喷嘴阀后蒸汽压力与总流量的关系；b）各喷嘴阀流量与总流量的关系

喷嘴阀全开时的压力损失为$0.03p_f$，故各喷嘴阀全开后的蒸汽压力沿曲线IL（图4.3.6-7 a)中的虚线）变化。各喷嘴组前的压力p_{0I}、p_{0II}、p_{0III}…等的大小，取决于各喷嘴阀的开度。

在同一工况下调节级喷嘴后的蒸汽压力p_{1I}对各个喷嘴组来说都相同，即使阀门关闭也一样。调节级后压力p_{2I}对整个级也是相同的。对凝汽式汽轮机，p_{2I}与流量G成正比变化，故在图4.3.6-7 a）上为通过原点的直线OL。

4.2.2 对调节级工作的影响

图4.3.6-7表示出各喷嘴阀后蒸汽压力及通过的蒸汽流量与汽轮机总流量的关系。绘制该图时假设：在各种工况下调节级的反动度均为零；调节级后压力p_{2I}，不受级后蒸汽温度的影响；4个喷嘴阀依次开启后，蒸汽流量分别为G_1 G_1+G_2、$G_n=G_1+G_2+G_3$及$G_{max}=G_1+G_2+G_3+G_4$。

蒸汽流量从零到G_1的变化是通过第一个喷嘴阀节流来实现的，使第一组喷嘴前蒸汽压力p_{0I}沿图4.3.6-7 a）中直线01变化。点1表示第一个阀全开时，p_{0I}达最大值。在总流量大于G_1时p_{0I}沿虚线IL变化。第一组喷嘴的临界压力p_{cr}^1为：$p_{cr}^1=\beta_{cr}p_{0I}$，其变化如图a）中0-5-$K$-6线所示。它与级后压力$p_{2I}$变化曲线$OL$相交于$K$点。

第一个喷嘴阀开启过程中及在K点左边，因为$p_{2I}<p_{cr}^{I}$，故通过第一组喷嘴为临界流量G_{cr}^{I}，其变化曲线如图b）中$oaa'a''$所示。在K点右边，$p_{2I}>p_{cr}^{I}$，通过第一组喷嘴流量小于G_{cr}^{I}，并随着总流量的增加而沿椭圆规律减少，如图b）中曲线$a''a'''$所示。

通过第一组喷嘴的临界流量G_{cr}^{I}为：

$$G_{cr}^{I}=B_I\cdot p_{0I}\quad \text{kg/s} \tag{4.3.6-2}$$

式中：$B_I=\dfrac{A_{nI}}{\sqrt{RT_{on}}}\sqrt{k\left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}=$常数；

A_{nI}——第一组喷嘴总的出口截面积，m^2。

当通过第一组喷嘴的蒸汽流量$G_1<G_{cr}^{I}$时，其G_1值为：

$$G_1=\alpha G_{cr}^{I}=\alpha\cdot B_I p_{0I}\quad \text{kg/s} \tag{4.3.6-3}$$

式中：$\alpha=$彭台门系数，根据总蒸汽流量时的压力比p_{2I}/p_{0I}查表4.3.6-1求得。

在第二个喷嘴阀开启过程中，总流量从G_1变化到G_1+G_2。这时，两个喷嘴组投入工作，是非均质汽流，需采用流量平衡法来确定第二组喷嘴前蒸汽压力p_{0II}。当总流量确定后，按式（4.3.6-2）或式（4.3.6-3）求得G_1值，通过第二组喷嘴蒸汽流量G_2为：

$$G_2=G-G_1\quad \text{kg/s} \tag{4.3.6-4}$$

或

$$G_2=\alpha\cdot B_{II}p_{0II}=B_{II}\cdot\mu_2\cdot p_{2I}\quad \text{kg/s} \tag{4.3.6-5}$$

式中：

$$\mu_2=\frac{\alpha}{\dfrac{p_{2I}}{p_{0II}}};$$

$$B_{II}=\frac{A_{nII}}{\sqrt{RT_{on}}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}=\text{常数};$$

A_{nII}——第二组喷嘴总的出口截面积，m^2。

在表4.3.6-1中，表示了收缩喷嘴系数μ_1与压力比p_{2I}/p_{0I}的关系。当总流量确定后，G_1、G_2、p_{2I}和B_{II}均为已知值，根据式(4.3.6-5)可求得μ_2值，再据表4.3.6-1查得p_{2I}/p_{0II}，即可求出p_{0II}。在G_1至G_1+G_2范围内，取若干个流量G，求得相应个数的p_{0II}值，即可求出p_{0II}与总

流量的关系，如图 4.3.6-7a）中曲线 8-11-2 所示。第二个阀门全开时，p_{0II}达最大值，并随总流量增加而沿虚线 2 L变化。第二组喷嘴临界压力p_{cr}^{II}曲线 9-7-10-K-6，它与级后压力p_{21}曲线OL交于 7 点，与其相应的第二组喷嘴前状态点为 11 点，总流量为G_{11}。当总流量大于或小于G_{11}时，p_{21}小于或大于p_{cr}^{II}，则p_{0II}沿图a）中直线 11-2 或曲线 8-11 规律变化。第二组喷嘴蒸汽流量G_2变化情况，如图b）中曲线$aa'a''a'''$与$abb'b''b'''$之间的垂直线段所示。

表 4.3.6-1　　**彭台门系数α及系数μ_1**

压力比p_{21}/p_{01}	彭台门系数α	$\mu_1=\frac{\alpha}{p_{21}/p_{01}}$
1.00	0	0
0.95	0.455	0.479
0.90	0.626	0.692
0.85	0.742	0.873
0.80	0.828	1.035
0.75	0.892	1.189
0.70	0.940	1.343
0.65	0.973	1.497
0.60	0.993	1.655

第三、四组喷嘴前蒸汽压力和通过其中的流量与总流量的关系，都绘制在图 4.3.6-7 中。在一定工况下，该图指出了各喷嘴阀的开启状况和通过的蒸汽量，各喷嘴组前蒸汽压力及调节级内各股汽流的流动状态，以便作为确定船舶航行工况的依据。此外，从图a）中看出，在第一个喷嘴阀全开时，调节级内等熵焓降最大，管理时应避免这一工况出现。此时调节级后蒸汽温度随总流量变化而发生大幅度波动，使机组高压部分（尤其是调节级汽室）引起较大的热应力。

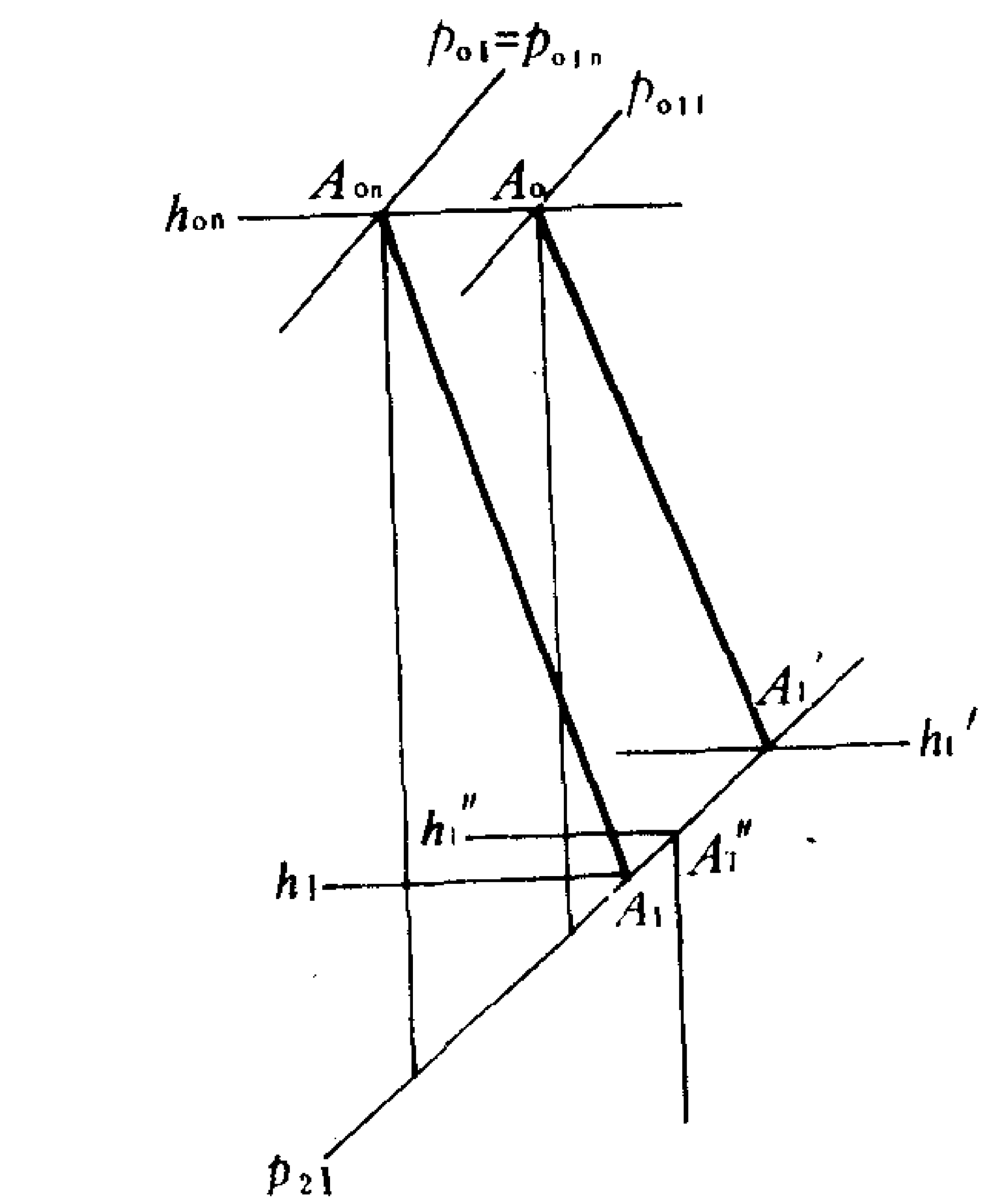


图 4.3.6-8　调节级的工作过程线

图 4.3.6-8 为调节级的工作过程线。G_1和G_2两股汽流分别经过全开的和部分开启的喷嘴阀，经过调节级通流部分之后，于级后汽室中混合。混合后的蒸汽状态点为A_1''，其比焓h_1''为：

$$h_1''=\frac{G_1h_1+G_2h_1'}{G_1+G_2}\quad \text{kJ/kg} \qquad (4.3.6\text{-}6)$$

调节级的内效率η_{iI}是随蒸汽流量的变化而改变的，如图 4.3.6-9 所示。效率曲线具有明显的波折状，全开阀门时节流损失小，级内效率η_{iI}高；在有一个阀门处在部分开启时，这股汽流受到节流作用，使级内效率η_{iI}降低。图中c点为三个喷嘴阀全开时的设计工况，级内效率达最大值。

实际上，调节级中反动度不等于零，并且随汽轮机工况变动而变化。此外，各个喷嘴阀间又有重叠度。所以，调节级变工况的实际情况是很复杂的。

喷嘴-喷嘴阀节流混合调节的效率高于喷嘴-操纵阀节流混合调节，其值在整个负荷变化范围内波动较小。另外，4 个喷嘴阀按一定顺序开启和关闭，采用凸轮或提板配汽传动机构，易于实现汽轮机转速自动调节。但是，在非主变工况下，非均质的两股汽流同时作用在调节

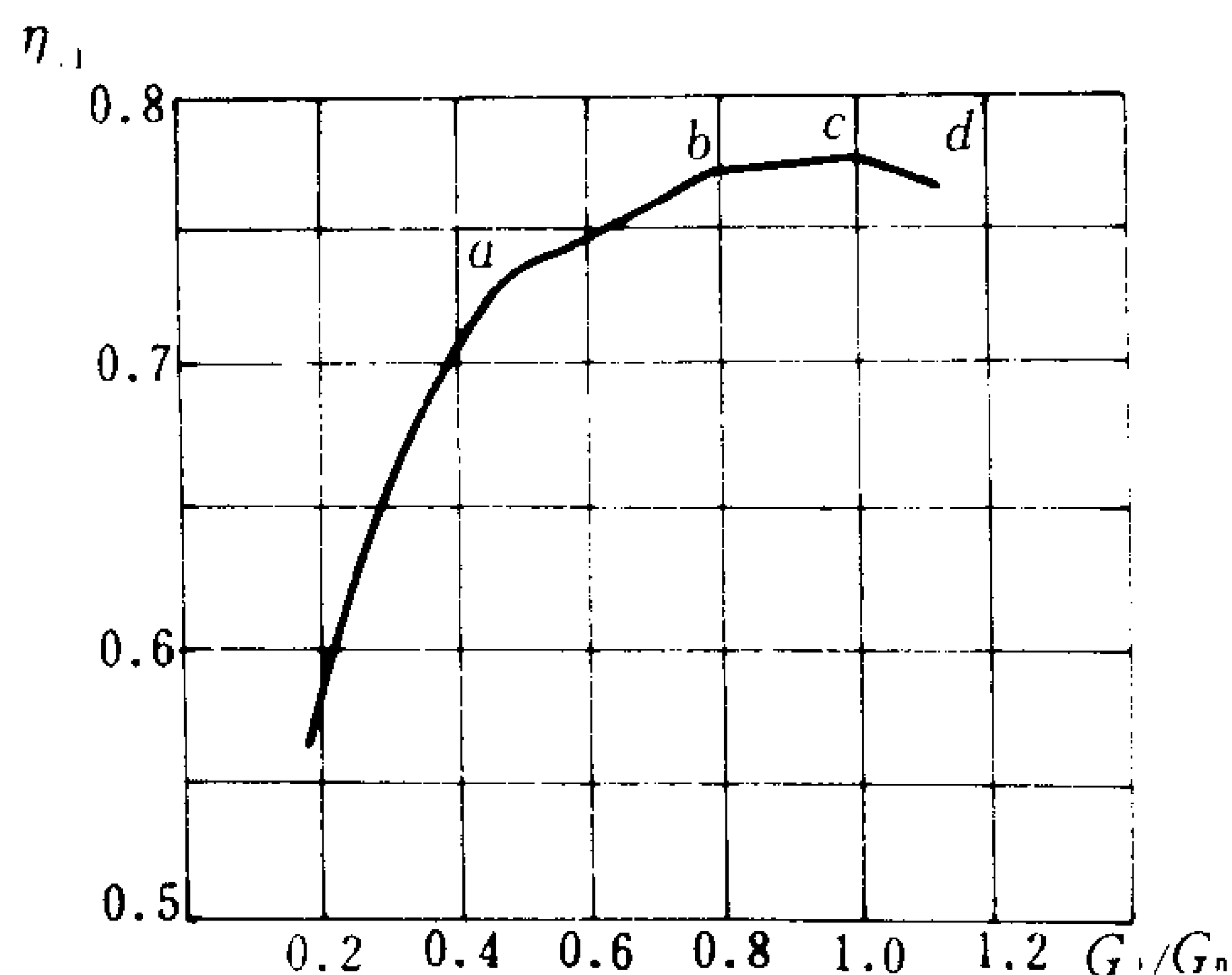


图 4.3.6-9 调节级内效率曲线

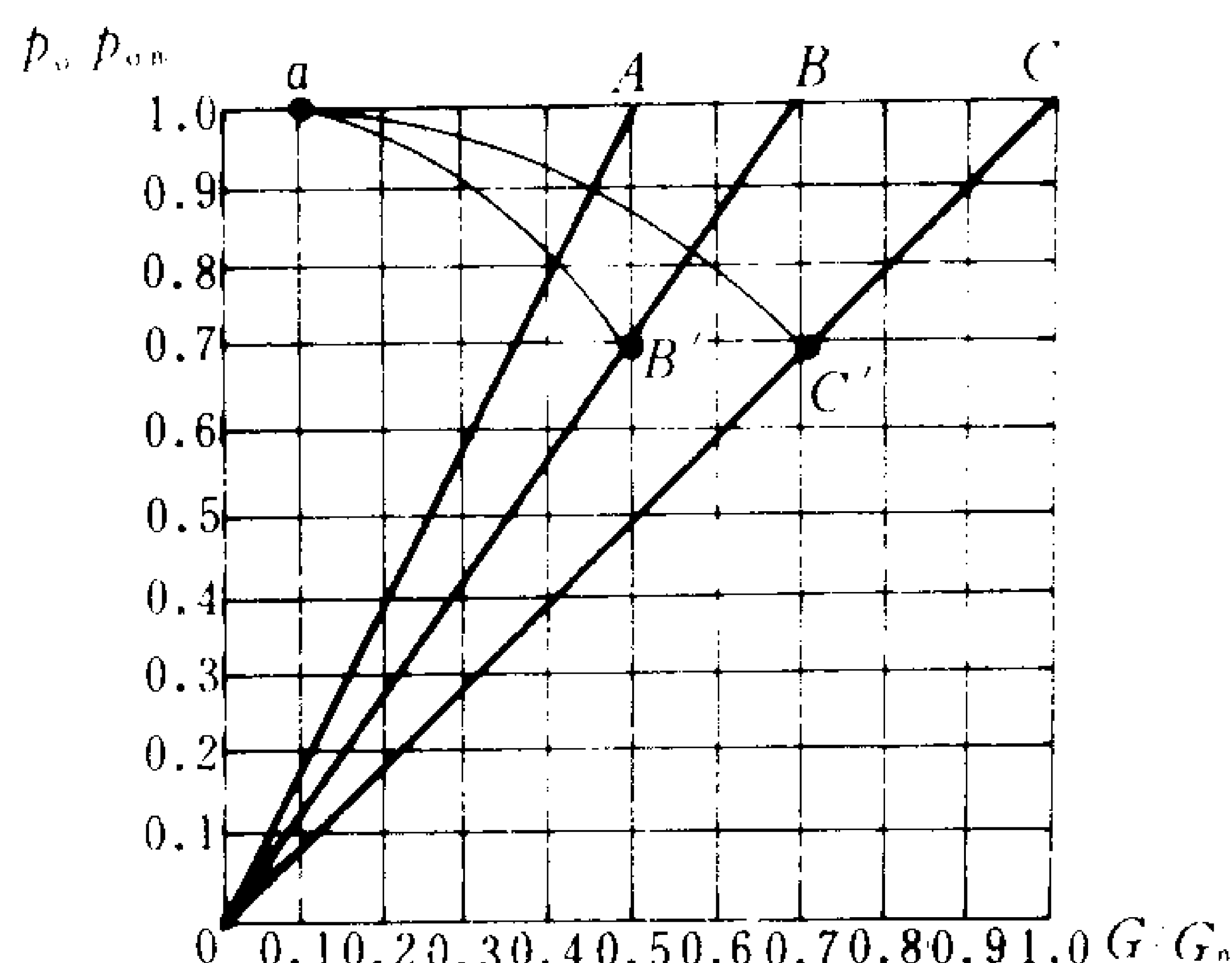


图 4.3.6-10 外旁通调节汽轮机在变工况时蒸汽压力与流量间关系

级动叶上，容易引起动叶振动。

4.3 旁通-旁通阀节流混合调节

图 4.3.6-3 a)所示为旁通-旁通阀节流混合调节示意图。低负荷运行时，蒸汽通过汽阀A进入汽轮机第一级。图 4.3.6-10 为外旁通调节汽轮机在变工况时蒸汽压力与流量间关系。图中OA线表示汽阀A后蒸汽压力p_0变化曲线，凝汽式汽轮机p_0按直线规律变化，1/2 额定负荷时，p_0达到最大值p_{0n}，如图中点A所示。这时，旁通汽室X中的压力为p_x，如图中点B'所示。$\Delta p_x = p_{0n} - p_x$为即将开启旁通阀$B$的节流损失。在旁通阀$B$开启过程中，蒸汽绕过第一个级组而流向汽室$X$，使$p_x$不断升高，如图$B'B$所示。点$B$为旁通阀$B$全开时的工况点。图中点$a$的横坐标表示通过第一个级组的最小蒸汽量。点$a$与点$B$之间距离，表示旁通阀$B$通过的最大流量。同理，在流量分配曲线$aB'$与曲线$B'B$上，纵坐标相同点之间距离，表示相应工况下阀$B$通过的蒸汽量。曲线$aB'$上各点与纵坐标轴之间距离，表示 1/2 额定负荷以下各工况时通过汽轮机的流量。图中B'点表示阀A通过的最大流量，此时通过阀B的流量为零。

同理，旁通阀C开启过程中，蒸汽绕过第一和第二个级组流向汽室Y，其压力p_y沿$C'C$线变化，流量分配曲线如图中aC'线所示。图中A、B、C三点为旁通调节主变工况点，其余各工况均为节流调节。汽室内压力p_x和p_y都可用富留盖尔公式求得（参见本篇第 7 章 2.2）。

采用不同功率调节方式的汽轮机组特性曲线，如图 4.3.6-11 所示。图中点A是额定工况点，B、C、D是主变工况点。

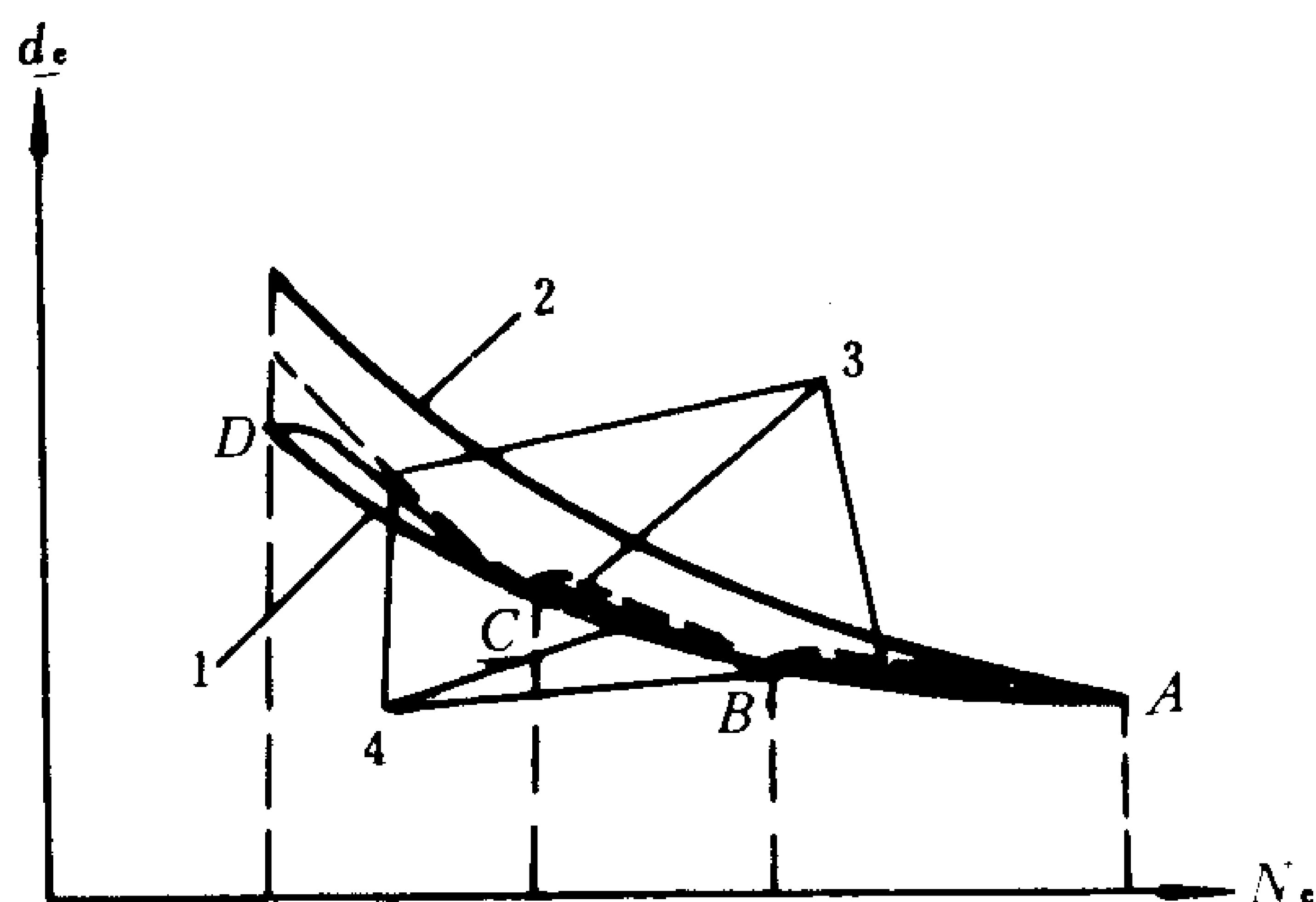


图 4.3.6-11 采用不同功率调节方式的汽轮机组特性曲线
1-喷嘴调节；2-节流调节；3-喷嘴-操纵阀节流混合调节；
4-喷嘴-喷嘴阀节流混合调节

5 低速级组和低速汽轮机

舰用汽轮机 97%以上的时间在低速工况下运行，此时效率下降，负荷越低效率下降越

快。其主要原因是：低负荷时调节级中蒸汽等熵焓降增大，而其效率此时却剧烈下降，且在低速时，汽轮机转速和冷凝器压力都降低，使多级汽轮机特性数Y明显下降。因此，提高低负荷时经济性的方法，是在低速工况时使更多的汽轮机级投入工作，分担调节级的等熵焓降，达到汽轮机特性数Y不变或很少变化。

5.1 低速级组

低速级组是在高压缸汽轮机中配置适当数量级数的级组，在低负荷时参加工作。因功率调节方法不同，又分为内旁通和外旁通两种。

5.1.1 内旁通调节法

内旁通调节法的特点是，低速级组配置在调节级的后面，典型结构如图 4.3.5-4 所示。旁通阀位于低速级组与全速级组之间。在低速工况时，蒸汽流经调节级、低速级组和全速级组作功。在高于低速工况时，旁通阀开启，蒸汽经过调节级后绕过低速级组，再经过旁通阀

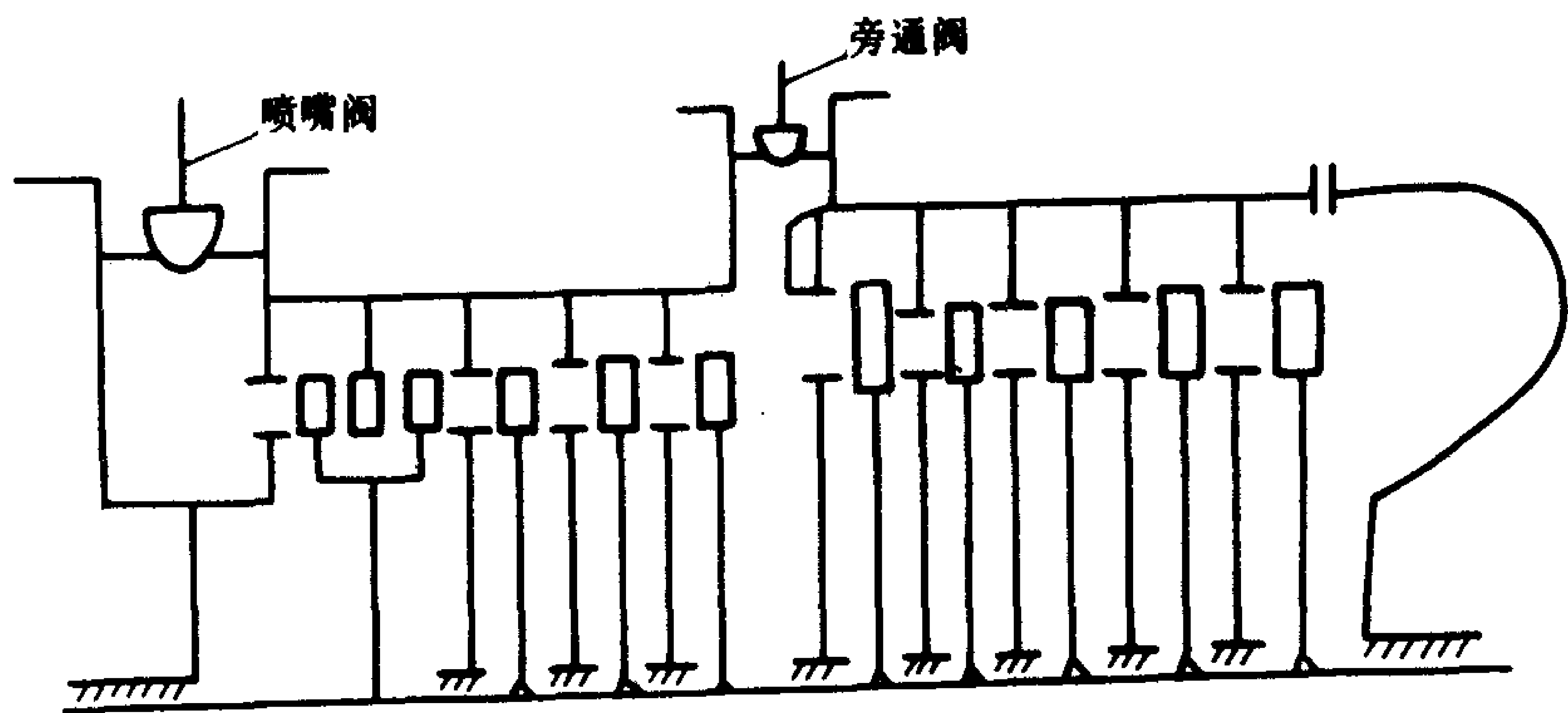


图 4.3.6-12 外旁通调节法

进入全速级组。调节级在任何工况下都参加工作。蒸汽旁通路线是在调节级后，即在通流部分内进行。这种调节方法在舰用汽轮机上得到应用。

为了保证汽轮机在低速工况时的经济性和高压缸汽轮机结构的合理性，应该使调节级后压力p_{21}等于额定值p_{21n}。

5.1.2 外旁通调节法

外旁通调节法的特点是，低速级组布置在全速级组的调节级之前，结构简图如图 4.3.6-12 所示。高压缸汽轮机内低速级组布置在全速级组的前面。全速级组的单列调节级，在低速和全速工况下都参加工作。此外，低速级组和全速级组都有各自独立的配汽系统。

在低速工况时，蒸汽经喷嘴阀进入低速级组，再流过全速级组。在高于低速工况时，绝大

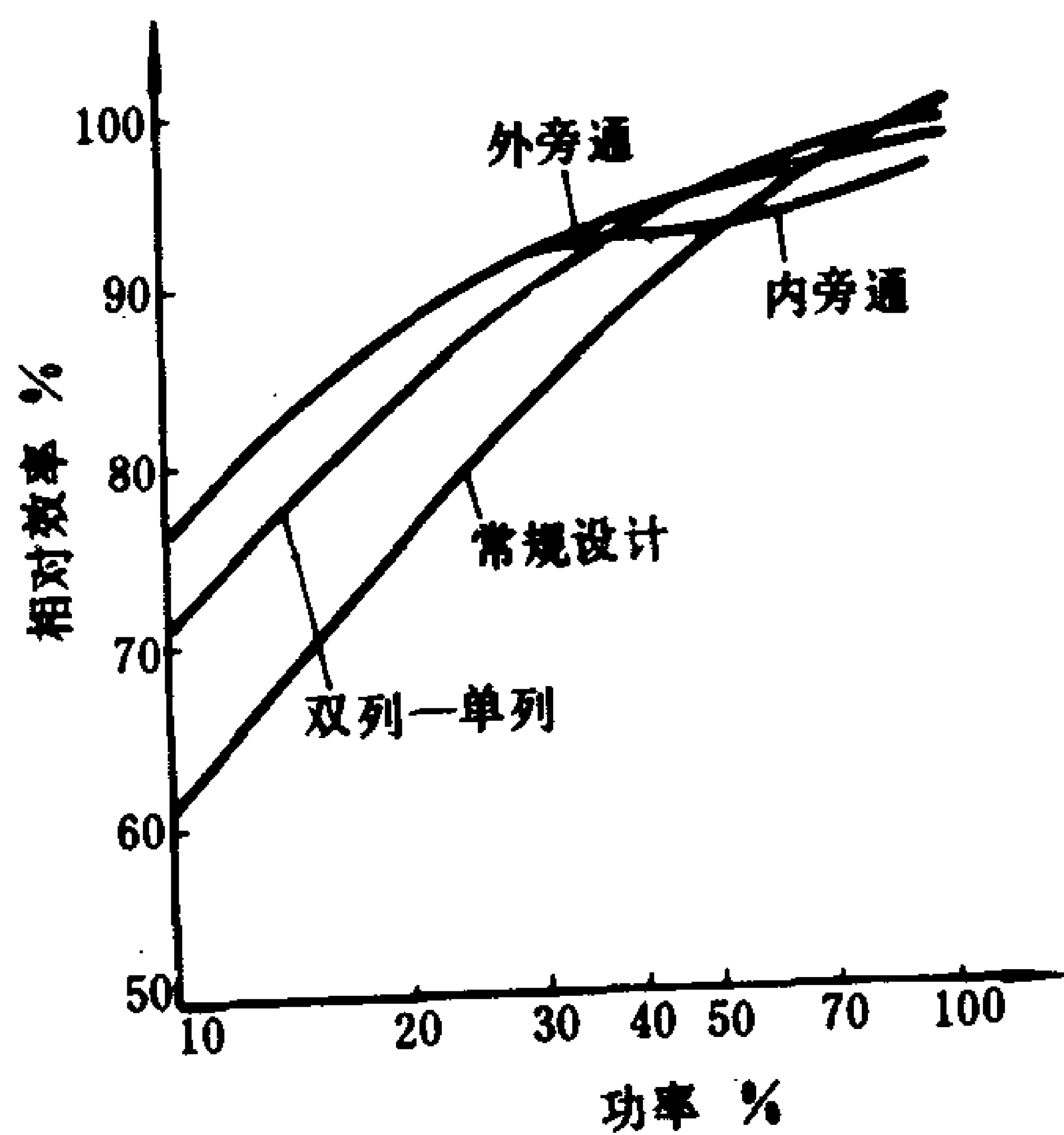


图 4.3.6-13 汽轮机效率曲线

表 7.5.2—3　**ZKZ(F)中央空调器技术参数**

项目	型号	ZKZ(F)(直接蒸发型)中央空调器					
		ZKZ(F)-3	ZKZ(F)-4	ZKZ(F)-7(I)	ZKZ(F)-7(Ⅱ)	ZKZ(F)-10	ZKZ(F)-13
额定风量	m^3/h	3200	4000	7000	7000	9500	12500
冷量	kW (kcal/h)	~35 (30000)	~46.5 (40000)	~75.6 (65000)	104.67 (90000)	116.3 (100000)	151.2 (130000)
热量	kW (kcal/h)	~40 (35000)	~46.5 (40000)	~83.7 (73000)	104.67 (90000)	128 (110000)	137 (135000)
过滤器型式		粗穿孔泡沫塑料网					
蒸发器 型式		凹凸板翅片管组					
蒸发器 制冷剂		R12(或 R22)					
蒸发器 排数×列×节距		8×16×3	8×16×3	10×24×3	12×24×3	10×24×3	10×24×3
蒸发器 进液管	mm	16	16	25	32	32	40
蒸发器 回气管	mm	40	40	50	65	65	80
蒸汽压力	MPa	0.3(饱和蒸汽)					
加热器 型式		凹凸板翅片管组					
加热器 排×列×节距		2×16×3	2×16×3	2×24×3	4×24×3	2×24×3	2×24×3
加热器 蒸汽耗量	kg/h	75	85	150	190	210	270
加热器 进汽管	mm	15	25	25	25	32	40
加热器 凝水管	mm	15	15	25	25	32	40
风机 型式		双进风双叶轮空调风机					
风机 推荐使用风量	m^3/h	2700-3800	3000-4700	6000-8000	6000-8000	9000-12000	12500-15000
风机 电机功率	kW	3	5.5	10	10	13	17
风机 风机转速	r/min	2240	1920	1550	1550	1800	1950
加湿器 型式		热保护干蒸汽喷射式					
加湿器 加湿量	kg/h	14	20	25	30	35	45
外形尺寸 长	mm	2200	2200	3130	3550	3350	3570
外形尺寸 宽	mm	1000	1400	1350	1340	1600	1670
外形尺寸 高	mm	1200	1600	1860/1200	1800/1170	1860/1200	1960/1380
重量	kg	980	1200	1600	1572	1860	2200

注：1kcal/h=1.163W。

表 7.5.2—4　**ZKZ(S)中央空调器技术参数**

项目	型号	ZKZ(S)(间接水冷却型)中央空调器					
		ZKZ(S)−3	ZKZ(S)−4	ZKZ(S)−7(I)	ZKZ(S)−7(Ⅱ)	ZKZ(S)−10	ZKZ(S)−13
额定风量	m^3/h	3200	4000	7000	7000	9500	12500
冷量	kW (kcal/h)	~35 (30000)	~46.5 (40000)	~81.4 (70000)	104.67 (90000)	116.3 (100000)	151.2 (130000)
热量	kW (kcal/h)	~40 (35000)	~46.5 (40000)	~83.7 (72000)	104.67 (90000)	128 (110000)	157 (135000)
过滤器型式		粗穿孔泡沫塑料网					

续上表

项目＼型号			ZKZ(S)(间接水冷却型)中央空调器					
			ZKZ(S)−3	ZKZ(S)−4	ZKZ(S)−7(I)	ZKZ(S)−7(Ⅱ)	ZKZ(S)−10	ZKZ(S)−13
冷却器	型式		凹凸板翅片管组					
	冷却水量	t/h	10	12	23.4	30	33.4	43.4
	冷却水进口温度	℃	9.0	9.5	9.0	9.0	9.0	9.0
	冷却水出口温度	℃	12.0	12.9	12.0	12.0	12.0	12.0
	排数×列数×片节距		8×16×3	8×16×3	10×24×3	12×24×3	10×24×3	10×24×3
	进水管	mm	40	40	50	65	65	80
	出水管	mm	40	40	50	65	65	80
冷却或加热水压力		MPa	0.3—0.6					
水加热器	加热水量	t/h	8.75	12	18	22.5	27.5	33.8
	加热水进口温度	℃	45	45	45	45	45	45
	加热水出口温度	℃	41	41.6	41	41	41	41
蒸汽压力		MPa	0.3(饱和蒸汽)					
蒸汽加热器	型式		凹凸板翅片管组					
	排列×列数×片节距		2×16×3	2×16×3	2×24×3	4×24×3	2×24×3	2×24×3
	蒸汽耗量	kg/h	75	85	150	190	210	270
	进汽管	mm	15	25	25	25	32	40
	凝水管	mm	15	15	25	25	32	40
风机	型式		双进风双叶轮空调风机					
	推荐使用风量	m^3/h	2700—3800	3000—4700	6000—8000	6000—8000	9000—12000	12500—15000
	电机功率	kW	3	5.5	10	10	13	17
	风机转速	r/min	2240	1920	1550	1550	1800	1950
加湿器	型式		热保护干蒸汽喷射式					
	加温量	kg/h	14	20	25	30	35	45
外形尺寸	长	mm	2200	2200	3130	3550	3350	3570
	宽	mm	1000	1400	1350	1340	1600	1670
	高	mm	1200	1600	1860/1200	1800/1170	1860/1200	1960/1380
重量		kg	980	1200	1600	1572	1860	2200

表 7.5.2—5 **ZKZ(J)中央空调器技术参数**

项目＼型号		ZKZ(J)(带制冷机组型)中央空调装置					
		ZKZ(J)−3	ZKZ(J)−4	ZKZ(J)−7(I)	ZKZ(J)−7(Ⅱ)	ZKZ(J)−10	ZKZ(J)−13
额定风量	m^3/h	3200	4000	7000	7000	9500	12500
冷　　量	kW (kcal/h)	35 (30000)	46.5 (40000)	70 (60000)	104.67 (90000)	116.3 (100000)	151.2 (130000)
热　　量	kW (kcal/h)	40 (35000)	46.5 (40000)	83.7 (72000)	104.67 (90000)	128 (110000)	157 (135000)
过滤器型式		粗穿孔泡沫塑料网					

续上表

项目		型号	ZKZ(J)(带制冷机组型)中央空调装置					
			ZKZ(J)—3	ZKZ(J)—4	ZKZ(J)—7(I)	ZKZ(J)—7(Ⅱ)	ZKZ(J)—10	ZKZ(J)—13
蒸发器	型式		凹凸板翅片管组					
	制冷器		R12(或R22)					
	排数×列数×片节距		8×16×3	8×16×3	10×24×3	12×24×3	10×24×3	10×24×3
蒸汽压力		MPa	0.3(饱和蒸汽)					
加热器	型式		凹凸板翅片管组					
	排数×列数×片节组		2×16×3	2×16×3	2×24×3	4×24×3	2×24×3	2×24×3
	蒸汽耗量	kg/h	75	85	150	190	210	270
	进汽管	mm	25	25	25	25	32	40
	凝水管	mm	15	15	25	25	32	40
加湿器	型式		热保护干蒸汽喷射式					
	加湿量	kg/h	14	20	25	30	35	45
风机	型式		双进风双叶轮空调风机					
	推荐使用风量	m^3/h	2700—3800	3000—4700	6000—8000	6000—8000	9000—12000	12500—15000
	电机功率	kW	3	5.5	10	10	13	17
	风机转速	r/min	2240	1920	1550	1550	1800	1950
制冷机组	压缩机型号		4FV7	4FV78	4FV10	8FS10	8FS7	6FW10
	压缩机代用型号		4FS7B	4FS7B	8FS7B	配二台空调器	8FS7B	BLk—130
	冷凝器面积	m^2	15	28	30	90	45	58
	冷却水耗量	t/h	10—15	15—25	20—30	60—90	30—40	40—60
	冷却水进口温度	℃	<32	<32	<32	<32	<32	<32
	膨胀阀型号		RF—11	RF—13	RF—13	RF—11×2	RF—11×2	RF—13×2
	压缩机功率	kW	13	13	22	55	22	40
	制冷剂		R—12	R—22	R—12	R—12	R—22	R—12
	制冷剂注入量	kg	60	60	60	170	60	130
	电压	V	380	380	380	380	380	380
外型尺寸	长	mm	2536	2840	3800	3550	4000	3570
	宽	mm	1280	1400	1660	2500	1660	2195
	高	mm	2050	1600	1860/1200	1800/1170	1860/1200	1960/1380
重量		kg	2283	1720	2330	3372	2590	2730

注：• ZKZ(J)—7(Ⅱ)中央空调装置是一套制冷机组配二台中央空调器(左右型)。

• ZKZ(J)—13 中央空调装置的制冷机组如用 BLK—130 型船用螺杆压缩机时，制冷介质是 R—22。

• 各型机组布置可按用户要求而定。

3.5.2 ACU 系列船用空调器

沈阳冷暖风机厂制造，适用于单管道无再热空调系统，采用绝热螺旋管风道。调节布风器风量控制室内温湿度。

外特性线由a_1变到a_2，则稳定工作点由0_2移至0_3，转速为n_1'，它与n_1的偏差为Δn。所以，转速自动调节系统是有差调节系统，其转速偏差Δn大小视调节系统性能而定。

6.1.2 转速自动调节系统的组成

船舶汽轮机较多地采用具有负反馈作用的闭环调节系统，如图 4.3.6-17 所示。

汽轮机转速稳定时，滑阀处于中间位置。当汽轮机转速变化时，调节系统动作改变喷嘴阀开度，使汽轮机转速恢复或接近于原来的转速。在油动机活塞移动时，通过反馈杠杆作用，使滑阀复位，汽轮机在接近于原转速下稳定运行。

船舶主汽轮机有的采用开环液压调节系统，如图 4.3.6-18 所示。它的特点是，输出量对输入量的控制没有直接的影响。

从图 4.3.6-18 可知，油动机活塞的位置只随控制滑阀位置而变化，当汽轮机转速发生波动时它是不能自动调整的。但是，船舶主汽轮机在采用开环调节系统时，常设有全速工况限速装置，即在全速工况时为闭环调节系统。这样，当螺旋桨露出水面而超速时，将汽轮机的转速限制在一定的范围内。近年来，船舶汽轮机转速自动调节系统，趋向于采用全工况下的闭环系统。

6.1.3 转速自动调节系统分类（表 4.3.6-2）

表 4.3.6-2 **转速自动调节系统分类**

分类		优点	缺点	备注
按调节原理	闭环	自动地保持给定转速	系统不够稳定	
	开环	系统稳定	不能自动地调整转速	
按使用能源	液压式	执行机构操作力最大响应速度高，使主汽轮机能迅速启动，制动和反向；操纵简单；维护管理方便；系统中各部件结构上易于满足抗冲击、抗振动和抗摇摆的要求	油温变化对系统特性影响较大，且对系统调整困难；漏油有火灾危险；信号传递较慢，又不能作复杂的运算	动力油压力为 1~2 MPa；得到广泛应用
	电气式	灵敏、精度高；信号传递过程中损失小；系统中各信号之间可进行各种运算；取消油泵和管路；温度变化对系统性能影响也容易解决	执行电机（尤其是大功率执行电机）的惯性和时间常数较大，影响系统过渡过程中的性能	易于实现全船性计算机控制；近年来，船舶汽轮机采用这种系统逐渐增加
	电气-油压式	执行机构采用油压式；运算、放大和信号传递采用电气式，兼顾油压式和电气式两种调节系统优点，又弥补了二者不足之处		国内外船舶汽轮机上，广泛地采用这种调节系统
	气动式		气体的可压缩性，影响系统的动态性能；元件中的摩擦面，需要采取润滑措施	压缩空气压力为 0.3~0.5 MPa；船舶汽轮机很少采用这种系统

6.1.4 调节系统特性

1）调节系统静态特性

静态特性是指调节系统处于平衡状态下的特性。图 4.3.6-19 所示为汽轮机在稳定工况下功率与转速的关系，它是通过部分试验或计算而间接求得的。在已知调速器、传动放大机构和配汽机构特性之后，利用四象限图法即可求得调节系统静态特性。图 4.3.6-19 为定转速汽轮机调节系统的静态特性。

调节系统的转速不等率δ_T，一般为 3%～6%。实际上，空负荷及额定负荷附近局部转速

续上表

型　　号	CHR—2A	CHR—5	CHR—7	CHR—12	CHR—15
电加热器功率　W	1500	3000	6000	8000	10000
冷剂	R22				
冷却水量 m³/h	0.9	2	3	4	5
风量	500	900	1400	2300	2900
温度调节范围℃	15～17				
噪音　dB(A)	48	52	57	59	61
重量　kg	100	180	260	350	450
外形尺寸　mm	570×1200×350	580×1600×390	750×1600×450	950×1700×500	1200×1800×550
冷剂充注量　kg	0.75	2	3	4	4.5

3.5.4 海—帕瑞斯(H1—PRES)空调器

丹麦生产的海—帕瑞斯空调系统为高风速的空调系统。其空调器型号为 ZTH 型，供风量如表 7.5.2—8 所示。

表 7.5.2—8　**ZTH 型空调器的供风量**

型号	ZTH—2	ZTH—3	ZTH—4	ZTH—5	ZTH—6	ZTH—7	
风量	0.8	1.55	2.65	3.80	5.20	7.85	m³/s
加热量	58	112	190	274	374	565	kW
冷量	56	108	180	264	362	546	kW

空调器内装有 V 型皮带传动的电动风机，调风门，过滤器，冷却蒸发器，加热器(可为热水，蒸汽或电加热)和加湿器。

空调器有回风式单管道，双管道和热回收式等不同类型。根据按装地位的尺度可有不同的组成方式。图 7.5.2—19 为回风式单管道的基本组成，其尺度见表 7.5.2—9。图 7.5.2—20 为另一组合方式，其尺度见表 7.5.2—10。图 7.5.2—21 为双管道空调器，其尺度见表 7.5.2—11。

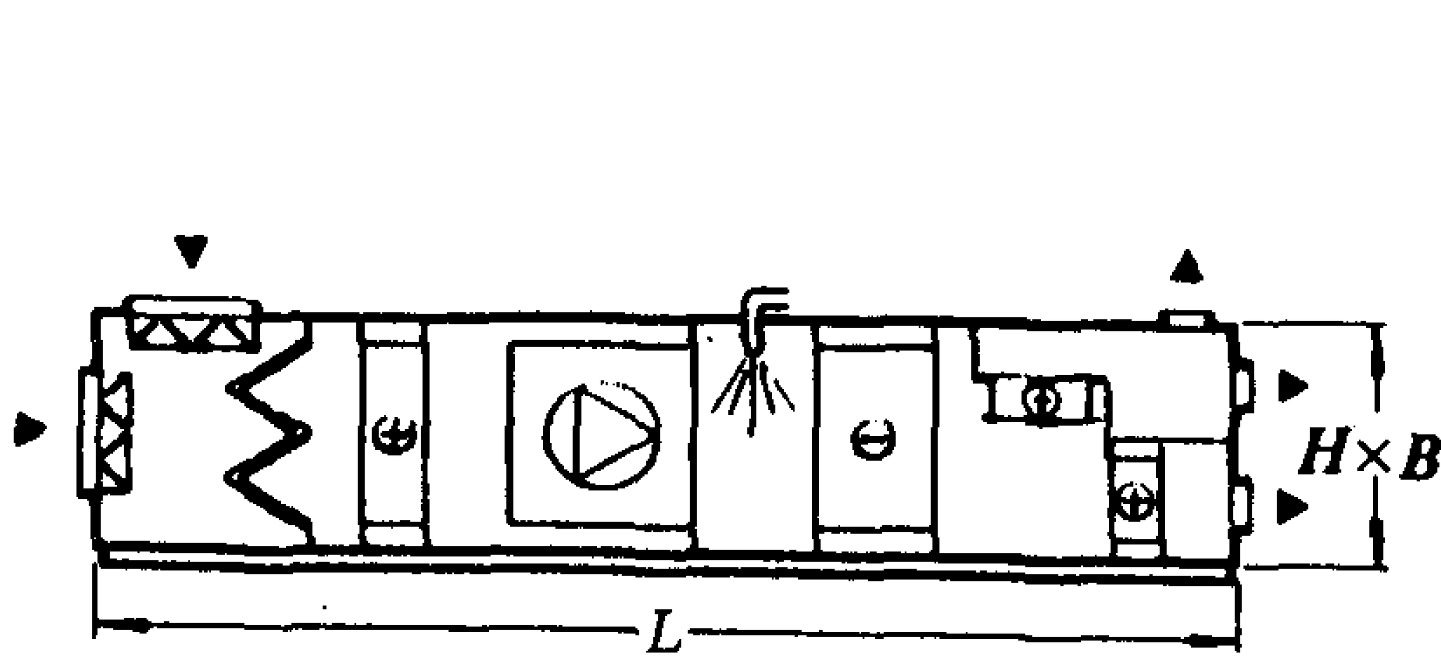


图 7.5.2—19　回风式单管道空调器

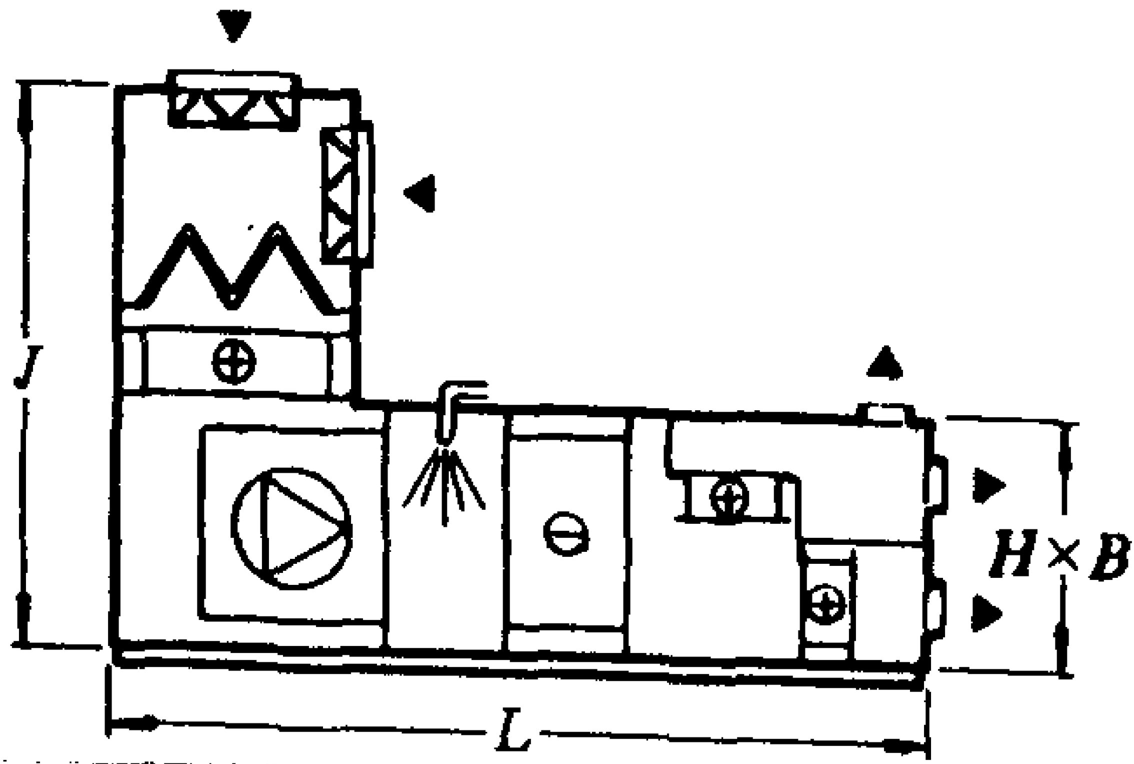


图 7.5.2—20　双层布置单管道空调器

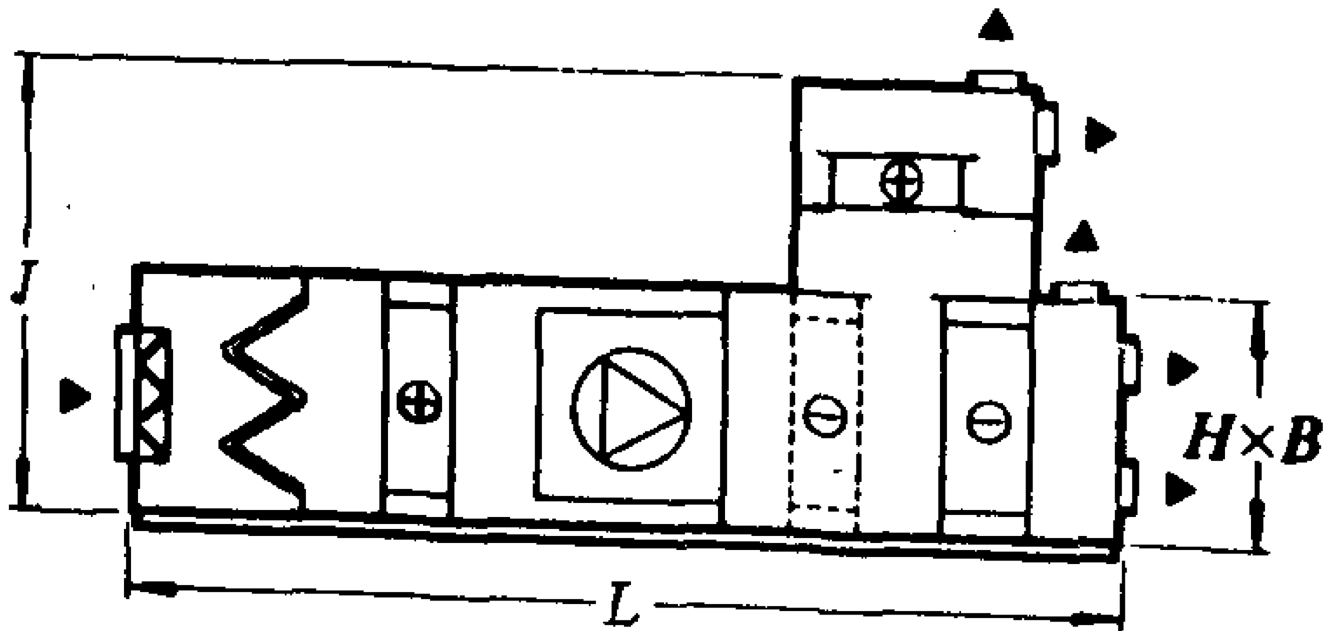


图 7.5.2—21　双管道空调器

表 7.5.2—9　　**回风式单管道空调器尺度**(mm)

	ZTH—2	ZTH—3	ZTH—4	ZTH—5	ZTH—6	ZTH—7
H=	775	775	1125	1125	1450	1750
B=	715	1115	1215	1615	1615	1915
L=	3750	4000	4250	4250	5000	5250

表 7.5.2—10　　**双层布置单管道空调器尺度**(mm)

	ZTH—2	ZTH—3	ZTH—4	ZTH—5	ZTH—6	ZTH—7
J=	1775	1775	2125	2125	2450	2750
H=	775	775	1125	1125	1450	1750
B=	715	1115	1215	1615	1615	1915
L=	2750	3000	3250	3250	4000	4000

表 7.5.2—11　　**双管道空调器尺度**(mm)

	ZTH—2	ZTH—3	ZTH—4	ZTH—5	ZTH—6	ZTH—7
J=	1525	1525	1875	1875	2200	2500
H=	775	775	1125	1125	1450	1750
B=	715	1115	1215	1615	1615	1915
L=	3000	3250	3500	3500	4250	4500

热回收式空调器如图 7.5.2—22 所示，其尺度见表 7.5.2—12。这种空调器的特点只利用回风的热量或冷量，而不将回风混入新风中再利用。回风管道采用单独抽风机。回风管和新风进风管之间有一个换热器。换热器可以是回转盘式或交叉管式。

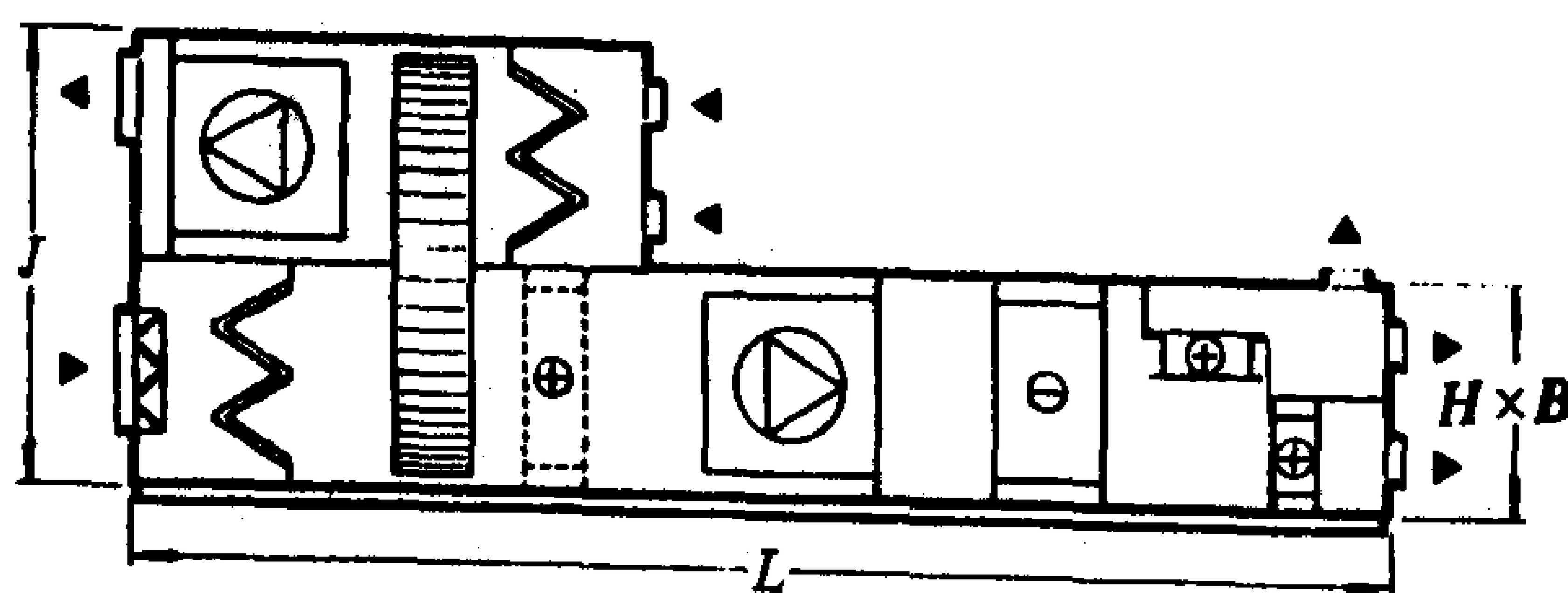


图 7.5.2—22　热回收式空调器

表 7.5.2—12　　**热回收式空调器尺度**(mm)

	ZTH—2	ZTH—3	ZTH—4	ZTH—5	ZTH—6	ZTH—7
J=	—	1440	1790	2090	2410	—
H=	—	775	1125	1125	1450	—
B=	—	1115	1215	1615	1615	—
B1=	—	1215	1515	1765	1915	—
L=	—	5050	5300	5300	6300	—

3.5.5　西姆科(SEMCO)空调器

丹麦西姆科公司生产的空调器，目前在船上用得较多。属于高风速型空调系统。分单风管式的 SC 型(见图 7.5.2—23)，在布风器处再加热的单风管式 SR 型(见图 7.5.2—24)，双风管式 DC 型(见图 7.5.2—25)等几类。

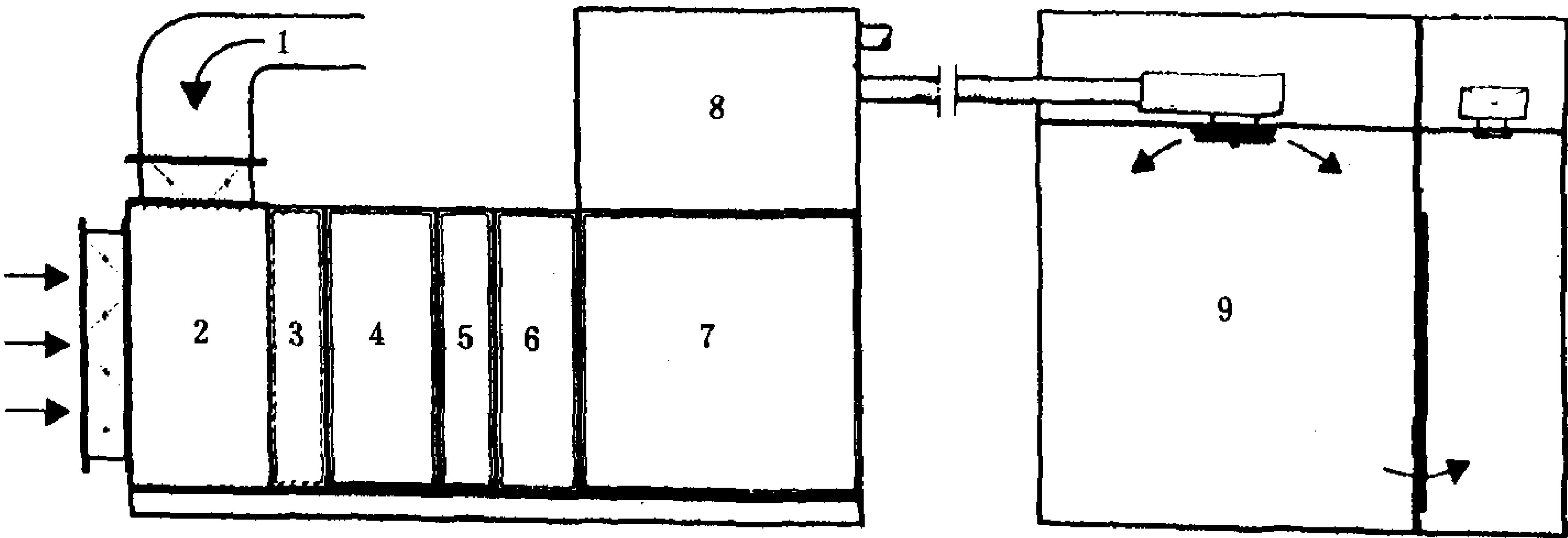


图 7.5.2—23　单风管式 SC 型空调器

1—回风管；2—混合式；3—过滤器；4—冷却器；

5—加热器；6—加湿器；7—风机；8—消音室；9—被调舱室

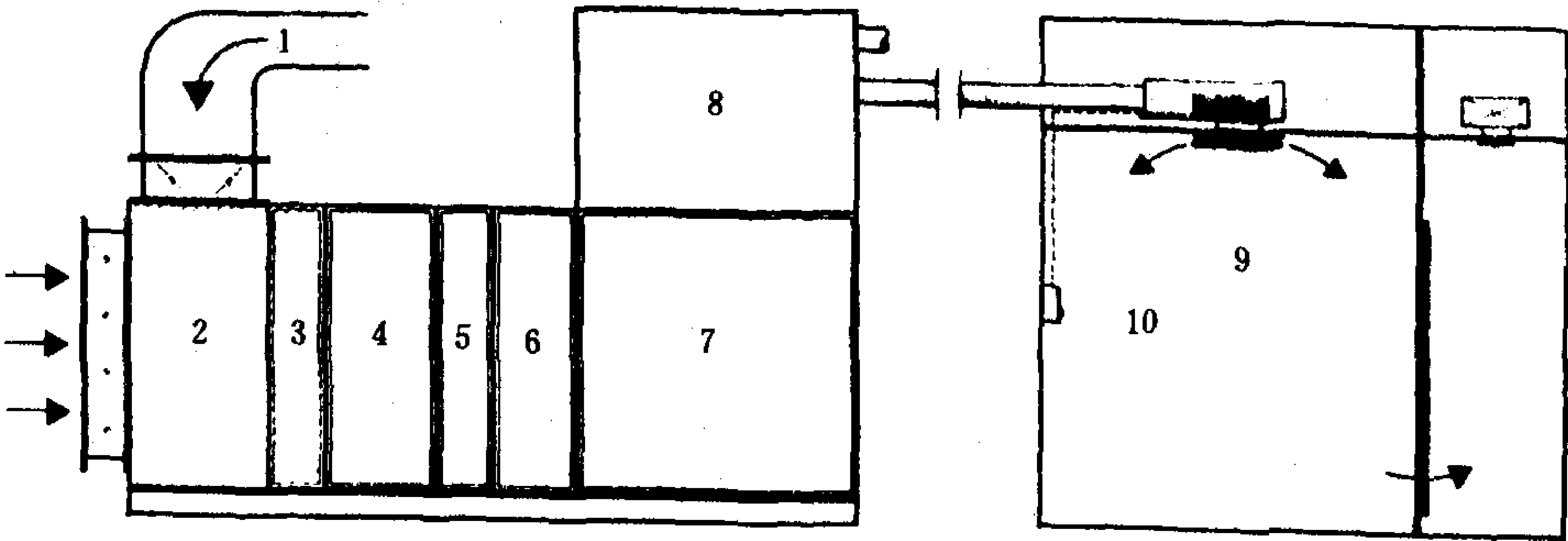


图 7.5.2—24　再热式单风管 SR 型空调器

1～9 同上图；10—温度继电器

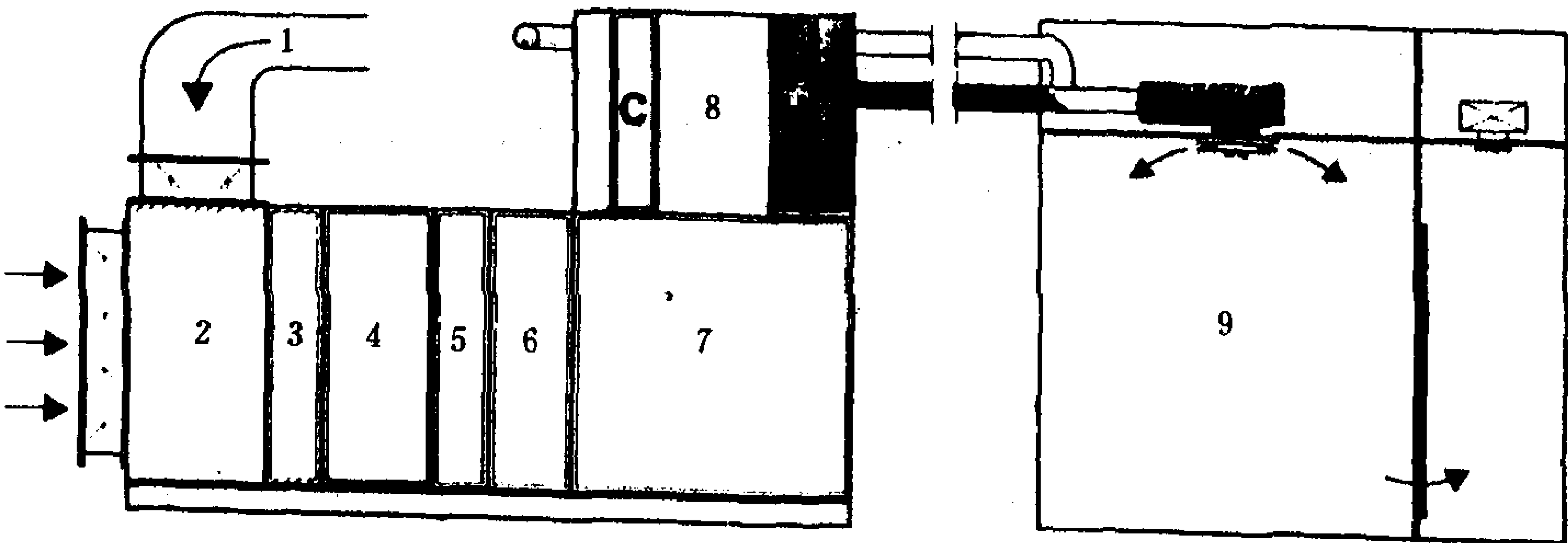


图 7.5.2—25　双风管式 DC 型空调器

1～9 同上图

西姆科空调器的风量规格如表 7.5.2—13 所示。

表 7.5.2—13　**西姆科空调器的风量**

代号	01	02	03	04	05	06	07	08
最大风量 m^3/h	1360	1820	2920	4270	5900	8810	13600	21100

道。当某个保安器动作时，使空间I中的压力油与排油相通，加速阀在弹簧力作用下复位。这时，进入油动机的压力油路II被切断，而油动机的上部排油通道被打开，油动机活塞上移关闭速闭阀。

图 4.3.6-22 所示的速闭阀，在液压操纵时，由于汽轮机转速变化引起滑阀下部空间III中的脉冲油压变化，借此来限制汽轮机的最大运行转速。

6.3.2.2 喷嘴阀

图 4.3.6-23 为船舶汽轮机喷嘴阀的一种结构图，其上的小孔“a”和“b”及阀杆与套筒间的间隙所构成的通道，可将主阀前的蒸汽引入该阀碟的减载室中，以保持阀关闭时的汽密性和开启主阀时减少作用在该阀碟上的蒸汽力。根据转动凸轮的作用，控制喷嘴阀的启闭。

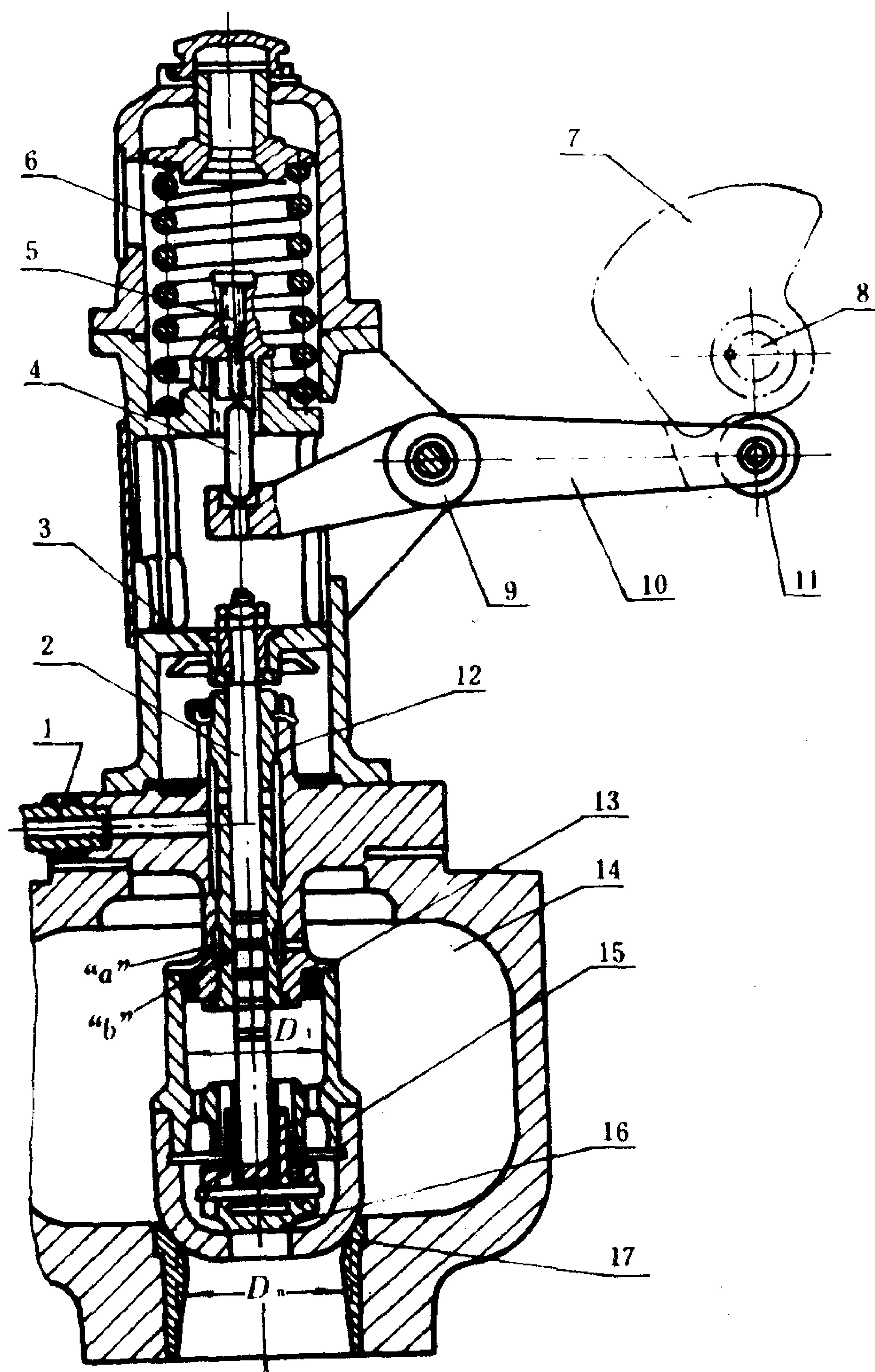


图 4.3.6-23 喷嘴阀

1-阀杆抽汽管接头；2-阀杆；3-滑套；4-支块；5-调整螺钉；6-弹簧；7-凸轮；8-凸轮轴；9-轴销；10-杠杆；11-滚轮；12-套筒；13-密封环；14-蒸汽室；15-主阀；16-减载阀；17-阀座

图 4.3.6-24 为全减载喷嘴阀。该阀的减载腔直径与主阀的名义直径相等，故作用在主阀碟上的蒸汽力很小。另外通过主阀的汽流较稳定，阀杆无振动现象。但是，该阀在高度方向的尺寸较大。按设计的顺序开启和关闭喷嘴阀的机构，称为喷嘴阀传动机构。目前，船舶汽轮机采用提板式和凸轮式两种传动机构，如图 4.3.6-25 所示。前者多用于辅汽轮机，后者多用于主汽轮机。

6.3.3 超速和轴向位移保安器

6.3.3.1 超速保安器

目前舰、船汽轮机除采用飞锤或飞环式超速保安器外，还采用测速器——装在转子轴端的离心泵，其出口油压与转速的平方成正比。测速器分为直孔式和叶片式两种，如图 4.3.6-26 所示。超速保护系统一般先在工厂试车台上进行调整。在滑油截止器动作时，高、低压缸测速器出口油压之差应该小于 5 kPa。

超速保安器除在汽轮机出厂或大修后必须进行试验外，还应在汽轮机运行一段时间后按“规定”进行试验，以确保汽轮机安全运行。超速保护系统应在同样情况下连续试验两次，

在喷嘴周围形成局部负压，室内空气（称二次风）通过进风栅被吸入诱导器的混合室，最后从出风栅送入舱室。二次风量与一次风量的比例称诱导比。如调节一次风风门开度便可调节诱导器总出风量。

静压箱内敷贴吸音材料，它除有均流作用外，还有良好的消声效果。为了进一步调节舱室温度，在二次风入口处装设换热盘管或组合式电热器，用以加热或冷却气流（又称二次处理）。也可不设换热器，即为简易式诱导器。

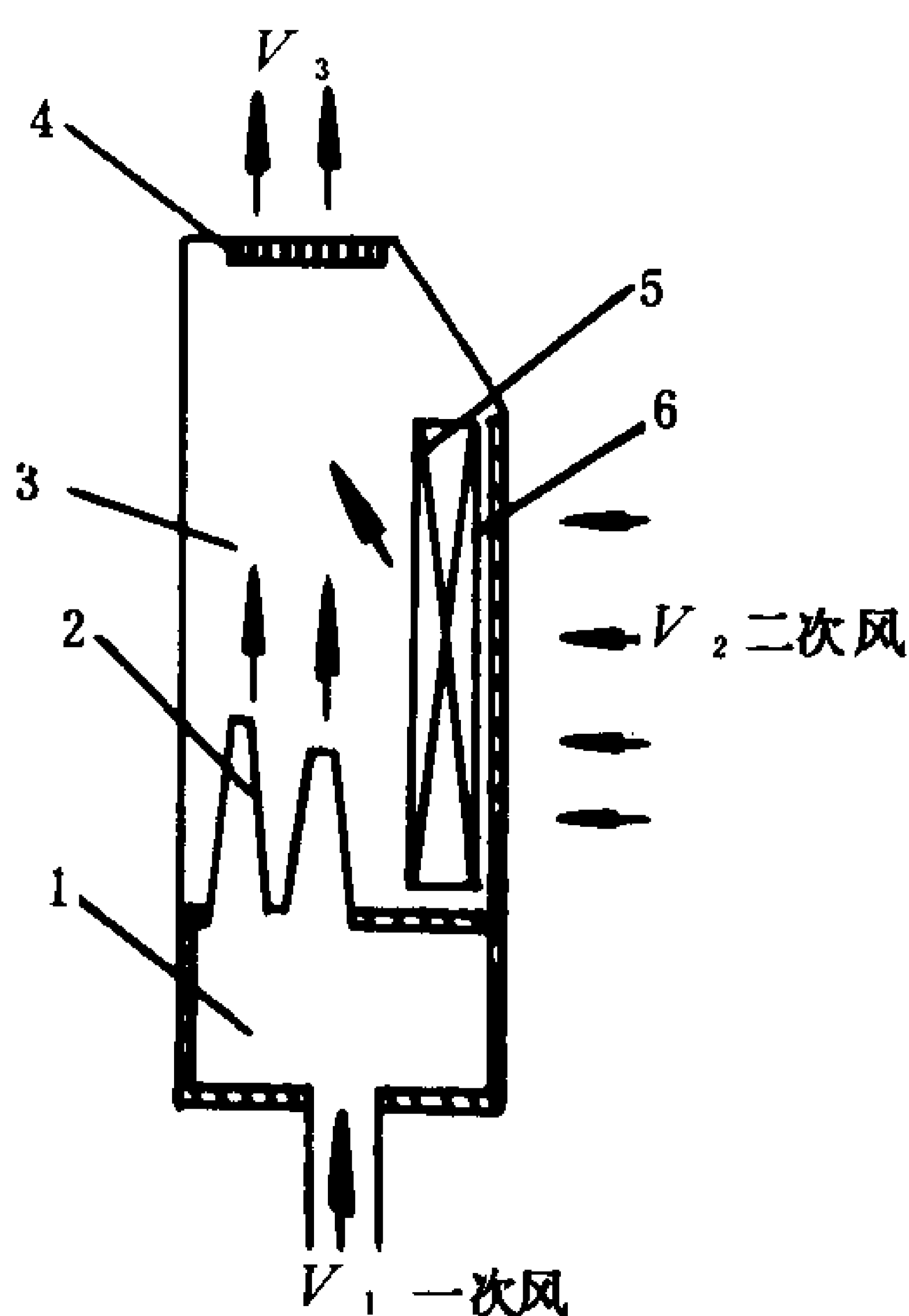


图 7.5.2—27 诱导器简图

1—静压箱；2—喷嘴；3—混合室；4—出风栅；5—换热器；6—进风栅

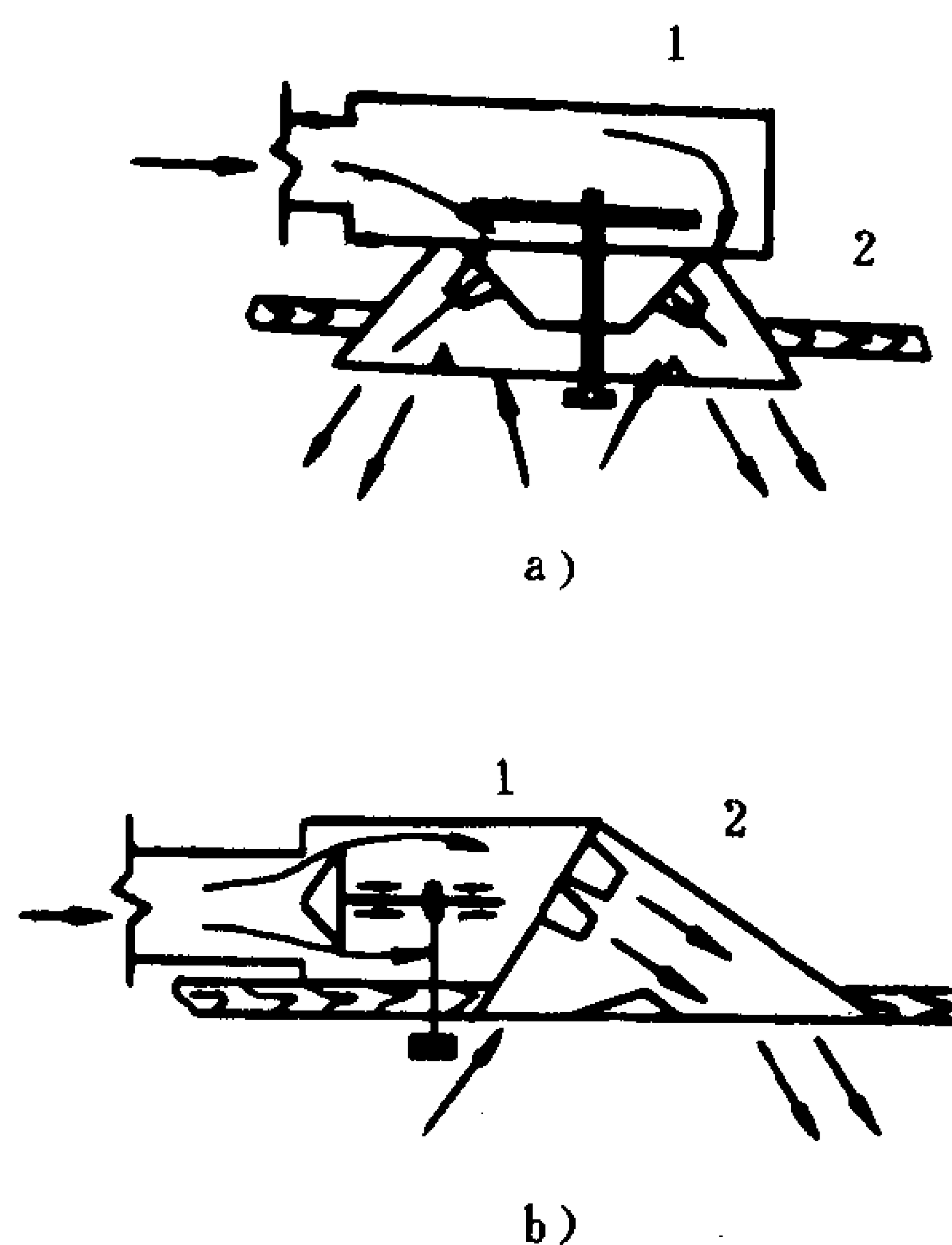


图 7.5.2—28 顶式、卧式诱导器简图

1—调风门；2—喷嘴

诱导器按安装方式可分为立式、卧式及顶式。

立式诱导器一般安装在窗台下墙的内侧，它安装、调节方便，但占据了一定舱容面积，卧式及顶式诱导器吊在天花板下，不占舱室有效容积，与室内装璜配合，基至还起到一定的美观作用。

图 7.5.2—28a）、b）所示为顶式、卧式诱导器的结构示意图。

4.2.2 诱导器的主要性能

评价诱导器的主要性能指标为诱导比和工作压力。

诱导比 n 是二次风量与一次风量之比，即

$$n=\frac{\rho_2 Q_2}{\rho_1 Q_1}\approx\frac{Q_2}{Q_1} \qquad (7.5.2—3)$$

式中：n ——诱导比，无因次；

Q_1——一次风量，m^3/h；

Q_2——二次风量，m^3/h。

总风量 $Q=Q_1+Q_2$

$=(1+n)Q_1$，m^3/h

即 $Q_1=\frac{Q}{1+n}$

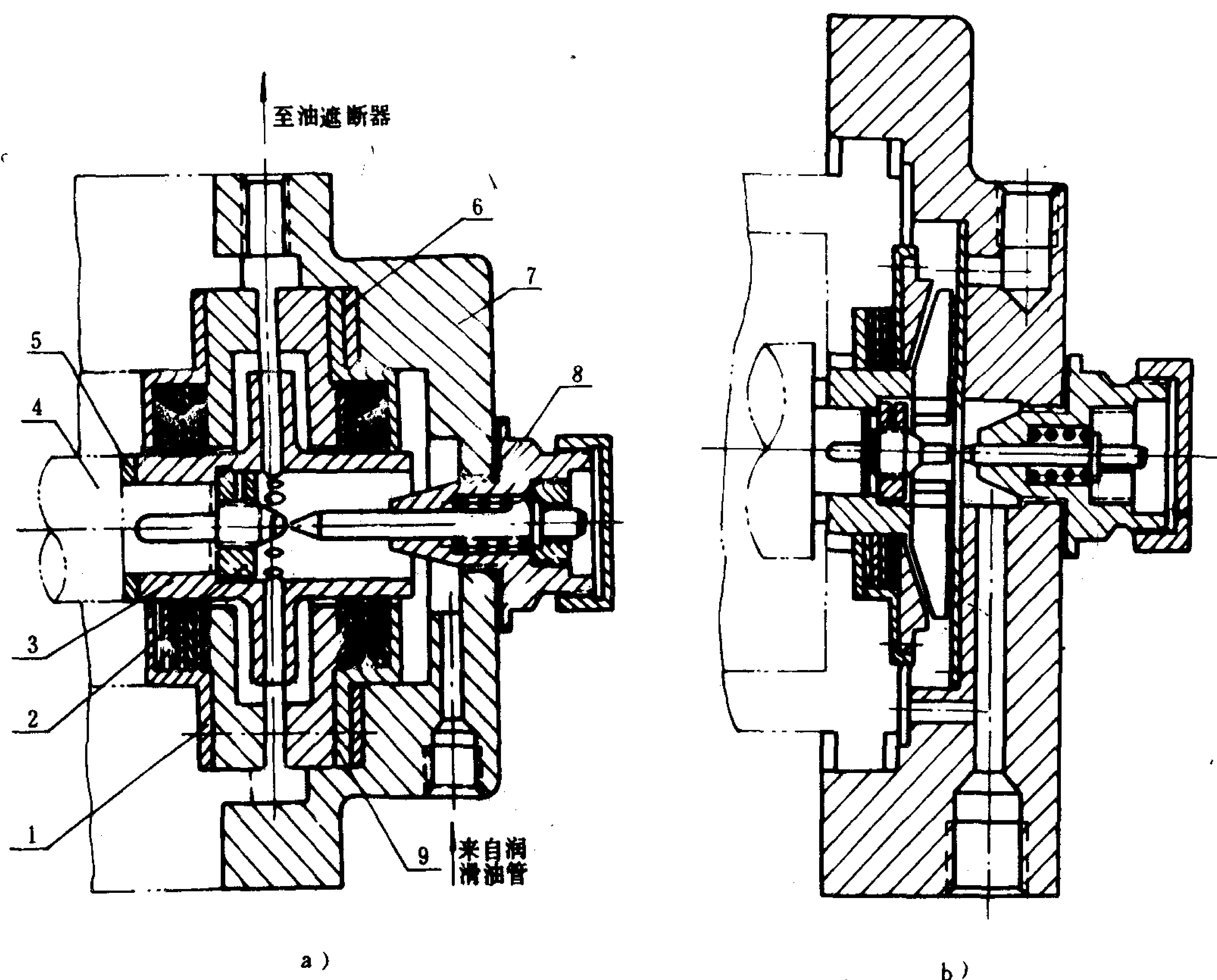


图 4.3.6-26 测速器

a) 直孔式；b) 叶片式

1、9-密封装置；2-特制螺母；3-泵轮；4-汽轮机轴；5、6-调整环；7-盖；8-测微计；

极限值时，滑阀移动使油口开启，压力油流至滑油截止器，改变控制油路，关闭速闭阀。

在液压式轴向位移保安器装机之前必须在专门的模拟设备上进行调试。

2）电磁式轴向位移保安器，（图 4.3.6-28 所示）当转子处于正常位置时，其圆盘在铁芯缺口的中间位置，两侧绕组L_2和L_3中感应电势大小相等、方向相反，互相抵消。所以，电流表A中无电流，触发器J无信号输入。当转子发生轴向移动时，圆盘在铁芯中与两边间隙不相等，两侧绕组中磁路的磁阻不同，产生的感应电势不相等，电流表A中有电流通过，其电流方向和大小表示了转子的移动方向和移动量。当转子轴向移动达到规定的极限值时，两侧绕组中感应电势之差使触发器触发，其输出信号通过综合开关，使速闭阀关闭，并发出灯光、声响信号。

STAL-LAVAL 工厂生产的超速和轴向位移保安器。如图 4.3.6-29 所示。

当汽轮机转速达到额定值的 112%～115%时，飞锤的离心力大于悬臂板弹簧张力而向外飞移，并撞击触发器，使触发器释放滑阀。滑阀在弹簧力作用下向左移动，开启排油口，使速闭阀油动机排油而关闭速闭阀。

当转子轴向移动达到规定的极限值时，会使飞锤在轴向移动后的位置上撞击触发器，使触发器释放滑阀，关闭速闭阀。

6.3.4 低油压和低真空保安器

图 4.3.6-30 所示STAL-LAVAL工厂生产的低油压和低真空保安器

汽轮机正常运行时，各部件处于图4.3.6-30所示的平衡位置。当辅冷凝器压力高于80 kPa（绝对）或润滑系统中油压低于80 kPa（表压力）时，都会使滑阀向左移动，打开排油阀，使压力油进油孔和排油孔相通，速闭阀油动机无压力油作用，从而使速闭阀关闭。

如果用手压下掀扣，即可实现手动紧急停机。但是，在启动汽轮机时，必须使掀扣复位。

6.3.5 压力油截止器

图4.3.6-31所示为压力油截止器。

当任何一个保安器动作或润滑系统中滑油压力低于75 kPa（表压力）时，压力油截止器中各滑阀所处的位置变化，改变控制油路，使得压力油与排油相通而关闭速闭阀。

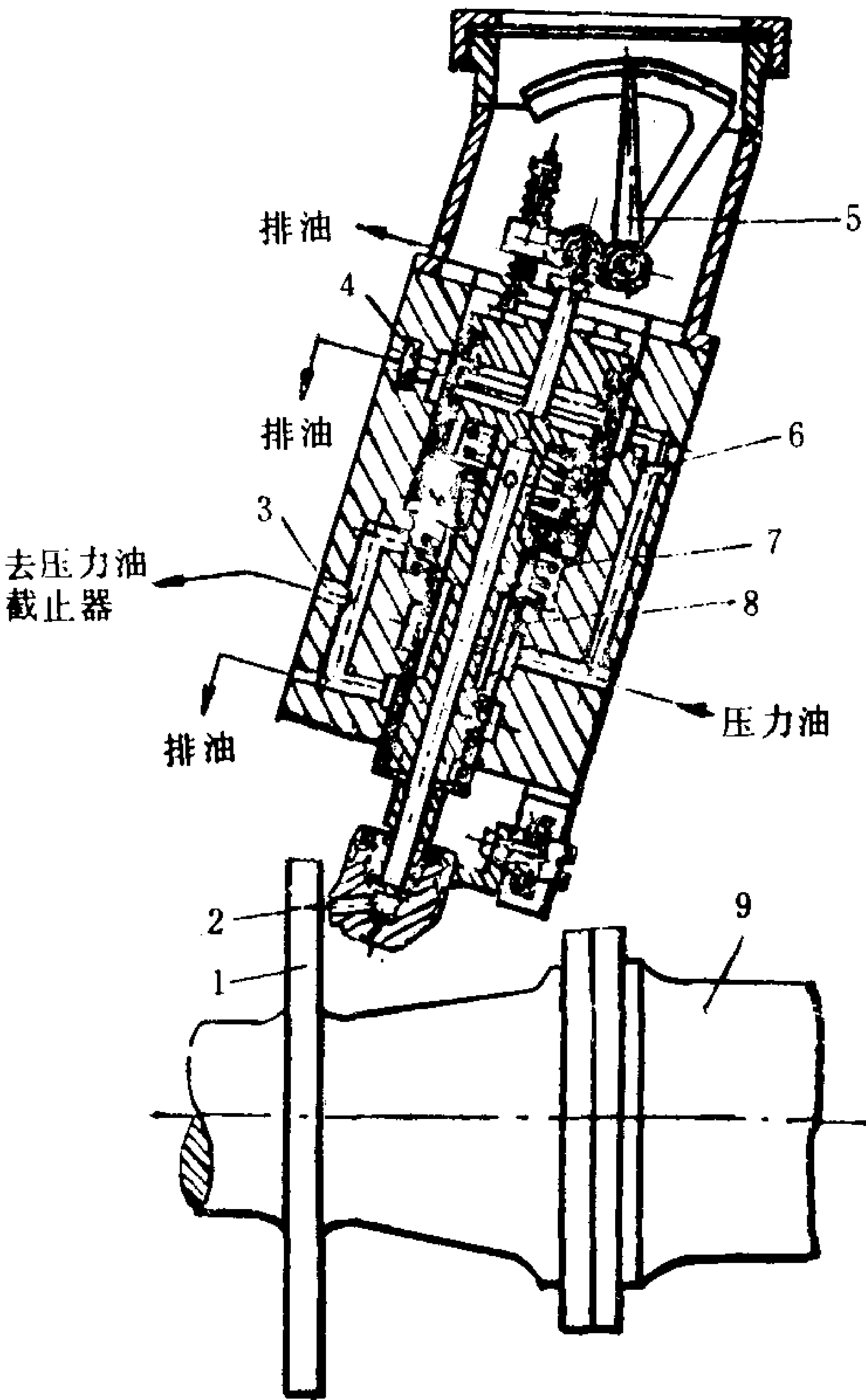


图4.3.6-27 液压式轴向位移保安器

1-圆盘；2-喷油嘴；3-油孔；4、6-节流孔板；5-标尺和刻度盘；7-滑阀；8-滑阀套筒；9-汽轮机轴

6.4 船舶汽轮机控制系统实例

6.4.1 舰用汽轮机控制系统

图4.3.6-32所示为某舰用汽轮机控制系统，除正车、倒车和汽封压力调节外，还设有自动保护系统。该系统中压力油的压力为1.0 MPa，滑油总管中的油压为0.4 MPa。

汽轮机起动和停机必须在机舱内进行操作。当汽轮机正常运行后，可以在机舱或集控室进行控制。在集控室利用控制箱中的正倒车手轮，通过液压调节系统，实现主汽轮机各工况和正倒车的转换和稳定运行。在机舱中操纵阀门传动装置上的两个手轮，通过机械式传动系统，也可以控制主汽轮机。此外，还可通过倒车操纵阀手轮和正车蜗轮蜗杆装置手轮，进行机旁手动控制。

利用凸轮传动机构上的离合器和三通旋塞，可实现正车汽轮机的液压式和机械式调节系统之间的转换。图示三通旋塞位置，使压力油进入正车油动机和转换油动机，克服杠杆端部弹簧力作用后，把离合器与蜗轮蜗杆装置脱开，正车液压式调节系统处于工作状态。当三通旋塞旋转90°后，液压式调节系统停止工作；同时，在杠杆端部弹簧力作用下离合器与蜗轮蜗杆装置就

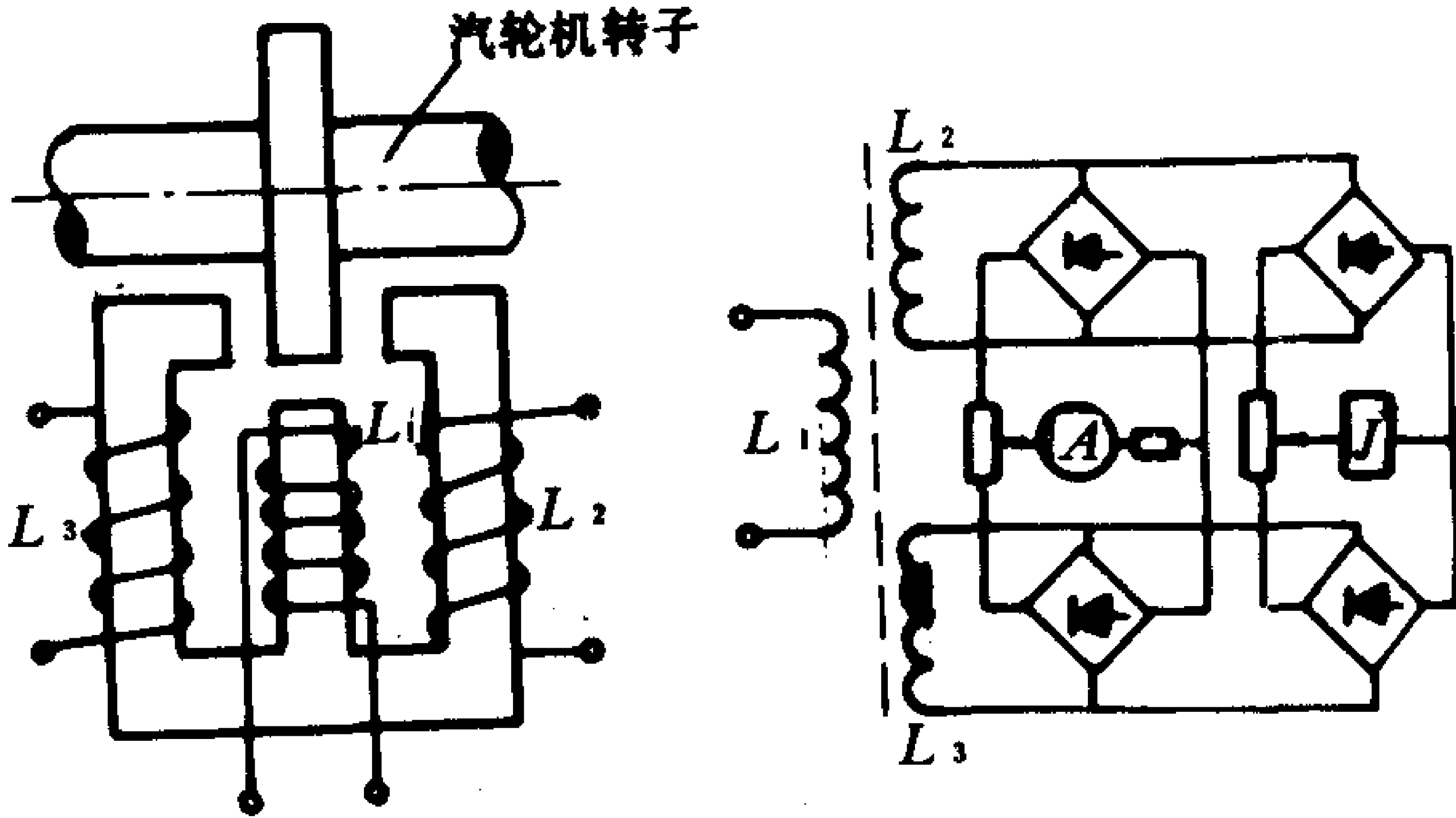


图4.3.6-28 电磁式轴向位移保安器

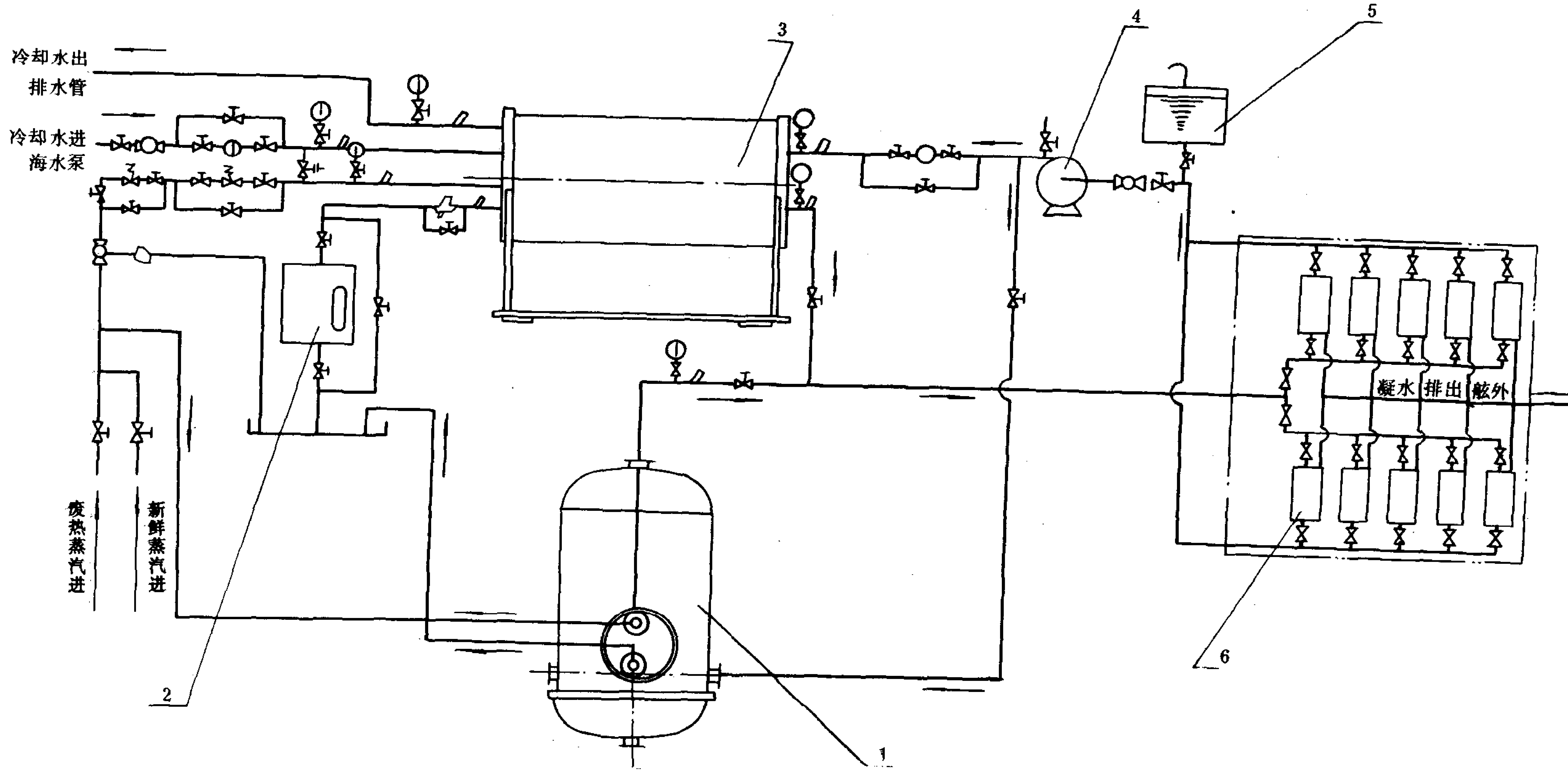


图 7.5.2—29 吸收式制冷风机盘管空调系统

1—[illegible]柜；2—凝水柜；3—溴化锂吸收式制冷机；4—冷媒水泵；5—补给水箱；6—风机盘管空调器

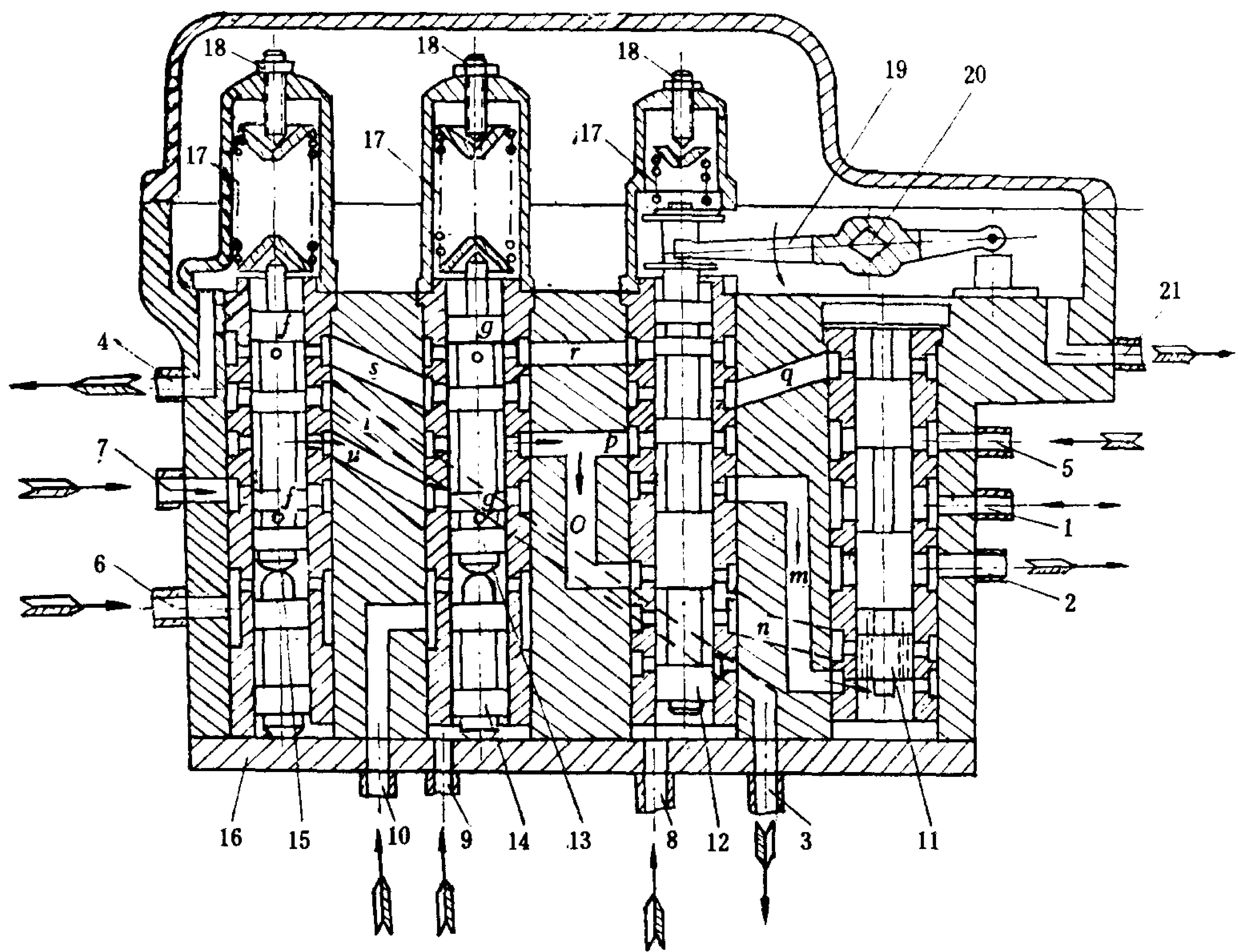


图 4.3.6-31　压力油截止器

1、2、3、4、5、6、7、8、9、10-油孔；11、12、13、14、15-滑阀；16-外壳；17-弹簧；18-调整螺钉；19-叉形摇杆；20-手柄轴；21-排油口 f-f，g-g—滑阀的中心孔道 m、n、o、p、q、r、s、t、u-孔道

的轴向位移达 1 mm时，或当轴承进口的滑油压力下降到 90～110 kPa（表压）时，都会使压力油截止器中的无定向滑阀下移，改变控制油路使速闭阀关闭。通过控制箱的紧急停机按钮可以进行人工速闭。当与油路系统断开，利用机械方法开启阀门时，可以通过下部手柄速闭。

6.4.2　船舶主汽轮机遥控和自动化系统。

图 4.3.6-33 所示为船舶主汽轮机的遥控系统，其中采用硅晶体管、集成电路和可控硅元件构成无触点控制部件。

6.4.2.1　遥控系统主要组成部件

1）控制盘　它是线性自整角机发送器，起转速设定器作用。当控制盘转至设定转速值位置时，就产生一个与控制盘转角成正比的设定电压值，如图a)所示。控制盘上的限位开关用来检测设定值是正车还是倒车，并进行倒车信号的极性变换，这时控制盘输出信号如图b)所示。当处于停车附近的不灵敏区域时，它作为放大器正的输入信号，如图b）所示。

2）函数发生器　表示正车喷嘴阀或倒车操纵阀的升程基本上是设定函数（转速信号）的三次方，它基本上保证汽轮机的有效功率与船舶航速的三次方成正比。

3）比例-积分调节器　比例调节器是加快转速的追踪，而积分调节器是使螺旋桨转速保

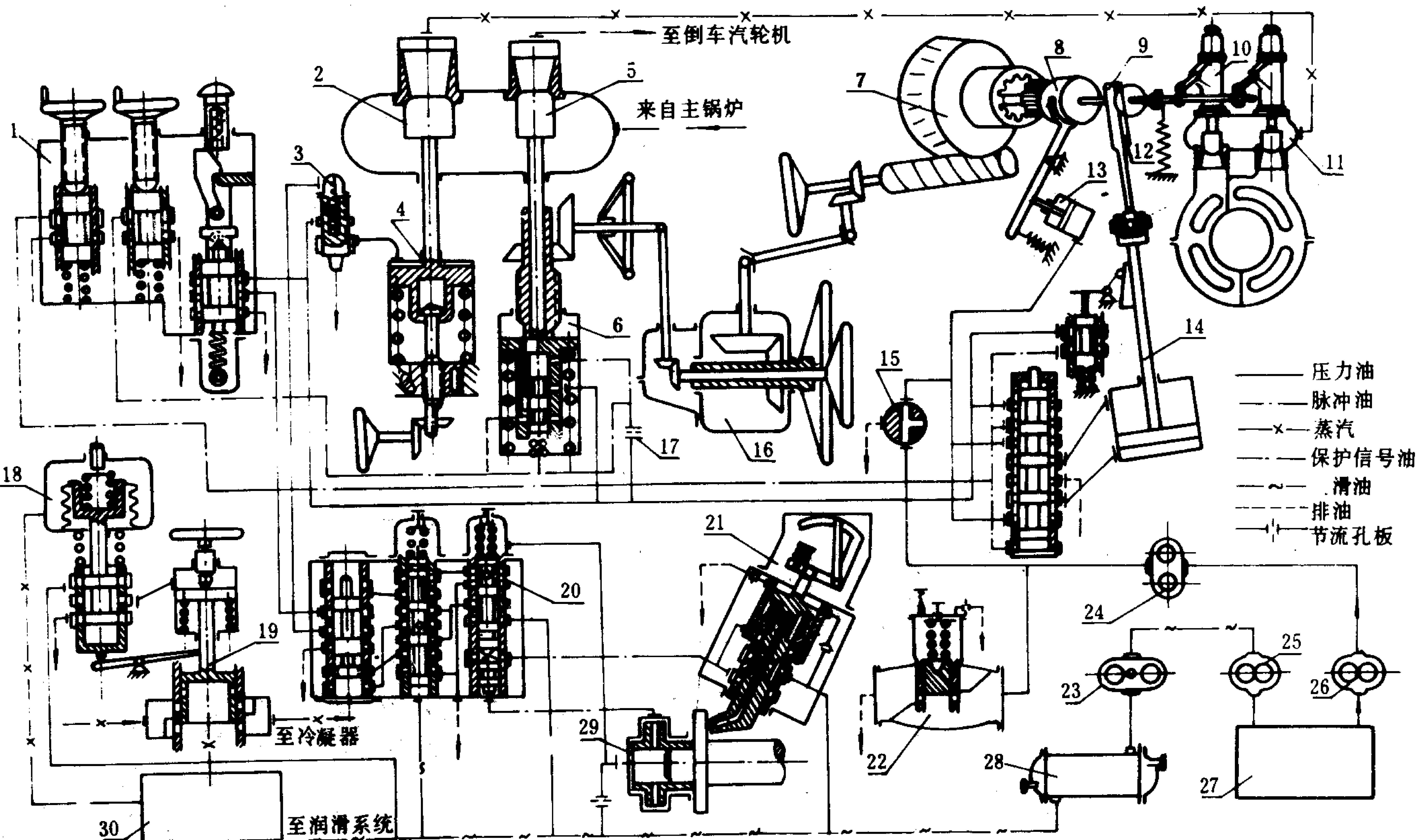


图 4.3.6-32　某舰用汽轮机控制系统

1-控制箱；2-速闭阀；3-加速阀；4-速闭阀油动机；5-倒车操纵阀；6-倒车操纵阀油动机；7-蜗轮蜗杆装置；8-离合器；9-齿轮齿条装置；10-喷嘴阀；11-阀箱；12-减载弹簧；13-转换油动机；14-正车油动机；15-三通旋塞；16-阀门传动装置；17-节流孔板；18-汽封压力调节器；19-配汽阀；20-压力油截止器；21-轴向位移保安器；22-溢油阀；23-滑油滤器；24-压力油滤器；25-滑油泵；26-压力油泵；27-油箱；28-滑油冷却器；29-测速器；30-平衡箱。

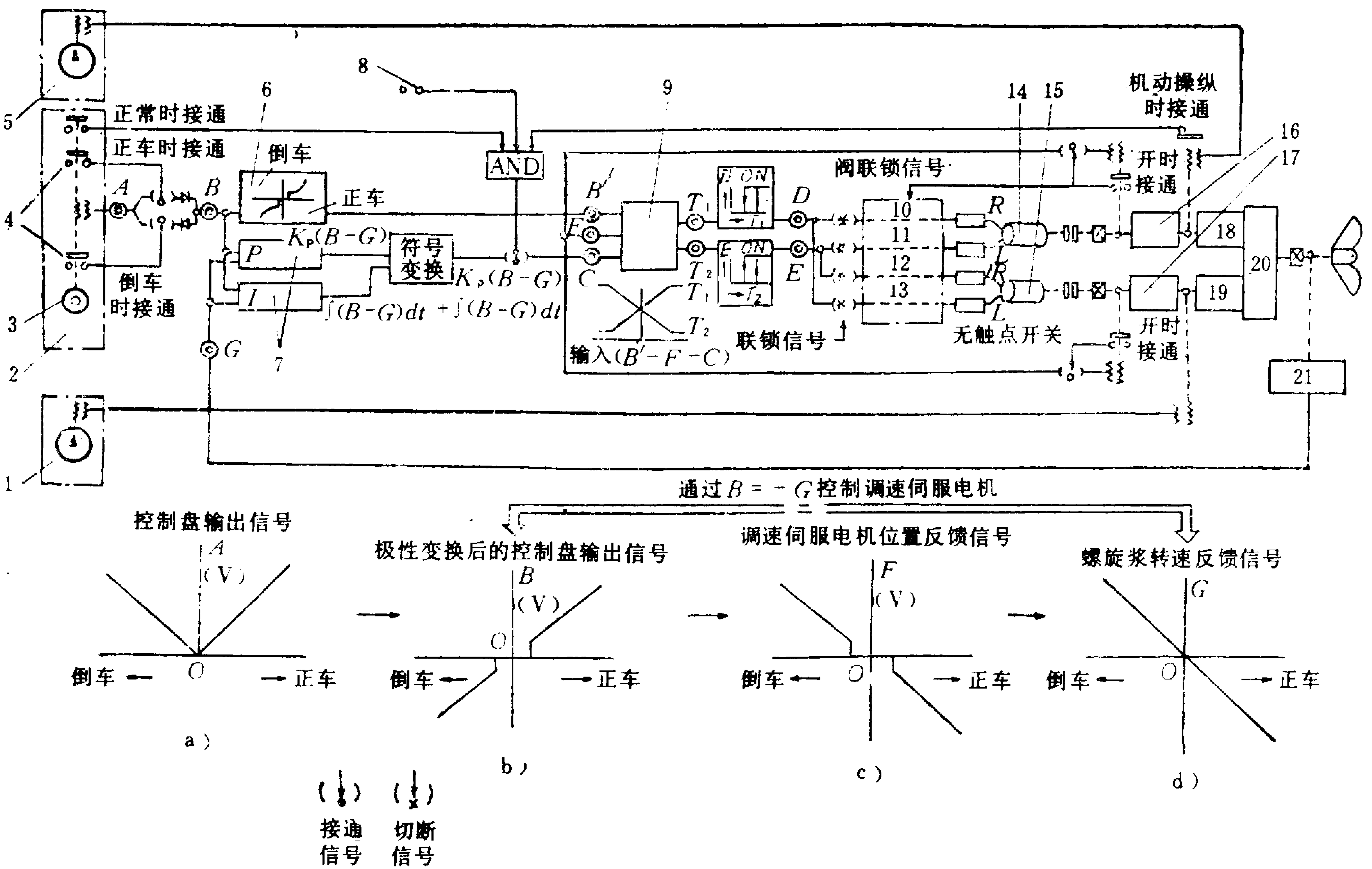


图 4.3.6-33　船舶主汽轮机的遥控系统

1-倒车操纵阀升程指示器；2-操纵台；3-控制盘；4-限位开关；5-正车喷嘴阀升程指示器；6-函数发生器；7-比例-积分调节器；8-转速反馈开关；9-放大器；10-关闭倒车操纵阀时接通；11-开启正车喷嘴阀时接通；12-关闭正车喷嘴阀时接通；13-开启倒车操纵阀时接通；14-正车调速伺服电机；15-倒车调速伺服电机；16-正车油动机；17-倒车油动机；18-正车喷嘴阀；19-倒车操纵阀；20-主汽轮机；21-测速发电机

持稳定。设计时，使积分调节器修正量限定为阀门设定开度的±10%。

4）反馈机构　有转速反馈机构和阀门升程反馈机构两种。螺旋桨转速反馈信号G，如图d)所示。阀门升程反馈信号借助线性自整角机获得，并由正、倒车阀门升程指示器显示，相当于正、倒车调速伺服电机位置的反馈信号F，如图c)所示。当控制盘转到机动操纵区、转速反馈开关接通时，转速反馈与阀门升程反馈信号综合、比较、产生负的信号输入放大器。船舶正常航行时，只用阀门升程反馈来保持阀门开度，以满足航速的要求。

5）放大器　将设定信号与两个反馈信号的差值加以放大，在满足联锁的条件下，使正车或倒车伺服电机转动。

6）配汽机构　它由正车喷嘴阀、倒车操纵阀和传动机构组成。调速伺服电机通过蜗轮蜗杆、油动机，分别控制正、倒车阀门的开度。

6.4.2.2　遥控系统的工作过程

图4.3.6-34所示为船舶主汽轮机的转速控制过程。转速控制盘给系统输入设定信号n_g，n_g经函数发生器后变成阀门升程设定信号φ_0并输入放大器。放大器是由可控硅开关、调速伺服电机和线性自整角机组成的ON-OFF式电动伺服机构。放大器输出位移信号x，与修正后的阀门升程信号成正比。位移信号x经过操纵系统转变成阀门升程信号φ，控制主汽轮机进汽量。另一方面，Δn（n_f与n_g的偏差值）的积分输出量$\Delta n'$与φ_0相加，修正后的阀门升程输出量为φ_1，可限制阀门升程的过度变化和转速较大的波动。在放大器中，$\Delta n'$与$\Delta\varphi$比较时正车相减、倒车相加，比较得到的综合量与φ_0之偏差信号再进行放大，使伺服电机转动，改变阀

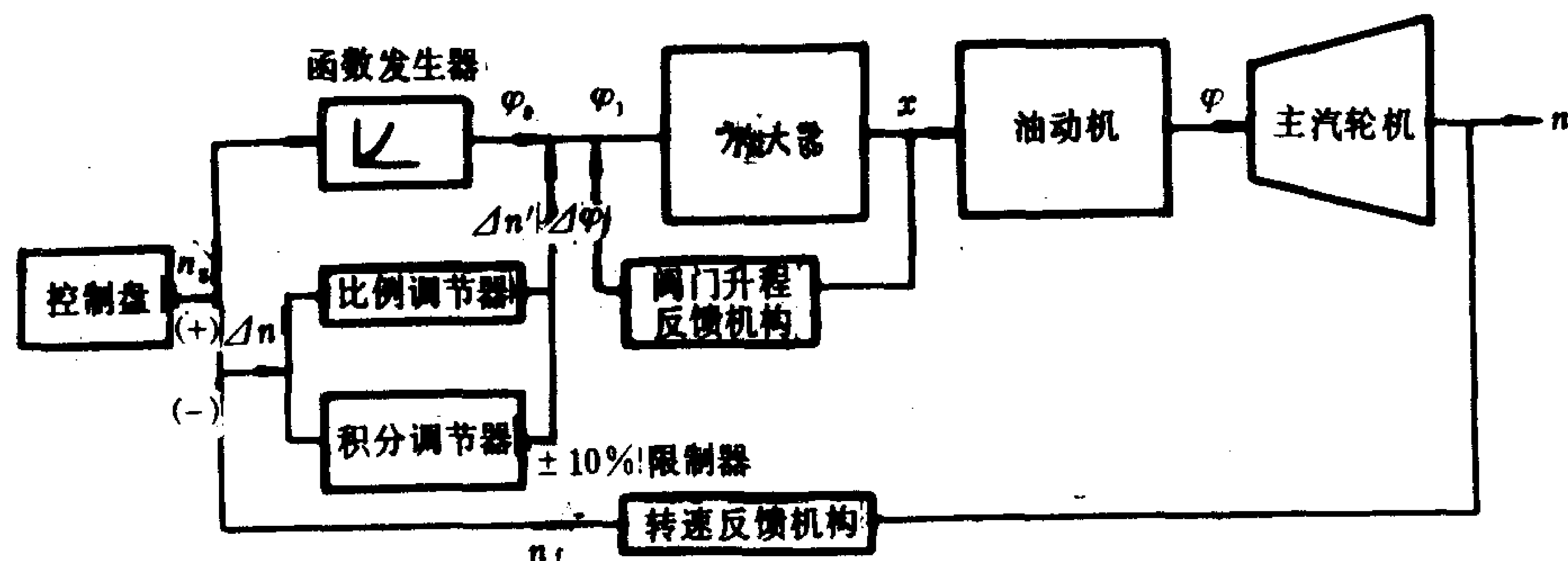


图4.3.6-34　船舶主汽轮机转速控制系统方框图

门升程直至转速达到设定值n_g。

操纵系统是控制系统的一个组成部分，它的工作过程如图4.3.6-35所示。当正车或倒车伺服电机转动时，经蜗轮蜗杆减速，使导块沿螺杆上下移动，同时带动控制阀也上下移动，改变控制油路，正车或倒车阀门油动机活塞移动，开、关正车或倒车阀门及改变它们的开度。

6.4.2.3　遥控系统的阀

主汽轮机运行时，有关阀随主机工况的不同自动改变其开度，这些阀有：

1）汽封蒸汽阀　气动薄膜阀控制汽封系统平衡箱内蒸汽压力在103～105 kPa（绝对）范围内。

2）凝水再循环阀　气动薄膜阀维持冷凝器凝水水位恒定。当主汽轮机低负荷运行时，根据喷嘴阀位置使限位开关动作，打开该阀，让凝水再循环流动。

3）倒车隔离阀　机动操纵时，油动机断油使该阀全开；当检测出正车喷嘴阀开度超过

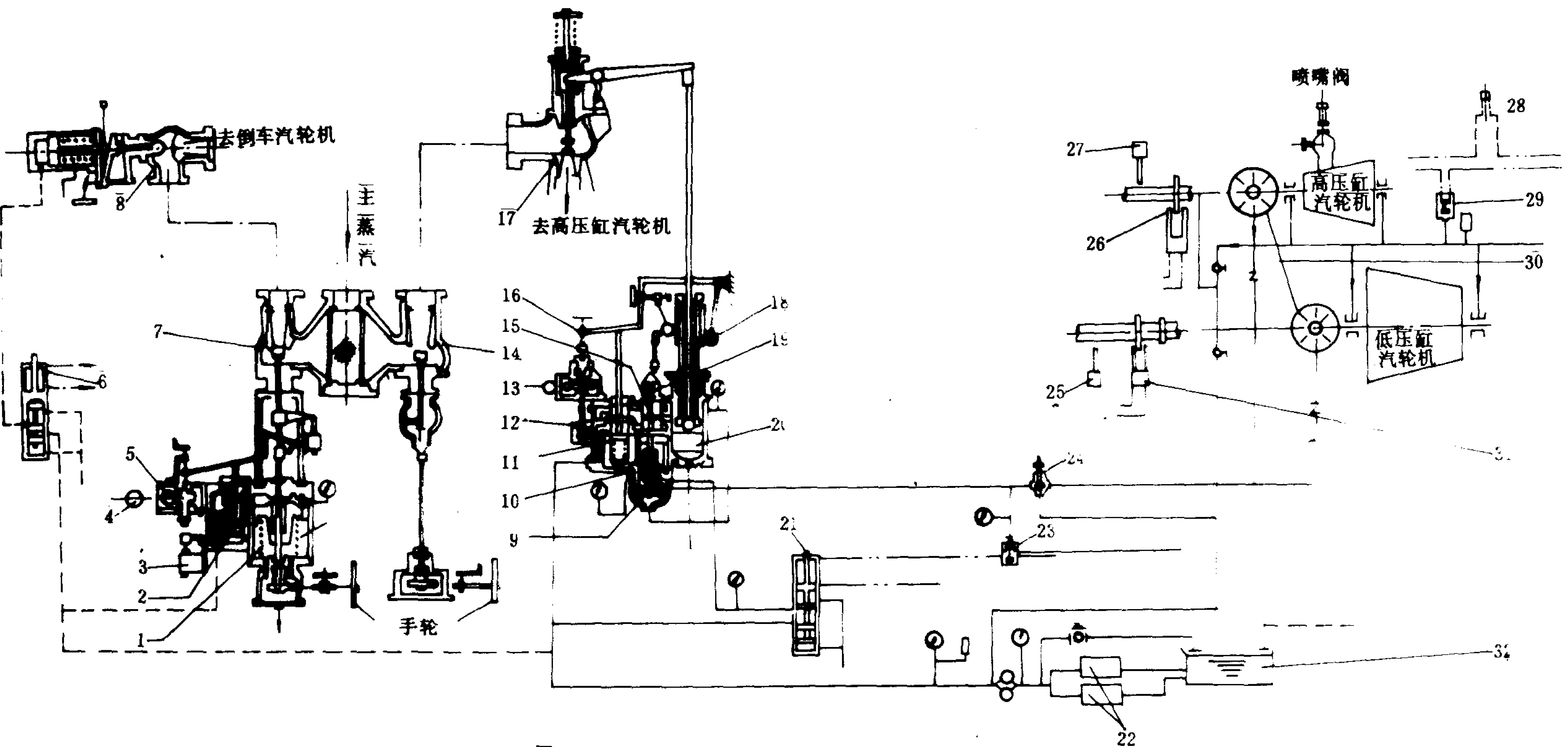


图 4.3.6-35　操纵系统的工作过程

1-倒车操纵阀油动机；2、11-控制阀；3、12-线性自整角机；4-倒车调速伺服电机；5-蜗轮蜗杆；6-倒车磁力断路器；7-倒车操纵阀；8-倒车隔离阀；9-超速保安器；10-应急断油继动器；13-正车调速伺服电机；14-正车操纵阀；15-应急断油阀；16-导块；17-正车喷嘴阀；18-凸轮；19-超速保安器调节螺母；20-喷嘴阀油动机；21-正车磁力断路器；22-控制油泵；23-超速飞车检测压力开关；24-超速飞车检验阀；25-低压缸汽轮机振动传感器；26-高压缸汽轮机轴向位移保安器；27-高压缸汽轮机振动传感器；28-手动停机开关；29-滑油低压检测开关；30-脉冲油泵；31-低压缸汽轮机轴向位移保安器；32-控制油循环柜

预定值时，油路接通使该阀自动关闭。

4）疏水阀　机动操纵时，根据与倒车隔离阀相同的信号，使气动活塞断气，疏水阀全开。正常运行时，疏水阀自动关闭。

5）抽汽阀　通过检测正车喷嘴阀升程，进行自动启、闭。

6）倒车喷水阀　当检测出倒车操纵阀开启时，气动活塞将此阀打开，降低低压缸排汽室温度。

6.4.2.4　自动保护装置的组成

1）通用自动保护装置，该装置如表 4.3.6-3 所示。

表 4.3.6-3　　通用自动保护装置

作用	项　目	正常值	动作值	工作范围		能否	检测装置	复位方法及其它
				正车	正倒车	取消		
维持原来状态	1. 控制电源中断	——			0	×		
	2. 遥控不正常	——	——		0	×		
自动减速	1. 主锅炉高水位	——	+130 mm		0	×	气动差压开关	水位复位后自动复位
	2. 新蒸汽低压力	6 MPa（表压）	5 MPa（表压）		0	×	蒸汽压力开关	汽压恢复正常后自动复位
	3. 主汽轮机超速	——	107% n_n	0		×	限速调节器油压继动器	转速恢复正常后自动复位
紧急停机	1. 主汽轮机超速	——	110% n_n	0		×	限速调节器压力开关	
	2. 转子轴向位移过量	——	高压缸向后移动 0.5 mm	0		×	电磁式轴向位移保安器	
		——	低压缸向前移动 0.5 mm	0		×	电磁式轴向位移保安器	
	3. 滑油低压力	80～100 kPa（表压）	50 kPa（表压）	0		×	压力开关	
	4. 主冷凝器内低真空	5 kPa（绝对）	33.5 kPa（绝对）	0		×	压力开关	
	5. 主汽轮机转子振动明显	——	高压缸 125 μm	0		×	装在高压缸首端的振动仪	
		——	低压缸 125 μm	0		×	装在低压缸尾端的振动仪	
	6. 主锅炉脱扣	——	——			×		关闭二台锅炉燃油切断阀
	7. 主锅炉熄火	——	——		0	×		
	8. 盘车机构与主汽轮机轴未脱开	——	——		0	×	机械式压力开关	
	9. 手动停机	——	——	0		×		由驾驶室或控制室进行

2）限速自动保护　当汽轮机转速升高至 104%～107% n_n时，进行限速保护。这时，低压缸转子端部脉冲油泵（参见图 4.3.6-35）的出口油压，使超速保安器活塞和应急断油继动器向上移动，油动机上部空间排油，关小喷嘴阀。当汽轮机转速恢复正常范围时，超速保安器活塞等复位，喷嘴阀开度又恢复至原来状态。

3）自动暖机　把控制盘转到停机位置，当低压缸第一级大齿轮转速降至低于 1 r/min 时，合上自动暖机开关，按照预定的程序进行自动暖机。

4）自动联锁保护　从控制盘至调速伺服电机间，设置多种联锁，起自动保护作用。

5）遥控系统工作状态的检验和调整　系统内设有摸拟板以及故障检查机构回路。船舶开航前，用便携式检验仪器检查和调整系统的工作。

6.4.3　船舶汽轮发电机组自动控制系统

图 4.3.6-36 所示是采用液压调速器的船舶汽轮发电机组自动控制系统。汽轮机在额定转速下运行时，压力变换器中波纹管膜片上的脉冲油压作用力与弹簧和波纹管张力相平衡。汽轮机转速变化时，力的平衡状态被破坏，使控制板右端升高或降低，引起滑阀和油动机活塞移动、改变调节阀开度。同时，通过反馈锥进行套筒反馈，使转速恢复额定值。系统的转速不等率为±5%。

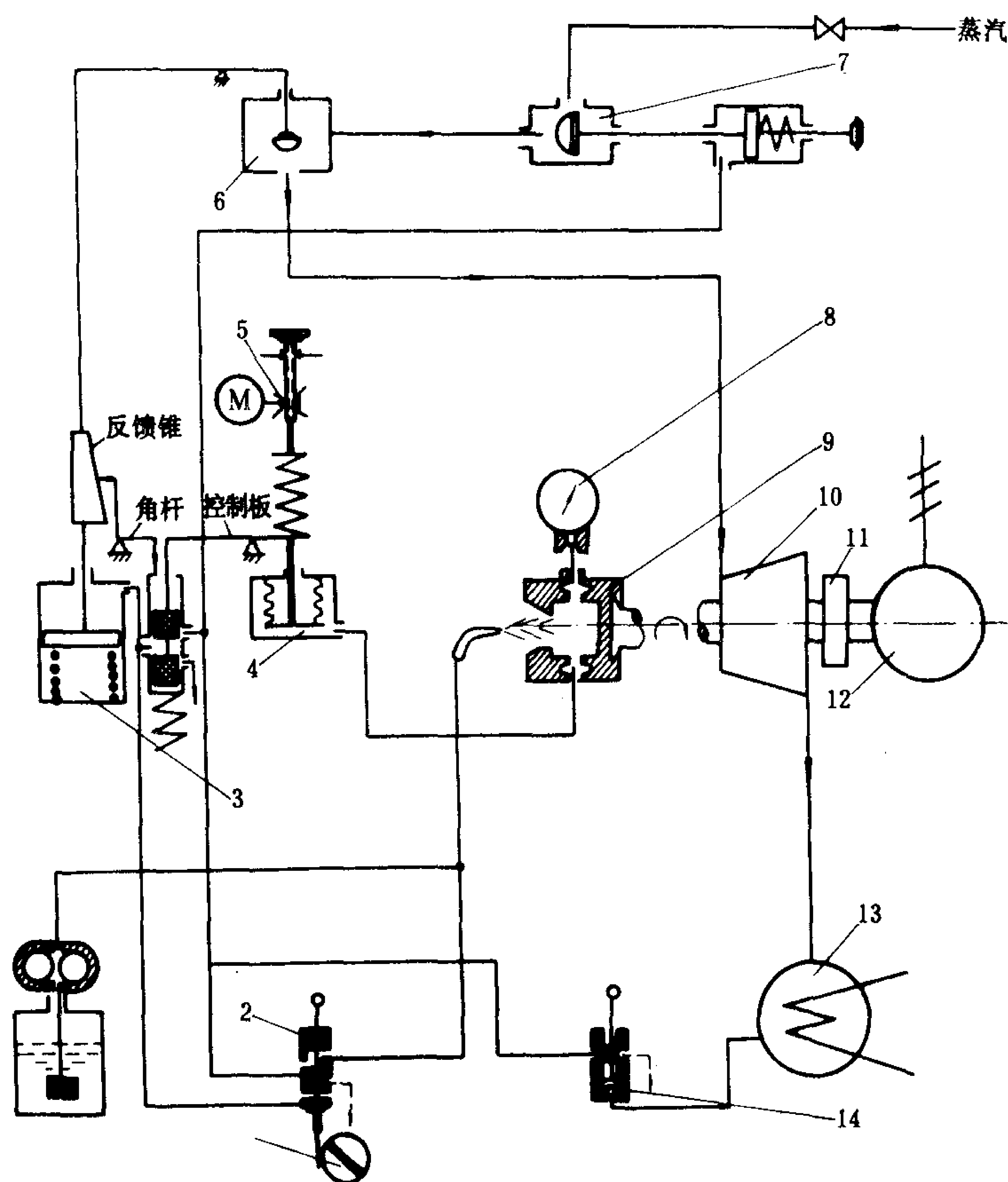


图 4.3.6-36　船舶汽轮发电机组自动控制系统

1-飞锤式超速保安器；2-超速保安器滑阀；3-油动机；4-波纹管式压力变换器；5-同步器；6-调节阀；7-速闭阀；8-转速表；9-脉冲油泵；10-汽轮机；11-减速齿轮；12-发电机；13-冷凝器；14-冷凝器低真空保安器

自动保护系统设有：

（1）飞锤式超速保安器　在转速超过（1.1～1.12）n_n时动作；

（2）低真空保安器　在冷凝器压力升高到 30～40 kPa（绝对）时动作，使汽轮机停机。试验时应缓慢降低真空，达到规定数值时保安器不动作，需停机检查和清洗低真空保安器；

（3）油压油温报警器　压力油与润滑系统中设有低油压报警器；滑油冷却器后及主要轴承处设有高温报警器；

（4）手动紧急按组　手动按下超速保安器滑阀手柄，可以实现紧急停机。

6.4.4　汽轮货油泵自动控制系统

图 4.3.6-37 所示汽轮货油泵自动控制系统。转动调速器手轮，或将气动遥控开关转到遥控位置，使压缩空气进入波纹管中，都可改变弹簧预紧力，使转速设定值在（100%～60%）n_n范围内变动。当其一个保护装置动作时，调节阀迅速关闭。

自动保护系统中设有：超速和轴向位移保安器，它们分别在（113%～115%）n_n和转子轴

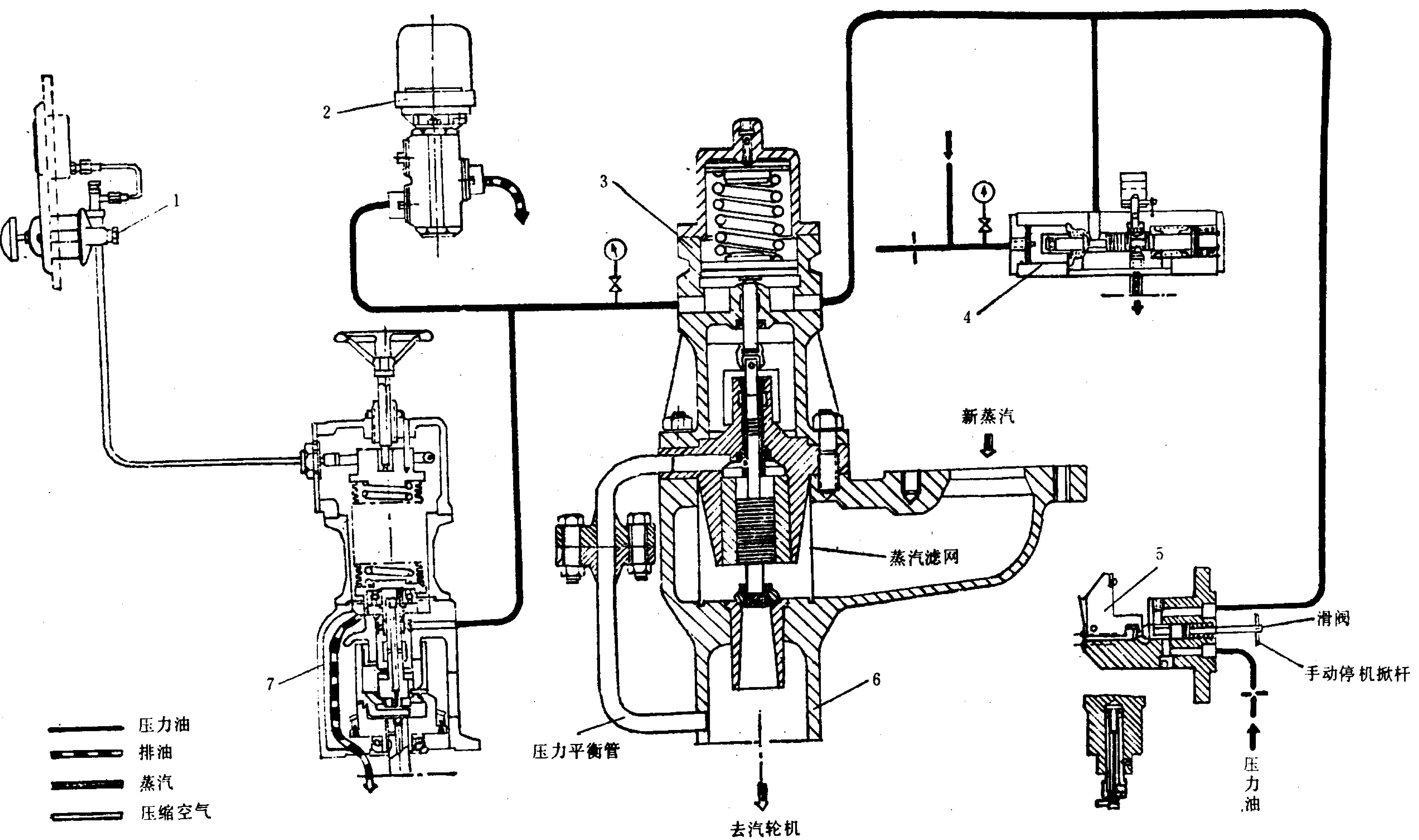


图 4.3.6-37　汽轮货油泵自动控制系统

1-气动遥控开关；2-磁力断路油门；3-调节阀（速闭阀）油动机；4-低油压和低真空保安器；5-超速和轴向位移保安器；6-调节阀（速闭阀）7-调速器；

向位移 1 mm时动作；低油压和低真空保安器，它们分别在滑油压力小于 80 kPa（表压）和冷凝器压力大于 80 kPa（绝对）时动作；手动紧急停机，通过磁力断路油门和上述两个保安器掀扣来实现停机。起动汽轮机时，一定要使它们都复位。

汽轮货油泵可利用机旁操纵盘或甲板装卸控制室操纵盘上的按纽来进行暖机、运行、变速和停机。货油泵的运行状态都在甲板装卸控制室进行监视。汽轮货油泵采用自动变速控制，即检测泵的吸入压力，控制调节阀开度，防止汽轮机超速。

第 7 章　船舶汽轮机的变工况运行

汽轮机按给定的蒸汽流量(或功率)、蒸汽初、终参数和转速等设计，当在设计参数下运行时，称为汽轮机的设计工况或额定工况。但是，船舶航行状态的变化，使舰、船汽轮机在偏离设计参数的情况下运行，称为汽轮机的变工况。

研究汽轮机变工况运行时，其结构尺寸是既定的。

1　汽轮机级的变工况

1.1　喷嘴在变工况下的工作

1.1.1　喷嘴的通流特性

喷嘴前、后的蒸汽参数变化时，流过喷嘴的蒸汽流量的变化规律，称为喷嘴的通流特性。

1.1.1.1　收缩喷嘴的通流特性

当喷嘴后压力p_1高于临界压力p_{cr}时，流经喷嘴的蒸汽流量等于：

$$G=A_n\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_0^*}{v_0^*}\left[\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{2/k}-\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}\quad \text{kg/s}\qquad(4.3.7\text{-}1)$$

从式中看出，对于既定尺寸的喷嘴，在保持p_0^*、v_0^*不变时，则 $G=f\ (p_1)$ 关系示于图4.3.7-1的BC段。当$p_1\leq p_{cr}$时，流经喷嘴的蒸汽流量维持G_{cr}值不变，如图中B点和BA段所示。临界流量G_{cr}等于：

$$G_{cr}=A_n\sqrt{k\ \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\frac{p_0^*}{v_0^*}}\quad \text{kg/s}\qquad(4.3.7\text{-}2)$$

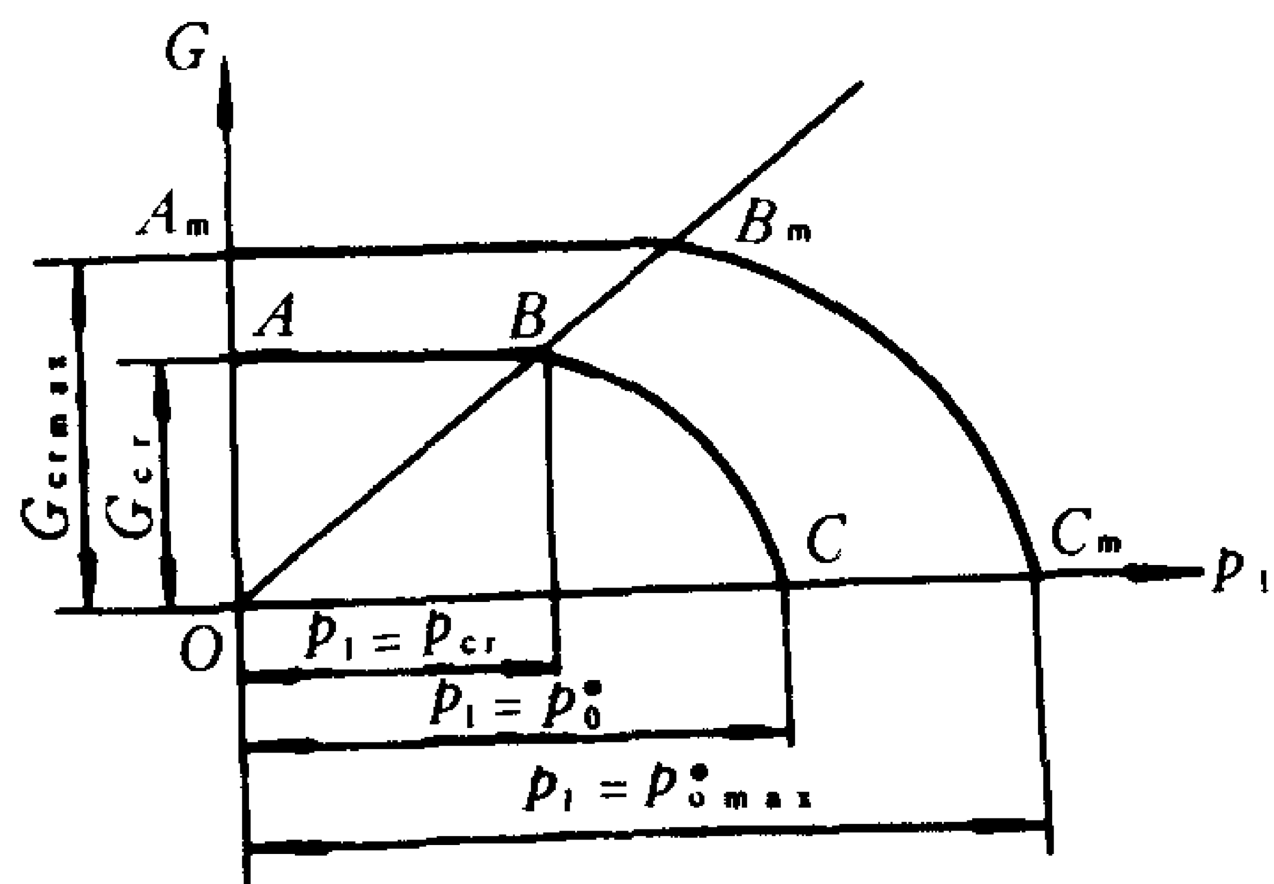


图 4.3.7-1　收缩喷嘴的通流特性曲线

从式中看出，对于既定尺寸的喷嘴，G_{cr}值只与p_0^*和v_0^*有关，而与p_1无关。当喷嘴前蒸汽压力达到p_{0max}^*时，相应的最大临界流量为G_{crmax}。

如果工况变化前、后均为临界工况，其临界流量关系为：

$$\frac{G_{cr}}{G_{crmax}}=\frac{p_0^*}{p_{0max}^*}\sqrt{\frac{T_{0max}^*}{T_0^*}}\qquad(4.3.7\text{-}3)$$

图 4.3.7-1 中 $C_mB_mA_m$ 曲线是在p_{0max}^*、v_{0max}^*保持不变时，收缩喷嘴的通流特性曲线。选取不同的p_0^*、v_0^*值，则有其相对应的一组通流特性曲线。

汽轮机工况变化时，喷嘴前、后蒸汽参数都会发生变化，经过喷嘴的相对流量为：

$$\left(\frac{G}{G_{crmax}}\right)^2=\left[\left(\frac{p_0^*}{p_{0max}^*}\right)^2-\frac{1}{(1-\beta_{cr})^2}\left(\frac{p_1}{p_{0max}^*}-\beta_{cr}\frac{p_0^*}{p_{0max}^*}\right)^2\right]\frac{T_{0max}^*}{T_0^*}\qquad(4.3.7\text{-}4)$$

式中：$\beta_{cr}=\dfrac{p_{cr}}{p_0^*}$——收缩喷嘴的临界压力比。

将式（4.3.7-4）中初温变化略去不计，其$\frac{G}{G_{crmax}}$、$\frac{p_0^*}{p_{0max}^*}$和$\frac{p_1}{p_{0max}^*}$之间的关系，绘制成图 4.3.7-2 所示收缩喷嘴的通统特性曲线网图，可简化喷嘴的变工况计算。

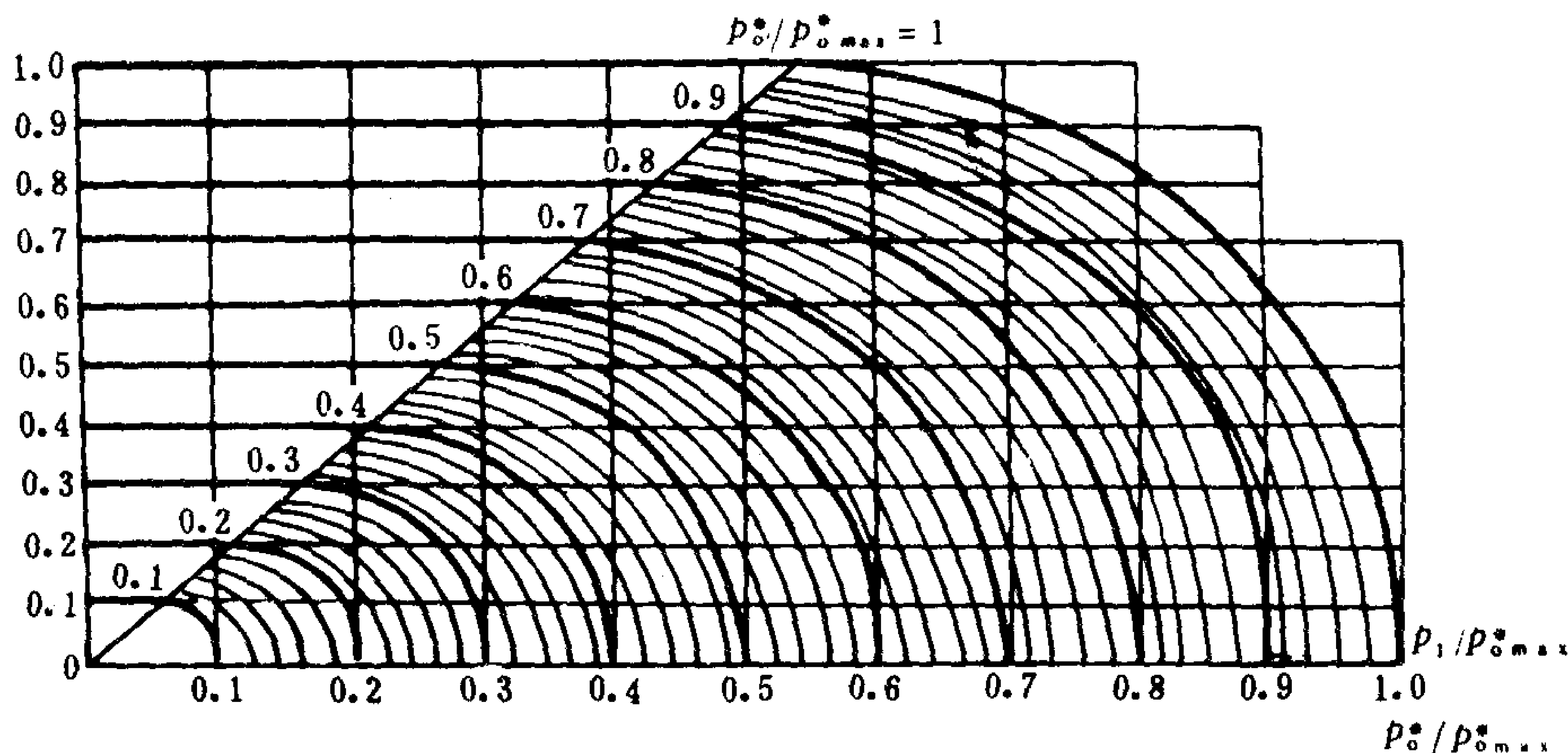


图 4.3.7-2 收缩喷嘴的通流特性曲线网图

1.1.1.2 缩放喷嘴的通流特性

缩放喷嘴的G_{cr}由特征压力比$\beta_{1cr}=\frac{p_{1cr}}{p_0^*}$来决定，$\beta_{1cr}$值等于：

$$\beta_{1cr}=\beta_{cr}+(1-\beta_{cr})\cdot\sqrt{1-\left(\frac{A_{cr}}{A_n}\right)^2} \tag{4.3.7-5}$$

式中：A_{cr}、A_n——分别为缩放喷嘴的喉部及出口截面总面积，m^2。

当压力比$\beta_1=\frac{p_1}{p_0^*}\leq\beta_{1cr}$时，蒸汽流量保持$G_{cr}$值不变，其值等于：

$$G_{cr}=A_n\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_0^*}{v_0^*}\left[\beta_{1cr}{}^{\frac{2}{k}}-\beta_{1cr}{}^{\frac{k+1}{k}}\right]}\quad \text{kg/s} \tag{4.3.7-6}$$

当$\beta_1>\beta_{1cr}$时，蒸汽流量G等于：

$$G=G_{cr}\sqrt{1-\left(\frac{\beta_1-\beta_{1cr}}{1-\beta_{1cr}}\right)^2} \tag{4.3.7-7}$$

当p_0^*、v_0^*和p_1同时改变时，流经缩放喷嘴的蒸汽流量相对值为：

$$\left(\frac{G}{G_{crmax}}\right)^2=\left[\left(\frac{p_0^*}{p_{0max}^*}\right)^2-\frac{1}{(1-\beta_{1cr})^2}\left(\frac{p_1}{p_{0max}^*}-\beta_{1cr}\frac{p_0^*}{p_{0max}^*}\right)^2\right]\frac{T_{0max}^*}{T_0^*} \tag{4.3.7-8}$$

因为各缩放喷嘴的A_{cr}/A_n不同，使特征压力比不同，故缩放喷嘴没有通用的流量特性曲线网图。

1.1.2 变工况下蒸汽在喷嘴中的流动

喷嘴以某一安装角固定在汽缸或隔板内，在喷嘴出口截面xy之后有一个称为斜切口的xyz部分，yz称为喷嘴出口端面。

1.1.2.1 在收缩喷嘴中的流动

这种流动情况，如图 4.3.7-3 a)所示。假定变工况时p_0^*、v_0^*保持不变，背压p_1变化时收缩喷嘴的工作情况如表 4.3.7-1 所示。

$$Q=\frac{1.1q_s}{17.3\times1.163\times10^{-3}\Delta t}\quad m^3/min \qquad (7.5.2—4)$$

式中：Q——所需送风量，m^3/min；

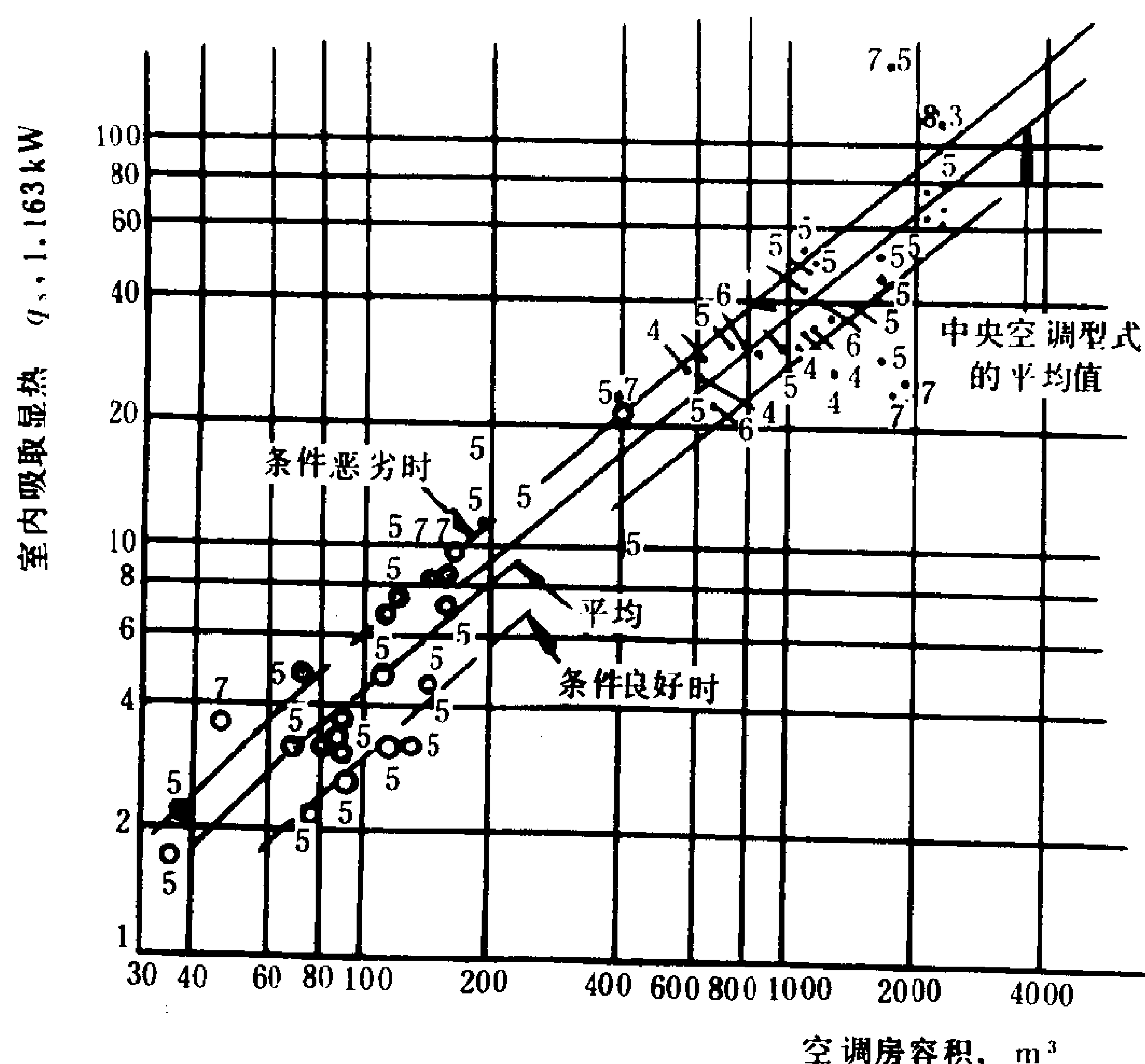


图 7.5.2—50 空调房容积与室内吸取的显热关系曲线

•——中央空调型式； °——个别空调型式；

5—室内与外界大气的温差，℃

q_s ——室内取得的显热，kW；

Δt ——送风温差，℃；

$17.3——\frac{空气比热(0.24)}{空气比容(0.83)}\times60$

应用例举：

当 $q_s=6.6\times11.63$ kW，$\Delta t=14$℃时，则 $V=300m^3/min$。

5）根据 Q、Δt 和新风比 m 确是所求的冷负荷 q_c。

q_c 可用图 7.5.2—52 推算。

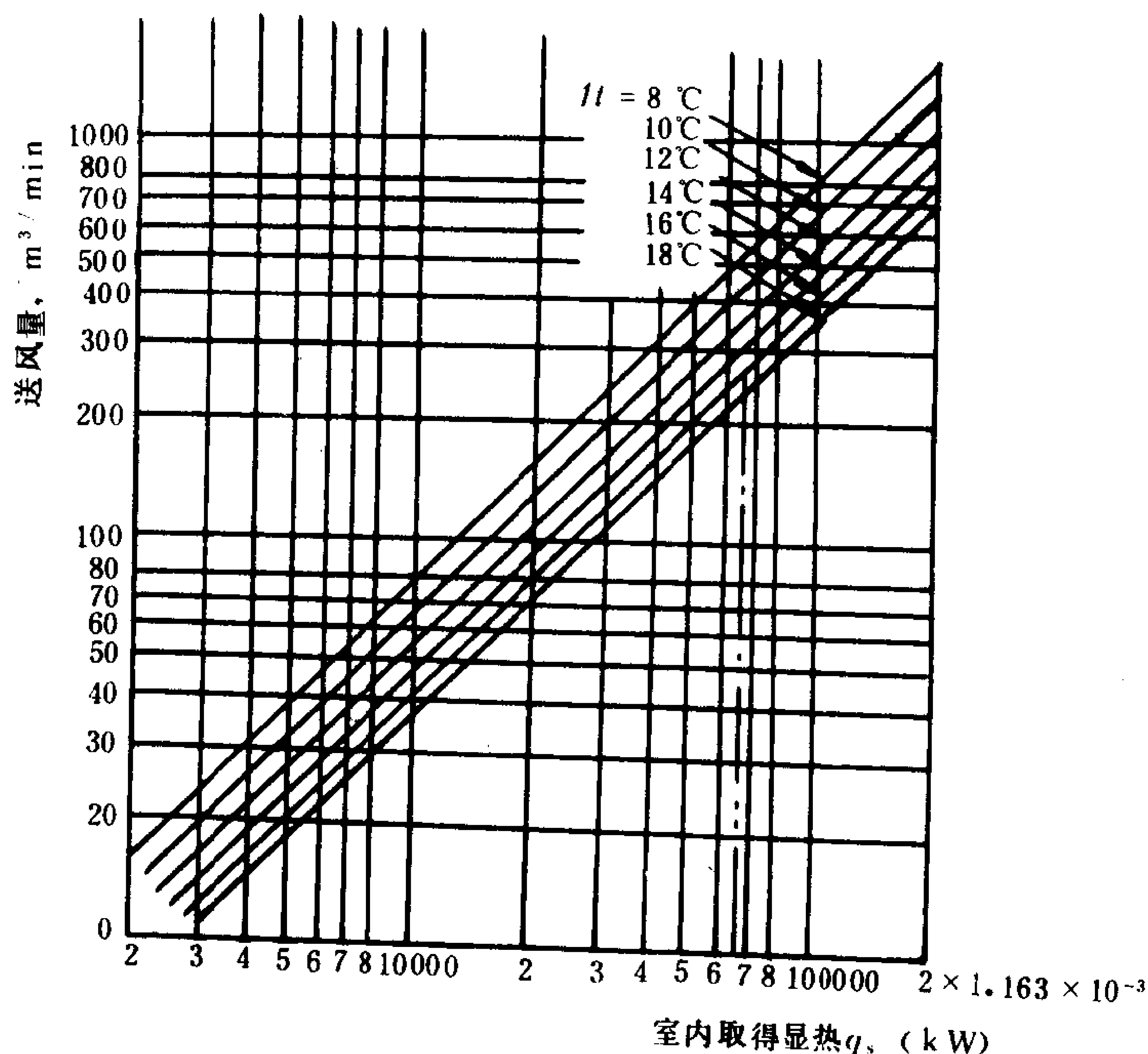
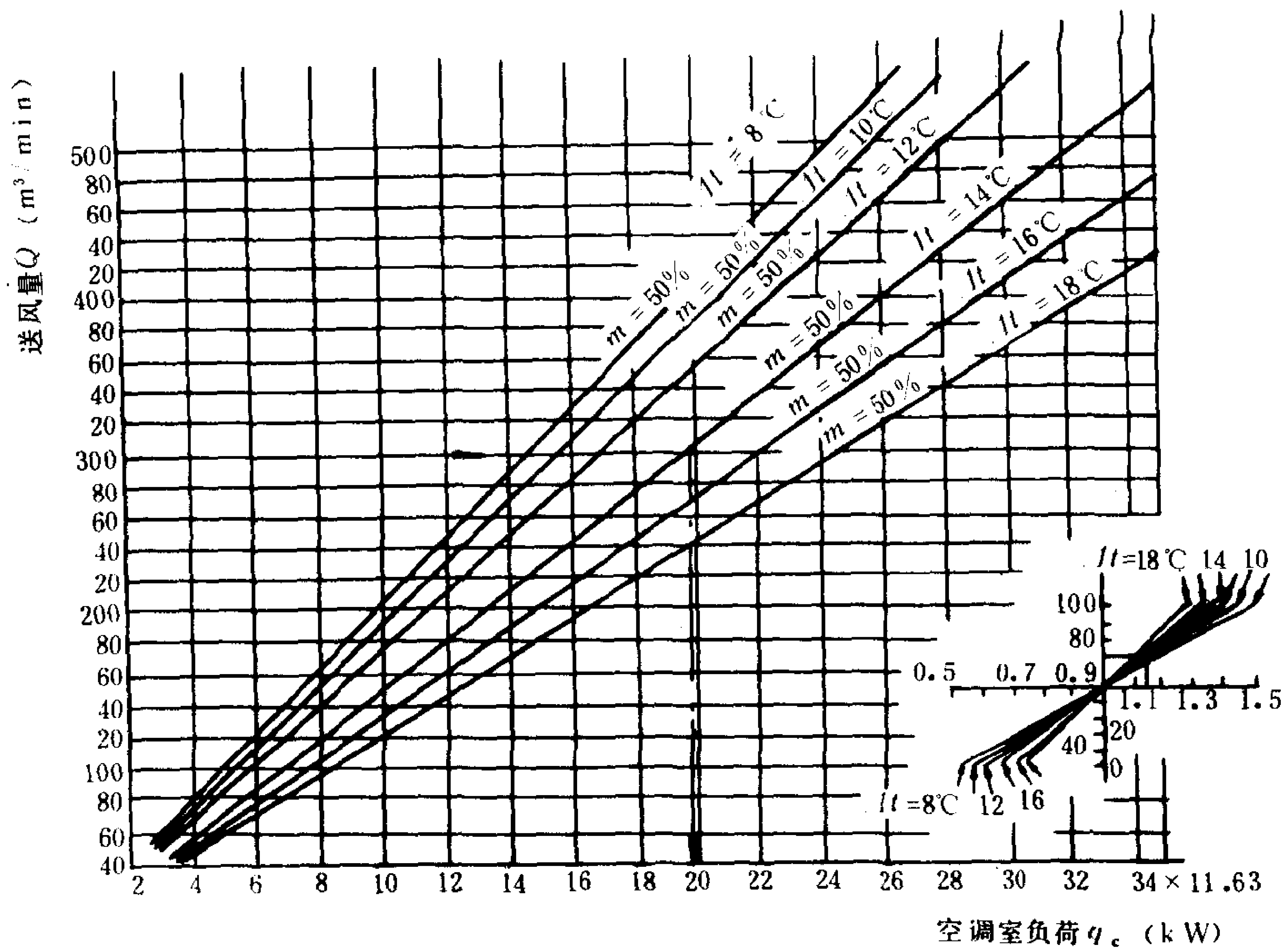
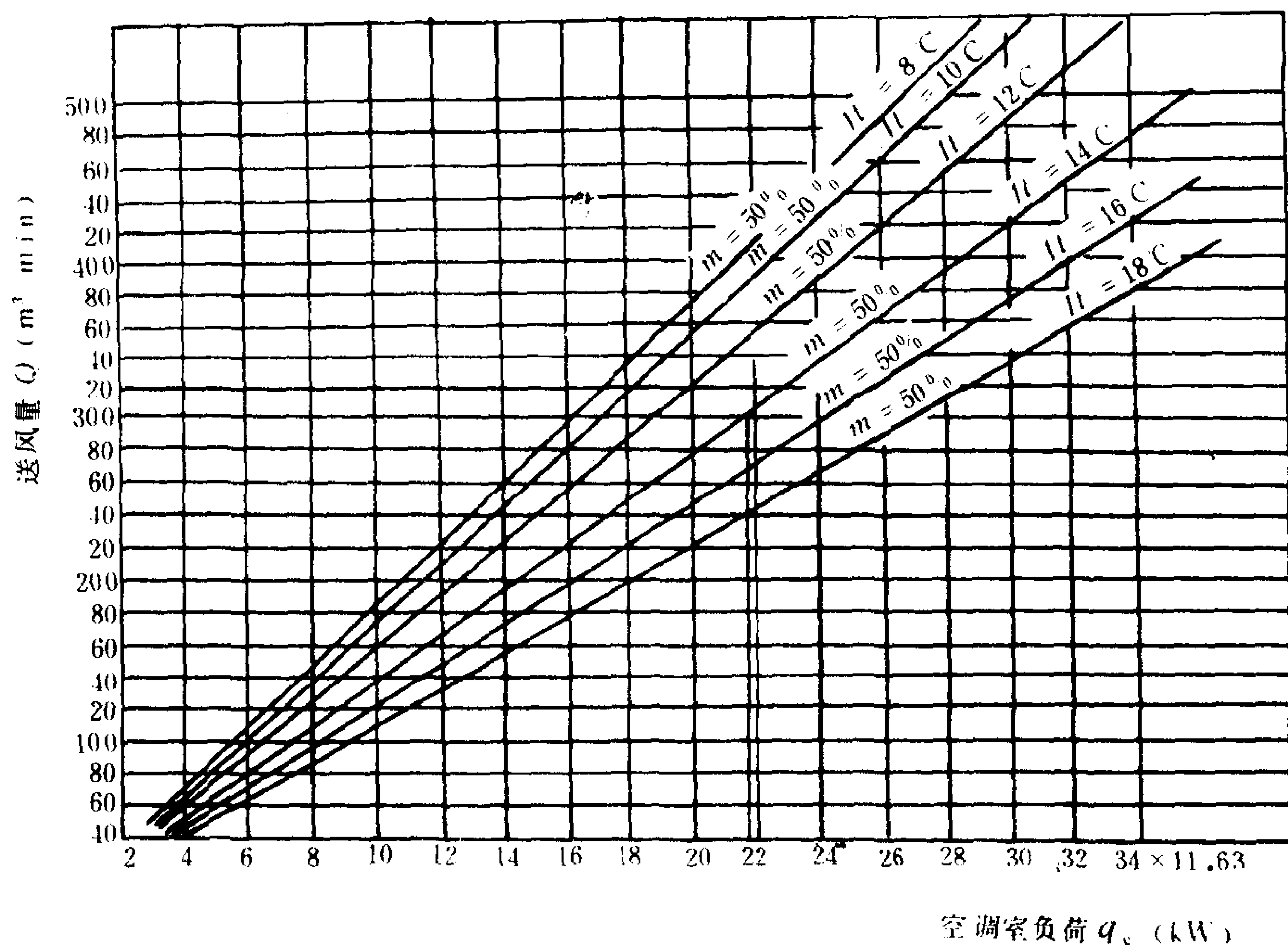


图 7.5.2—51 送风量与吸取显热的关系曲线



a）



b）

图7.5.2 52 空调室负荷计算曲线

a)外界气温32℃,相对湿度70%、室内温度27℃,相对湿度50%；

b)外界气温35℃,相对湿度70%,室内温度30℃、相对湿度50%(k的求取同a)图)

m—外界新风吸入量之比;Δt—送风温差;k—新风吸入量比m与图中标定值不同时的修正系数

(2)额定工况和变工况时，蒸汽在级的喷嘴或动叶栅通道中均未达到临界状态时，蒸汽流量变化与级前、后参数有关，它的表达式为：

$$\frac{G}{G_n}=\sqrt{\frac{p_0^2-p_2^2}{p_{0n}^2-p_{2n}^2}}\cdot\sqrt{\frac{T_{0n}}{T_0}} \qquad (4.3.7\text{-}12)$$

(3)当在一种工况下蒸汽在级中达到临界状态，而在另一种工况下未达到临界状态时，必须先求出产生临界流量的特定工况，再按照是否达到临界状态而采用相应的公式分别进行计算。在研究舰、船主汽轮机调节级、末级和倒车级的变工况时，有时会遇到这种情况。

1.2.2 汽轮机级反动度的变化

1.2.2.1 变工况下级速度比的变化

级的滞止等熵焓降Δh_a^*等于：

$$\Delta h_a^*=\frac{k}{k-1}RT_0^*\left[1-\left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]\times 10^{-3} \quad \text{kJ/kg} \qquad (4.3.7\text{-}13)$$

工况变化时，T_0^*变化不大，则Δh_a^*的大小主要取决于压力比$\frac{p_2}{p_0^*}$的变化。但是，Δh_a^*变化引起蒸汽流出喷嘴的速度c_1发生变化，汽轮机转速也同时发生变化。综合上述影响，变工况下级的速度比u/c_1可能增大或减小，也可能保持不变，视具体情况而定。

1.2.2.2 变工况下级反动度的变化

蒸汽流量改变时，引起级的压力比和速度比变化，使得级的等熵焓降在喷嘴和动叶栅通道中的分配也发生变化，即级的反动度变化。应该指出，由于制造和检修造成的误差，使喷嘴和动叶尺寸与设计值不符合，加之工作后级的通流部分积垢等，使喷嘴与动叶栅的出口面积比发生变化，也会引起级的反动度变化。

变工况时级的反动度变化，将引起级的损失、效率和工作过程发生改变，轴向推力和动叶强度等也发生相应的改变。所以，较精确地确定级反动度的数值，是级变工况计算和强度校核的基础。

假设通过喷嘴和动叶栅通道的蒸汽流量相等，根据连续方程建立平均直径处反动度ρ的理论值与级的热力参数和结构参数间关系的数学表达式。

当级内汽流速度尚未达到临界速度时，其表达式为：

$$f=\frac{A_b}{A_n}=\frac{\left\{1+\rho\left[\left(\frac{1}{\beta}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]\right\}^{\frac{1}{k-1}+(1-\phi^2)}}{\frac{\psi}{\varphi}\sqrt{\frac{\rho}{1-\rho}+\varphi^2-2\varphi\frac{x\cos\alpha_1}{\sqrt{1-\rho}}+\frac{x^2}{1-\rho}}} \qquad (4.3.7\text{-}14)$$

当级的喷嘴中汽流速度达到临界速度时，其表达式为：

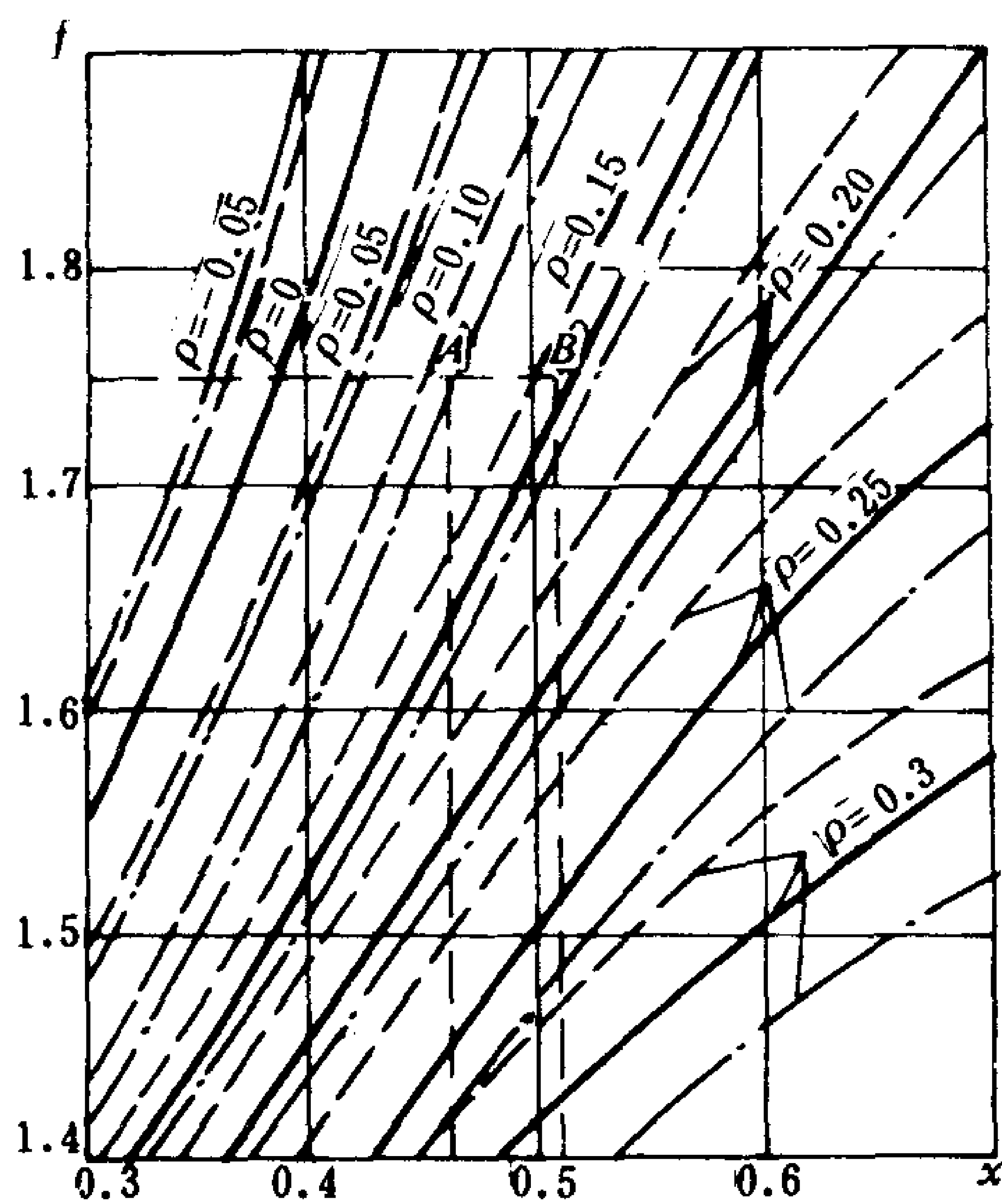
$$f=\frac{A_b}{A_n}=\frac{\left\{1+\rho\left[\left(\frac{1}{\beta}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]\right\}^{\frac{1}{k-1}+(1+\varphi^2)}}{\frac{\psi}{\varphi}\sqrt{\frac{\rho}{1-\rho}+\varphi^2-2\varphi\frac{x\cos\alpha_1}{\sqrt{1-\rho}}+\frac{x^2}{1-\rho}}}\cdot\frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)\sqrt{\frac{k-1}{k+1}}}{\left[\rho+\beta^{\frac{k-1}{k}}(1-\rho)\right]^{\frac{1}{k-1}}\sqrt{(1-\rho)(1-\beta^{\frac{k-1}{k}})}} \qquad (4.3.7\text{-}15)$$

式中：　　$x=\frac{v}{C_a}$——级的假想速度比；

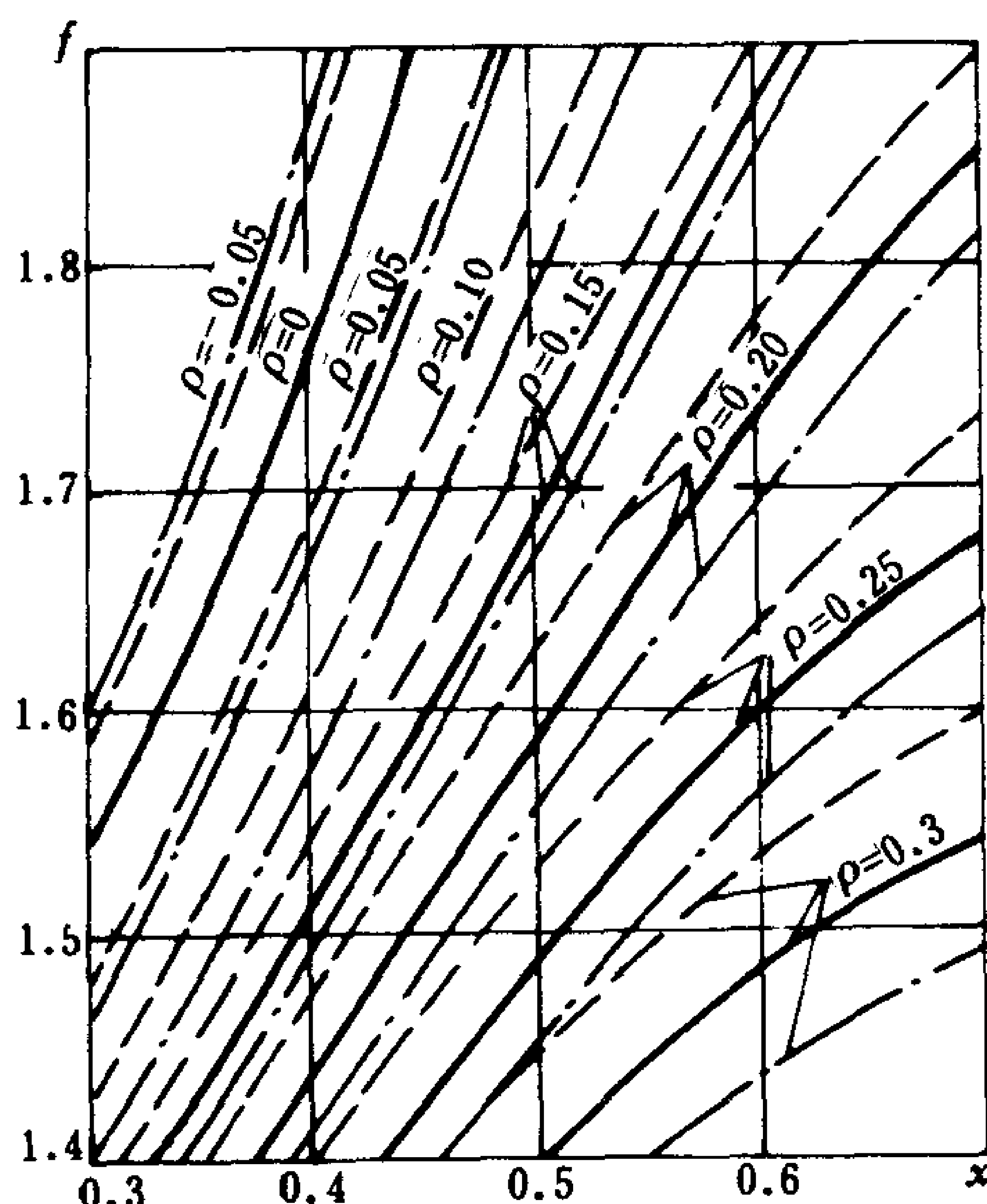
$c_a=\sqrt{2\cdot \Delta ha^{*}\times 10^{3}}$——级的假想速度，m/s；

$\beta=p_2/p_0^{*}$——级的压力比。

式（4.3.7-14）或式（4.3.7-15）所示的理论反动度ρ与级的速度比x、级的压力比β和面积比f之间的相互关系，如图4.3.7-4所示。作图时取$\varphi=0.97$，而ψ按不同反动度取值。



a）



b）

图4.3.7-4　级的平均反动度变化曲线

a）$\sin\alpha_1=0.2$；b）$\sin\alpha_1=0.25$

……$\beta=0.7$；——$\beta=0.8$；—·—$\beta=0.9$

当工况变化时，级的速度比x增大使反动度ρ增大；而级的压力比β和面积比f增大使ρ减小。对反动度ρ较小的冲动级，ρ随工况变化较激烈。级的反动度ρ较大时，ρ随工况变化较平缓；对于$\rho=0.5$的反动级，动叶叶型进口角β_{1p}接近或等于90°，其ρ基本上不随工况改变。

对于反动度较小的冲动级，在工况变化时只考虑x变化对ρ的影响，而假设f等不发生变化。如果x变化较小时（$-0.1<\frac{\Delta x}{x}<0.2$），$\rho$的近似计算公式为：

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_n}=0.4\frac{\Delta x}{x_n}\qquad(4.3.7\text{-}16)$$

式中：$\Delta x=x-x_n$——速度比的变化量；

$\Delta\rho=\rho-\rho_n$——反动度的变化量。

如果x变化较大时，则可用下式计算：

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_n}=0.5\frac{\Delta x}{x_n}-0.3\left(\frac{\Delta x}{x_n}\right)^2\qquad(4.3.7\text{-}16')$$

汽轮机运行时，级的实际反动度与按上述公式算出的理论值略有差异。当级内产生漏汽时，ρ的实际值较理论值小，漏汽量越大则实际值越小。当级内产生吸汽时，ρ的实际值较理论值大，吸汽量越大则实际值越大。

1.3　变工况下蒸汽在超临界级内的工作

主汽轮机的调节级、末级和倒车级，级的Δh_a^{*}较大，额定工况时蒸汽在亚临界速度下工作。但是工况变化时，级的Δh_a^{*}发生很大变化，可能使蒸汽在临界或超临界速度下工作。

表 7.5.2-16

圆管直径(mm)	小于 200	200～400	400～700	大于 700
圆环数	3	4	5	5～6

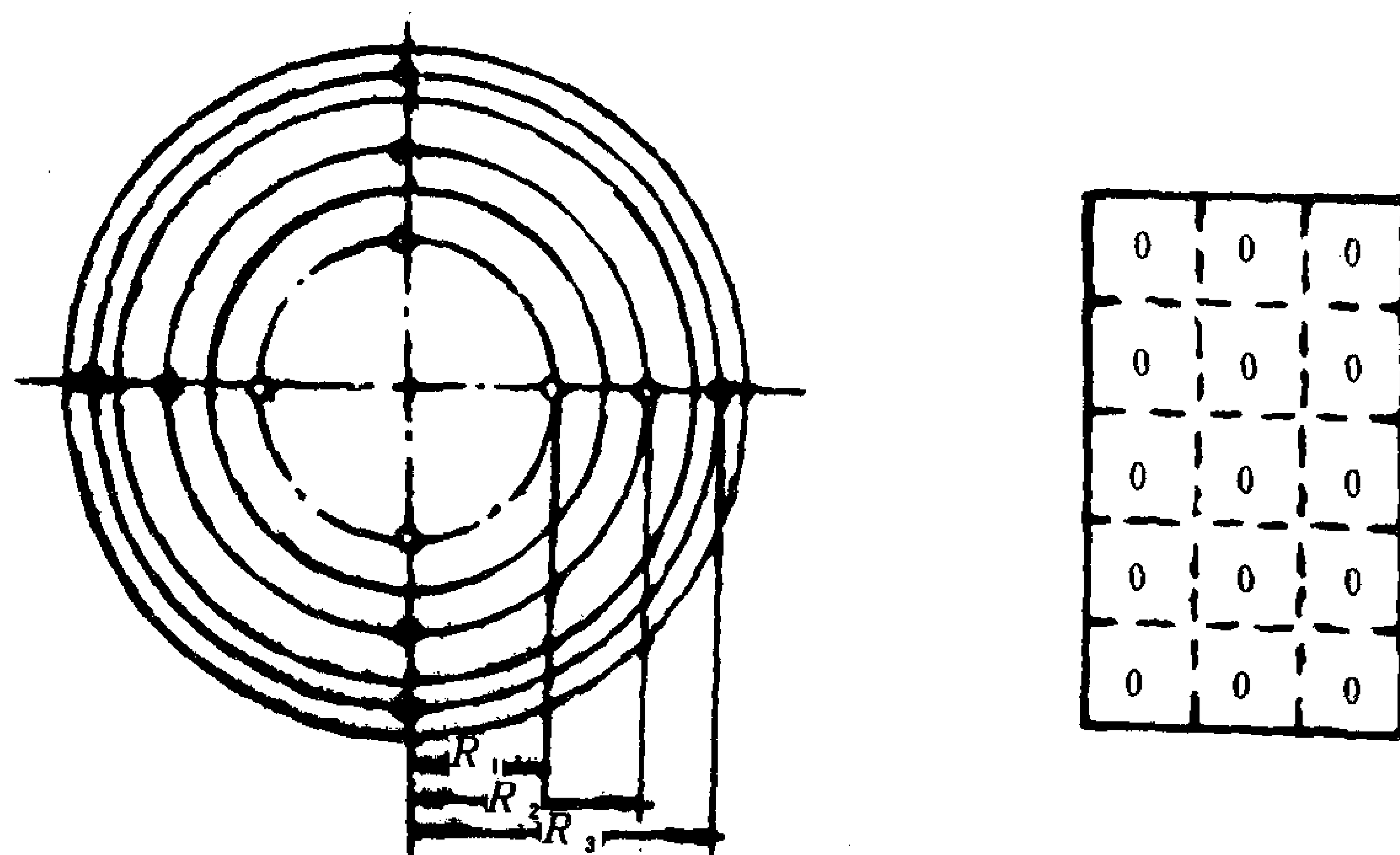


图 7.5.2-53 风管截面划分等面积的方法

一般在固定的装置系统中风机的风量不易进行大幅度的调整。在一定范围内可改变风机进、出口挡风板的开度以调整风量;但应注意挡风板调整位置不当时会造成较大的噪声。

各房间的风量分配,常用改变各分支管挡风闸的开度进行调整。调整时应从最远的舱室支管开始,逐步向离风机最近的分支调整。

9.1.2 空调空气参数的测定和调整

主要测定空气的温、湿度和室内风速和风压,并进行调整。

温、湿度的测定通常均采用干、湿球温度计。干、湿球温度计的使用方法及湿度的计算参阅本手册第 1 卷第 1 篇第 4 章。调整的方法见下节管理部份。

室内出风口及各点的风速可用叶轮式风速计、转杯式风速 计、热电风速计和卡他温度计等 进行测量。应调整风速范围在本篇第 1 章第 2 节所示的数值内。

对室内风速的调整主要改变空气支管的分配比,出风口挡风闸、回风栅开度和诱导器的进风调风门等 的开度。

室内应保持 20～30Pa(约 2～3mmH_2O)正压,以保证送风与舱室空气得到均匀混合。测定时,门窗关闭,以微压计的"－"号接口用橡皮管引至室外,其"＋"号接口接橡皮管与室内空气相通。室内正压大小可通过回风口风栅开度调节。

对某些有 特殊 要求之空调舱室,常进行多点测定,并绘制舱室及舱室内各断面之温度场、速度场 、气流、型图等 ,以对整个空调系统分析评价,需要时加以调整。

9.1.3 自动控制系统的检查和调整

需对全部自动控制系统和控制元器件进行检查,测定其性能。如调定值、幅差值、调节特性、执行机构全行程时间和启停连锁装置的功能等 。检查测量方法参看本手册第 7 卷有关内容。

9.2 空调系统的管理

9.2.1 起动前的准备:

1.4 转速变化时汽轮机级的工作

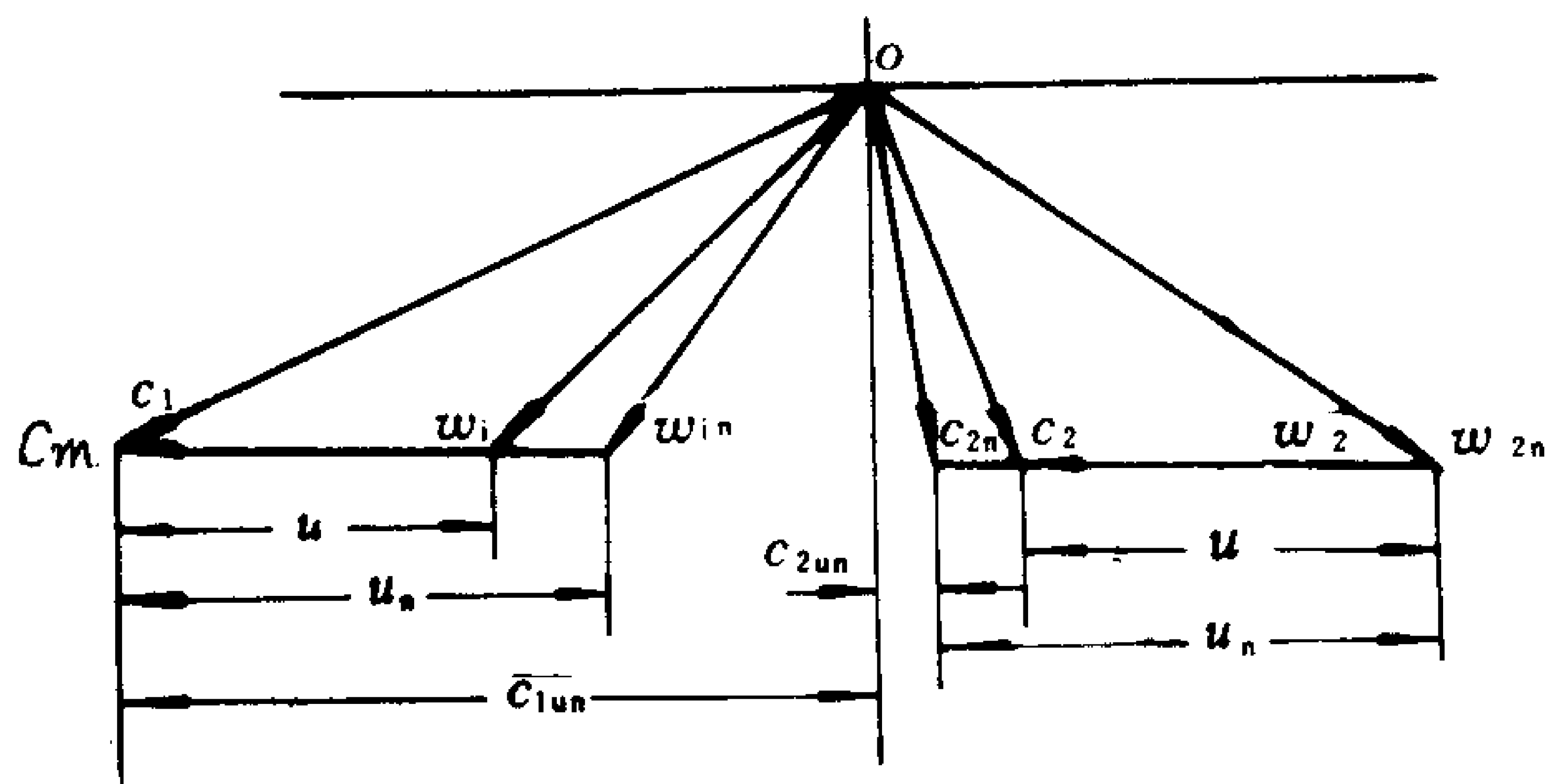


图 4.3.7-6 转速变化时汽轮机级的速度三角形

1.4.1 转矩的变化

假设汽轮机级的蒸汽流量、初参数、等熵焓降和反动度等，在转速变化时维持额定值不变，还假定$w_2=w_{2n}$，则外界负荷增加使转速降低时，级的速度三角形变化如图 4.3.7-6 所示。

变工况下汽轮机轴上的转矩M为：

$$M=M_n\left[\mu-(\mu-1)\ \frac{n}{n_n}\right]\quad \text{kN}\cdot\text{m} \tag{4.3.7-17}$$

式中：$M_n=G_n\ (c_{1un}+c_{2un})\cdot r\times10^{-3}$——额定转矩，kN · m；

r——汽轮机级的平均半径，m；

$\mu=\dfrac{M_{max}}{M_n}=1+\dfrac{v_n}{c_{1un}+c_{2un}}$——最大转矩比，冲动级约为 1.5，反动级约为 2.0；

$M_{max}=G_n\ (c_{1un}+c_{2un}+v_n)\ r\times10^{-3}$——最大转矩，kN · m。

从式(4.3.7-17)可以看出，转矩M与转速n间呈直线关系，即汽轮机轴上转矩随转速降低而增加，反之亦然。

当$n=0$时，转矩为M_{max}，它是在汽轮机正常进汽而螺旋桨被制动，或起动时立即全部开启进汽阀门，或刹车过程中操作不当等情况下产生的。管理时应严格遵守操作规程。

当$M=0$时，其转速为n_{max}，其表达式为：

$$n_{max}=\frac{\mu}{\mu-1}n_n\quad \text{r/min} \tag{4.3.7-18}$$

这表示汽轮机正常进汽，而螺旋桨轴上无负荷（螺旋桨脱落或露出水面）时转速升高的限度。

转矩M与转速n的关系，如图 4.3.7-7 中直线AC所示。图中C点处的$M=0$，$n=n_{max}$；A点处的$M=M_{max}$，$n=0$。

1.4.2 轮周功率的变化

转速变化时，汽轮机级的轮周功率为：

$$N_u=N_{un}\left[\mu-(\mu-1)\ \frac{n}{n_n}\right]\frac{n}{n_n}\quad \text{kW} \tag{4.3.7-19}$$

它表示轮周功率N_u与转速n间呈二次抛物线关系(图 4.3.7-7)。当$n=0$时，$N_u=0$，为起动工况；当$n=n_{max}$时，$N_u=0$，为甩负荷工况。在零与最大转速间，对应于N_{umax}的最佳转速n_{opt}为：

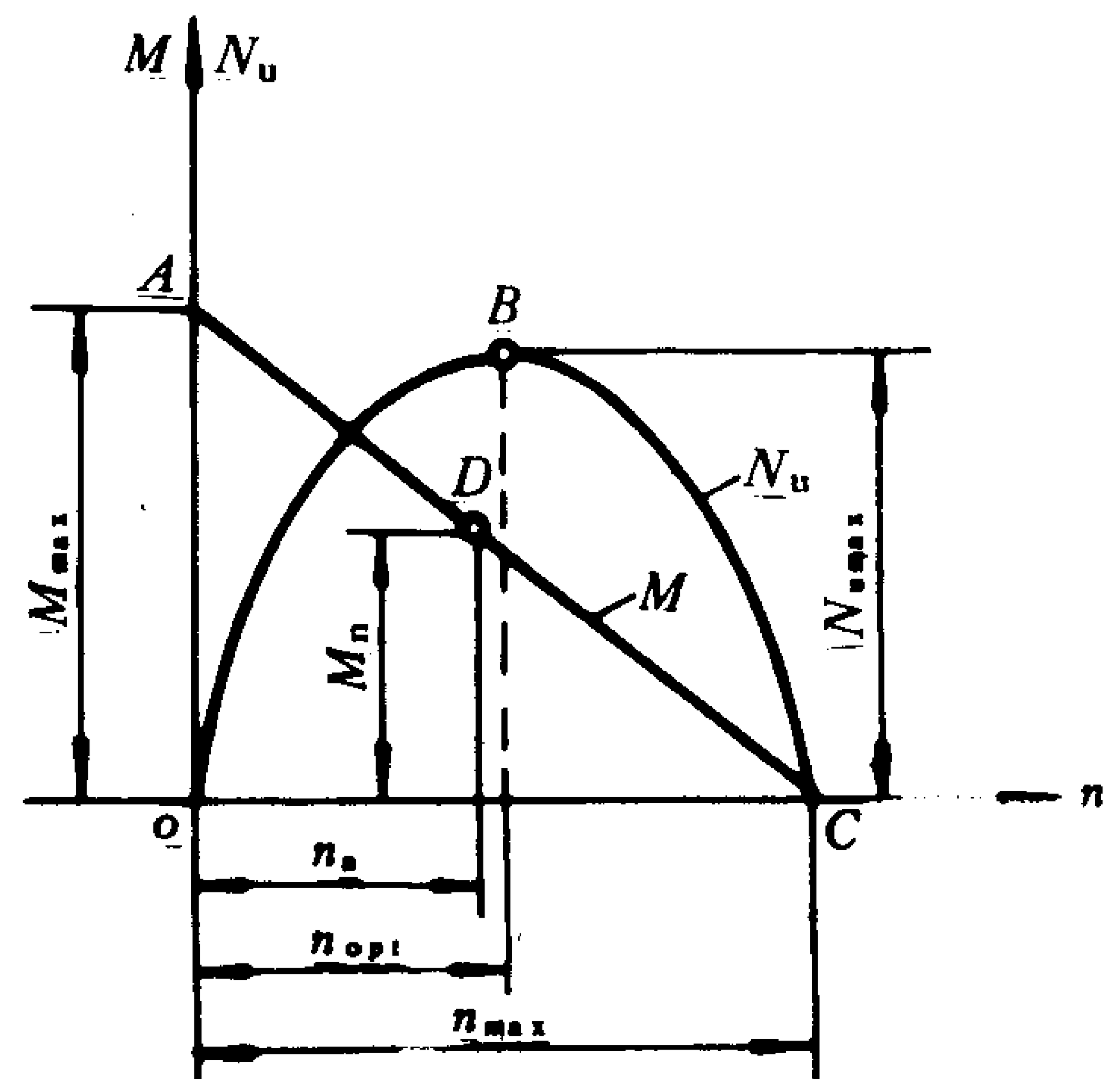


图 4.3.7-7 转矩与转速的关系

$$n_{opt}=\frac{\mu}{2\ (\mu-1)}n_n \qquad r/min \tag{4.3.7-20}$$

此时级的轮周功率最大，它等于：

$$N_{umax}=\frac{\mu^2}{4\ (\mu-1)}N_{un} \qquad kW \tag{4.3.7-21}$$

1.4.3　轮周效率的变化

在级的Δh_a^*不随工况变化的条件下，轮周效率与转速的关系为：

$$\eta_u=\eta_{un}\left[\mu-(\mu-1)\ \frac{n}{n_n}\right]\frac{n}{n_n} \tag{4.3.7-22}$$

实际上，转速变化时引起级的速度比和反动度的改变，也引起蒸汽流量的改变。考虑流量变化后，使转矩随转速的减少而增加的程度更加激烈。这时，利用上述相应的公式计算级的M、N_u和η_u时，要考虑流量变化来修正μ值。

图 4.3.7-7 中D点是额定工况点。通常设计汽轮机级时，使$N_{un}<N_{umax}$，$n_n<n_{opt}$。

对于舰船汽轮机，假定初、终参数和流量不变，只讨论外界负荷变化时汽轮机转矩和功率随转速变化的关系，称为汽轮机的外特性，它的变化规律如图 4.3.7-7 所示。在应用上述相应的公式计算变工况下汽轮机的M、N_u和η_u时，其最大转矩比为：

$$\mu_t=\frac{\sum_1^m \mu_i}{m} \tag{4.3.7-23}$$

式中：m——汽轮机总级数。μ_t值在 1.5～2.0 之间变化。

μ_i——汽轮机第i级的最大转矩比。

当螺旋桨重载时，主汽轮机内各级会出现超转矩。在舰船变换航向的刹车工况下，转速为负值，转矩要超过最大转矩。反之，当螺旋桨轻载时，会出现超转速而引起飞车。

2　斯托陀拉-富留盖尔定律

在亚临界流量下，通过级组的蒸汽流量G与级组前、后的蒸汽参数之间的关系，是由斯托陀拉教授首先用实验方法加以确定。后来富留盖尔在斯托陀拉实验基础上，把这些变化规律用函数式表达。

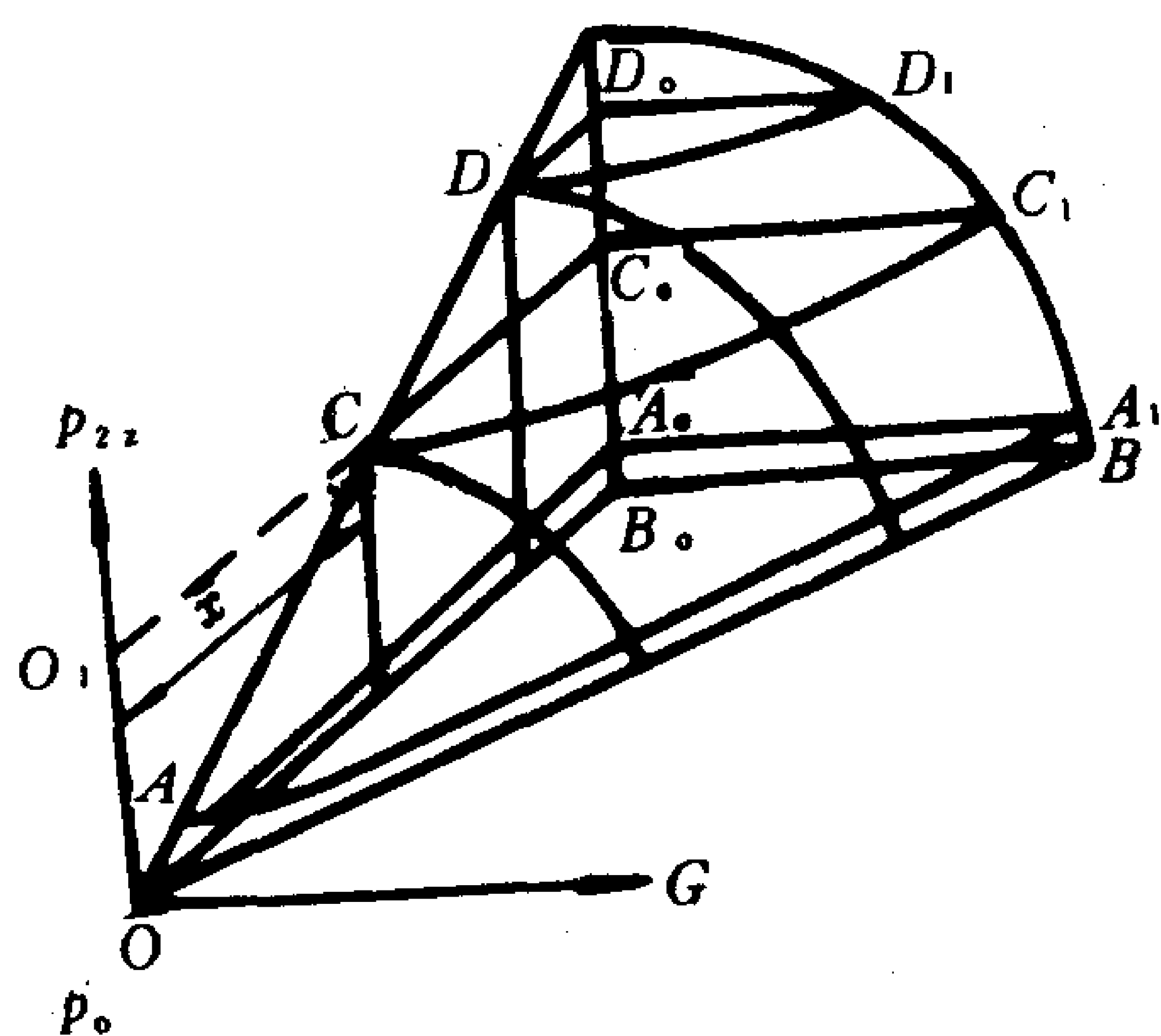


图 4.3.7-8　斯托陀拉流量锥

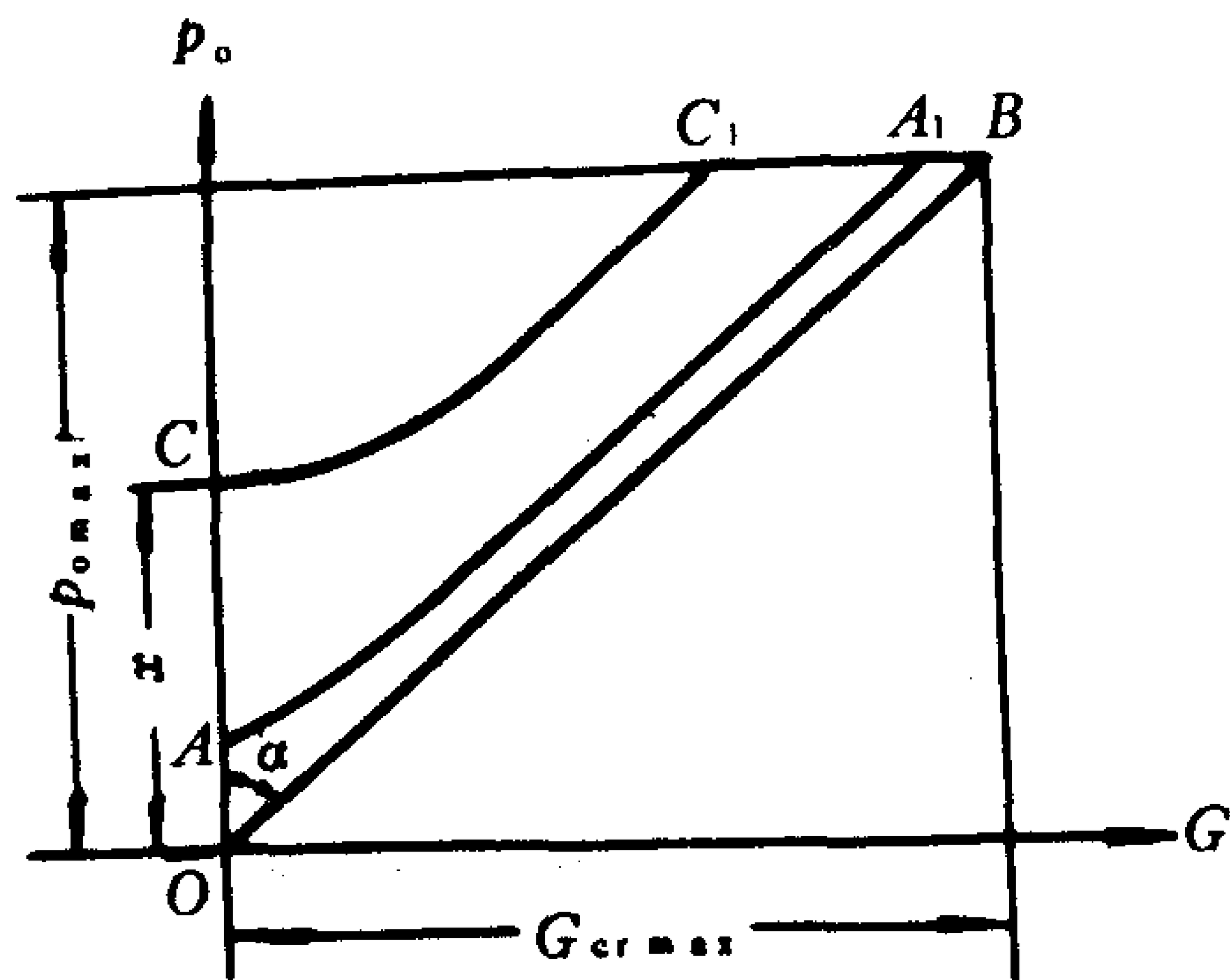


图 4.3.7-9　终压p_{22}一定时流量G与初压p_0的关系

2.1 斯托陀拉流量锥

斯托陀拉教授根据反动式汽轮机试验结果，整理出一个表示汽轮机或级组前、后的蒸汽压力p_0、p_{2z}与流量G之间关系的立体坐标图，如图 4.3.7-8 所示，它称为斯托陀拉流量锥。流量锥面上任何一点，都表示在相应初压和终压下的蒸汽流量。如果终压p_{2z}保持不变，画出如图 4.3.7-9 所示流量G随蒸汽初压p_0变化的曲线组。随着p_{2z}的增加，流量G和初压p_0之间关系由直线变为双曲线。同理，当p_0不变时，G与p_{2z}间关系呈椭圆曲线。当G不变时，p_0与p_{2z}间呈双曲线关系变化。

2.2 富留盖尔公式

在变工况下，通过级组的蒸汽流量G与级组前后蒸汽参数之间的关系如下：

$$\frac{G}{G_n}=\frac{p_0}{p_{on}}\sqrt{\frac{1-\left(\frac{p_{2zn}^2}{p_0}\right)^2}{1-\left(\frac{p_{2zn}^2}{p_{on}}\right)^2}}\cdot\sqrt{\frac{T_{on}}{T_0}} \tag{4.3.7-24}$$

式（4.3.7-24）称为富留盖尔公式，应用该式时必须满足：①两种工况下蒸汽在级组各级内均未达到临界状态；②级组内各级的通流面积，不随汽轮机工况变化而改变；③级组内各级的蒸汽流量相等(例如没有中间抽汽)，状态参数均匀；④转速保持不变；⑤级组中的级数越多，按此式计算精度越高。级数多于 3 ～ 4 时，即可得出满意的结果。

凝汽式多级汽轮机进行变工况计算时，对于低压级可略去蒸汽初温变化的影响；而对于高压级，可略去p_{2z}变化的影响。但是，船舶汽轮机工况变化时，转速也发生变化，此时式(4.3.7-24）修正为：

$$\frac{G}{G_n}=\frac{p_0}{p_{on}}\sqrt{\frac{1-\left(\frac{p_{2z}^2}{p_0}\right)^2}{1-\left(\frac{p_{2zn}^2}{p_{on}}\right)^2}}\cdot\sqrt{\frac{T_{on}}{T_0}}\cdot\sqrt{1-0.4\frac{\Delta n}{n_n}} \tag{4.3.7-25}$$

式中：$\Delta n=n-n_n$——转速差。

汽轮机变工况时，级组内某一级内汽流达到临界状态，称为级组的临界工况。这时，位于该级前所有各级蒸汽初压p_0与流量G成正比地变化，即：

$$\frac{G}{G_n}=\frac{p_0}{p_{on}}\sqrt{\frac{T_{on}}{T_0}} \tag{4.3.7-26}$$

3 蒸汽流量改变时，船舶汽轮机各级的工作情况

3.1 蒸汽流量改变时多级汽轮机内各级蒸汽压力和焓降的变化

喷嘴调节的多级汽轮机，根据机内各级在变工况下的工作特点，分为调节级、中间级和末级三种。节流调节时，把第一级划归为中间级。

3.1.1 中间级在变工况下的工作

中间级在变工况时，通流面积保持不变。将船舶凝汽式多级汽轮机中除调节级外其余各级组成级组，应用式(4.3.7-25)并略去初温、转速和p_{2z}/p_0的变化后，可认为流量与各中间级前蒸汽压力成正比，即$\frac{G}{G_n}=\frac{p_0}{p_{on}}=\frac{p_2}{p_{2n}}$。这个简单关系，如图 4.3.7-10 试验曲线所示。假设级前蒸汽温度保持不变，得出：

$$\frac{p_2}{p_0}=\frac{p_{2n}}{p_{0n}} \qquad (4.3.7\text{-}27)$$

即多级汽轮机内任一中间级，在工况变化时其前后蒸汽压力比保持额定值不变。

变工况时，中间级的压力比保持不变，级前蒸汽温度变化又不大，则由式（4.3.7-13）可知：

$$\Delta h_{am} \approx \Delta h_{amn} \quad \text{kJ/kg} \qquad (4.3.7\text{-}28)$$

中间级动叶和隔板在蒸汽流量最大时，受力最大，运行时应注意。

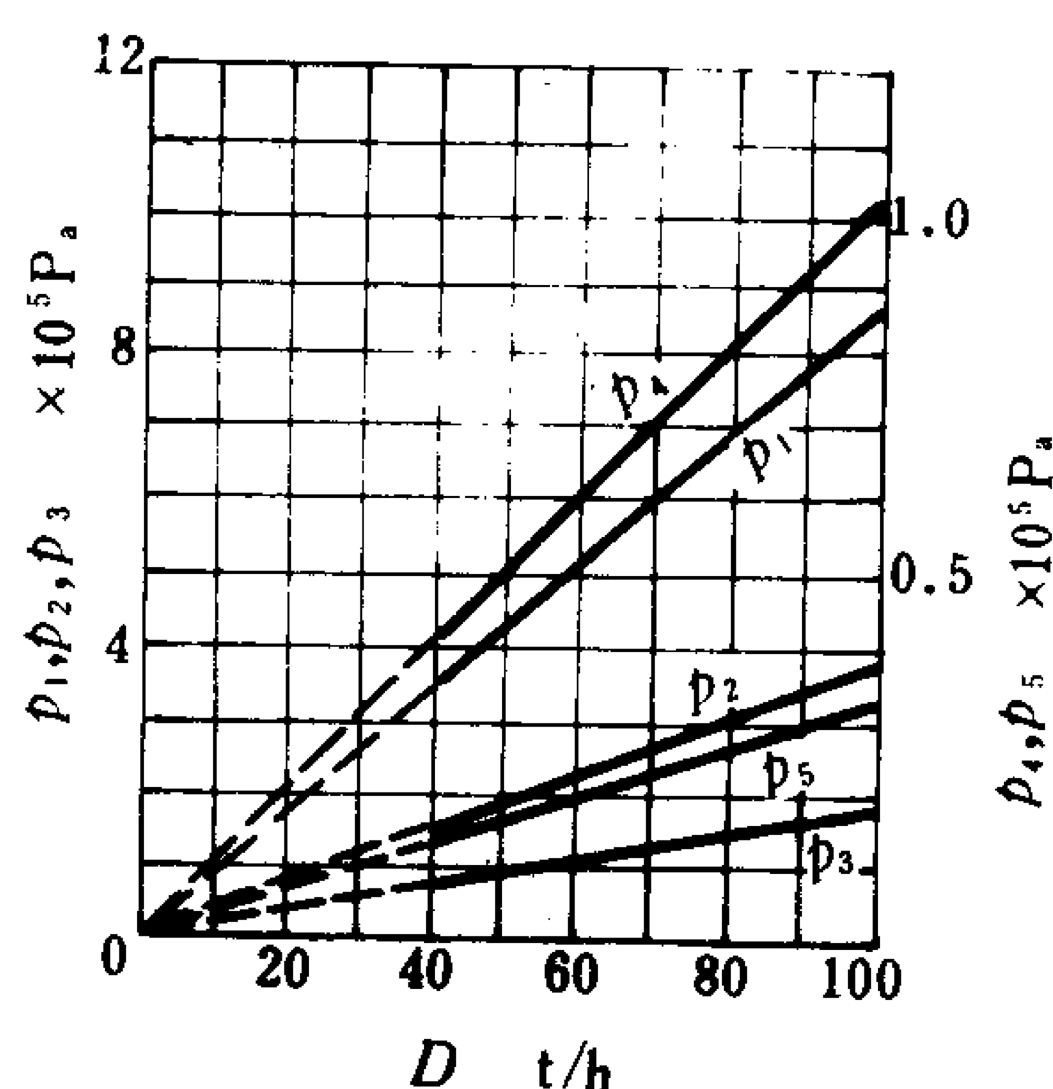


图 4.3.7-10 抽汽点压力变化曲线

3.1.2 调节级在变工况下的工作

变工况时，调节级通流面积发生变化，而级前蒸汽参数保持额定值不变。调节级背压p_{21}与蒸汽流量成正比变化，即$\frac{G}{G_n}=\frac{p_{21}}{p_{21n}}$。因此，调节级中蒸汽等熵焓降$\Delta h_{a1}$随流量$G$减少而增加；反之亦然。调节级压力降变化情况，如图 4.3.6-2 b)所示。

在一个喷嘴阀全开的主变工况下，调节级的等熵焓降最大，蒸汽对动叶作用力最大，成为一种危险工况。

3.1.3 末级在变工况下的工作

末级在工况变化时，通流面积不变。但是，蒸汽流量或汽轮机终压改变时，都会引起末级工况的变化。

3.1.3.1 汽轮机终压保持不变，而蒸汽流量变化

这时末级等熵焓降Δh_{az}按以下规律变化：

$$\frac{\Delta h_{az}}{\Delta h_{azn}}=\frac{G^2}{G_n^2} \qquad (4.3.7\text{-}29)$$

即蒸汽流量的变化严重影响末级的工作。当蒸汽流量很小时，可能末级不能产生有效功。当流量G增加时，则Δh_{az}激烈增加。

3.1.3.2 蒸汽流量保持不变，末级前蒸汽压力保持额定值不变

这时Δh_{az}将随汽轮机背压的降低而增加；反之亦然。末级等熵焓降与级后蒸汽比容的平方成正比地变化，即：

$$\frac{\Delta h_{az}}{\Delta h_{azn}}=\frac{v_{2z}^2}{v_{2zn}^2} \qquad (4.3.7\text{-}30)$$

在实际运行时，改变汽轮机的进汽量，同时冷凝器真空度也发生变化。这时，Δh_{az}变化程度会减轻，如下式所示：

$$\frac{\Delta h_{az}}{\Delta h_{azn}}=\frac{G^2}{G_n^2}\cdot\frac{v_{2z}^2}{v_{2zn}^2} \qquad (4.3.7\text{-}31)$$

汽轮机在超负荷或高真空下运行时，都会使末级隔板和动叶的应力增加。

节流调节时，汽轮机的压力降和总的等熵焓降，将随着蒸汽流量的减少而减小。

蒸汽流量改变时，多级汽轮机内各级蒸汽等熵焓降重新分配的情况，如图 4.3.7-11 所示。采用喷嘴调节时，蒸汽流量变化使调节级和末级的等熵焓降发生变化，但二者之和近似为定值；中间级组的等熵焓降基本不变。采用节流调节时，汽轮机总的等熵焓降减少值$\Delta H_a'$，大

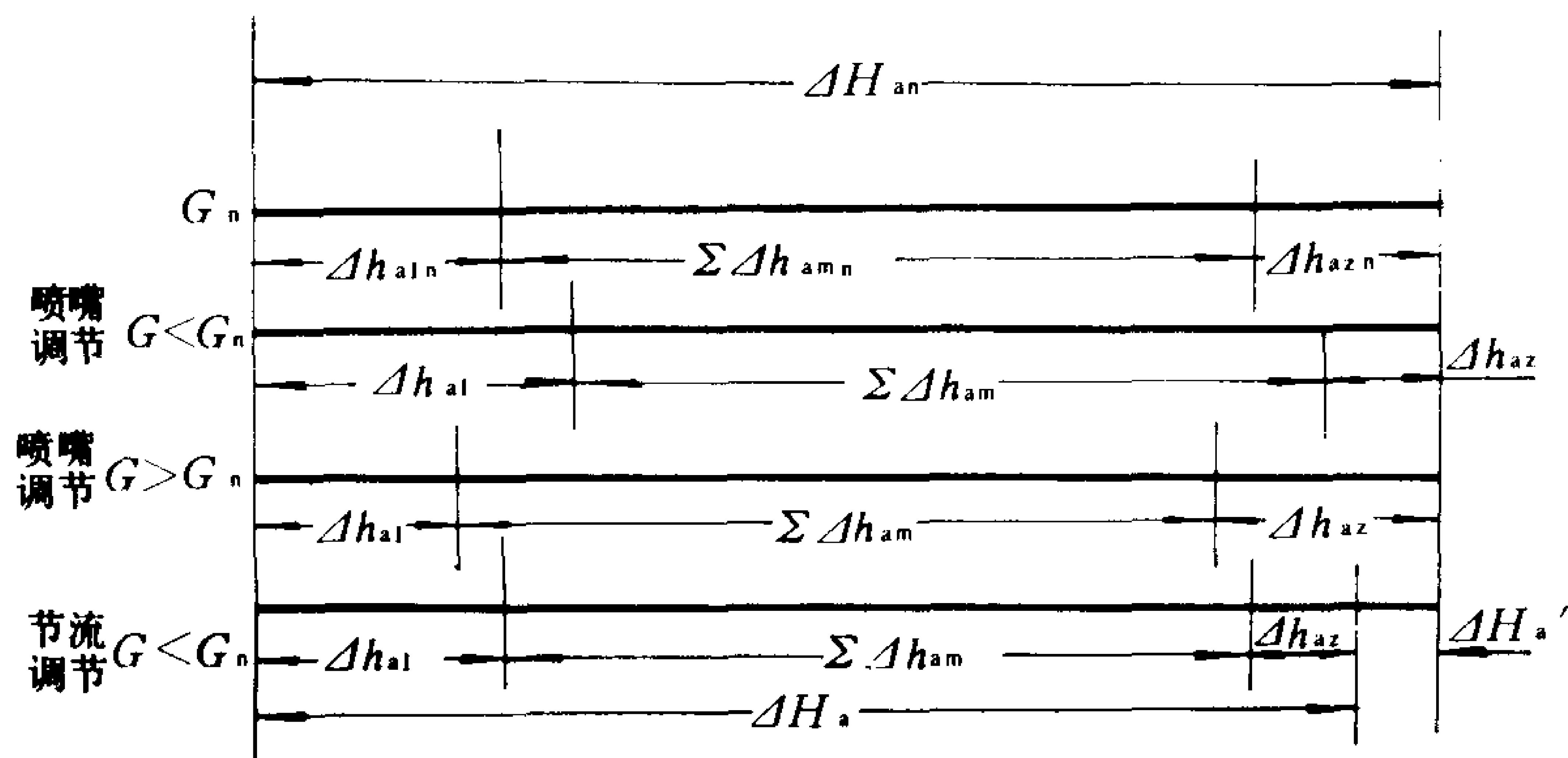


图 4.3.7-11　流量G改变时各级等熵焓降Δh_a重新分配示意图

约等于末级等熵焓降减少值。

3.2　蒸汽流量改变时多级汽轮机内各级效率和工作过程的变化

3.2.1　汽轮机及其各级效率的变化

3.2.1.1　喷嘴调节时调节级效率的变化

采用喷嘴调节的调节级，在汽轮机负荷变化时，它的效率变化情况如表 4.3.7-5 所示。

表 4.3.7-5　**汽轮机级效率随负荷的变化**

汽轮机负荷	蒸汽流量 G	等熵焓降 Δh_{a1}	转速 n	速度比 $\frac{u}{c_1}$	效率 η_i	备　注
额定负荷	G_n	Δh_{a1n}	n_n	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_n$	η_{in}	
低负荷	$<G_n$	$>\Delta h_{a1n}$	$<n_n$	$\ll\left(\frac{u}{c_1}\right)_n$	$\ll\eta_{in}$	汽轮机负荷越低，效率下降程度越激烈
超负荷	$>G_n$	$<\Delta h_{a1n}$	$>n_n$	$>\left(\frac{u}{c_1}\right)_n$	$<\eta_{in}$	船舶汽轮机超负荷能力约为 10%，速度比变化不大及反动度增大，效率下降并不多

调节级变工况时的效率，可参阅图 4.3.7-12。

图中效率值系全圆周进汽级的，对部分进汽的级还应考虑部分进汽损失。

3.2.1.2　中间级效率的变化

中间级在工况变化时，等熵焓降Δh_{am}基本上维持额定值不变，由于转速变化使其速度比和效率发生变化。中间级变工况的效率，亦可参阅图 4.3.7-12。在较大的低负荷范围内，中间级的效率变化不大。然而，当蒸汽流量很小时，Δh_{am}会随流量的减少（增加）而减小（增大），使其工作特性发生变化，这时效率才会显著降低。

3.2.1.3　末级效率的变化

末级在汽轮机负荷变化时，其等熵焓降和转速均发生变化，效率变化情况如表 4.3.7-6 所示。

表 4.3.7-6　　末级效率随负荷的变化

汽轮机负荷	蒸汽流量 G	等熵焓降 Δh_{az}	转速 n	速度比 $\frac{u}{c_1}$	效率 η_i	备　注
额定负荷	G_n	Δh_{azn}	n_n	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_n$	η_{in}	
低负荷	$<G_n$	$\ll \Delta h_{azn}$	$<n_n$	$>\left(\frac{u}{c_1}\right)_n$	$<\eta_{in}$	$G>0.6G_n$的低负荷范围内，末级效率下降得不显著。流量很小时，效率激烈下降
超负荷	$>G_n$	$\gg \Delta h_{azn}$	$>n_n$	$<\left(\frac{u}{c_1}\right)_n$	$<\eta_{in}$	船舶汽轮机超负荷能力约10%，故超负荷工况时末级效率降低有限

在计算末级变工况下的效率时，一般假设喷嘴和动叶栅损失等都保持额定值不变，只对余速损失进行修正后即可求得。余速损失修正公式如下：

$$\Delta h_{ez}=\frac{1}{2}\left(\frac{G_z\cdot v_{2z}}{A_{bz}}\right) \tag{4.3.7-32}$$

式中：　A_{bz}——末级排汽总面积，m^2；

G_z、v_{2z}——分别为末级蒸汽流量和排汽比容，kg/s、m^3/kg。

3.2.1.4　汽轮机效率的变化

当工况变化时，汽轮机内各级的等熵焓降及效率求得之后，即可计算汽轮机的内效率η_{iT}，计算公式如下：

$$\eta_{iT}=\frac{\Delta H_i}{\Delta H_a}=\frac{\sum\Delta h_a\cdot\eta_i}{\Delta H_a} \tag{4.3.7-33}$$

3.2.2　汽轮机及其各级工作过程的变化

多级汽轮机工况变化时，在求得机内各级的等熵焓降和效率变化后，即可逐级顺次地画出蒸汽在各级内的近似工作过程线，综合起来得出蒸汽在汽轮机内的近似工作过程线，如图 4.3.7-13 所示。

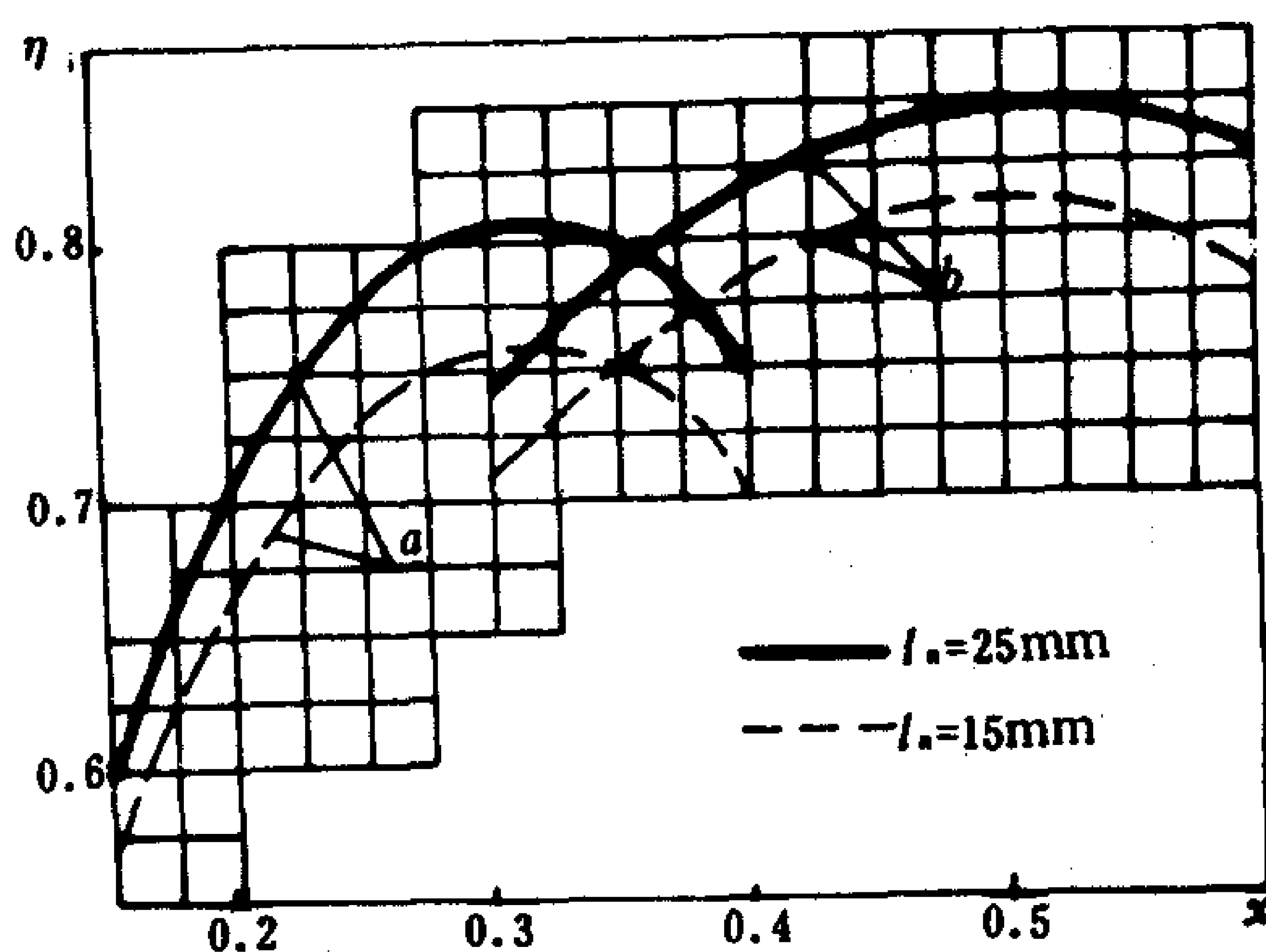


图 4.3.7-12　全周进汽时调节级效率曲线

a-双列级；b-单列级

3.3　汽轮机轴向推力的变化

当蒸汽流量改变时，多级汽轮机内各级前、后蒸汽压力和反动度都有变化，使各级的轴向推力改变。虽然额定工况下作用在转子上轴向推力一般并不大，但变工况时却可能大增。这时，必须注意推力轴承温度的变化。对凝汽式汽轮机，一般认为在最大蒸汽流量时，作用在转子上总的轴向推力达到最大值。

汽轮机运行时，当蒸汽温度降低、隔板汽封磨损或间隙增大、通流部分结垢或腐蚀、发生水击或负荷急剧变化等，都可能使总的轴向推力增大。检修和装配质量差，如喷嘴和动叶

出汽角与设计值不符、通流部分间隙调整不当或汽轮机与从动机械轴线不对中等，都会使总的轴向推力发生变化。

4 蒸汽初、终参数变化对汽轮机工作的影响

蒸汽初、终参数与设计值偏差在允许范围内，只影响汽轮机的经济性。偏差较大时，还要影响到设备的安全性。

4.1 蒸汽初压变化的影响

蒸汽初压变化的根本原因，是锅炉的吸热与供热间的平衡遭到破坏。例如，用汽量与锅炉产汽能力不协调、给水量或给水温度突然变化、锅炉本身的燃烧不良、受热表面积灰或结水垢等，都会使蒸汽初压发生改变。

4.1.1 对汽轮机经济性的影响

在蒸汽初温t_0和终压p_{2z}不变的情况下，初压p_0变化对机组耗汽率d_e和汽轮机η_{iT}影响如表4.3.7-7所示。

表 4.3.7-7 **蒸汽初压对d_e和η_{iT}的影响**

蒸汽初压 p_0	汽轮机总等熵焓降 ΔH_a	机组耗汽率 $de=\frac{3600}{\Delta H_a\eta_e}$	后几级湿汽损失	汽轮机内效率 η_{iT}	备　注
升高	增大	减少	增加	降低	讨论d_e时，在初压变化不大时，近似地认为η_e不变，初压p_0提高必须适当
降低	减小	增加	减少	升高	

根据统计资料，使用中等初始参数（$p_0\approx3.0$ MPa，$t_0\approx400$℃）蒸汽工作的汽轮机，在初温t_0和终压p_{2z}保持不变的情况下，初压p_0变化$\pm1\%$时，总的等熵焓降ΔH_a改变约为$\pm1\%$，汽轮机有效效率η_e变化约$\mp0.3\%$，耗汽率d_e改变$\mp0.7\%$左右。

4.1.2 对汽轮机功率的影响

当所有进汽阀的开度不改变时，p_0升高不仅使ΔH_a增大，还使蒸汽流量G增加，假定在p_0变化不大时η_{iT}不变，汽轮机内功率增长率等于：

$$\frac{\Delta N_{iT}}{N_{iT}}=\left[1+\frac{k-1}{k}\frac{\left(\frac{p_{2z}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1-\left(\frac{p_{2z}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}\right]\frac{\Delta p_0}{p_0} \tag{4.3.7-34}$$

即汽轮机内功率增量ΔN_{iT}与初压增量Δp_0成正比地变化。另外，当终压p_{2z}越高时，p_0的变化对汽轮机N_{iT}的影响越大，如图 4.3.7-14 所示。

p_0变化时，若改变进汽阀开度来保持流量G不变，则汽轮机功率的变化与所采用的功率调节方法有关。采用节流调节时，第一级喷嘴前蒸汽压力和总的等熵焓降ΔH_a不发生变化，汽轮机功率也保持不变（忽略η_e的变化）。采用喷嘴调节时，总的等熵焓降ΔH_a会增大或减小，应使个别进汽阀开度关小或开大，以保持流量G不变。

从上述得知，提高蒸汽初压时，可以提高动力装置经济性和增加汽轮机内功率。

4.1.3 对汽轮机工作安全性的影响

当蒸汽初温t_0、终压p_{2z}和流量G不变，初压p_0升高时，采用喷嘴调节的调节级等熵焓降

增大，在一个喷嘴阀全开情况下最危险。再者，p_0升高时会使流量G增加，动叶中产生的应力可能接近或超过许用值。

如果所有进汽阀开度不变，当p_0升高时引起流量G增加，末级的Δh_{az}增加，末级可能在超负荷下工作。当所有进汽阀都全开时，p_0升高使末级超负荷的情况最严重。

当初温t_0保持不变而p_0升高时，汽轮机末几级蒸汽湿度增加，动叶浸蚀程度也增加，末级最为严重。另外，因p_0的升高使汽缸进汽端法兰连接和螺栓强度都受到影响。

因此，为保证汽轮机安全工作，对初压p_0升高值限制在不超过额定初压的5%。

当t_0和p_{2z}保持不变，而p_0低于额定值时，必须限制汽轮机的最大功率，使其低于额定值。否则，由于必须启用备用喷嘴组来增加流量G，使末级动叶应力和转子轴向推力增大，容易产生故障。另外，当p_0降低较多时，汽轮发电机组发出的功率显著减少，影响动力装置正常运行。

所以，p_0的降低值

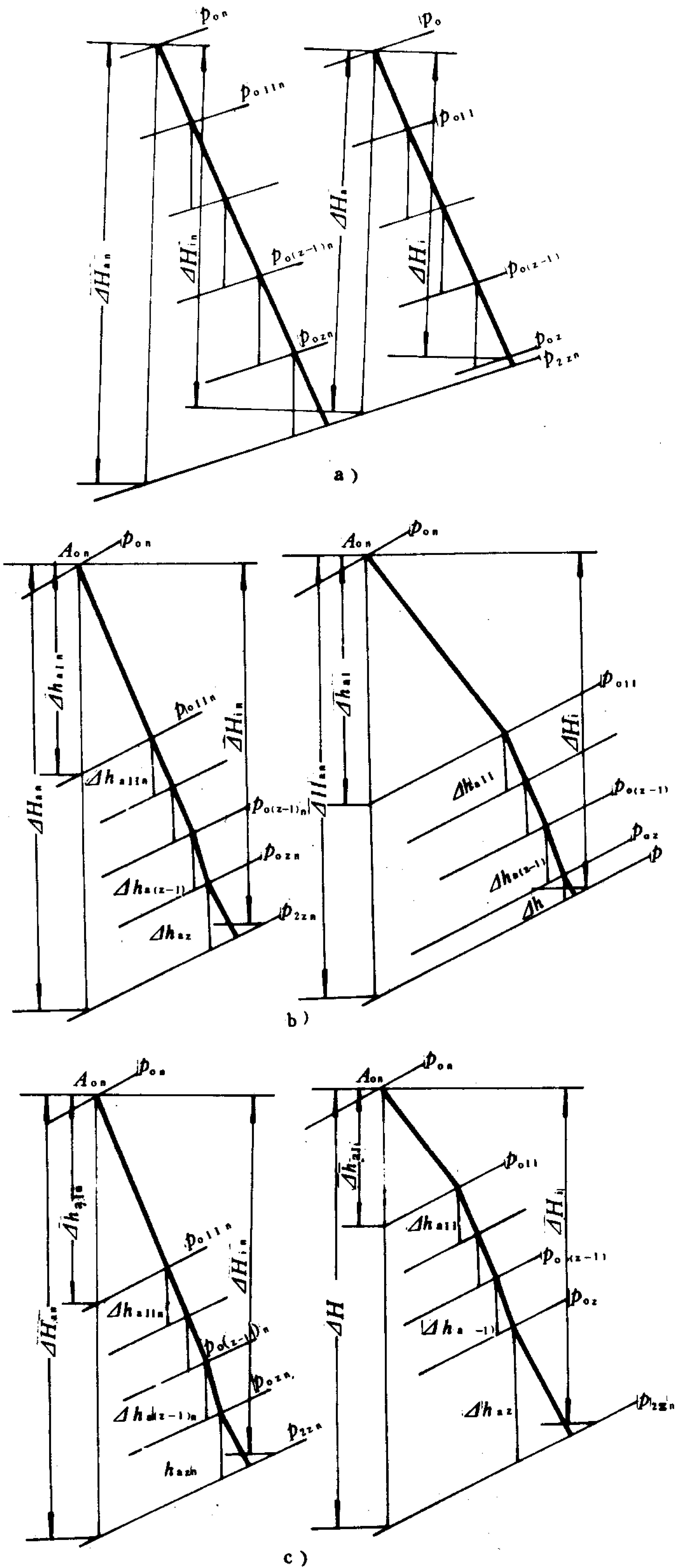


图 4.3.7-13　变工况下蒸汽在多级汽轮机内的工作过程

a) 采用节流调节时；b) 采用喷嘴调节，$G<G_n$时，；c) 采用 喷嘴调节，$G>G_n$时

限制在不大于额定值的10%。如果p_0低于75%额定值时，应立即停机。

运行时，注意保持p_0在设计值。当p_0升高时，减少锅炉喷油量。当p_0降低时，增加供油量和鼓风压力，加强锅炉燃烧，使p_0升高。如果p_0仍不回升，应使汽轮机在低于额定功率下运行，并查明原因，排除故障。

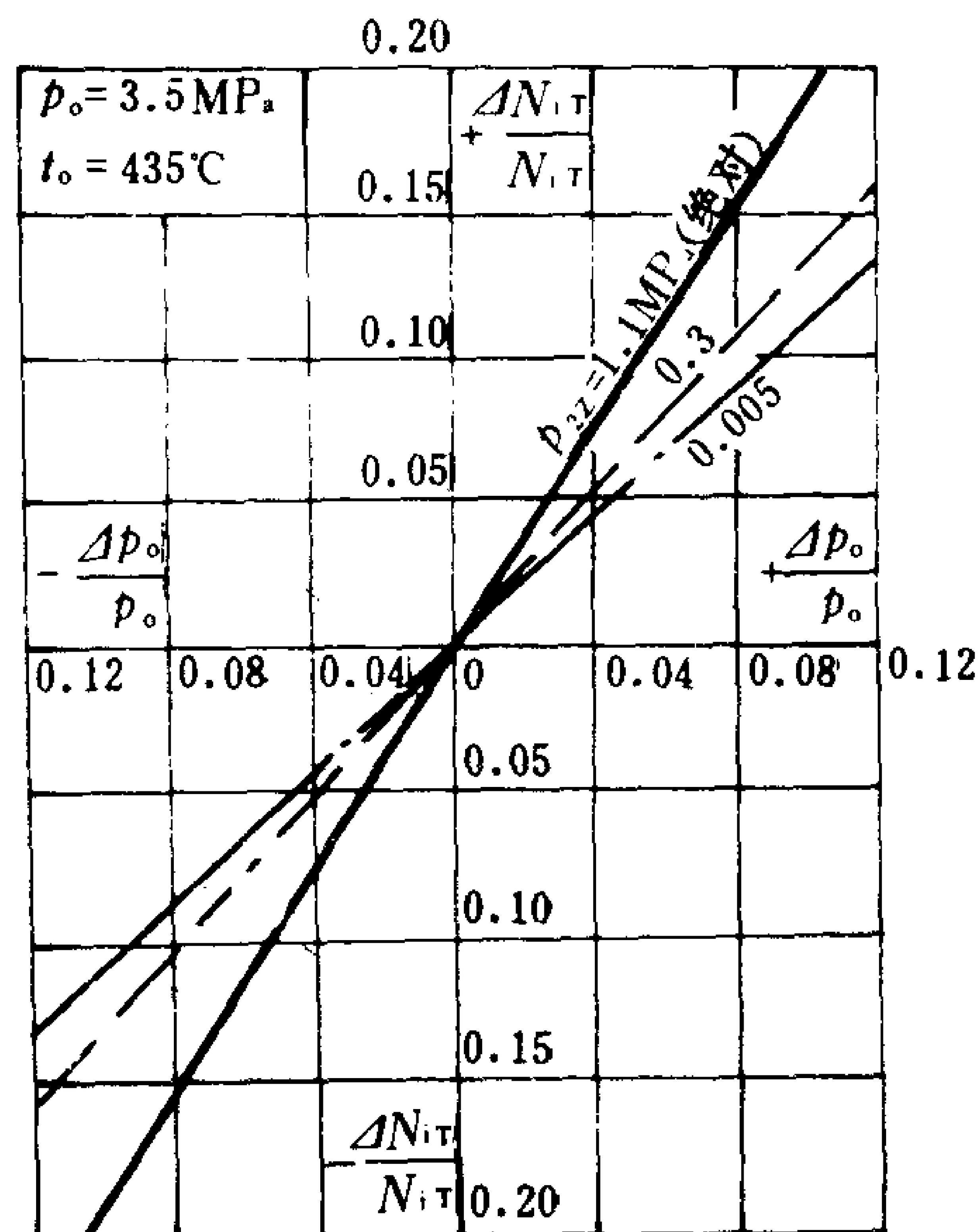


图4.3.7-14　汽轮机内功率的相对增量与初压力相对变化值的关系（进汽阀全开时）

4.2　蒸汽初温变化的影响

蒸汽初温变化的原因有：采用对流式过热器的锅炉，初温t_0随蒸发量增加而升高；锅炉炉膛水冷壁结焦过多，炉膛出口烟气温度升高，使初温t_0升高；锅炉汽水共腾、过热器表面积灰和结水垢过多，使t_0降低；在同时供应过热蒸汽和饱和蒸汽的锅炉中，当饱和蒸汽的用汽量增加时，炉膛燃烧加强，而流经过热器蒸汽量不变，也会使t_0升高；反之，蒸汽温度降低。

4.2.1　对汽轮机经济性的影响

在初压p_0和终压p_{2z}保持不变的情况下，蒸汽初温t_0升高时，汽轮机总的等熵焓降ΔH_a增大；同时汽轮机最后几级蒸汽湿度减少，湿汽损失和动叶侵蚀程度随之减少，汽轮机内效率提高。结果，使机组耗汽率d_e减少。

4.2.2　对汽轮机功率的影响

在总耗热量Q不变时，初温t_0与流量G之间的关系如下式：

$$\frac{G}{G_n}=\sqrt{\frac{T_{on}}{T_o}} \tag{4.3.7-35}$$

在初压p_0不变，而初温t_0变化又不大时，汽轮机内功率增量ΔN_{iT}与初温增量Δt_0成正比地变化，其关系式为：

$$\frac{\Delta N_{iT}}{N_{iT}}=\left(\frac{1}{\Delta H_a}\cdot\frac{\partial\Delta H_a}{\partial t_o}-\frac{1}{h_o-h_{fw}}\cdot\frac{\partial h_o}{\partial t_o}+\frac{1}{\eta_{iT}}\frac{\partial\eta_{iT}}{\partial t_o}\right)\Delta t_o \tag{4.3.7-36}$$

式中：h_{fw}——给水比焓，kJ/kg。

终压p_{2z}越高，初温t_0的变化对汽轮机内功率的影响越大。

根据统计资料，使用中等初参数蒸汽工作的汽轮机，在初压p_0和终压p_{2z}保持不变的情况下，初温t_0变化±20℃时，流量G改变约∓1.5%，汽轮机有效效率η_e变化约±1%，耗汽率d_e变化约∓0.3%，内功率N_{iT}改变±1%左右。

如上所述，提高初温t_0，可提高动力装置的经济性和增加汽轮机的内功率。

4.2.3　对汽轮机工作安全性的影响

为了保证汽轮机动力装置安全工作，蒸汽初温升高值绝对不允许超过制造厂规定的极限。初温t_0升高，使金属材料机械性能恶化和发生蠕变，可能使与高温高压蒸汽接触的零件损坏。对于用高参数工作的汽轮机，初温t_0升高值不许超过额定初温5℃；而使用中、低蒸汽参数的

汽轮机，初温升高值控制在10℃以内。

在p_0、p_{2z}保持不变而初温t_0降低时，会使汽轮机内各级的蒸汽温度降低，各级的等熵焓降减小，使各级的反动度和转子轴向推力增大。同时，在所有进汽阀开度不变时，初温t_0降低引起流量G增加，使各中间级及末级前的压力升高。末级前的压力p_{oz}可按下式计算：

$$\frac{p_{oz}}{p_{ozn}}=\sqrt[3]{\frac{T_{on}}{T_o}} \tag{4.3.7-37}$$

这样，使末级的等熵焓降Δh_{az}增大，造成末级隔板和动叶的应力增大。另外，初温降低使汽轮机末几级的湿汽损失和动叶浸蚀程度增加，末级最为严重。运行时，当初温降低就必须相应地减少汽轮机负荷，同时开启低压缸的疏水阀。

蒸汽初温的变化会影响锅炉的正常运行，初温升高或降低时，常会引起过热器管子烧坏或表面结水垢、局部过热。另外，蒸汽初温的变化，对汽轮发电机组正常运行也有影响。

综上所述，蒸汽初温的波动，直接影响汽轮机动力装置的正常工作。通常对蒸汽初温降低值，限制在与额定值之差不超过10～15℃。当初温降低至规定下限时，应立即开启汽水分离器和操纵阀的疏水阀，并降低汽轮机转速。当初温升高超过上限时，应向过热蒸汽中通入减温蒸汽来降温，切忌用饱和蒸汽。

4.3 蒸汽终压变化的影响

蒸汽流量、冷却水量或冷却水温度等的变化，就会引起冷凝器压力p_{c1}及蒸汽终压p_{2z}改变。

4.3.1 对汽轮机经济性和功率的影响

在初参数p_0、t_0和流量G不变时，p_{2z}降低会使末级的Δh_{az}增大如式（4.3.7-30）所示。这时，近似地认为汽轮机效率不变，则机组d_e减少。由于总的等熵焓降ΔH_a增大，汽轮机内功率N_{iT}增加。

在机组出厂时随机提供的资料中，一般备有不同流量下汽轮机功率增量ΔN_T随冷凝器压力p_{c1}变化曲线，如图4.3.7-15所示。由图中看出，功率增量在很大范围内与冷凝器压力成反比地变化。当p_{c1}较低时，再降低p_{c1}，功率增加收益很小；达到极限压力时，功率不再增加。p_{c1}低于极限压力时，再继续降低p_{c1}，凝水温度降低，如果维持原锅炉给水温度不变，则汽轮机抽汽量需增加，功率减少。

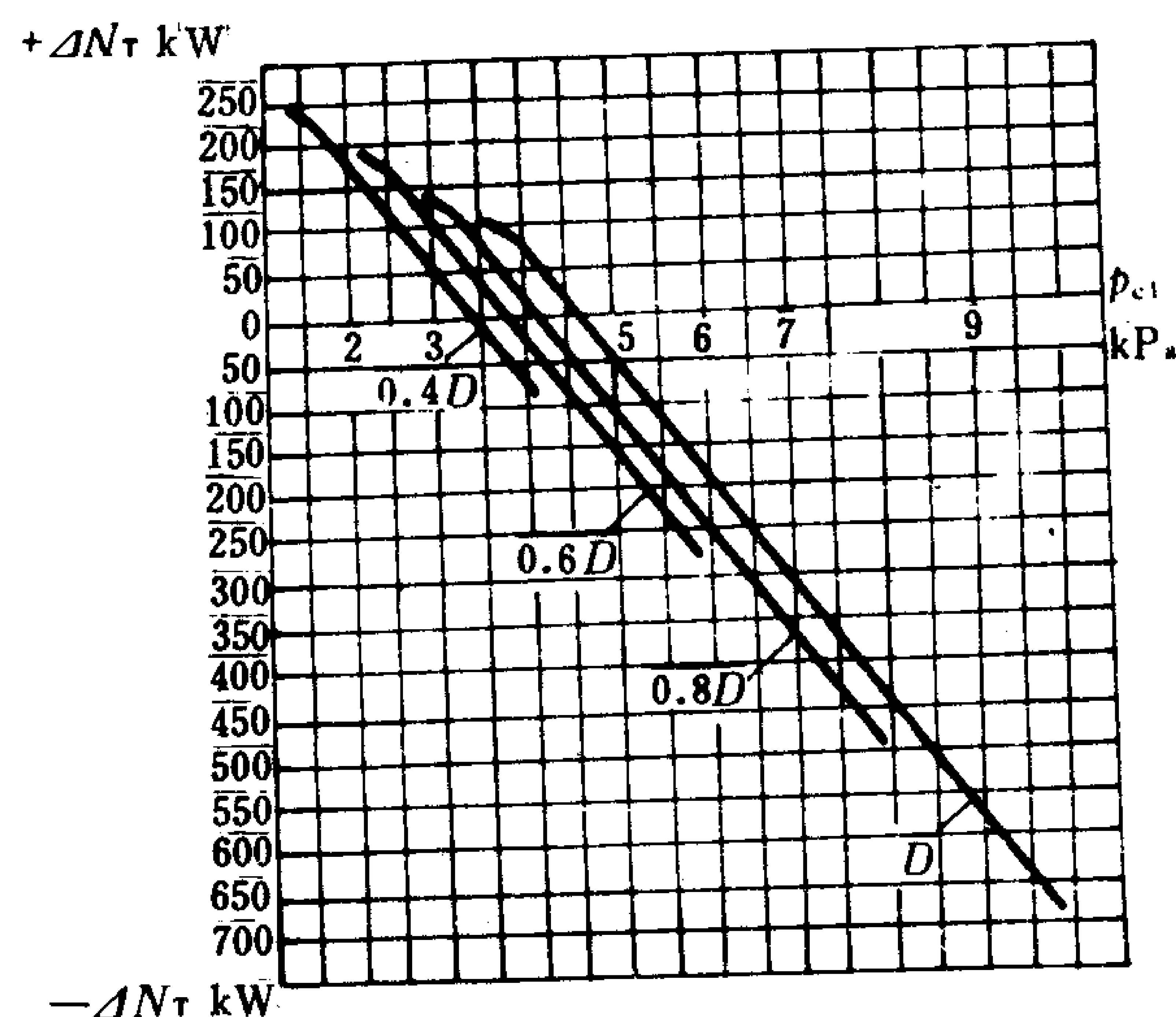
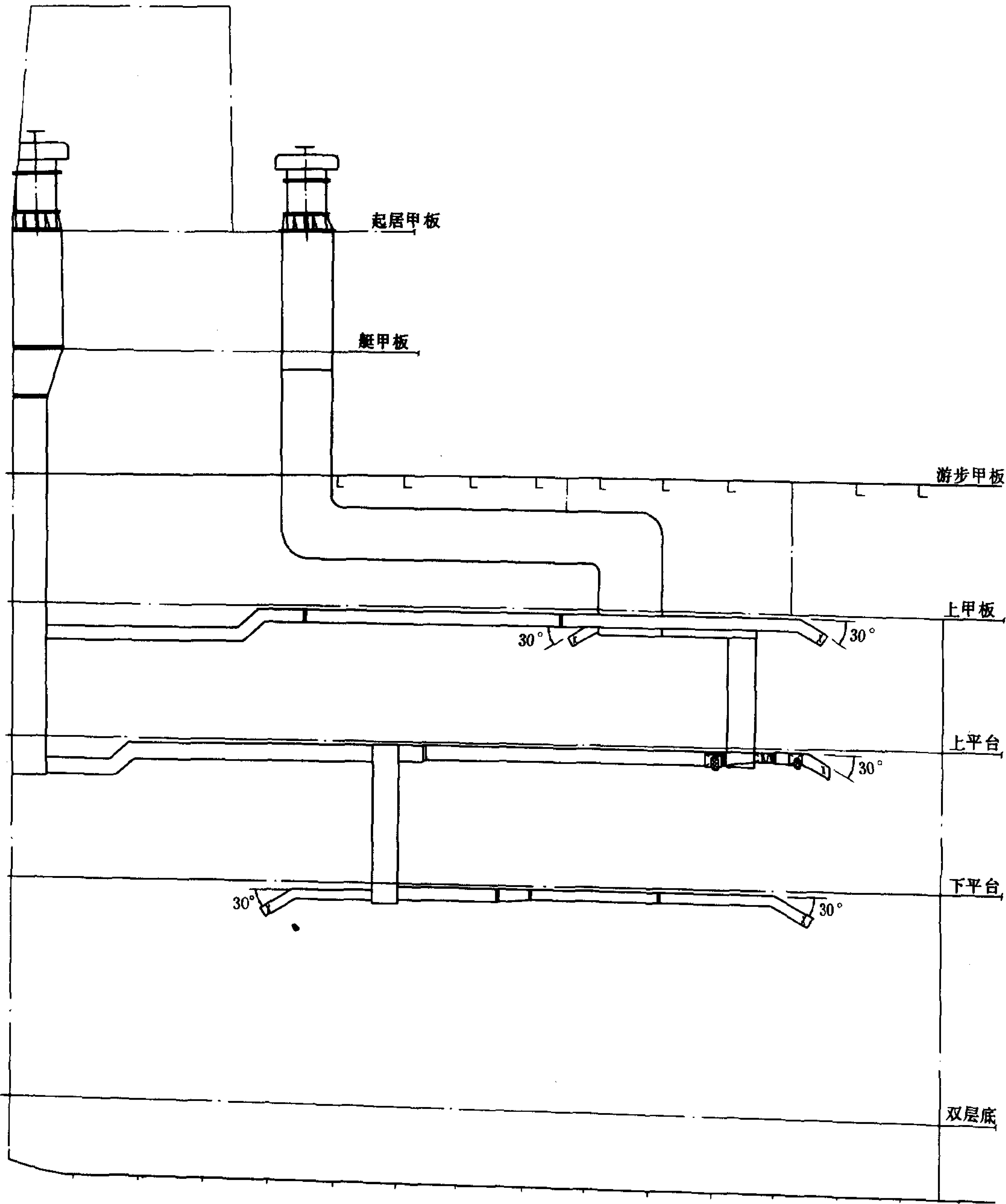


图4.3.7-15 不同蒸汽流量下功率增量ΔN_T与冷凝器压力p_{c1}的关系

汽轮机在极限压力下工作，可以发出最大功率，但从经济效果看未必可取。实际运行时，汽轮机应在经济（最佳）真空度下运行，这时净得功率增量ΔN（汽轮机功率增量与循环水泵消耗功率增量之差）达最大值，使机组经济性得到提高。对于不同的机组，经济真空度必须经过详细

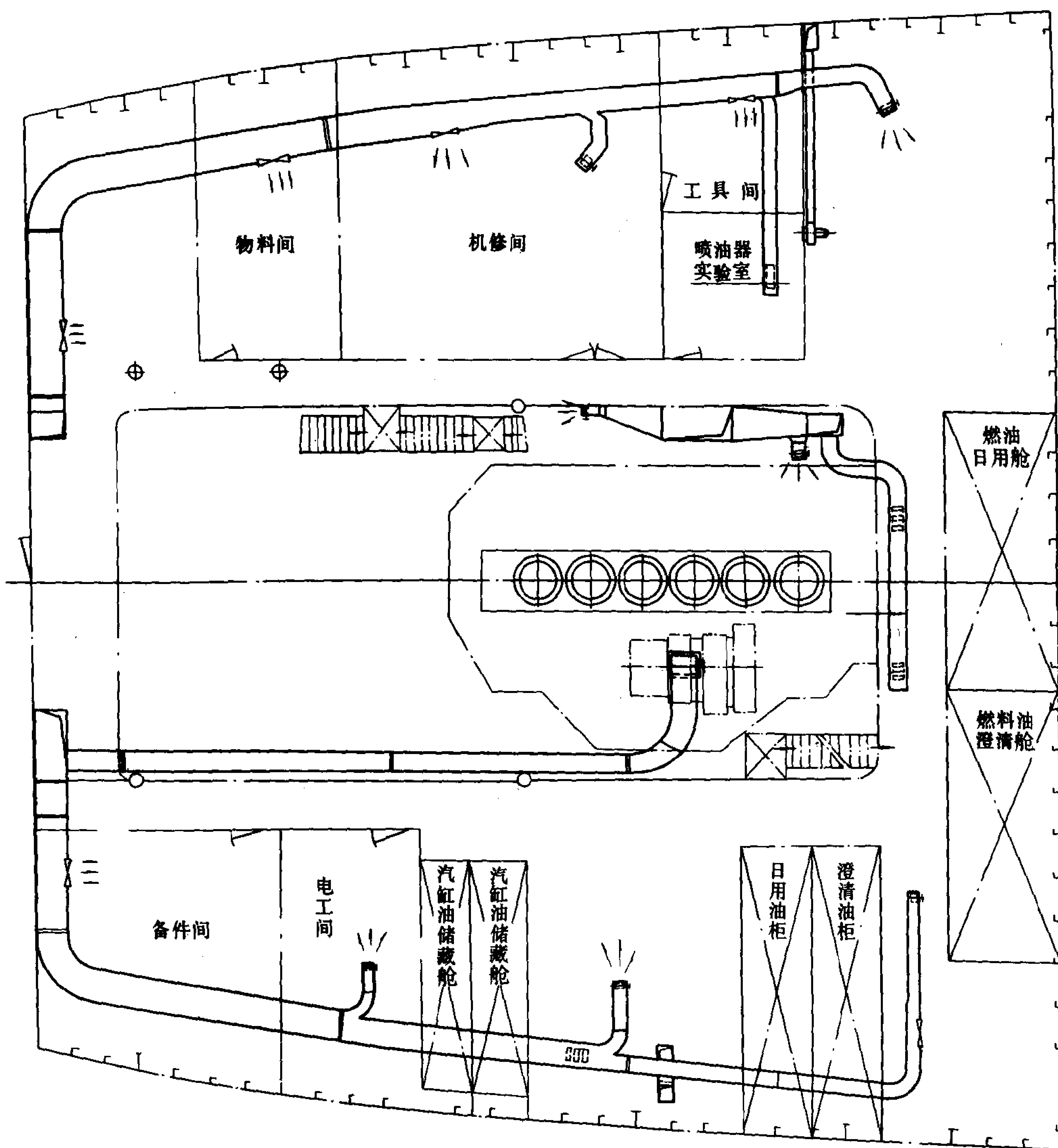
排出舱外。



a）

图 7.5.3—8

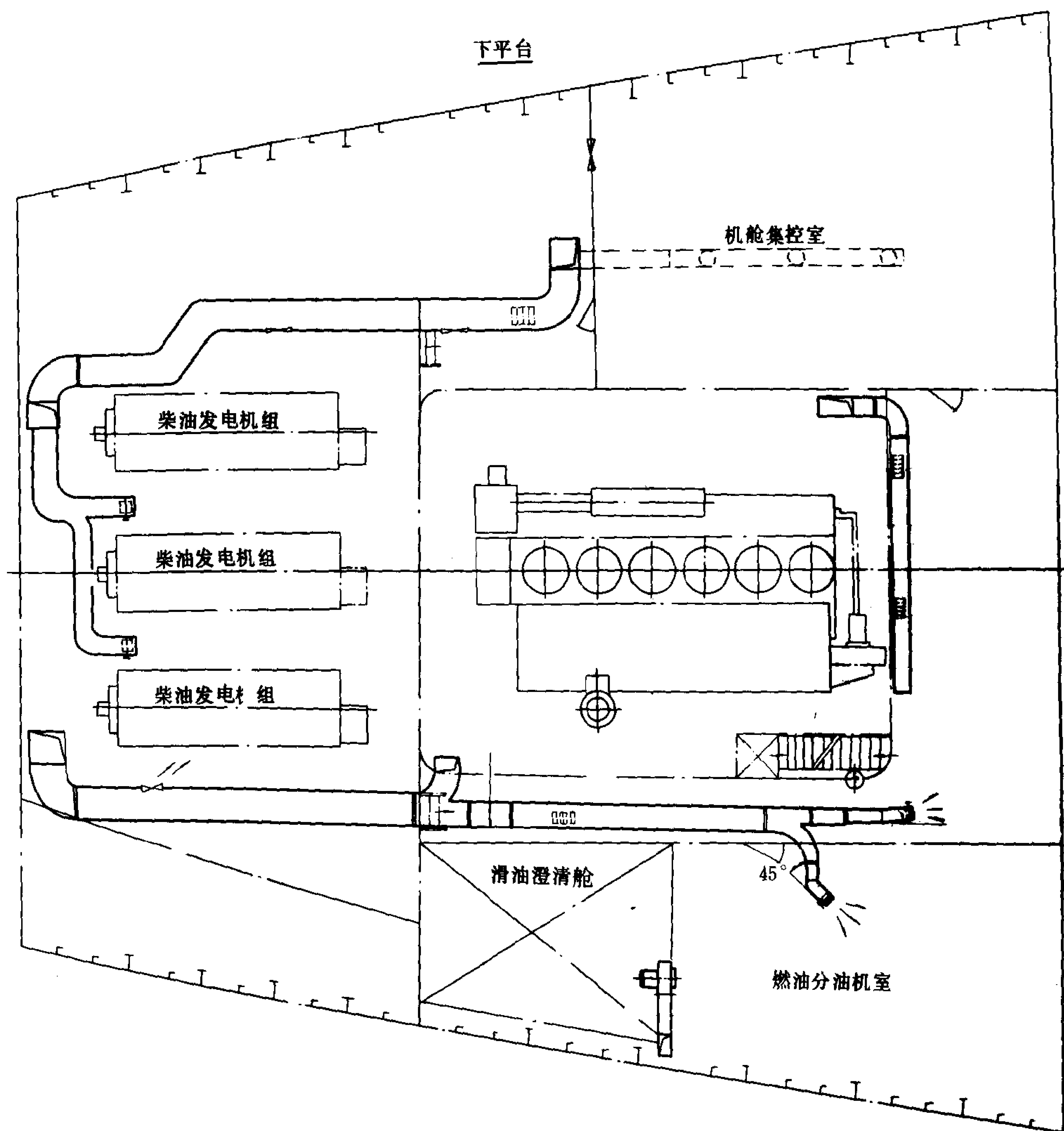
上平台



工具间
物料间
机修间
喷油器实验室
燃油日用舱
燃料油澄清舱
备件间
电工间
汽缸油储藏舱
汽缸油储藏舱
日用油柜
澄清油柜

b）

图 7.5.3—8



c）

图 7.5.3—8

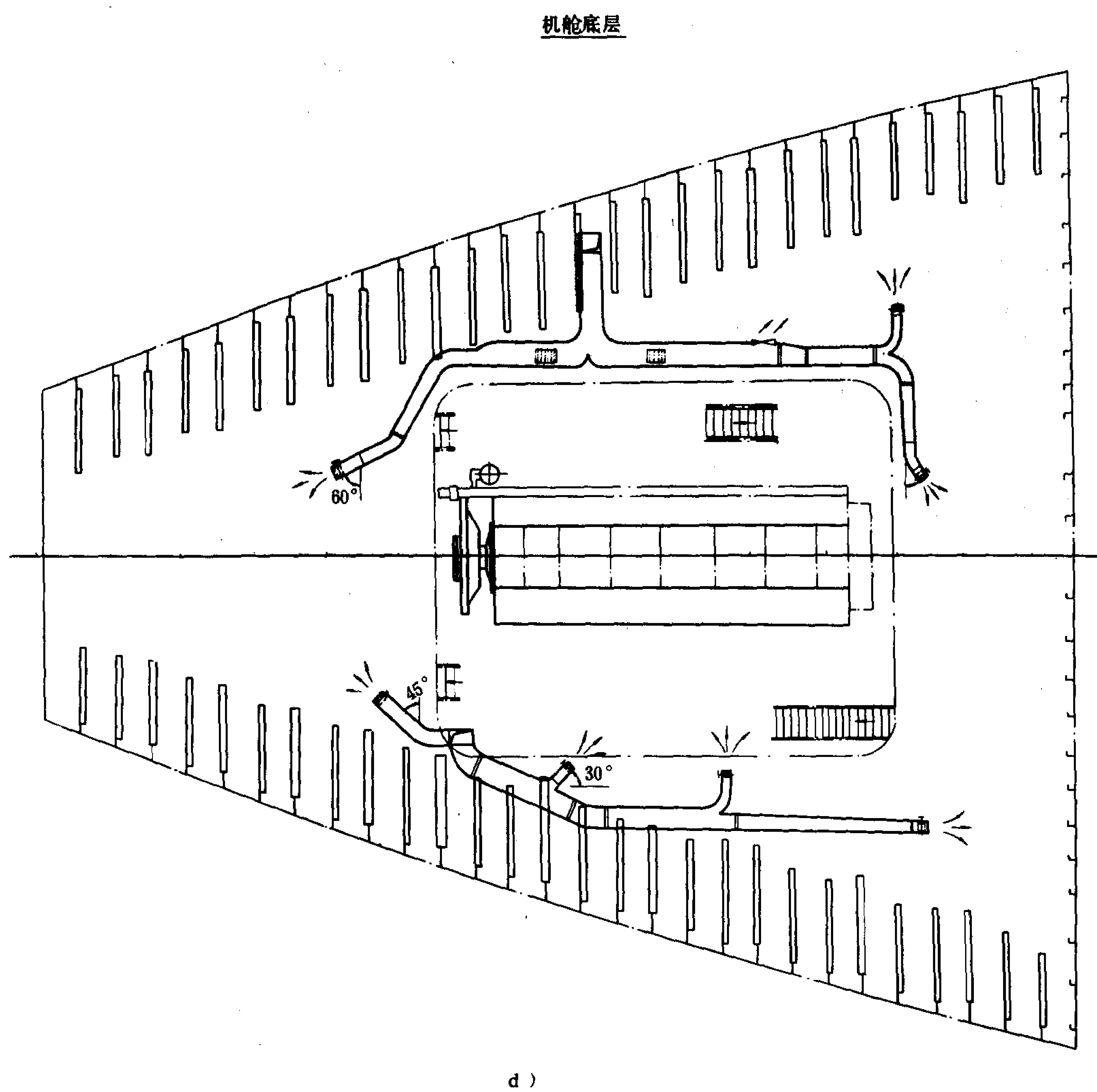


图 7.5.3－8　1.5 万吨级远洋多用途货轮机舱通风管系图
a)侧视图；b)上平台通风；c)下平台通风；d)机舱底层通风

2)2.7万吨级自卸船机舱通风管系，见图7.5.3—9

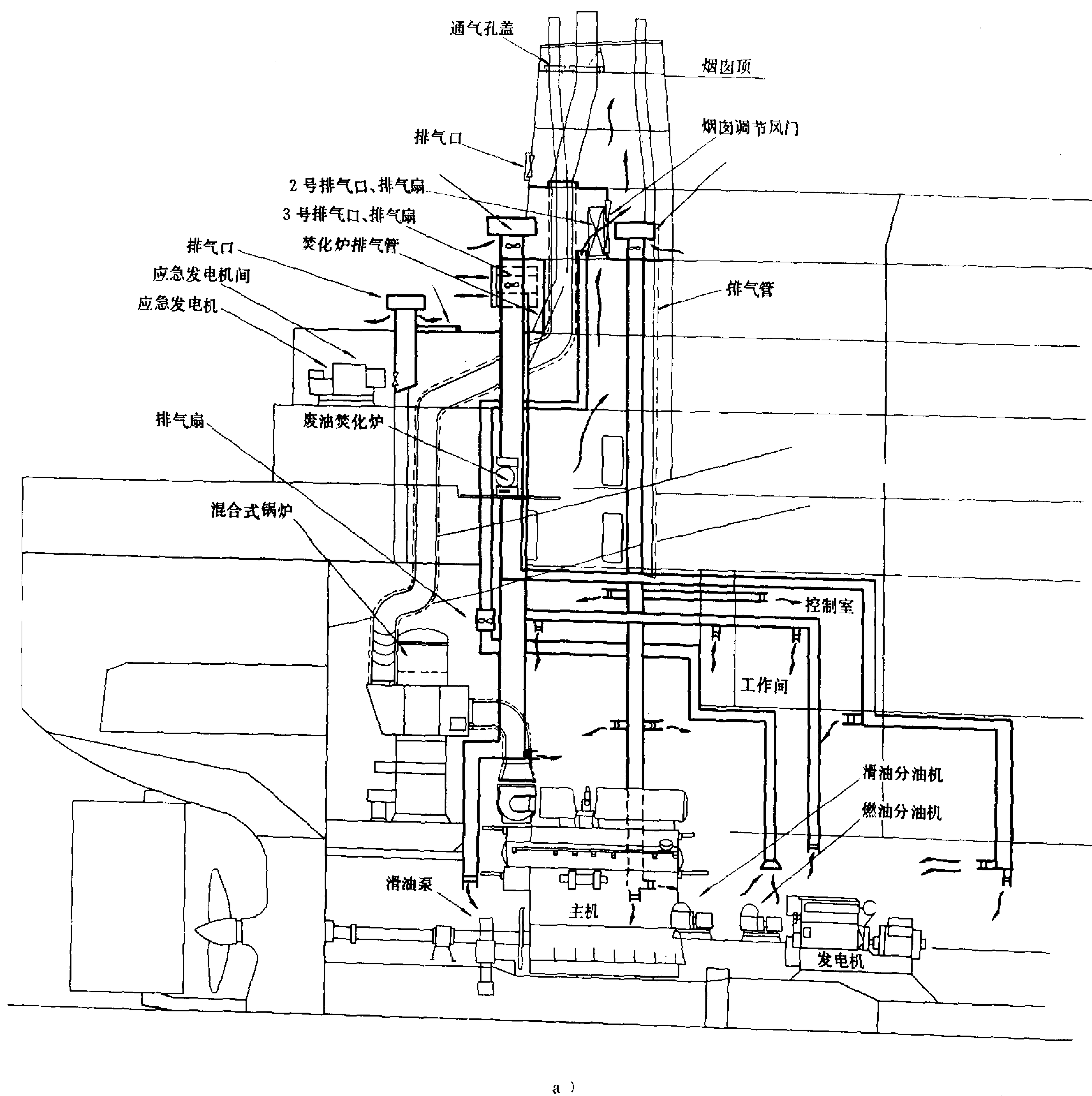
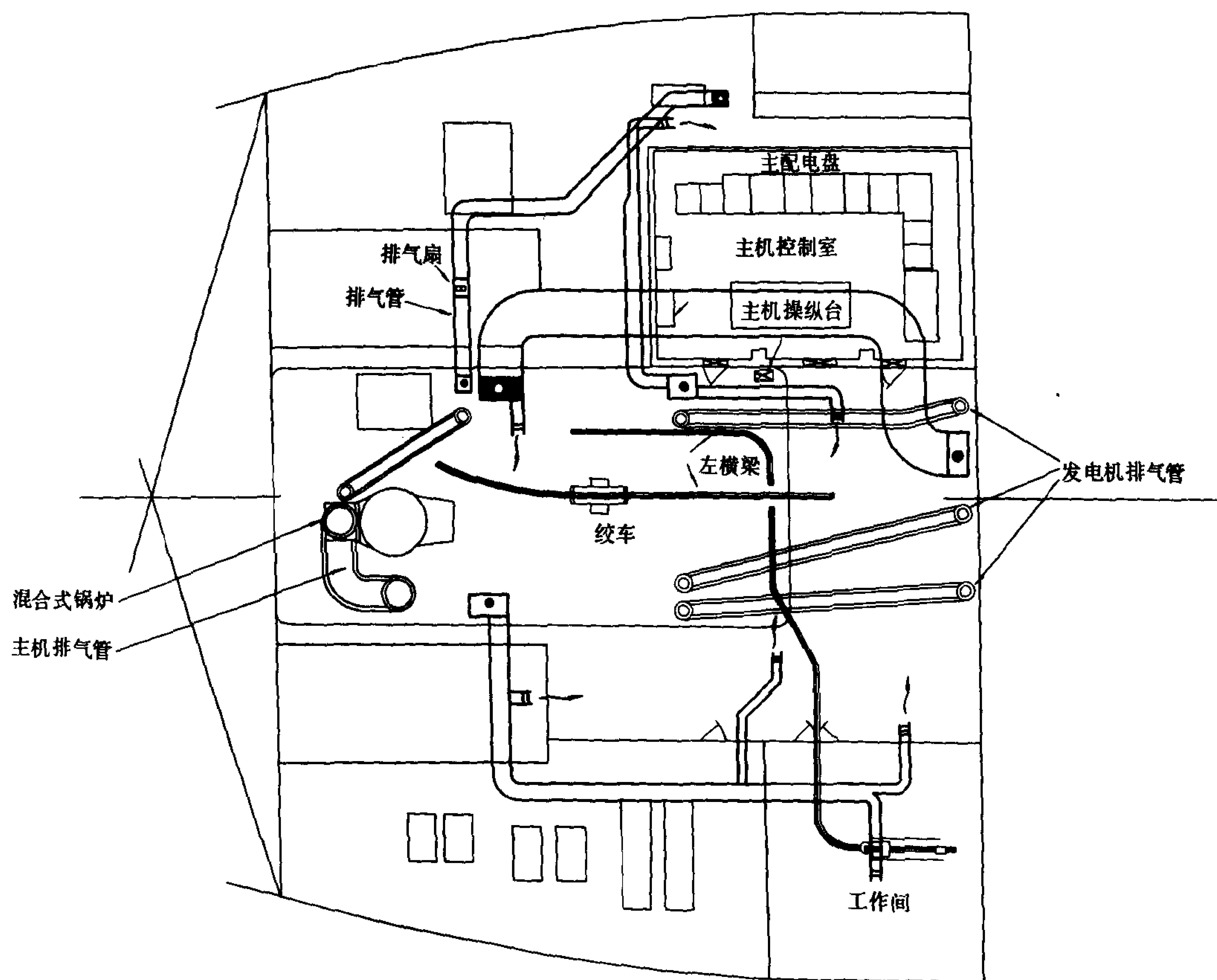
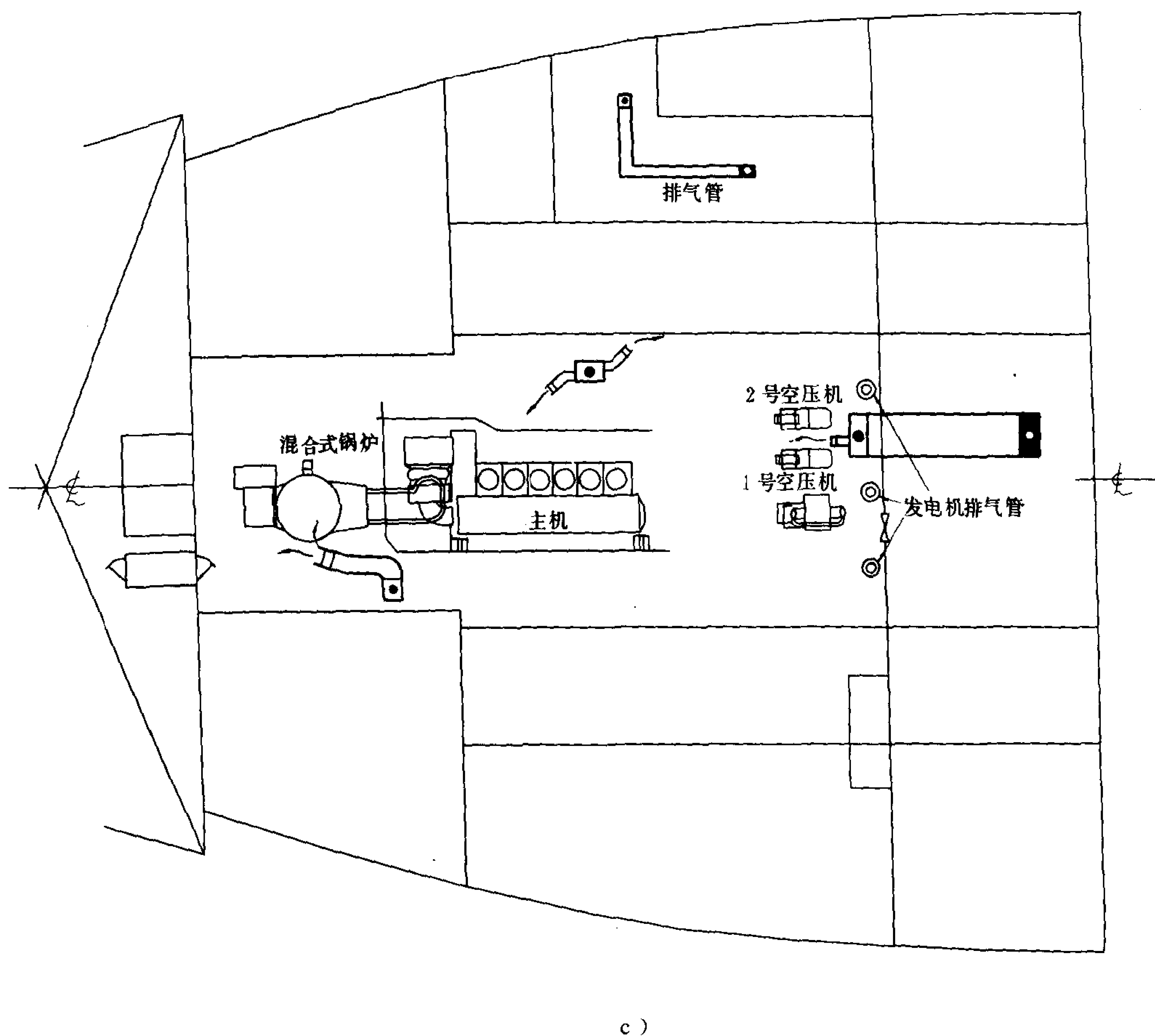


图 7.5.3—9



b）

图 7.5.3—9



c）

图 7.5.3—9

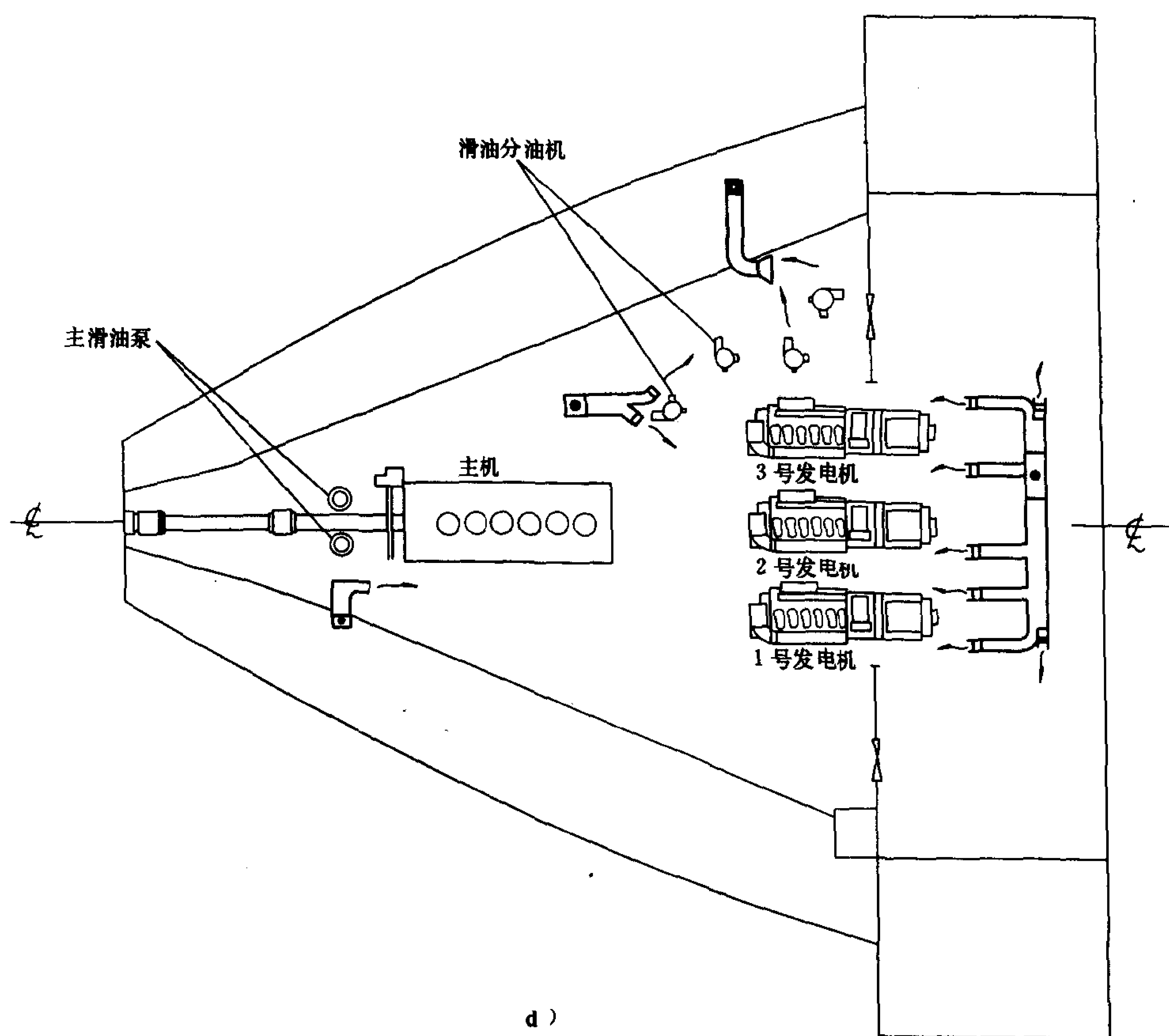


图 7.5.3—9　2.7 万吨级自卸船机舱通风管系图

a)侧视布置图；b)二层甲板通风管系；c)三层甲板通风管系；d)机舱底层通风管系

热线图中辅汽轮机使用与主机参数相同的新蒸汽和单级加热给水时，热线图效率等于：

$$\eta=\eta_{to}、\beta_{F}、\eta_{FP}、\eta_{e}、\eta_{B}\cdot\frac{1}{1+\alpha g_{ATP}+g_{ATC}+g_{HE}} \qquad (4.3.9\text{-}2)$$

式中：α ——背压式辅机的热量利用系数；它是蒸汽在辅汽轮机中的平均内焓降与循环中吸热之比，其值一般为 0.03～0.04；

g_{ATP}——背压式辅汽轮机的相对耗汽量，是其耗汽量与主机耗汽量之比；

g_{ATC}——凝汽式辅汽轮机的相对耗汽量，是其耗汽量与主机耗汽量之比；

g_{HE} ——装置中热交换器、各种漏泄及全船及生活用汽等的相对耗汽量，是其耗汽量与主机耗汽量之比。

2.3 热线图性能

热线图性能是热线图诸参数对热线图效率影响的规律和特性。对于利用辅机排汽加热给水的热线图，这些参数中最重要的又是实施回热的参数，如给水加热温度及其加热级数等。

对热线图效率式(4.3.9-2)分析研究和根据实际运行经验得知：

1)热线图效率式右端各项各自成正比地影响热线图效率。不仅如此，它们各自变化后，还通过别的参数对热线图效率产生二次影响。例如，锅炉效率下降，一方面直接影响热线图效率；另方面使燃油泵、鼓风机的耗汽量增多，使热线图特性值减小。为了保持热线图效率，在运行中必须按规定保持各机械的良好状态和运行参数；

2)存在一个最佳的背压式辅汽轮机排汽压力值，在其余参数不变的情况下，它使热线图效率最高。最佳背压值随动力装置负荷的降低而减小。但是运行中难以做到随装置负荷的变化而改变排汽压力。因此，在设计时需综合权衡多种因素后确定背压值，并在运行时保持不变。

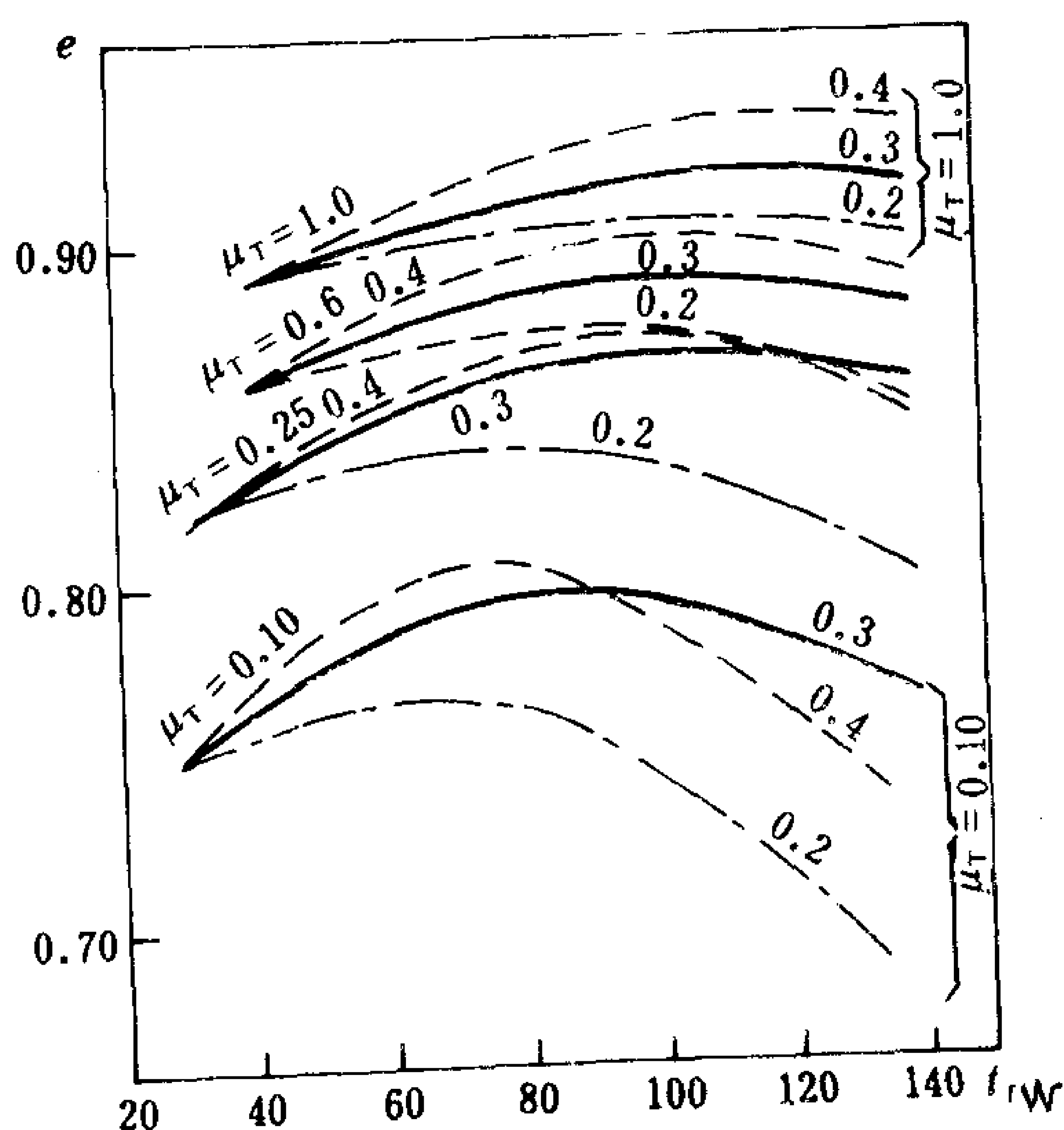


图 4.3.9-2 利用辅机排汽单级加热给水热线图的给水终温t_{fw}与热线图特性值e关系曲线

μ_T=1.0、0.6、0.25、0.10 分别表示动力装置 100%、60%、25%及 10%的负荷工况

----背压式辅机全负荷下有效效率为 0.4 的曲线；

———背压式辅机全负荷下，有效效率为 0.3 的曲线；

—·—背压式辅机全负荷下有效效率为 0.2 的曲线

对一蒸汽初参数为 7 MPa，450℃的舰用蒸汽动力装置热线图，通过计算得出的给水终温与热线图特性值的关系曲线如图 4.3.9-2 所示。对应于曲线最高点的给水终温即为最佳给水终温。

3)装置负荷降低后，背压式辅机排汽量将大于给水加热器所需的蒸汽量，出现排汽的“剩余”。此时，可采用合并背压式辅机的负荷，将背压式辅汽轮机驱动的辅机转为电力驱动、或将剩余排汽通入主汽轮机中间级作功等措施，重新建立蒸汽的供求平衡。

4)采用两级加热给水，虽然在全负荷工况时可使热线图效率比一级加热给水高，但到了低负荷工况，往往会出现相反情况。

2.4 优缺点和应用范围

这种热线图结构简单，在装置的不同负荷工况下易于保持背压式辅机排汽压力稳定，从而给水加热温度稳定，有利于除氧。它适用于经常在变工况下工作的舰用蒸汽动力装置。但是，由于加热级数不超过两级，故热线图效率不高。

3 利用主汽轮机抽汽加热给水的热线图

这种热线图利用从主机中不同压力的抽汽点抽汽分别加热给水。与此同时，也利用某些辅机排汽在混合式给水加热器中加热给水，以便稳定地除氧。动力装置中锅炉内的空气预热器既可用烟气，也可用主机抽汽加热空气。

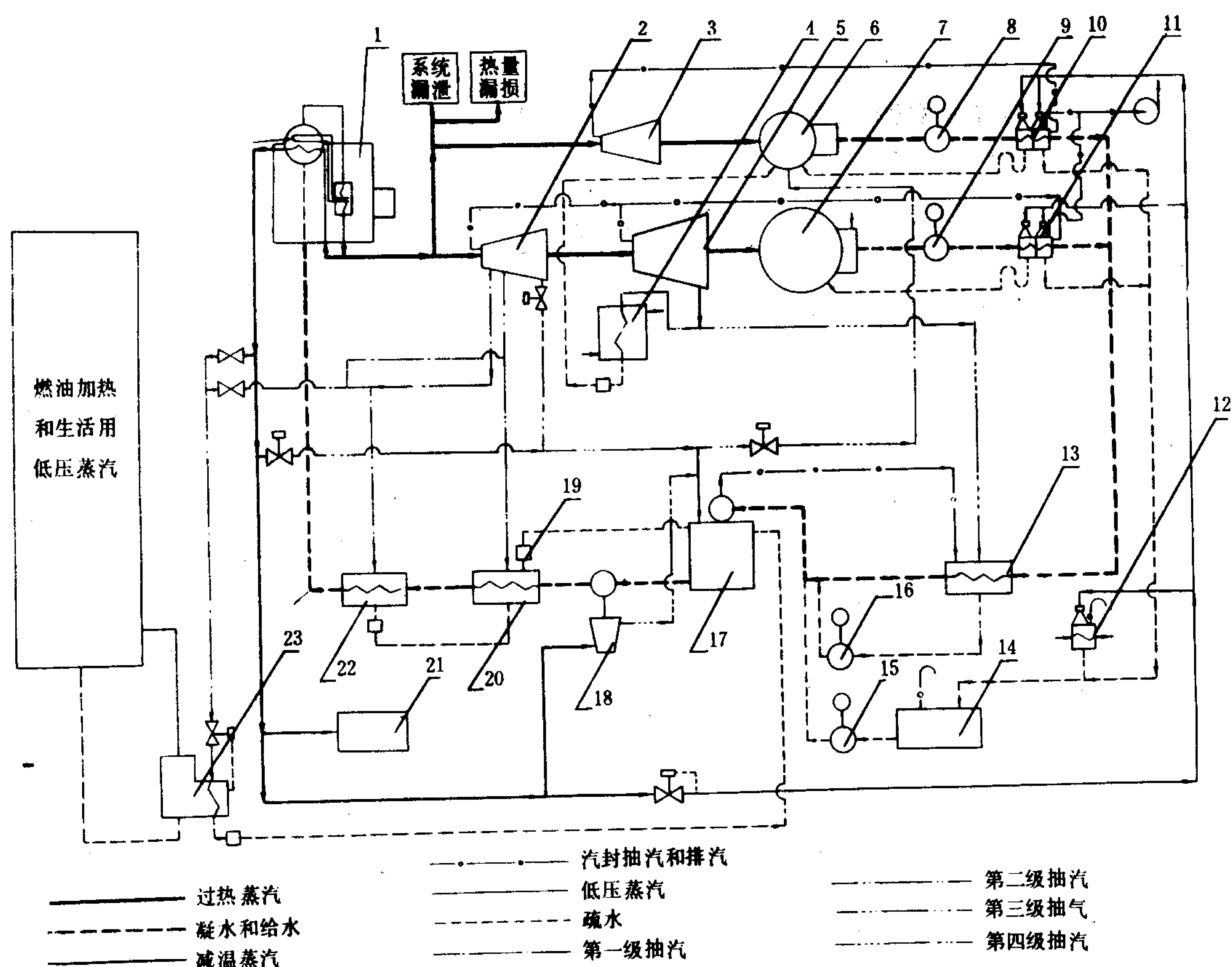


图 4.3.9-3 利用主汽轮机抽汽 4 级加热给水的热线图

1-主锅炉；2-高压缸汽轮机；3-汽轮发电机；4-蒸发器；5-低压缸汽轮机；6-辅冷凝器；7-主冷凝器；8-辅凝水泵；9-主凝水泵；10-辅空气抽除器；11-主空气抽除器；12-蒸发器；13-低压给水加热器；14-大气式疏水柜；15-大气式疏水泵；16-凝水疏水泵；17-除氧器；18-主给水泵；19-阻汽器；20-高压第 1 级给水加热器；21-吹灰器；22-高压第 2 级给水加热器；23-低压蒸汽发生器

3.1 典型热线图

图 4.3.9-3 所示是在民用船舶上利用主汽轮机抽汽 4 级加热给水的热线图。低压缸汽轮机的抽汽用于低压给水加热器。除氧器的加热蒸汽为驱动主给水泵的汽轮机排汽和高压缸汽轮机中的第 3 级抽汽。高压第 1 、 2 级给水加热器则使用高压缸汽轮机的第 1 级和第 2 级抽汽。热线图中有一个低压蒸汽发生器，它产生的低压蒸汽供生活和加热燃油等使用。

3.2 热线图效率

当这种热线图的辅机使用与主机参数相同的新蒸汽时，热线图效率式为：

$$\eta=\eta_{\mathrm{to}}\cdot\beta_{\mathrm{F}}\cdot\eta_{\mathrm{FP}}\cdot\eta_{\mathrm{e}}\cdot\eta_{\mathrm{B}}\cdot\xi\frac{1}{1+\xi(\alpha g_{\mathrm{ATP}}+g_{\mathrm{ATC}}+g_{\mathrm{HE}})} \tag{4.3.9-3}$$

式中：ξ——回热循环的相对系数，$\xi=\frac{\eta_{\mathrm{RC}}}{\eta_{\mathrm{to}}}$见式(2.3.8-5)；其余的符号与公式(4.3.9-2)相同。

3.3 热线图性能

图 4.3.9-4 是理想情况下不同蒸汽初压时给水最佳终温t_{fw}与加热级数n的关系曲线。

图 4.3.9-5 为不同加热级数n时给水加热度μ与相对节热率E的关系曲线。关于μ，参见本篇第 8 章 2.2。

分析曲线可知：

(1)实际热线图的相对节热率E较理想的低。当加热级数n相同时，最佳给水加热度μ也小。

(2)不论加热级数为多少，当给水加热度μ超过最佳值时，相对节热率将减少，甚至可能出现负值(当μ很大时)。

(3)蒸汽初参数越高，加热级数相同时最佳给水终温越高；并且增加加热级数带来的效益较低的蒸汽参数明显。

(4)相对节热率曲线在最高点附近比较平坦，给水加热度μ在这附近变化时对热线图效率影响不大。

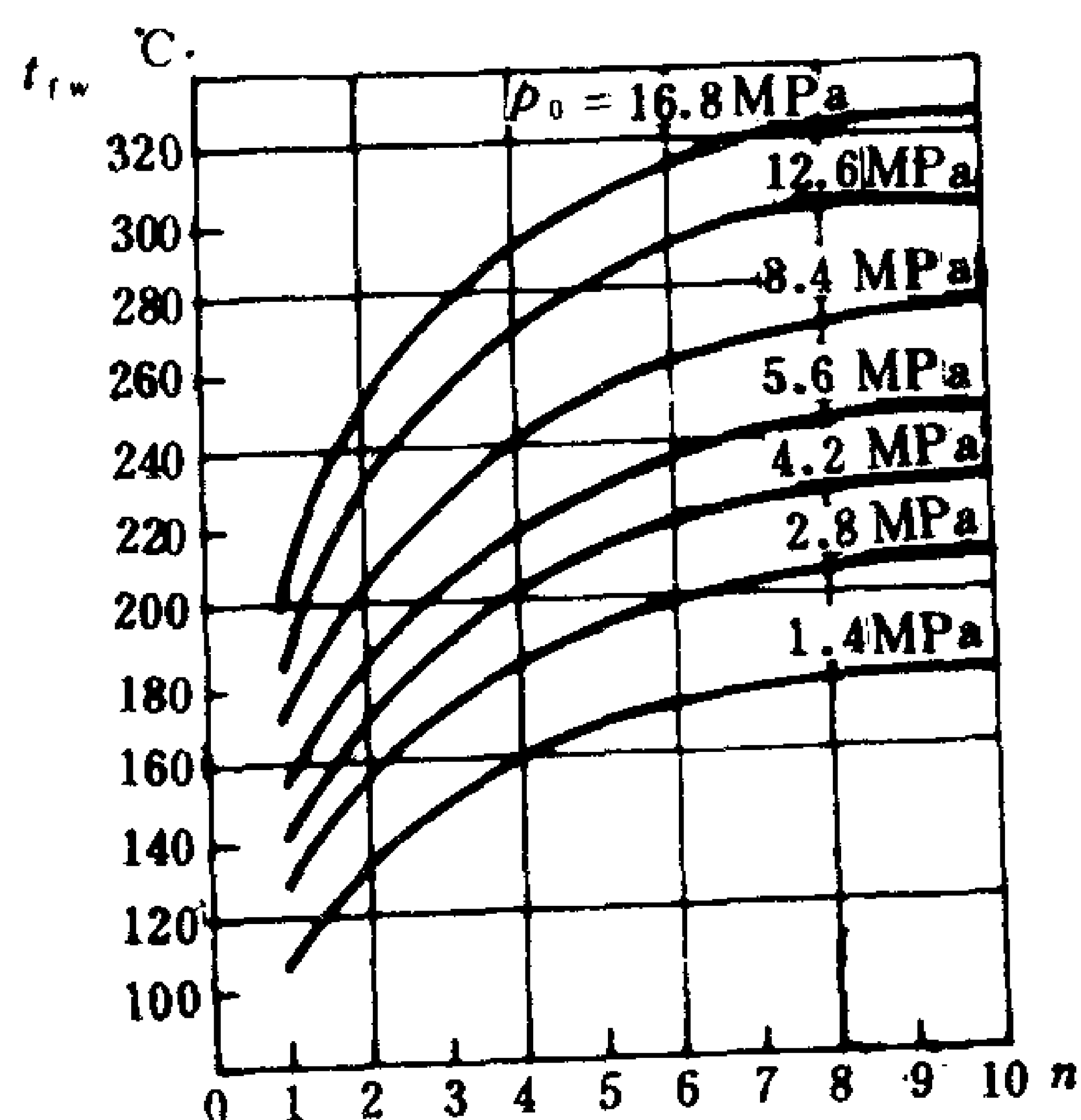


图 4.3.9-4 理想热线图的给水最佳终温t_{fw}与加热级数n的关系曲线

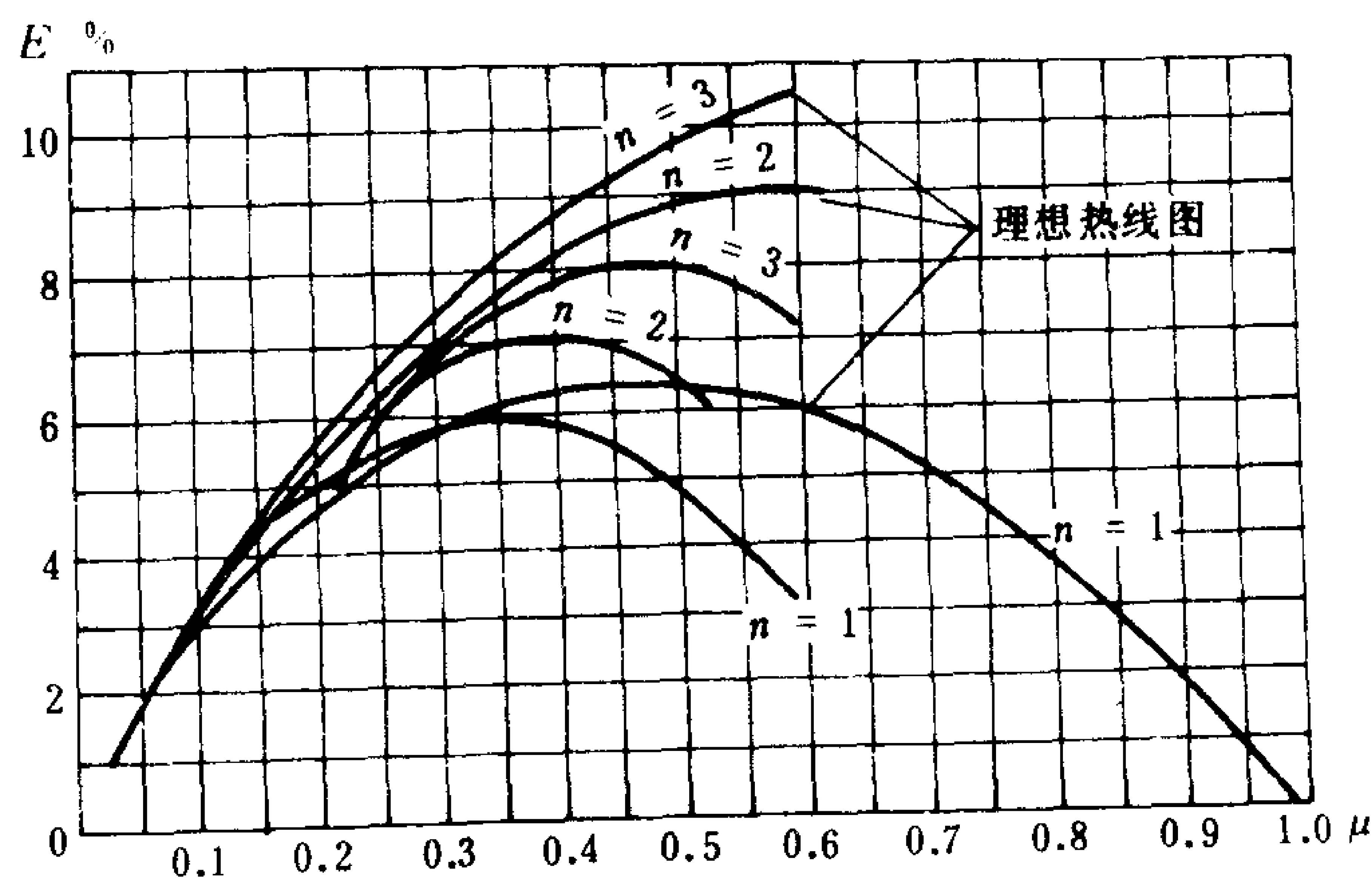


图 4.3.9-5 相对节热率E与给水加热度μ和加热级数n的关系曲线(蒸汽初参数为 7 MPa，450℃)

3.4 优缺点和应用范围

这种热线图效率高，多级抽汽在主汽轮机上易于实现，同时还带来主汽轮机高压部分效率的提高和低压缸汽轮机在尺寸、使用寿命上的改善；锅炉采用蒸汽空气预热器后在结构上得到改善。因而在重量尺寸要求不严格而在经济性上要求很高的民用船舶蒸汽动力装置中广泛应用。目前，加热级数最多已达六级。显然，增多加热级数会使装置复杂和管理维修费用增大。

4 使用中间再热蒸汽的热线图

这种热线图同时采用一次或两次中间再热的再热循环和多级回热循环。回热循环部分的原理和结构与前述热线图基本相同。

4.1 典型热线图

图 4.3.9-6 所示是一种典型的使用中间再热蒸汽和多级加热给水的热线图。其中，一台给水泵由背压式辅汽轮机驱动，另一台由中压缸主汽轮机驱动；发电机由低压缸汽轮机驱动，也可以由辅汽轮机驱动。两种不同的驱动方式提高了辅机的独立性。这种热线图的蒸汽初参数为 10～10.5 MPa，510～515℃。

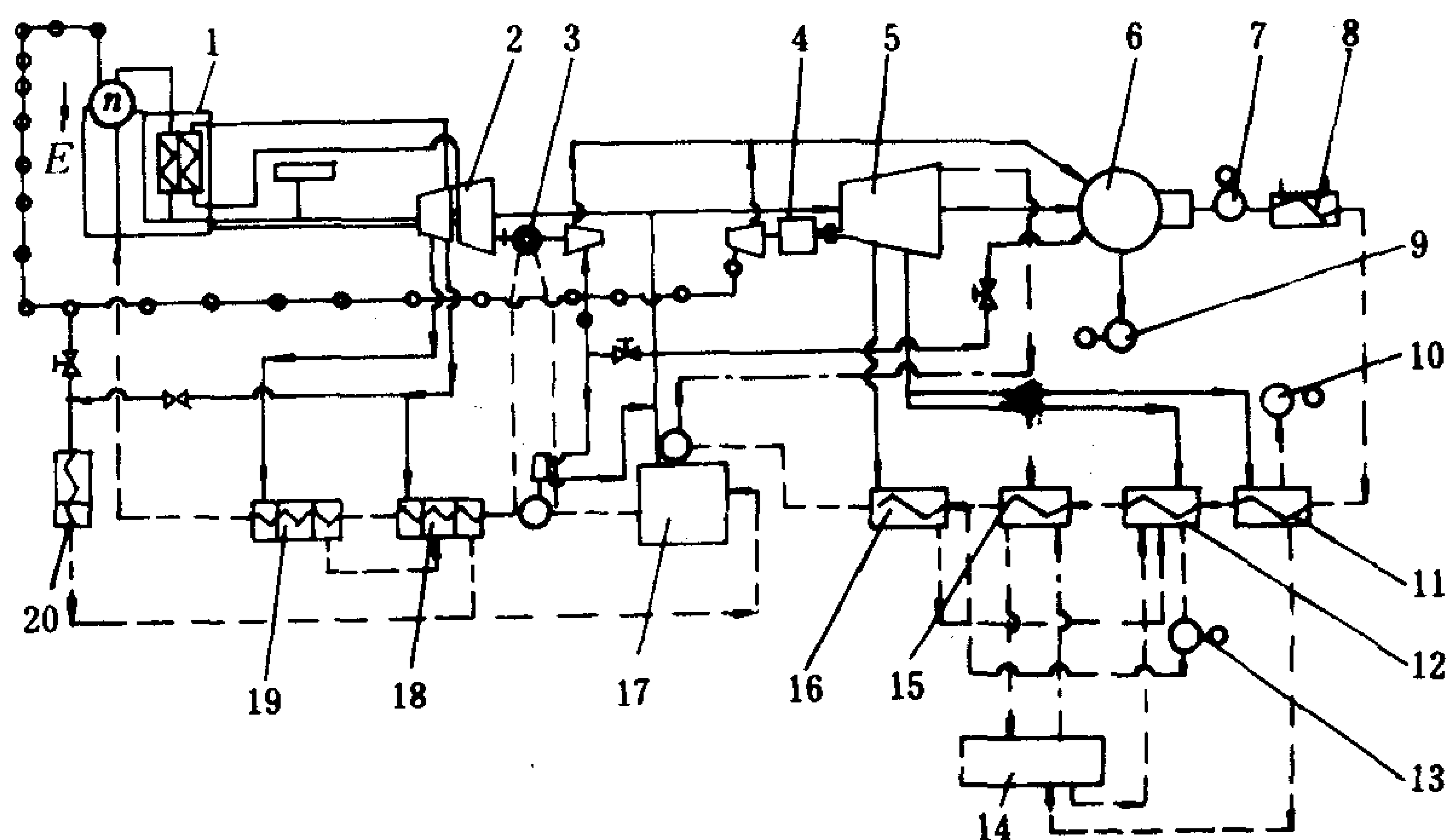


图 4.3.9-6 采用中间再热蒸汽和多级加热给水的热线图

1-主锅炉；2-高、中压缸汽轮机；3-给水泵；4-发电机；5-低压缸汽轮机；6-冷凝器；7-凝水泵；8-滑油冷却器；9-主真空泵；10-蒸发器真空泵；11-蒸发器冷却器；12-低压第 1 级给水加热器；13-疏水泵；14-疏水柜；15-抽除器冷却器；16-低压第 2 级给水加热器；17-除氧器；18-高压第 1 级给水加热器；19-高压第 2 级给水加热器；20-污水蒸发器

4.2 优缺点和应用范围

这种热线图兼有再热循环和回热循环的优点，同时还采用主汽轮机轴带辅机这种最经济的驱动方式。因此，热线图效率较高，耗油率在 0.27 kg/kw·h以下。由于追求经济性，热线图的结构显然复杂，动力装置的重量尺寸也大，因而主要应用在巨型油船上。

3)货舱通风装置的组成：

它主要有三个部分：

(1)除湿机、有冷却式，固体吸着式，液体吸收式等三种，它将外部空气吸入除湿成干燥空气后再进入货舱的通风装置，详见本篇第4章。

(2)通风装置：各货舱都设有循环送风机，可控制的调节风门，分配管道等。该装置可用人工操作各舱调节风门或在驾驶台进行气动遥控。

(3)温度、湿度遥测和自动记录装置：

该装置能将测得的大气及干燥空气的温度、湿度、露点、各舱内空气露点的数值自动记录在驾驶台的自动记录装置中。然后，可以根据此记录再进行人工或遥控通风。

3.4 货舱通风系统维护、使用注意事项

海上的空气比岸上潮湿，盐份较多；船舶在航行时，温度与湿度的变化大，变化速度快，因此除了要求能保持货舱内货物最佳贮运条件外，货舱通风系统在维护使用方面，尚须注意下列几点：

1)干、散货舱内空气相对湿度最高不大于60%。

2)舱外空气温度等于或低于货舱内空气露点时，则采用通风循环。

3)舱外空气温度高于货舱内空气露点时，则停止货舱通风，或作封闭循环。若有干燥通风装置，可加干燥空气。

4)装有干燥装置的通风系统，应按时记录货舱内、外空气的干球温度和露点温度，及时操作干燥装置，以避免货舱内凝水现象。

5)须定期检查进、排气管道情况，防止管道因腐蚀烂穿而短路。

6)当遇大风浪、浓雾、火灾时，必须完全停止通风，并关闭所有通风口。为此，货舱通风系统的风管、风帽、转动装置、须经常加油，风闸、风门上的轴承，亦须定期加油。

7)即使在风浪飞溅中或小雨中航行时，通风系统的通风筒，应仍能保证通风。若不能通风，则应考虑更换通风帽的形式或提高通风筒的高度。

8)轴流式或离心式通风机应按规定周期检查轴承并加油。电动机的绝缘，应定期测量并清洁。风机的振动与噪音有明显增加时，应检查风叶的完好与平衡状况。

3.5 货舱通风系统实例

27000t级自卸船货舱通风实例见图7.5.3—15。27000t级自卸船货舱通风，分为二个系统，一个为货舱底部的皮带输送舱通风，采用机械进风，机械抽风方式。进风机1台为1100m^3/min×18.5kW×1000r/min，排风机2台，各为550m^3/min×11kW×1500r/min。自船尾部进风，船首部出风。另一个系统为各个货舱的舱盖前、后部，均设有具有水密门盖的自然通风的风栅，并在各个货舱前部甲板上，装设有菌形风帽的自然通风风管，其高度不超过0.9m。

4 其他舱室通风

4.1 居住生活舱室通风

4.1.1 船员和旅客舱室通风

现代船舶居住舱室的通风，属于全面通风。全面通风的概念为在同一通风系统中既可输送冷风或热风，作为空气调节，又可在春秋季节进行单纯通风。

船员、旅客舱室和餐厅、会议室，吸烟室等公共场所，均应有良好的通风，通风量可按每人每小时需要 $50m^3$ 风量计算，或按本篇第 1 章表 7.5.1—1 选取。

1)没有空调的船舶，上层居住舱室，应尽量利用自然通风。舱外新鲜空气，由进风帽送入走道，通过开在门上或壁上的风栅进入舱室内，再通过舷壁或甲板上的排风帽排出舱外。

2)设在主甲板以下的舱室，宜用机械通风机将新鲜空气直接送入舱室内，通过门上或舱壁上的风栅排入走道，然后由厕所或浴室等抽风系统排出舱外。必要时也可另装机械抽风。

4.1.2 厕所和浴室通风

主要采用机械抽风，自然进风。上层甲板的厕所，可采用壁式或顶式自然排风。一个区域内的厕所、浴室可共用一个抽风系统。为求抽风效果，应在支管中装有风闸，以便调节。如图 7.5.3—16所示。

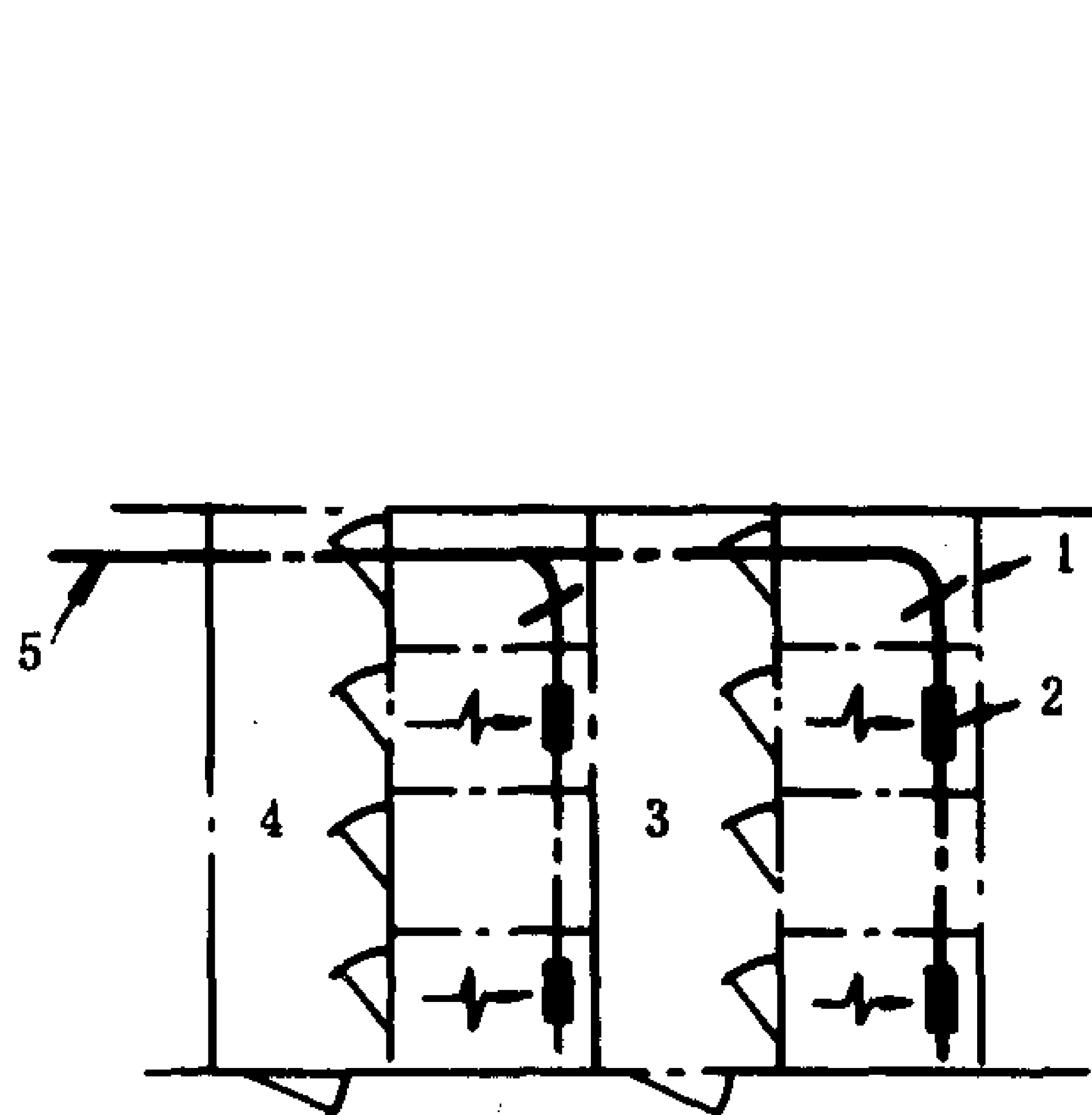


图 7.5.3—16 厕所浴室抽风系统图

1—风闸；2—风栅；3—浴室；4—厕所；5—抽风管

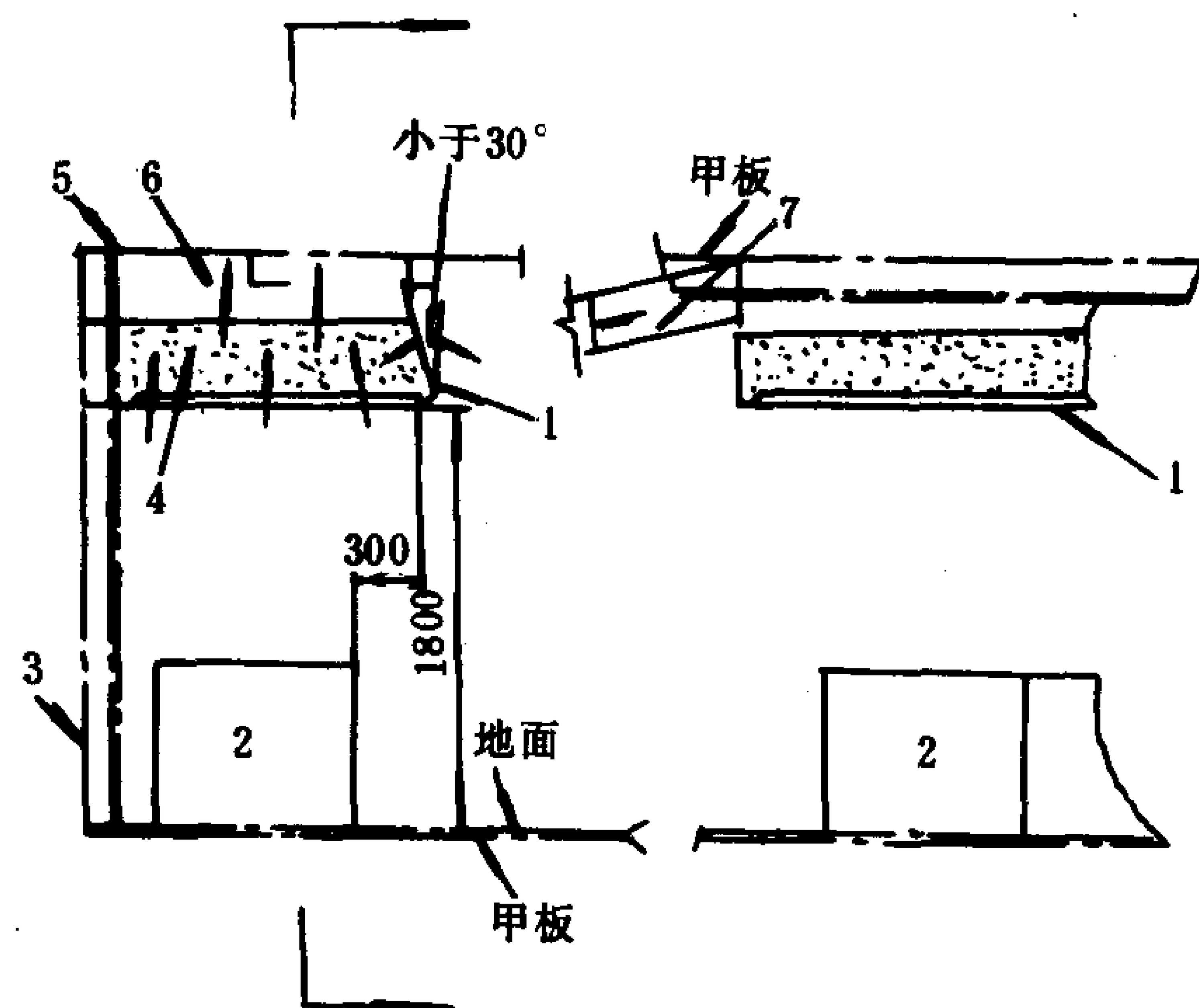


图 7.5.3—17 厨房脱排油气罩简图

1—吸气罩；2—炉灶；3—隔舱壁；4—空气过滤层；5—甲板；6—空气箱；7—抽风管

4.2 厨房通风

1)应独立于其它通风系统。

2)小型船舶或拖船的厨房通风，采用单纯自然通风，即在炉灶顶上开排气天窗，人员操作处装自然进风帽。

2.3 自动控制和监测系统的试验

按有关的试验规范进行。

2.4 推进装置机动性试验

2.4.1 起动试验

1）正常起动试验　测量从主锅炉冷态起动到主机升到全速所需的时间。

2）紧急起动试验　测量从主锅炉冷态紧急起动到主机紧急升到全速所需的时间。

3）热态起动试验　测量主锅炉热态留汽、主机热态停车情况下，从锅炉热态起动到主机升到全速所需的时间。

2.4.2 主汽轮机换向试验

1）测量从各正车工况换向到倒车工况所需的时间。

2）测量从全速正车工况快速换向到全速倒车工况所需的时间。

2.4.3 停车试验

1）测量主汽轮机机组在全速正车工况下不使用速闭阀停车所需的时间。

2）测量主汽轮机机组在各正车工况下用蒸汽制动至停车所需的时间。

2.5 辅机及管系的试验

2.5.1 辅助机械设备的试验

1）进行起动试验。

2）校核操纵机构及安全保护装置工作的可靠性。

3）进行负荷试验，并测量主要性能参数。

2.5.2 管系的试验

1）校核自动调节和安全保护装置工作的可靠性；

2）检查遥测装置和仪表设备工作的正确性。

3）检查管系中阀件传动装置工作的灵活性。

4）根据各管系职能进行效用试验。

3 船舶蒸汽动力装置的热平衡试验

3.1 热平衡试验的目的及其内容

在船舶营运过程中，实际航行条件下蒸汽动力装置热平衡试验的目的是：检查装置能量的分配和平衡情况；获得全面的热工参数和热力性能。

试验要在各种工况下进行，如全速、中速、低速和停泊工况等。对每一工况，通常要检查和测定的主要内容有：

1）检查主机、锅炉及为它们服务的各种辅机及管系工作的可靠性。

2）记录各机械、设备和各管系上特征点的热工参数。

3）测定给定工况下主机的功率及转速、主锅炉燃油消耗量、主、辅机的耗汽量及装置的汽、水漏泄量。

4）检查辅助装置的工作，并测定汽轮发电机的耗汽量、蒸发器耗汽量及造水的数量和质

量。

此外，还可以对装置两个主要组成部分——主机和主锅炉进行热工和热平衡试验，测定它们的能量损失并求得它们的效率，测定最佳真空度等。

3.2 热平衡试验的方法和步骤

3.2.1 建立试验组织

由有关部门(船队、科研机构、船舶)建立专门的试验组织，负责试验指挥并组织实施。试验组成员包括：组的领导人，主机、锅炉、辅助装置等若干个观测记录小组，小组人数由观测点的多少来确定。

3.2.2 编制试验大纲

试验大纲包括：试验目的、内容、试验日期、试验海区、试验要求的条件(包括气象、海况及船体状态等)，试验进行的步骤及注意事项等。

3.2.3 试验前的准备

1)文件的准备　主要有各种机械的设计和使用说明书、使用保养条例，各厂试验台的初始证书、系泊试验和航行试验履历簿，用于试验的所有检测仪表的校验证书或国家检查的铅封证明(均应在有效期内)，燃油、滑油及锅炉用水的化验结果和检查试样，船舶吃水和排水量的测定记录。

2)仪表的准备　检查、校核试验所必需的各种仪器、仪表，是否符合证书规定的要求。

3)各种测量记录表格的准备　可按机舱、炉舱及辅机舱把记录表格分成3大组，每组中按每台机械单独列表，每张表上应列出该机械需要检查的项目，并注明测试的工况。

3.2.4 试验的组织实施

1)测试人员详细分工。

2)组织测试人员熟悉被测机械(设备)的性能，测试仪表用法及参数测试方法。

3)在船长、轮机长配合下，把动力装置运行管理人员组织好。

4)在到达指定海区并满足试验条件(气候、风浪等)下，按试验大纲规定开始试验。

3.3 保证试验准确性的主要措施

试验中除了保证装置工作的可靠性、正确地按操作规程操作以外，还应采取各种措施，保证试验和测定性能的准确性。

3.3.1　出航前要测量吃水和计算排水量，对试验海区的水文情况也要测定和登记。排水量应根据船舶可变载荷(油、水贮量、船员数量、临时装载或卸下的设备等)测量登记的数据来计算。试验海区的水文情况包括水深、风向和风力、流速、大气压力、空气温度和湿度、海水温度及能见度等。试验中应保持排水量、气象及海区情况符合试验大纲的要求。

试验中船体保持正直，船底洁净。

3.3.2　所有工况的试验开始时刻应以动力装置热力状态稳定为准。稳定的标准是所测热工参数的波动在规定的范围内例如锅炉蒸汽压力±2%、过热蒸汽温度±5℃、主冷凝器压力±1%、给水终温±10℃、辅机排汽压力±10%、螺旋桨转速全速时±2%、经济航速时±4%等。

3.3.3 试验记录中注意事项

1)应使用单独的表格分别记录不同的试验工况，不允许把两个或两个以上工况的数据登

4.5 油船的泵舱通风

本节主要说明油船的货泵舱和在货油舱区域内的压载泵舱的通风系统。

1)泵舱通风的作用：

主要是排除含有可燃气体的油气，以防止发生窒息、爆炸等事故。

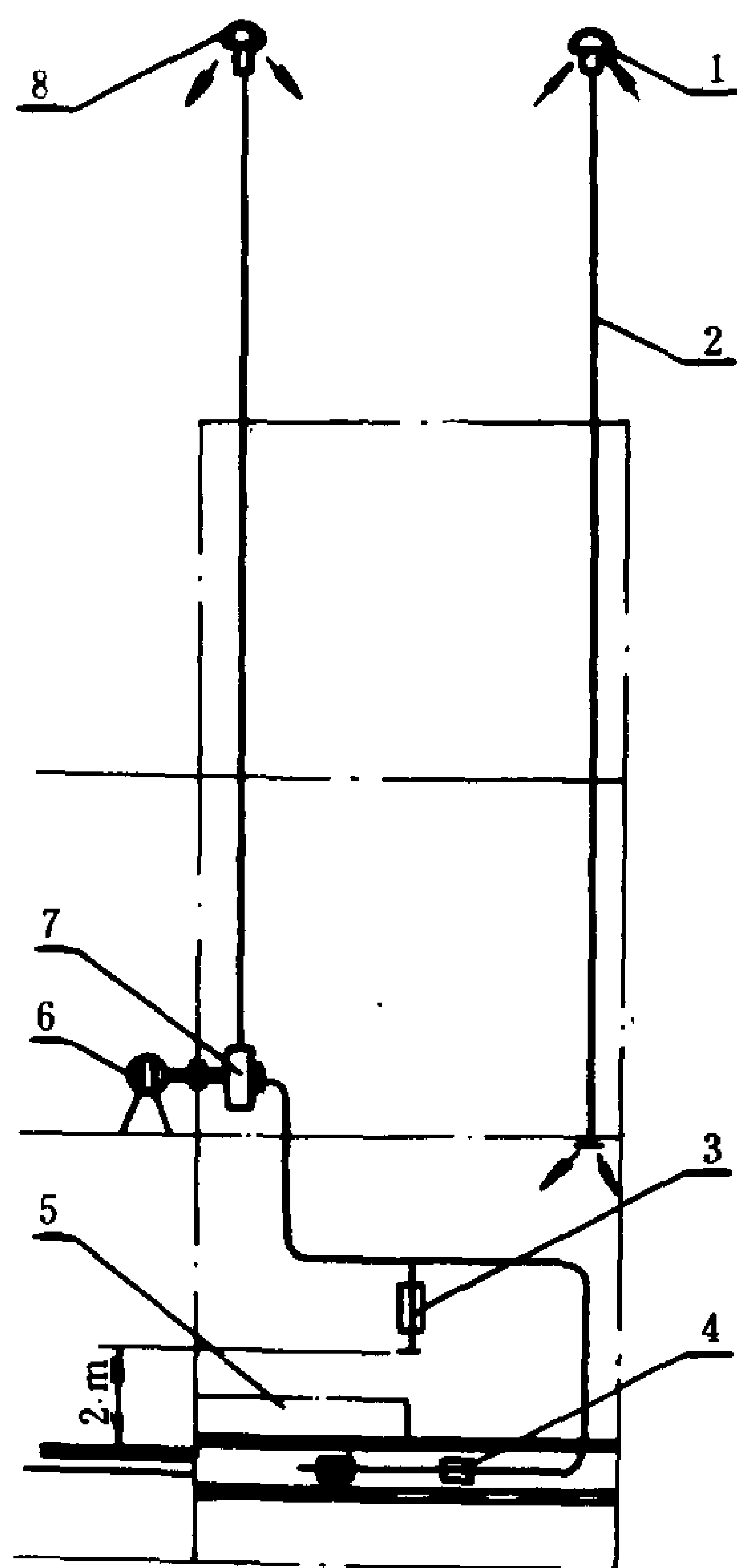


图 7.5.3—21 油船泵舱通风系统图

1—进风帽；2—风管；3—应急吸风口的调节风门；4—吸风栅；5—油泵；6—电机；7—离心通风机；8—排风帽

2)泵舱通风系统，采用自然进风和机械排风，该系统不应与其它处所的通风相连接。其通风量可按 20 次/h 换气次数计算，或参见本篇第 1 章。换气数量可按泵舱的总容积确定。

3)泵舱通风装置的布置。

抽风系统的吸风口位置，应尽量贴近舱底，并须高出肋板或船底纵骨；在泵舱花铁板上方 2m 高处的通风管上，设有应急吸风口和一个能从露天甲板和花铁板上进行开闭的调节风门。如上、下吸气口截面积的选取能保证通过下部吸风口的换气量不少于 20 次/h，则可免设上述调节风门；当由于舱底浸水使下部吸风口被封闭时，上部吸风口的换气量至少应达到 15 次/h。抽风系统排风管的风帽至少高出甲板 3m 时，如距离上层建筑不到 3m 时，则须升高风管高出上层建筑 2.5m。

进风系统用自然通风，从上部引入新鲜空气。进风与抽风风帽的布置，应使排出的可燃气体发生再循环的可能性减至最小。抽风风帽与舱室和封闭工作处所的空气进口或开口，以及与可能的着火源的最近距离至少为 3m。

油船泵舱通风系统，可见图 7.5.3—21。

4)泵舱的通风机：应为防爆型，为此，叶轮与外壳的材料和叶轮与外壳的间隙均须符合下列规定：

(1)叶轮与外壳间隙不得小于叶轮轴轴径的 0.1 倍，且至少应为 2mm。一般不超过 13mm。

(2)叶轮与外壳为非金属材料。该材料的电阻应不超过 108Ω，否则应采取特殊措施，以防止材料表面积聚危险电荷。

(3)叶轮与外壳均为黑色金属，则其间隙应不小于 13mm。

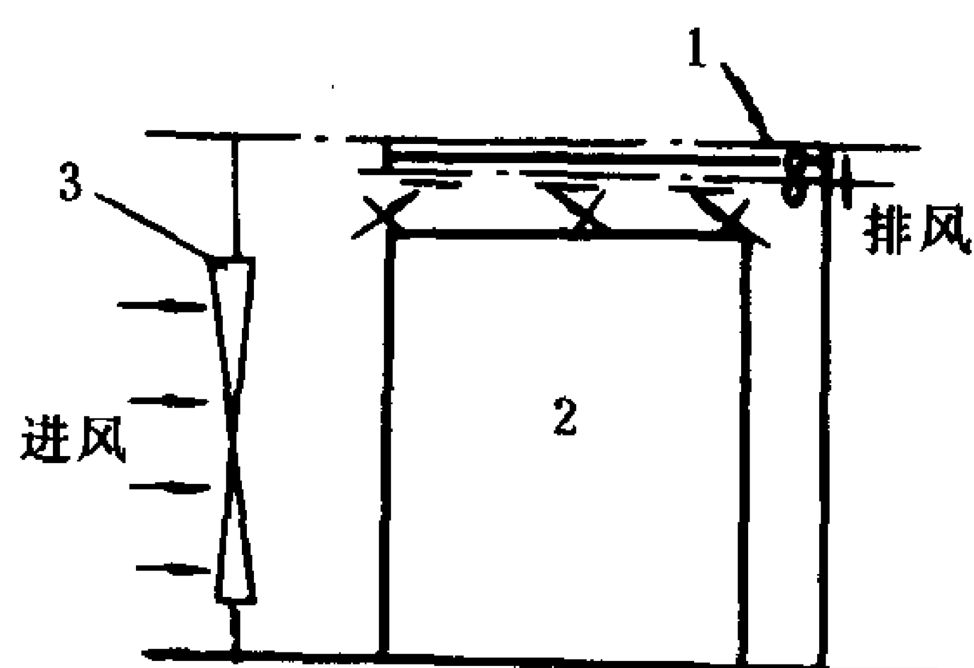


图 7.5.3—22 甲板机械控制器室通风图

1—轴流抽风机；2—控制电阻器；3—铁丝网门

(4)不准使用叶轮为黑色金属，外壳为铝合金，不管其间隙如何。

(5)通风机的原动机应按货油泵原动机的要求布置，并应能在泵舱外面进行操纵。

(6)通风管的进出口应装有网孔小于 13mm 的防护网，以防止物体落入风机外壳。

(7)风机组在船上的安装应与船体有可靠的电气接地。

4.6 甲板机械控制器室的通风

甲板机械包括起货机、舵机、锚机、绞缆机等，尤其是起货机控制器室在停泊装卸时及舵机室在航行时长时间使用，其控制

第 11 章　船舶蒸汽动力装置的管路系统

1　定义和组成

1.1　定义

在船舶蒸汽动力装置中，为专门用途而输送一定工质（如蒸汽、水、燃油、滑油或空气等），以保证动力装置正常工作的成套设备（管路、阀件、机械、附件等），称为动力装置管路系统，简称动力管系。

1.2　组成

船舶动力装置管路系统按其功能及输送的工质分为：蒸汽管系（包括主蒸汽、辅蒸汽及排汽管系），凝水-给水管系，锅炉水处理管系，锅炉通风管系，燃油管系，冷却水管系，润滑管系等。

2　主蒸汽管系

2.1　功用及要求

主蒸汽管系连接主锅炉与主汽轮机。它保证锅炉在任何工况下向主机提供工作蒸汽（过热蒸汽）必要时，主蒸汽管系也可向某些机械设备供汽。

对主蒸汽管系的基本要求是：

1）应具有尽可能高的生命力，这对船舶动力装置具有重要意义，尤其是舰用动力装置。

为此，在有多个推进装置的舰船上配置主蒸汽管系时，各个推进装置在正常情况下应能独立地供汽，彼此互不影响。但是，各推进装置的主蒸汽管系彼此又是连通的，以便当某一管段破损后，可自一个推进装置的锅炉向另一装置的主机供汽。在管路布置上应使遭受战斗破损的可能性最小，尽量不使装置功率损失的可能性达到 100%，还应把各个锅炉引出的蒸汽沿不同舷侧通到主机舱。

2）工作要可靠　设计时要选用符合强度要求的材料，管路线图应尽可能简单，要有支持管路并防止变形、摇摆、振动的支架，还要设置必要的热膨胀补偿装置。为了防止“水锤”现象的发生，需安装疏水阀和疏水支管，装设必需的检查测量仪表和安全阀，用质量良好的连接件和垫片保证管路的紧密性。

3）流动阻力损失要小，重量要轻　流动阻力损失过大，会影响装置工作的经济性，但为了减小阻力而加大管径，将使管路重量尺寸增加。为了解决这一矛盾，必须选择恰当的管内蒸汽流速，一般为 30～50 m/s（舰用高些），最大不超过 70 m/s。

4）维持管系隔热　应敷设足够的隔热层，以防止人员烫伤并保证最小的热量损失。选用坚固而导热系数低、重量轻又不腐蚀管壁的隔热材料。隔热层的表面温度不应超过 60℃。另外，主蒸汽管应布置在机、炉舱上部易见处，避免在楼梯旁或在钢板下面布置新蒸汽管，以免人员烫伤。

5）使用维修方便　阀门启闭要轻便，管路的各部分都应能检查到并便于使用工具，法兰连接的数目应保证在检修时能拆装管段，法兰盘的外圆离船体外板至少 300 mm。

2.2　典型的主蒸汽管系

2.2.1　民用船舶的主蒸汽管系

一般都采用单干管式布置，即一台主锅炉只用一根主蒸汽管向主汽轮机供汽。图 4.3.11-1 所示是干货船汽轮机动力装置常用的主蒸汽管系图。

在正常情况下，主停汽阀是在炉舱启、闭的；在紧急情况下(如主汽管破裂冒汽时)，可在甲板上通过传动机构关闭。在截止-止回阀 2 后面的三通管节上，安装连接汽轮发电机和连

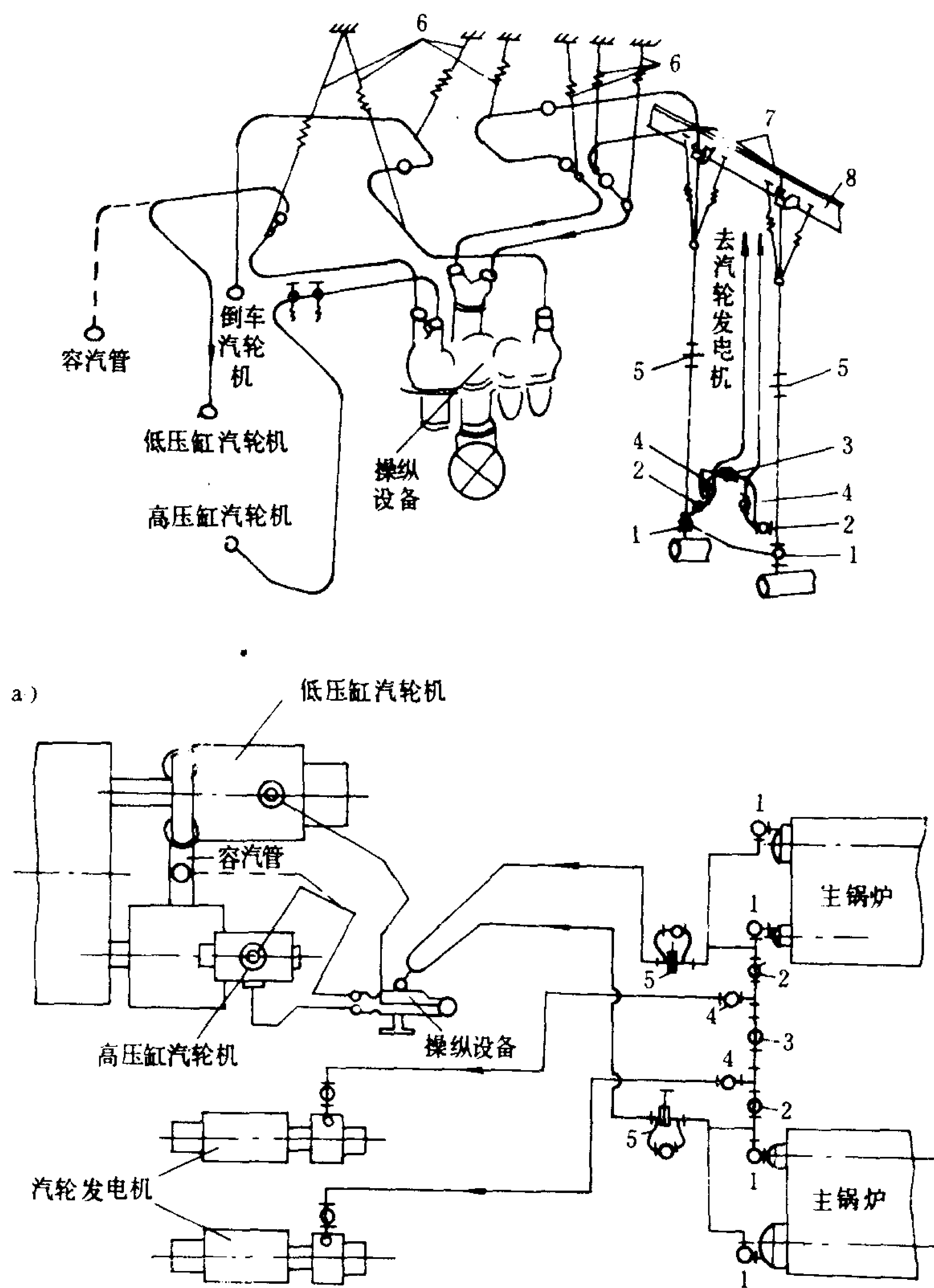


图 4.3.11-1　民用船舶主蒸汽管系图

a）平面布置图；b）立体布置示意图

1 - 主停汽阀；2 - 截止-止回阀；3、4 - 截止阀；5 - 闸阀；6 - 吊架；7 - 滚珠导向器；8 - 弹性梁

通左、右舷主锅炉的管路。当截止阀 3 关闭、两舷的截止阀 4 开启时，去汽轮发电机的蒸汽由同舷的主锅炉供给；当截止阀 3 开启、右舷截止阀 4 关闭、左舷截止阀 4 开启时，左舷汽轮发电机的工作蒸汽可由右舷主锅炉供给。反之亦然。

主蒸汽管的重量由带弹簧的吊架 6 承受。为了减轻主停汽阀后垂直的主蒸汽管的水平方向振动，同时又不妨碍管子的自由膨胀，弹性梁 8 上装置滚珠导向器 7。

从主锅炉来的新蒸汽，必须经过操纵设备才能进入主机。操纵设备由速闭阀、正车操纵阀、倒车隔离阀和喷嘴阀组成。船舶前进时，新蒸汽经速闭阀、正车操纵阀后分成两路，分别流到安装在高压缸汽轮机上、下两部分的喷嘴箱内。这时，倒车操纵阀和倒车隔离阀是关闭的，以防止蒸汽漏入倒车汽轮机。船舶后退时，新蒸汽经速闭阀、倒车隔离阀，倒车操纵阀，进入倒车汽轮机(在低压缸汽轮机中)。图中虚线表示低压缸汽轮机单缸运行时，新蒸汽经操纵设备直接去容汽管。

2.2.2 军用船舶的主蒸汽管系

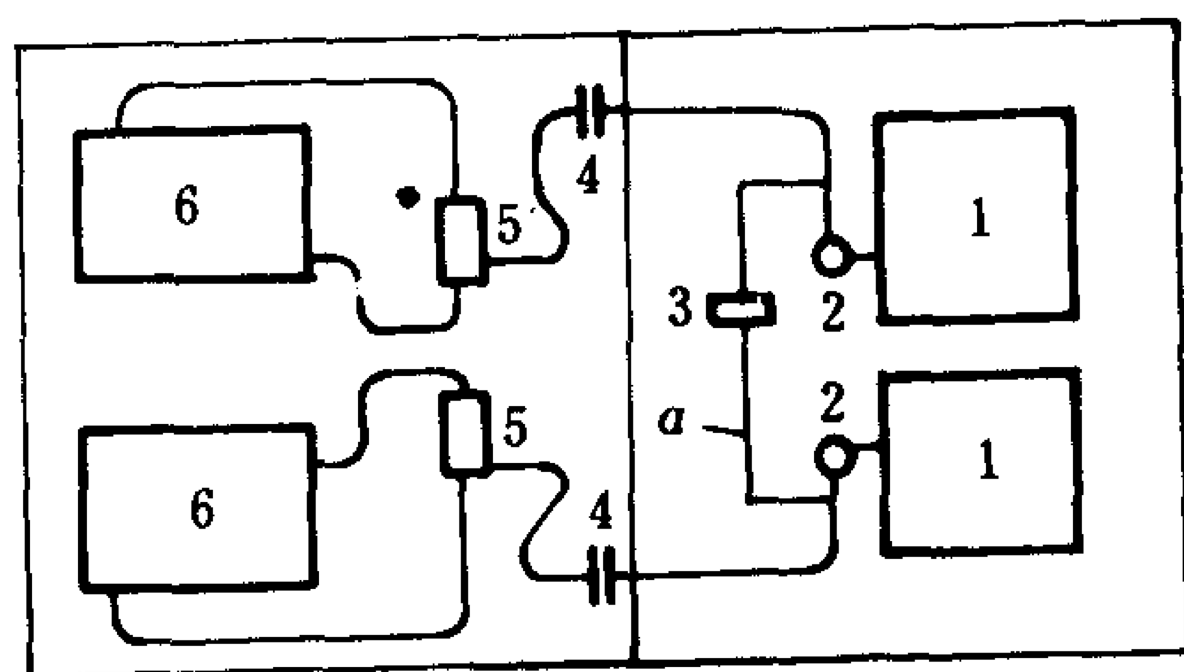


图 4.3.11-2 某护卫舰主蒸汽管系略图

1-主锅炉；2-主停汽阀；3-闸阀；4-隔离阀；5-操纵阀；6-主机；a)-桥管

图 4.3.11-2 是两炉两机的某护卫舰主蒸汽管系略图，两炉同舱、两机同舱。

开启闸阀 3，关闭一个主停汽阀，可使任一锅炉同时向两机供汽。再根据操纵阀 5 的启闭情况，可做到一舷锅炉向另一舷主机供汽。

此管系的主要缺点是桥管 a 上的闸阀一旦破损，两个独立机组的功率将全部丧失。

2.3 主要设备

2.3.1 隔离阀

隔离阀是控制管路、保证主蒸汽管生命力的重要附件。为了减少蒸汽流动损失，在直径大于 125 mm的汽管上均采用闸阀，只有管径小于 100 mm时，才使用直通阀。要求所有隔离阀均能由一人启闭，因而设有卸荷装置。重要的隔离阀应能在甲板上操纵。

隔离阀的数量，应在保证装置操纵与生命力条件下力求最少。每个锅炉除了本身的停汽阀外，还应有位于主机操纵机构前的隔离阀。每一个用汽单位，除了本身操纵机构所需的阀以外，还必须有一个靠近主干管的隔离阀。

2.3.2 穿过水密隔舱的密封结构

在蒸汽管路穿过水密隔舱舱壁的部位，应装设防漏装置（密封装置）图 4. 3. 11-3 所示为两种防漏装置的结构。

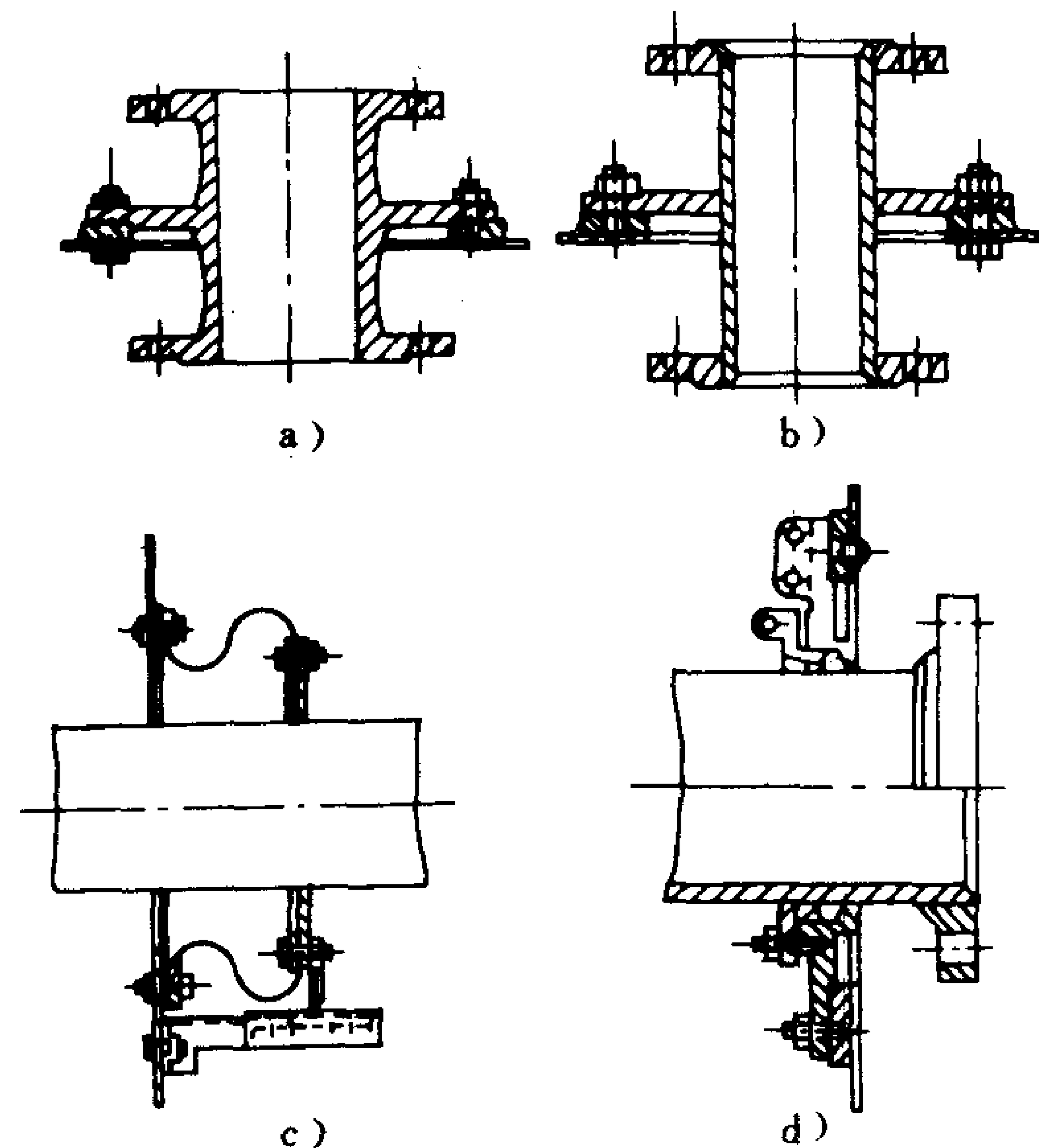


图 4.3.11-3 主蒸汽管穿过水密隔舱的密封装置

a)铸造管节；b)焊接管节；c)弹性密封装置；d)填料函式密封装置

带分风板的三通管，见图 7.5.3—25。

表 7.5.3　6　　**分风板长度表**

a_2　mm	<200	200～600	>600
L　mm	300	$1.5a_2$	$1.25a_2$

5.2.4　分叉管

为减少空气涡流，分管的分叉管宜选用图 7.5.3—26 的形式。

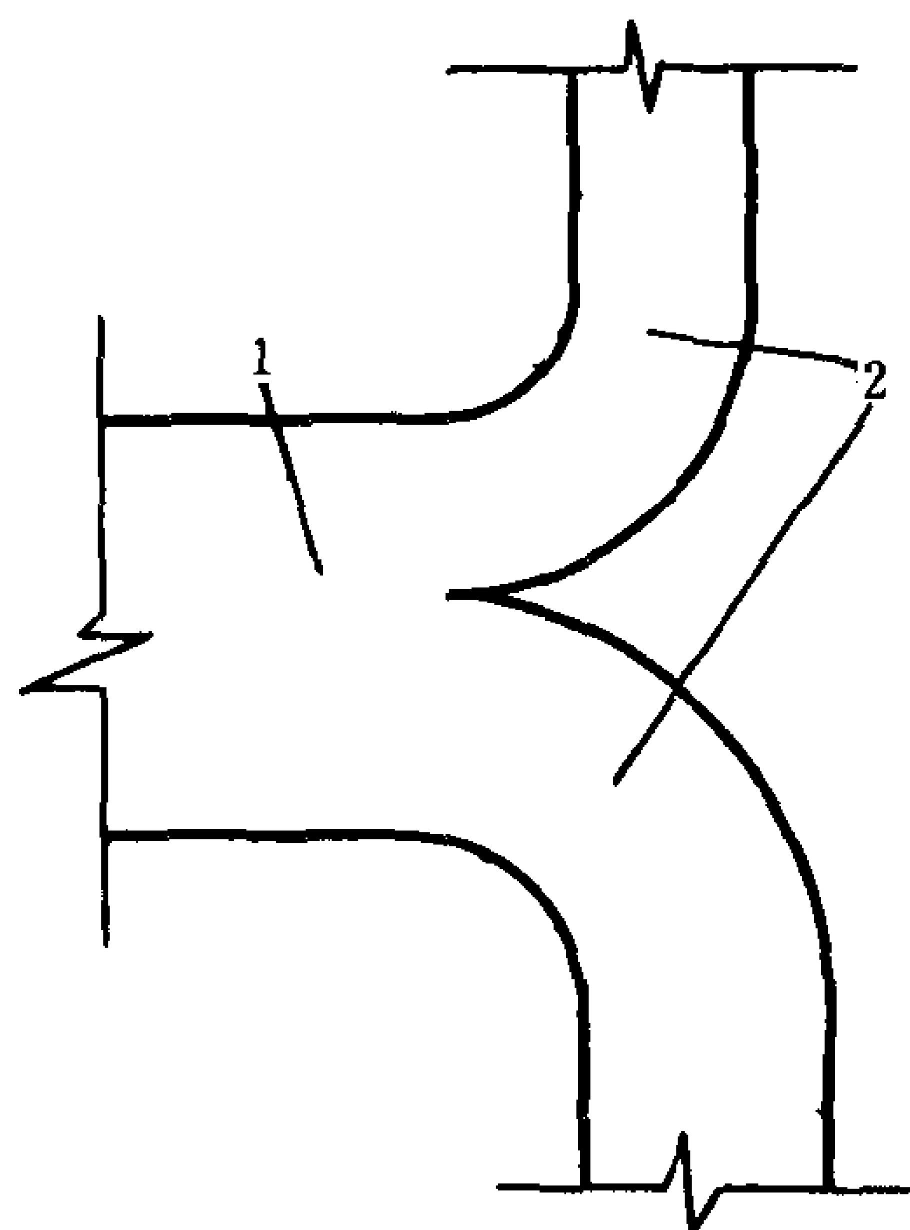


图 7.5.3　26　风管的分叉管

1—总风管；2—支管

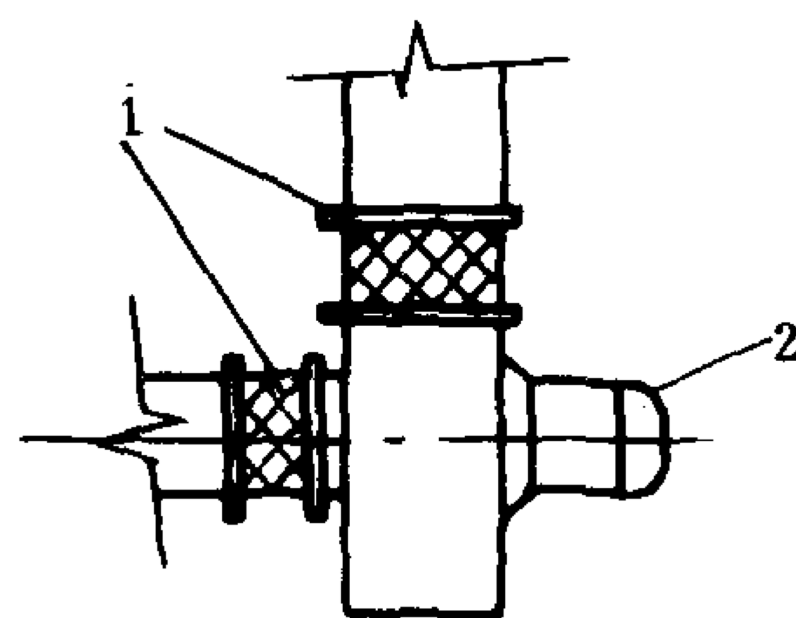


图 7.5.3—27　风机软接管

1—帆布或橡胶软管；2—离心式通风机

5.3　风机进出接头的选择

5.3.1　防振

为避免风机的振动，影响通风管道和船体结构，除了在风机上尽可能加装减振器等措施外，一般通过一段长度约 100～150mm 的软管（帆布或橡胶）与金属通风管相接，见图 7.5.3—27。

软管最好装在风机的进出口处，不要拉紧；如不可能时，也可装在最近的风管上。

5.3.2　出风方向

离心式风机出风后要转向时，最好与风机中的空气流向一致，亦即风机出口方向和安装位置应与风管走向相适应。见图 7.5.3—28。从平面图(a)看，(a_1)、(a_2)方法最差；(a_3)、(a_4)方法最好；(a_5)方法也可采用。从侧面图(b)看，(b_1)方法不合理；(b_2)方法很好，可采用。

5.3.3　进风接头

正规的离心风机进风接头，在风管转向处要设导风叶片，并将矩形风管渐改成圆形风管与离心风机进口连接。如图 7.5.3—29a)。

受地位限制时的风机进口连接方法见图 7.5.3—29b)，有三种：(1)将矩形进风管的下端封口，保持矩形平底；(2)将矩形进风管的下端封口改为半圆形；(3)将矩形进风管的下角截去一块，如图中虚线所示。

2.4 管理使用要点

1）有两个以上推进装置的船舶，在正常情况下，每个推进装置应独立地进行工作。只有在特殊情况下才使用桥管供汽。

2）装置启动时，向主机供汽之前，必须先暖热主蒸汽管。此时应先打开所有疏水阀，然后慢慢打开锅炉主停汽阀，通入少量蒸汽暖热管子，待温度升到规定值时，才开足主停汽阀，同时关闭疏水阀。

3）经常检查热膨胀补偿器及管路固定件。当工作蒸汽温度超过 350℃ 时，要注意管子的径向蠕变，定期测定径向增大的程度。必要时须进行蠕变计算，以判断高温管子的蠕变情况。

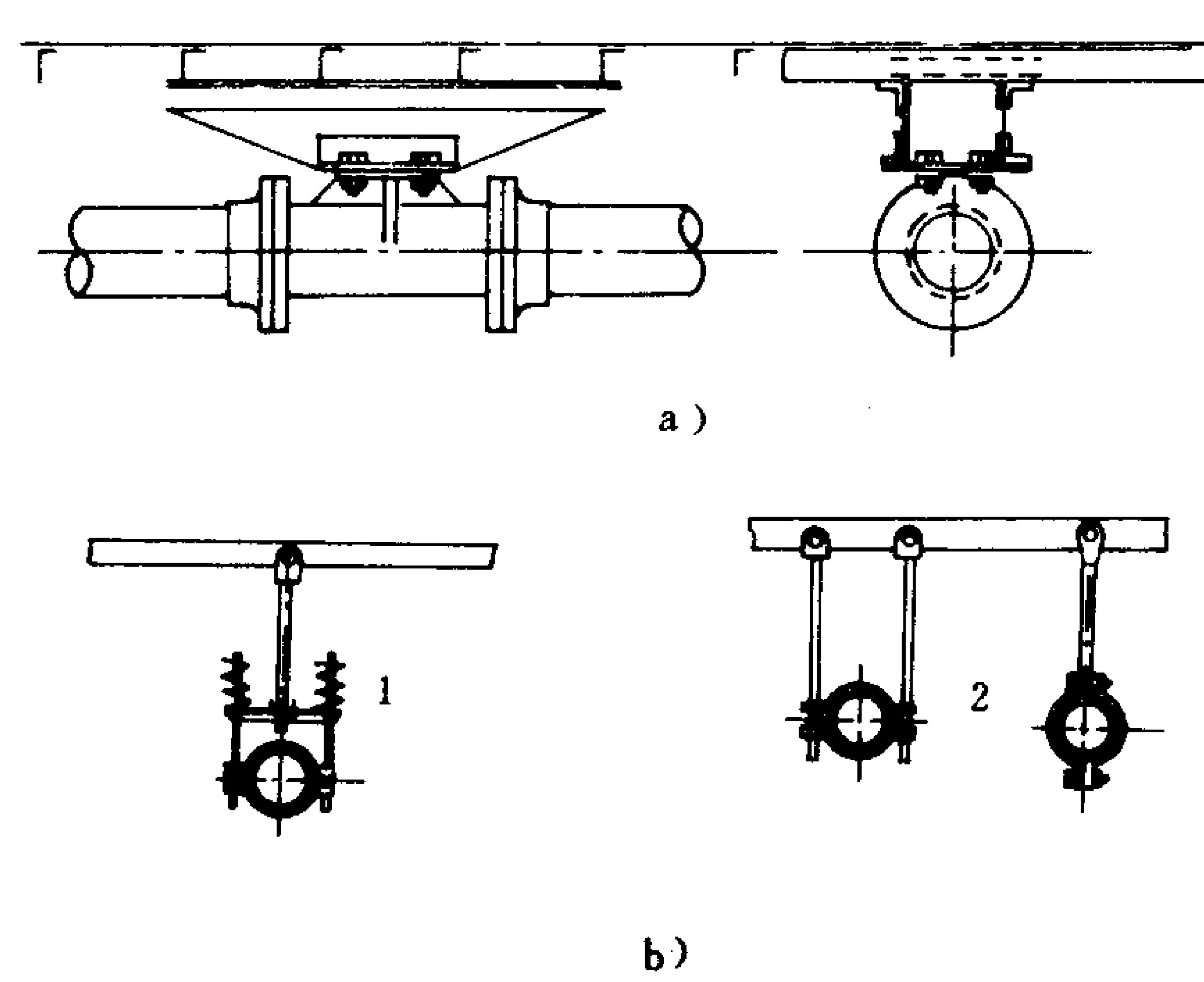


图 4.3.11-5 管路固定件
a)管路的固定；b)管路的吊架
1-弹簧减震式；2-刚性吊架

4）经常检查管子隔热是否良好。要防止水分渗入隔热材料中，否则不但散热损失增加，而且也会腐蚀管子。

5）密切注意主机操纵阀前汽压，看它和锅炉汽筒内的压差是否正常，以判断主蒸汽管是否有漏泄。

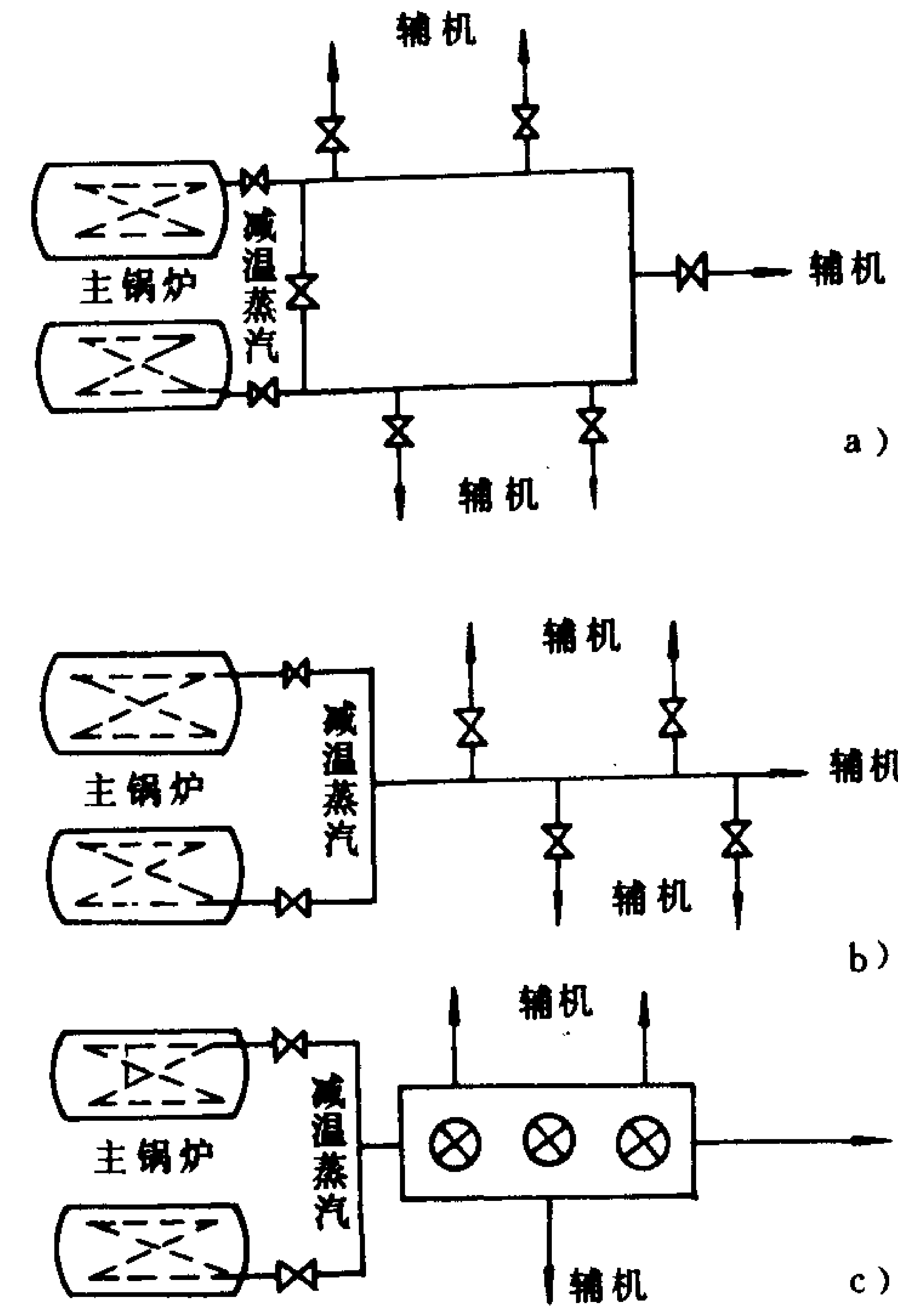


图 4.3.11-6 辅蒸汽管系布置略图
a)环管式；b)单干管式；c)独立管式

3 辅蒸汽管系

3.1 功用、种类和要求

辅蒸汽管系的功用是将主、辅锅炉产生的蒸汽供给全船各种蒸汽辅机及其它用汽设备。

由于各种蒸汽辅机及用汽设备的功能和特性不同，它们需要的工作蒸汽可能是过热、减温或饱和蒸汽；工作蒸汽的压力可能是锅炉全压的或是减压的。所以，辅蒸汽管系可分为辅过热蒸汽管系，减温、饱和蒸汽管系，减压蒸汽管系。过热、减温和未减压的饱和蒸汽一般用于动力辅机，减压的饱和蒸汽一般用于造水机及生活用汽(炊事、暖汽等)。

对辅蒸汽管系的要求，基本上和主蒸汽管系相同。但具有下列特点：

8)自然通风系统中,不应装有弯头,否则将影响通风效果,甚至无效。在机械和自然通风相结合的系统中,自然风筒中也可设有少量弯头,但局部阻力要尽量减小。

9)所有可拆卸式风帽的围板,必须备有防暴风雨盖,其他风帽尚需各备一防水帆布套,以应暴风雨航行中之用。

6 船舶通风设备

6.1 船用通风机

船用通风机可输送含有盐雾的海洋空气和含有油雾等腐蚀性空气,供机、炉舱和其他舱室通风换气和锅炉通风等使用。若输送易燃、易爆气体时,则应采用防爆型风机与电机。

通风机的风量及风压已在上面有关章节中介绍。

在标准状态空气条件下(标准大气压为 1.01325×10^5Pa 温度 20℃;相对湿度 50%),通风机配置功率 N 为:

$$N=K\cdot\frac{QH\cdot9.8}{3600\cdot102\cdot\eta\cdot\eta_m}=2.66\times10^{-5}\frac{KQH}{\eta\cdot\eta_m}\cdot kW \qquad (7.5.3—10)$$

式中:K——电动机容量安全系数;

Q——风量,m^3/h;

H——风机全压,Pa;

η_m——传动机械效率;

η——全压效率。

根据风量、风压和功率即可选用通风机型号。

6.2 风管及其附件

6.2.1 风管

风管的形状有圆形和矩形二种。在露天甲板或易受冲击部位的风管,应采用 2mm 以上钢板焊制;其他部位一般用镀锌薄钢板或铝板制造,其厚度按部标 CB/Z109－68 推荐,如表 7.5.3—7所示。

表 7.5.3—7 **风管材料推荐厚度表**(mm)

风管类型	风管直径或最大一边的宽度	薄钢板厚度
暴露的立管		1.2～1.6
甲板下的横管和不暴露的立管	<250 260～450 460～600 >610	0.6～0.8 0.8～1.0 1.0～1.2 1.2～1.6

6.2.2 风帽或通风头

装在露天甲板上或围壁外的进风或排风装置,称为风帽或通风头。机械、自然通风均可采用,见表 7.5.3—8。

阻力虽增加，却提高了装置的可靠性及改善了运行条件。

3.2 典型辅蒸汽管系

图 4.3.11-7 所示为双轴汽轮机装置的辅过热蒸汽管系。

该装置有炉舱、机舱及辅机舱，三舱顺序布置。炉舱中有两台主锅炉及为其服务的蒸汽辅机（给水泵、燃油泵及鼓风机），机舱中有两台主汽轮机（图中未示出）及为其服务的蒸汽辅机（循环水泵、凝水泵及主空气抽除器），辅机舱中仅列出两台汽轮发电机。

正常情况下，按一机一炉一台汽轮发电机组成的、分在两舷的两个独立组工作。此时，炉舱和机舱中各有一根辅过热汽桥管上的隔离阀关闭。只有在特殊情况下才启用桥管，由任一舷锅炉向另一舷的辅机供汽。

3.3 饱和蒸汽压力调节器

3.3.1 调节器的功用及组成

使用饱和蒸汽工作的一般是小功率的辅机及设备，它们的工作蒸汽压力不宜过高。因此，在高参数的船舶蒸汽动力装置中，必须将饱和蒸汽总管压力降低并保持在一定的数值，使进入这些辅机的蒸汽在恒定的设计压力下工作。饱和蒸汽压力调节器的功用是自动调节进入饱和蒸汽总管的蒸汽量，以保持在装置各种工况下总管内压力为给定值。

下面介绍一种水力式饱和蒸汽压力调节器，其原理图示于图 4．3．11- 8 。

调节器由测量机构、放大机构、执行机构和调节机构组成。测量机构由脉冲信号管、波纹管、顶针、杠杆系统及定值弹簧等组成，水力式放大机构由压力喷管、接受喷管及挡板等组成；执行机构由水缸、活塞及活塞杆等组成；调节机构就是调节阀。

3.3.2 调节器的动作过程

在稳定的平衡状态下，饱和蒸汽总管中蒸汽压力保持给定值。此时，由脉冲信号管来的作用在波纹管上的压力与定值弹簧的张力产生力矩相平衡，杠杆处于水平位置；放大器的挡板处于两对喷管的中间，使进入两接受喷管的水量相等，伺服器水缸活塞两面水压相等，调节阀静止不动。当机组负荷降低即饱和蒸汽量减少时，流进总管的蒸汽量大于流出汽量，管中汽压即升高，于是作用在波纹管上脉冲压力产生的力矩大于定值弹簧张力产生的力矩，杠杆偏斜，挡板向左偏移。这时进入右接受喷管的水量大于进入左接受喷管的水量，使活塞下面的压力大于上面的压力，推动活塞上移，使调节阀关小，进入总管的蒸汽量相应减小，直到进入汽量重新等于流出汽量时，又达到平衡状态，总管汽压恢复为给定值。

此调节器是一种无反馈的调节器，在各种稳定工况下可保持饱和总管汽压为恒定值。但调节过程中汽压波动大，只有依靠蒸汽管路内的自平衡能力才得以稳定。

此图上部的安全阀和脉冲阀，构成饱和蒸汽总管的安全保护装置，用于防止饱和蒸汽总管内汽压高于最大允许值，保护各有关辅机和加热器的安全。当饱和蒸汽总管内压力高于最大允许值时，脉冲阀克服弹簧张力顶开，饱和蒸汽通过脉冲阀进入安全阀伺服缸活塞上腔，活塞在蒸汽压力作用下克服弹簧张力将阀关小，阀后管路中压力也就随之降低。当压力降低到正常工作压力时，脉冲阀又在弹簧张力的作用下关闭，安全阀的伺服缸活塞上腔压力逐渐消失，在弹簧张力和饱和蒸汽压力作用下，安全阀逐渐被顶开。当脉冲阀失灵时，可手动打开截止阀，使安全阀迅速关闭。

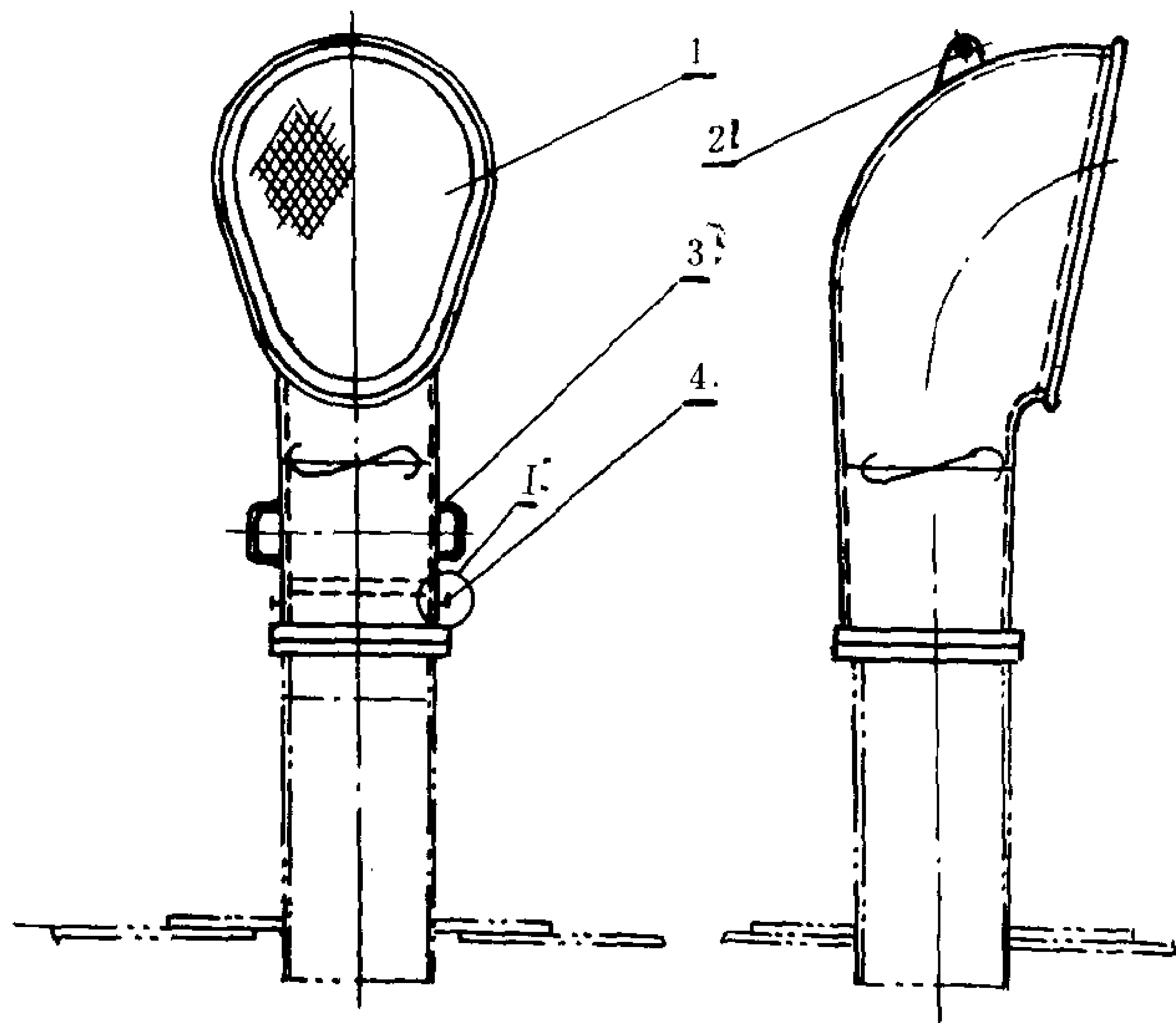


图 7.5.3 30 烟斗式风帽

1—通风头;2—吊环;3—拉手;4—制动器

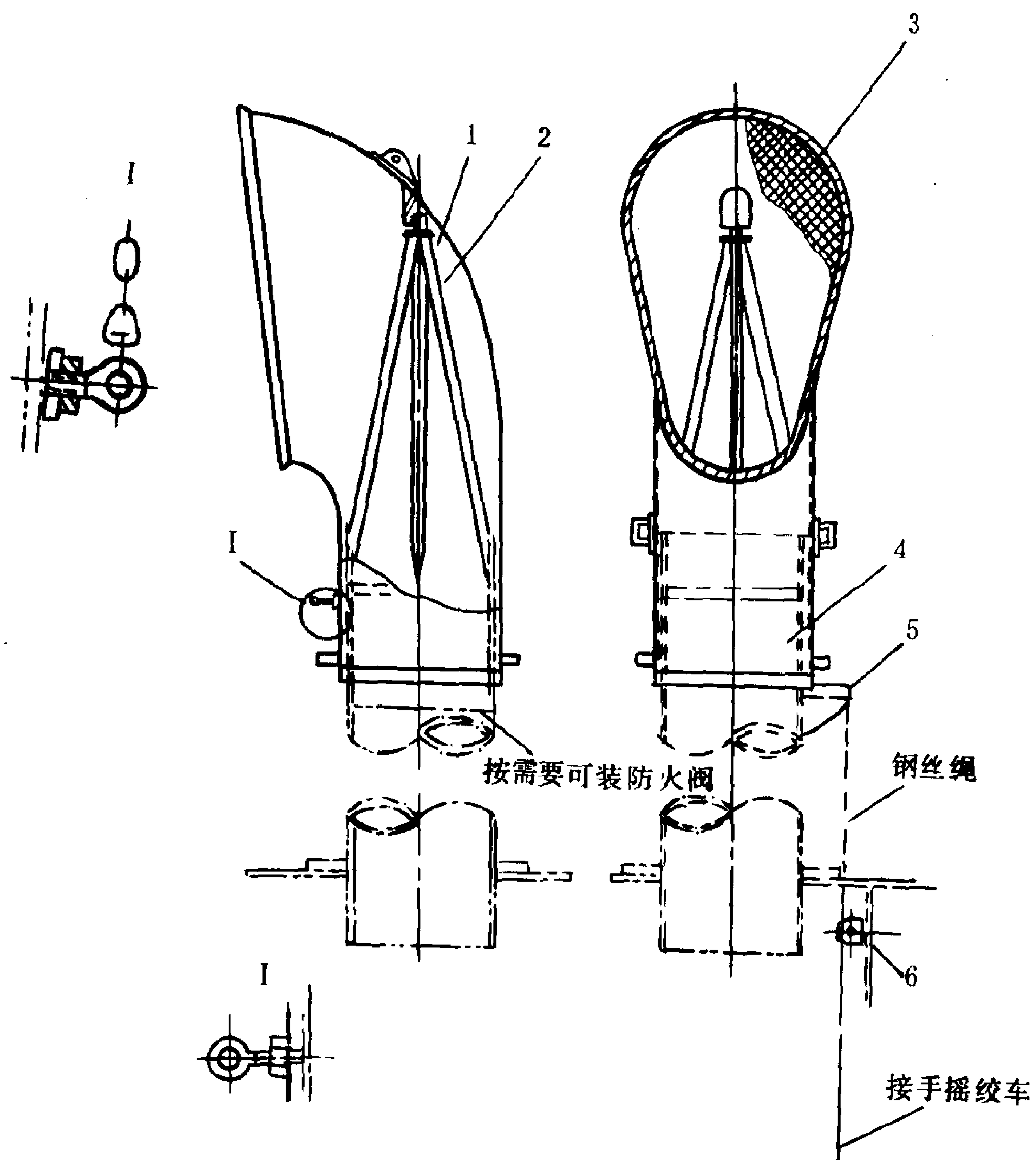
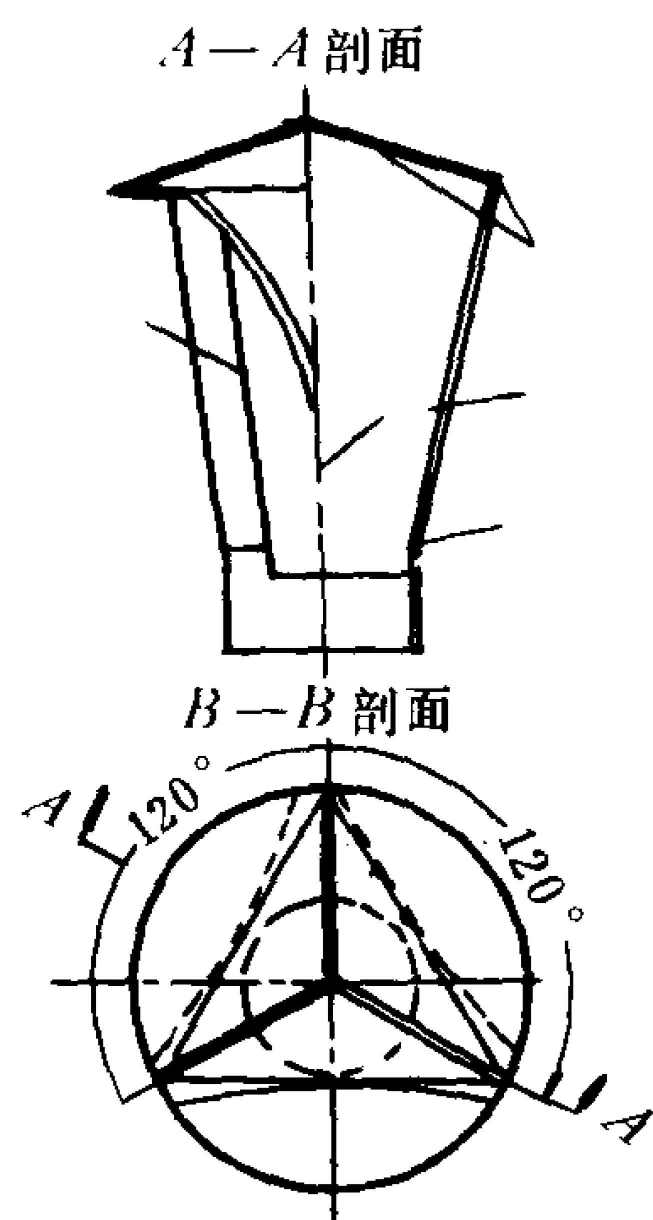


图 7.5.3—31 三杆烟斗式风帽

1—通风头;2—支架;3—钢丝网;4—通风导筒;5—导向滑轮;6—导索滑轮



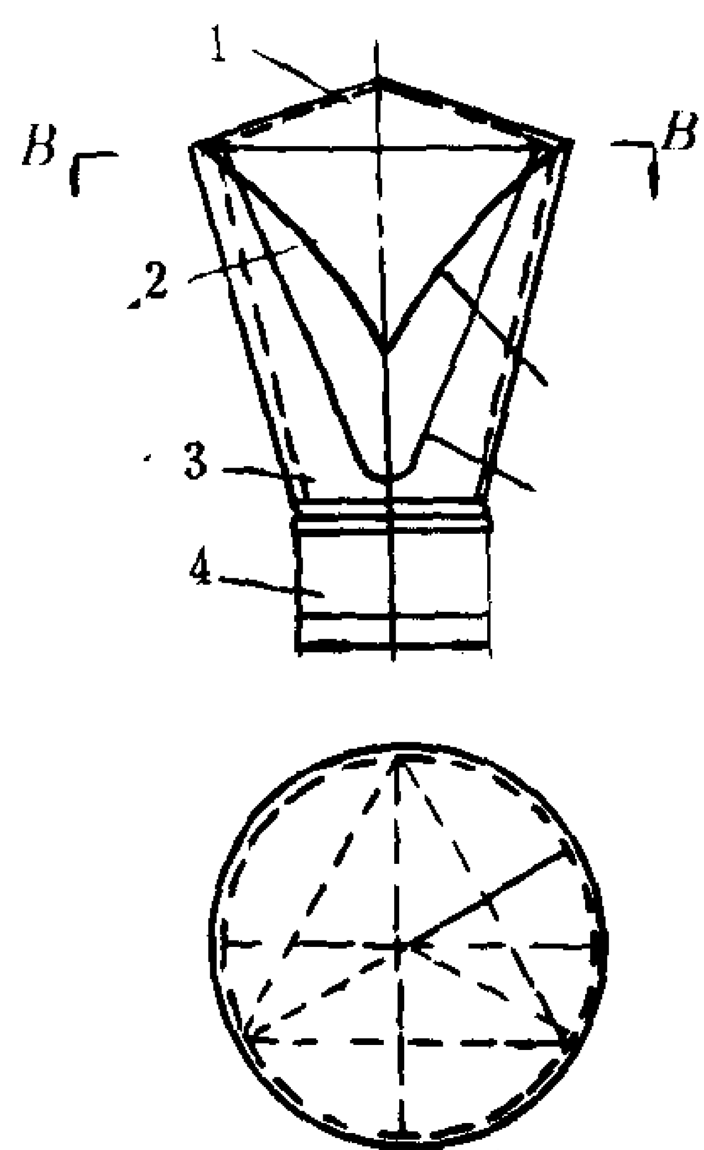


图 7.5.3—32　三面式风帽

1—风帽盖；2—导风体；3—三沟锥板；4—风帽底座

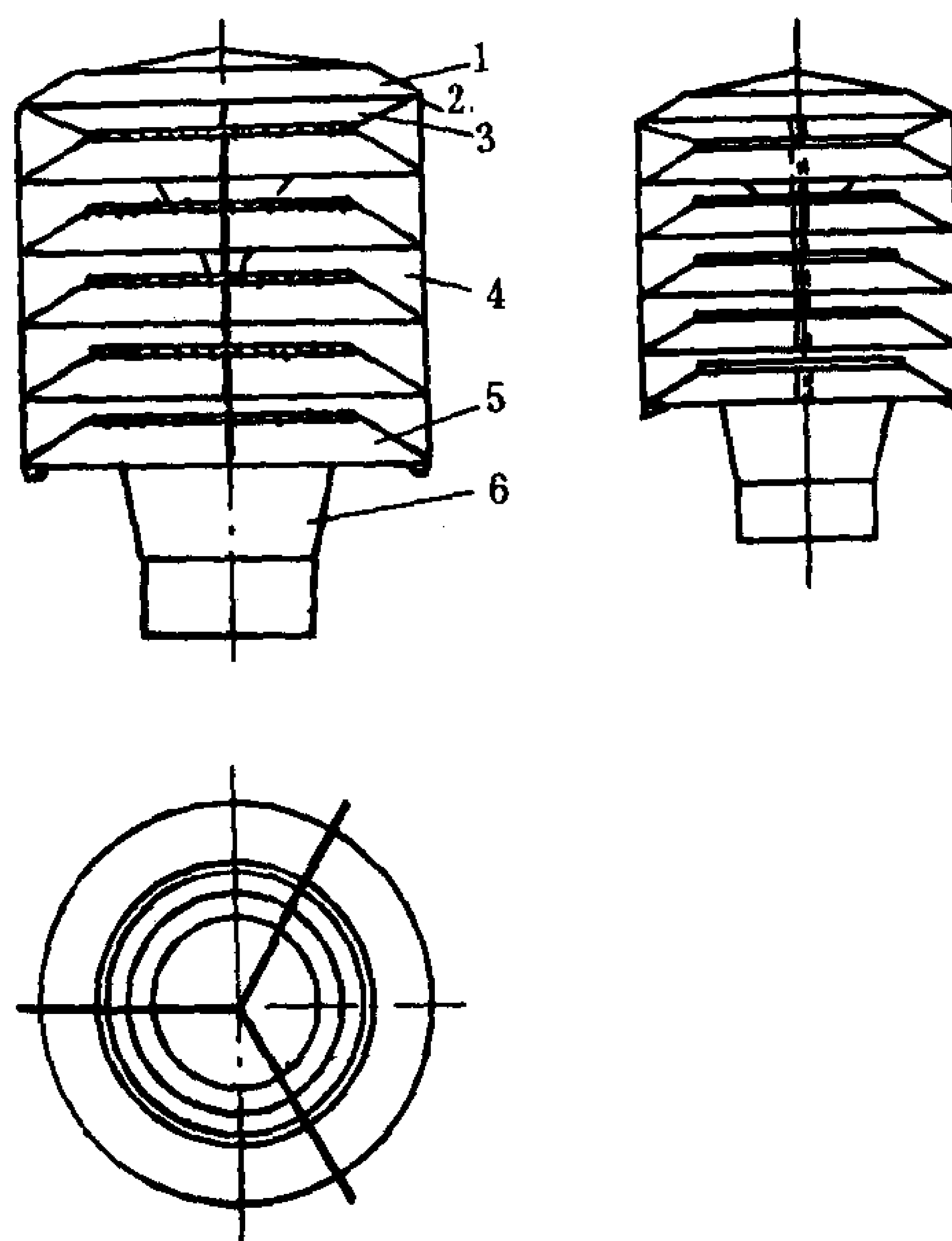


图 7.5.3—33　塔形风帽

1—风帽盖；2—支板；3—转向板；4—导向片；5—扩散管；6—风帽底座

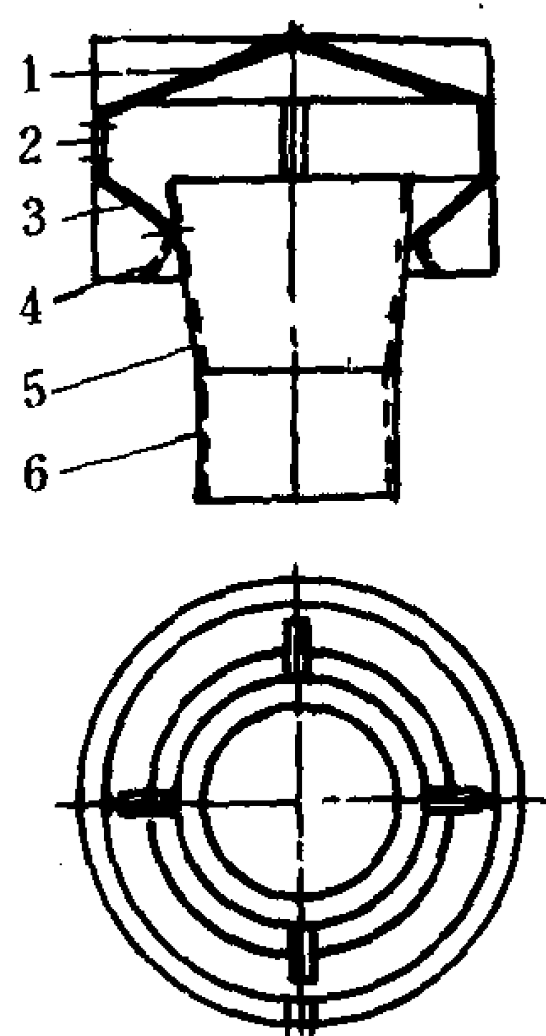


图 7.5.3—34　圆形风帽

1—风帽盖；2—外板；3—导向板；4—加强肋板；5—扩散管；6—风帽底座

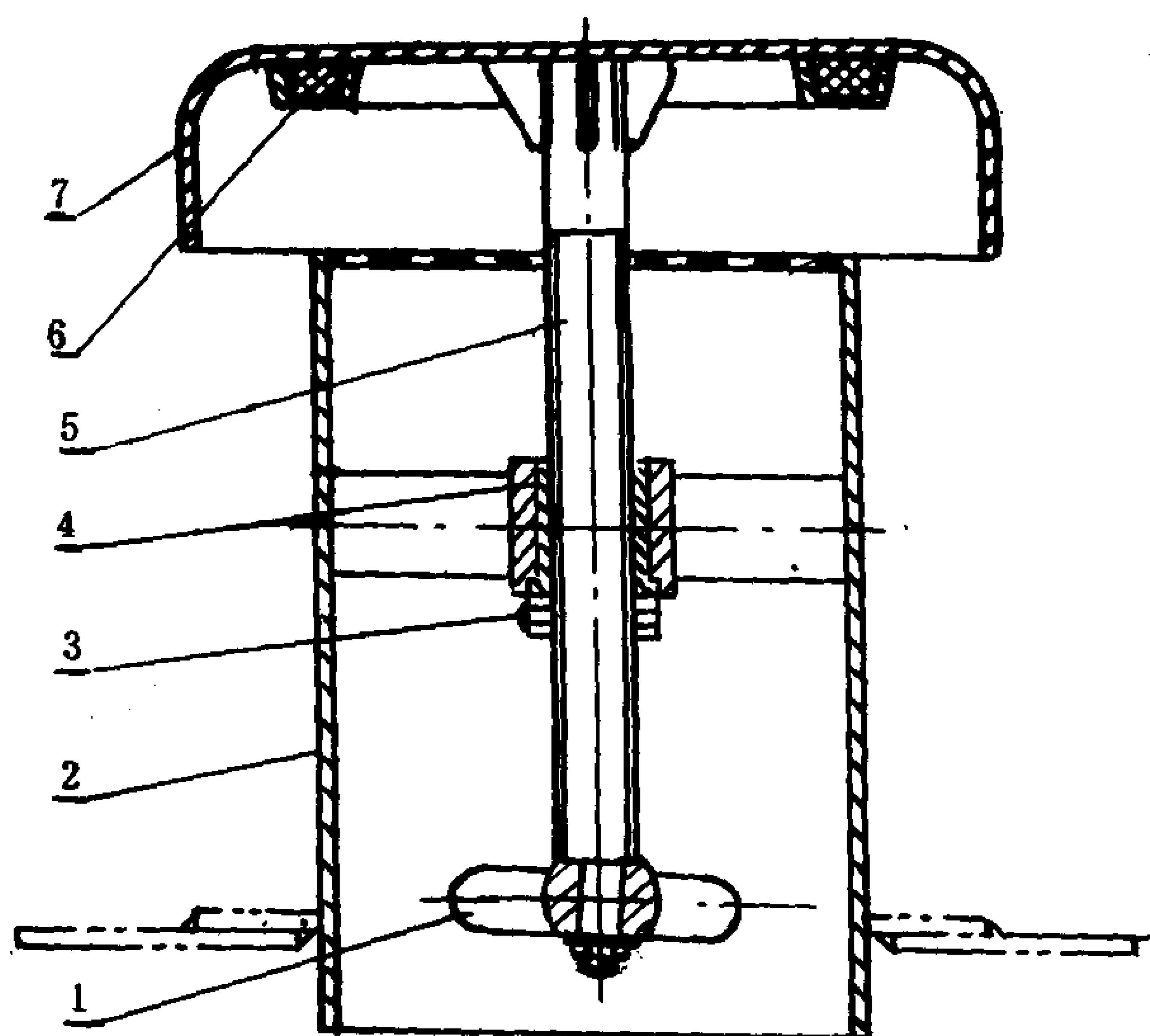


图 7.5.3—35　菌形风帽

1—手柄；2—风管；3—定位螺母；4—衬套；5—螺杆；6—垫料；7—风帽

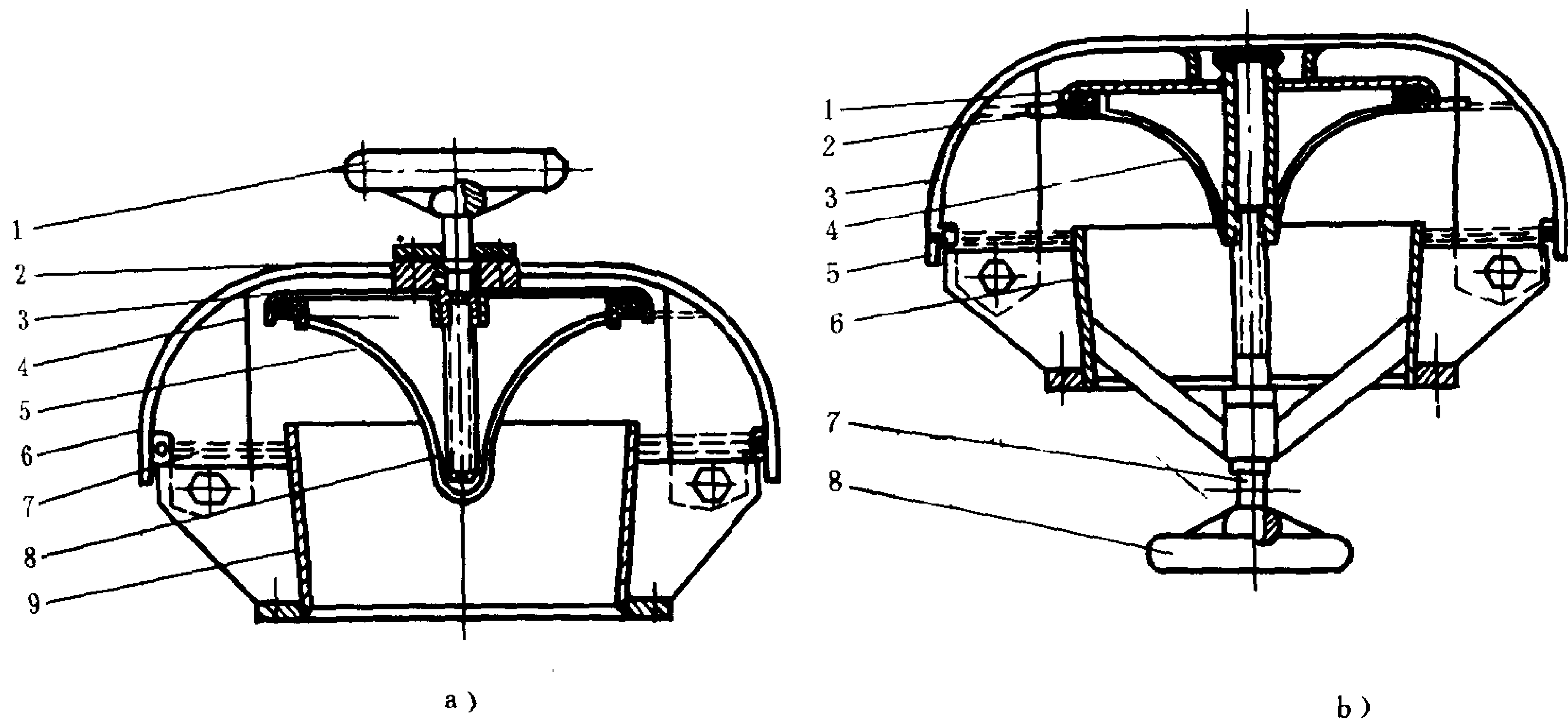


图 7.5.3—36 带导流罩菌形风帽

a)外开式(A 型) 1—手轮;2—套筒;3—水密盖;4—橡胶垫;5—导流板;6—罩板;7—钢丝网;8—轴;9—通风头

b)内开式(B 型) 1—水密盖;2—橡胶垫;3—罩板;4—导流板;5—钢丝网;6—通风头;7—轴;8—手轮

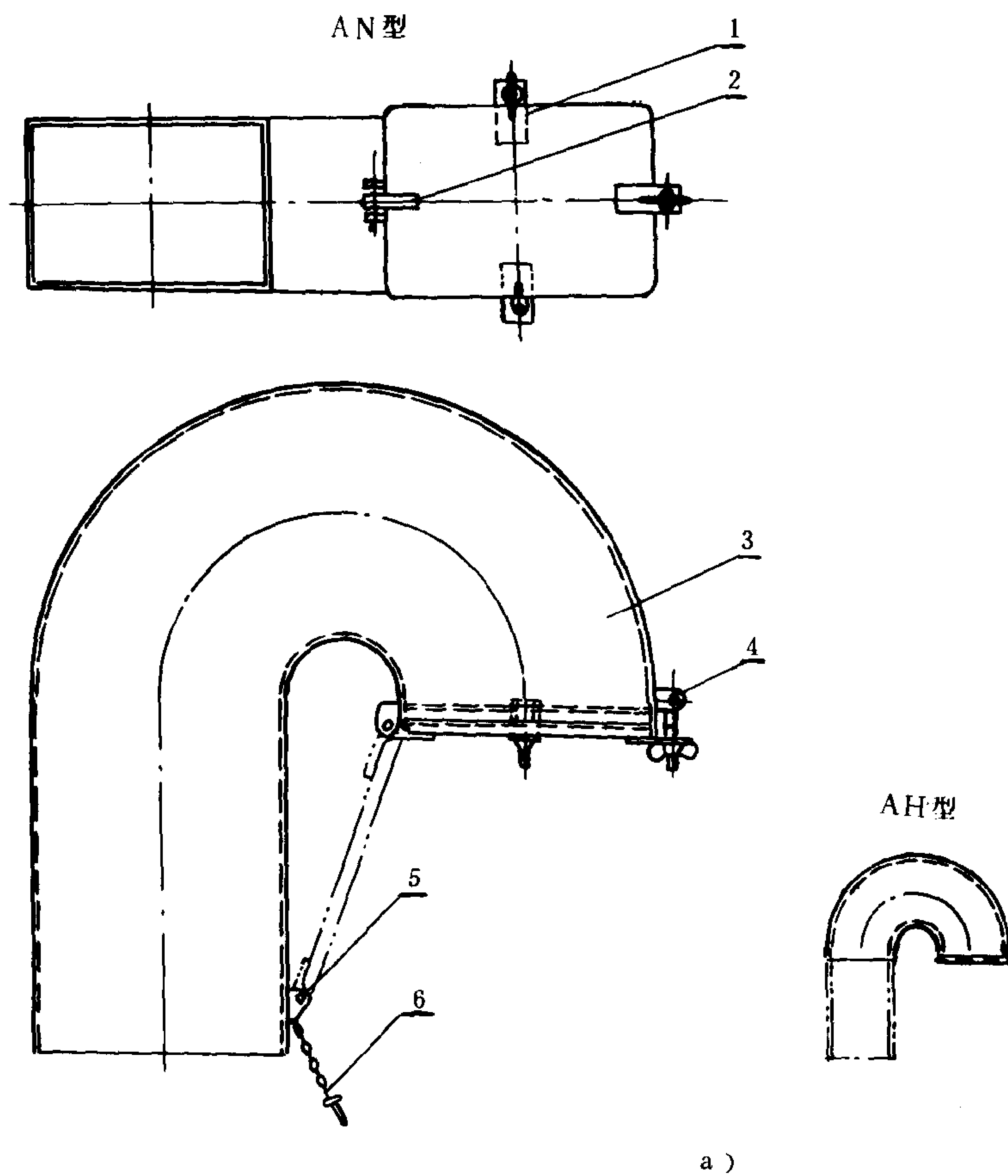


图 7.5.3—37 鹅颈式风帽

a)A 型 1—水密盖;2—铰链;3—筒体;4—螺旋夹扣;5—眼板;6—带舌插销

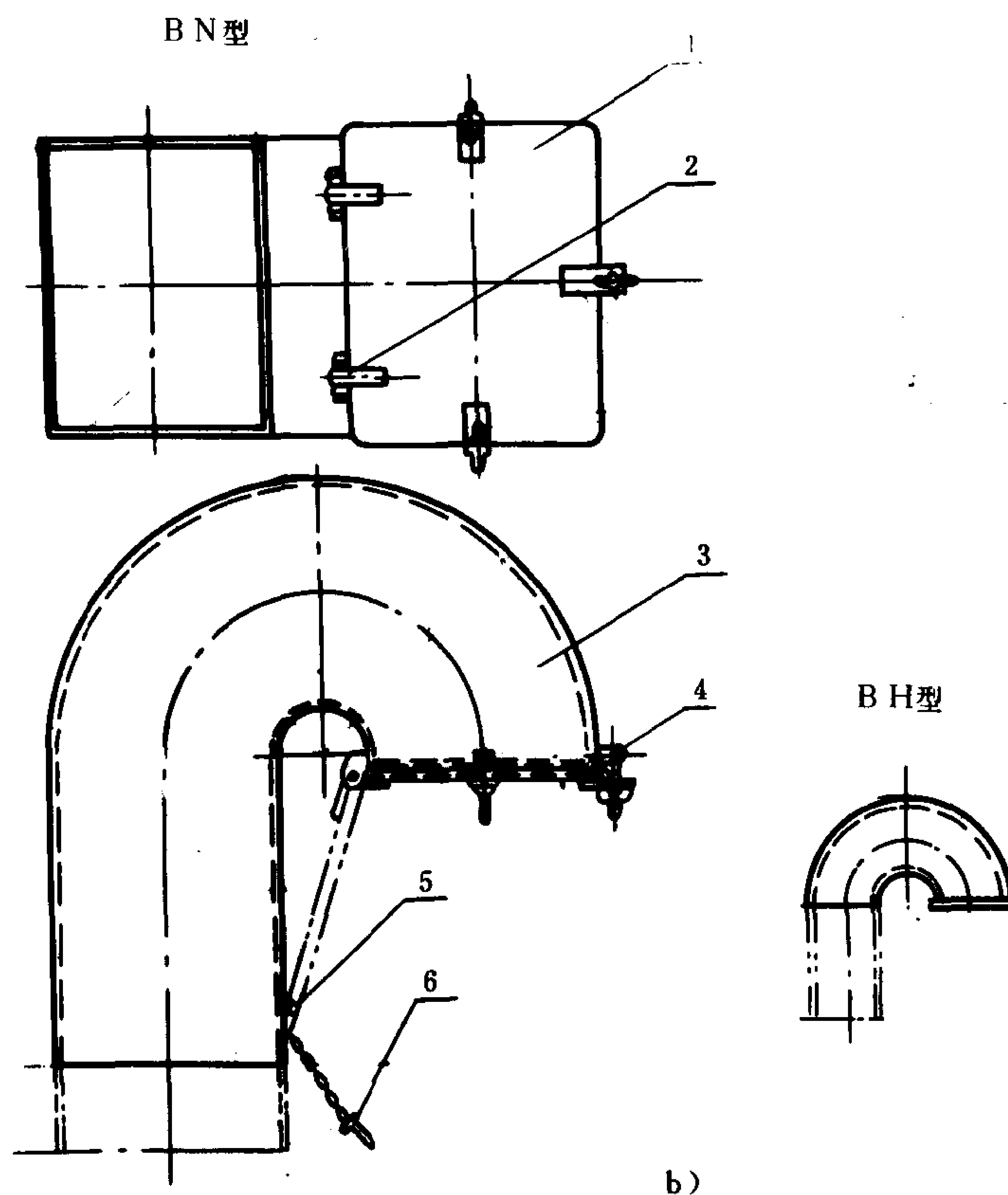


图 7.5.3--37 鹅颈式风帽

b)B型 1—水密盖;2—铰链;3—筒体;4—螺旋夹扣;5—眼板;6—带舌插销

6.2.3 送风头(见表 7.5.3—9)

表 7.5.3—9 **船用通风送风头**

名 称	使用场所	标准号	图 号
1)转动喇叭式送风头	机炉舱	CB459—66	图 7.5.3—40
2)导向转动式布风器	机炉舱	CB446—65	图 7.5.3—41
3)旋转式布风器	居住舱室	CB460—66	图 7.5.3—42
4)球形空气分配器	居住舱室	CB447—65	图 7.5.3—43
5)固定式带网锥形出风口加开 {圆形 {矩形{带法来的 不带法来的	机炉舱,居住舱室	圆形 CB715—68 矩形 CB458—66	图 7.5.3—44(a) 图 7.5.3—44(b) 图 7.5.3—45

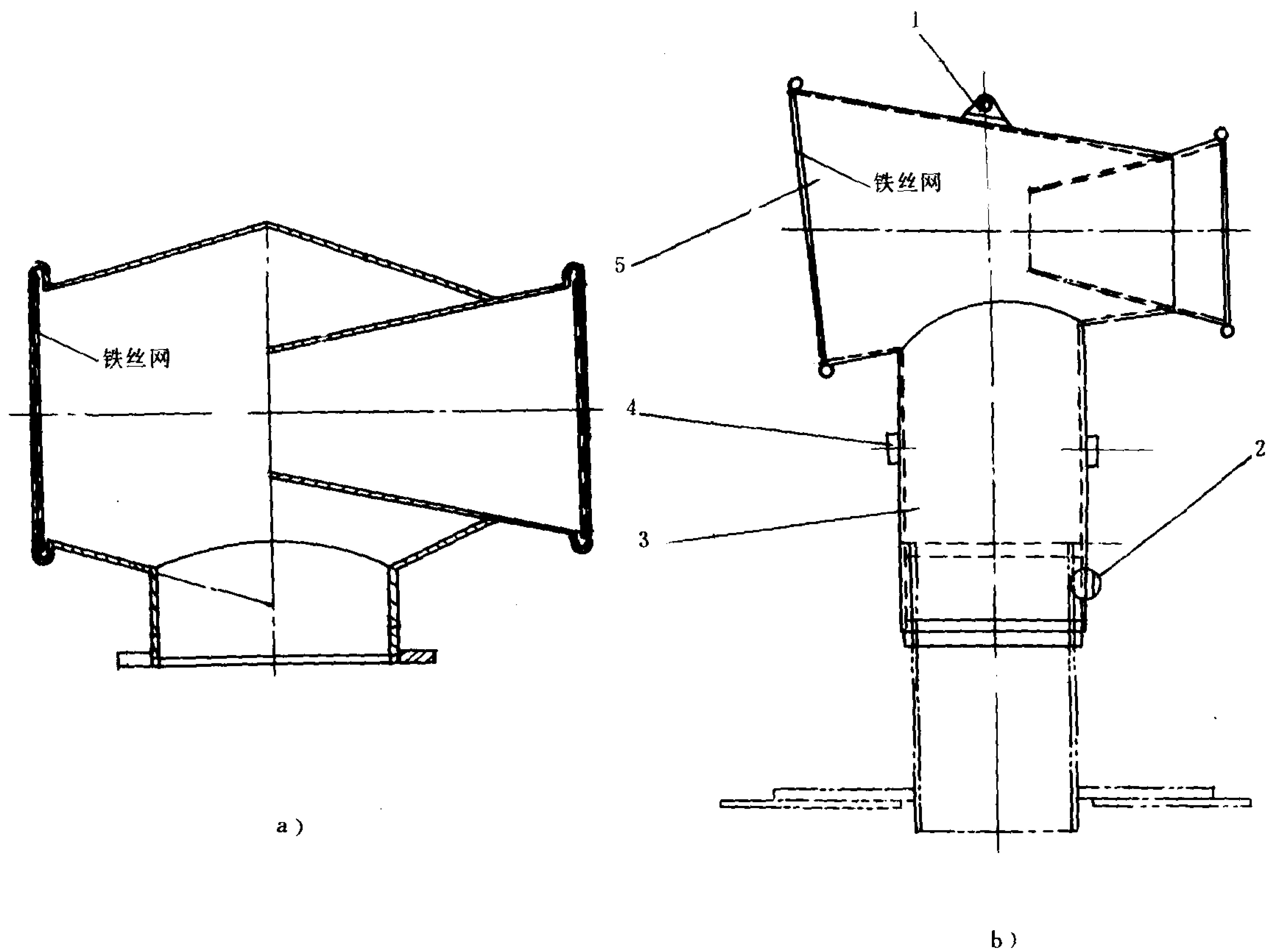


图 7.5.3—38　抽逐式风帽

a)固定式 A 型

b)回转式 B 型　1—吊环;2—制动器;3—风管;4—拉手;5—风帽

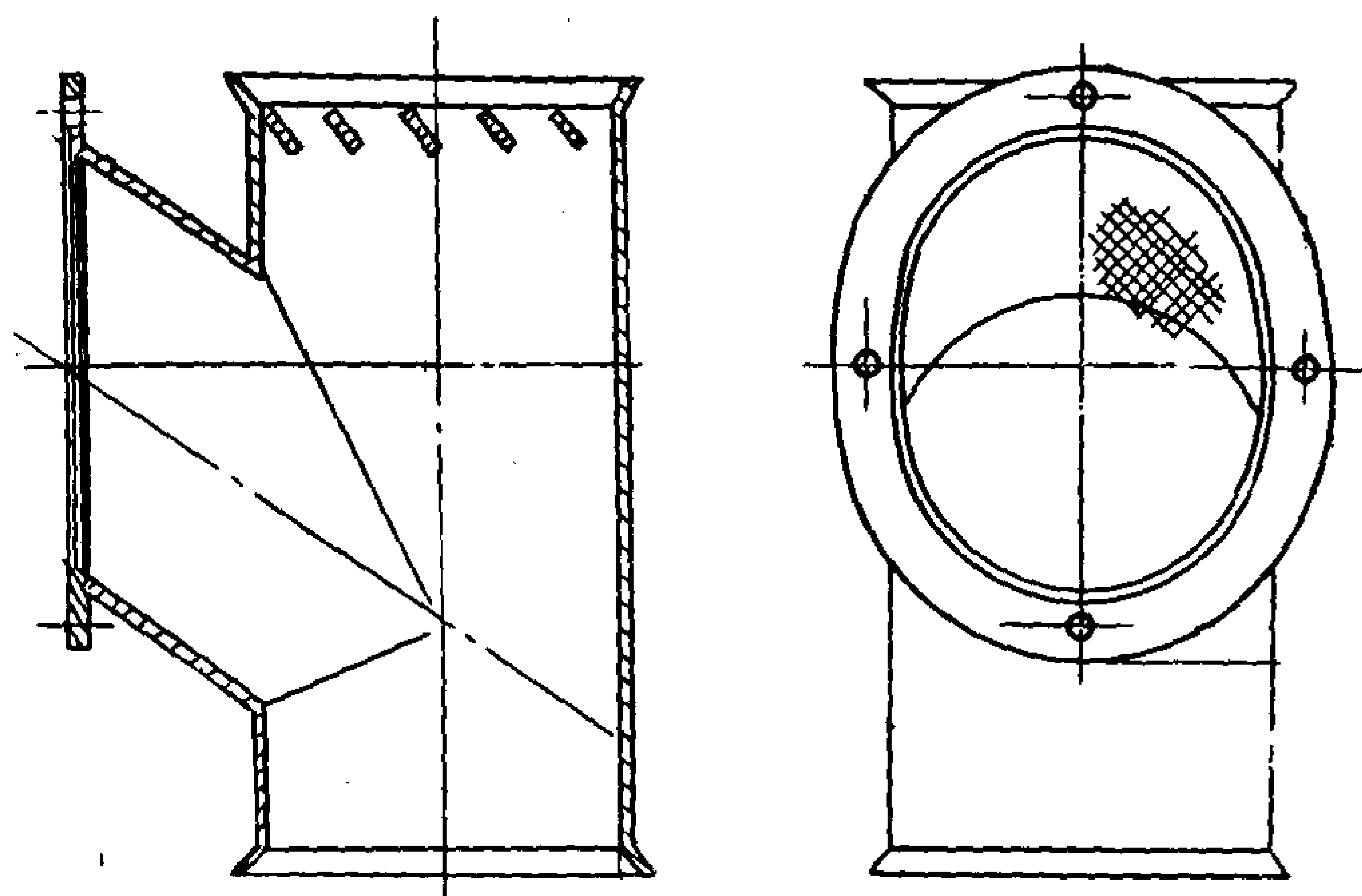


图 7.5.3--39　虹吸式风帽

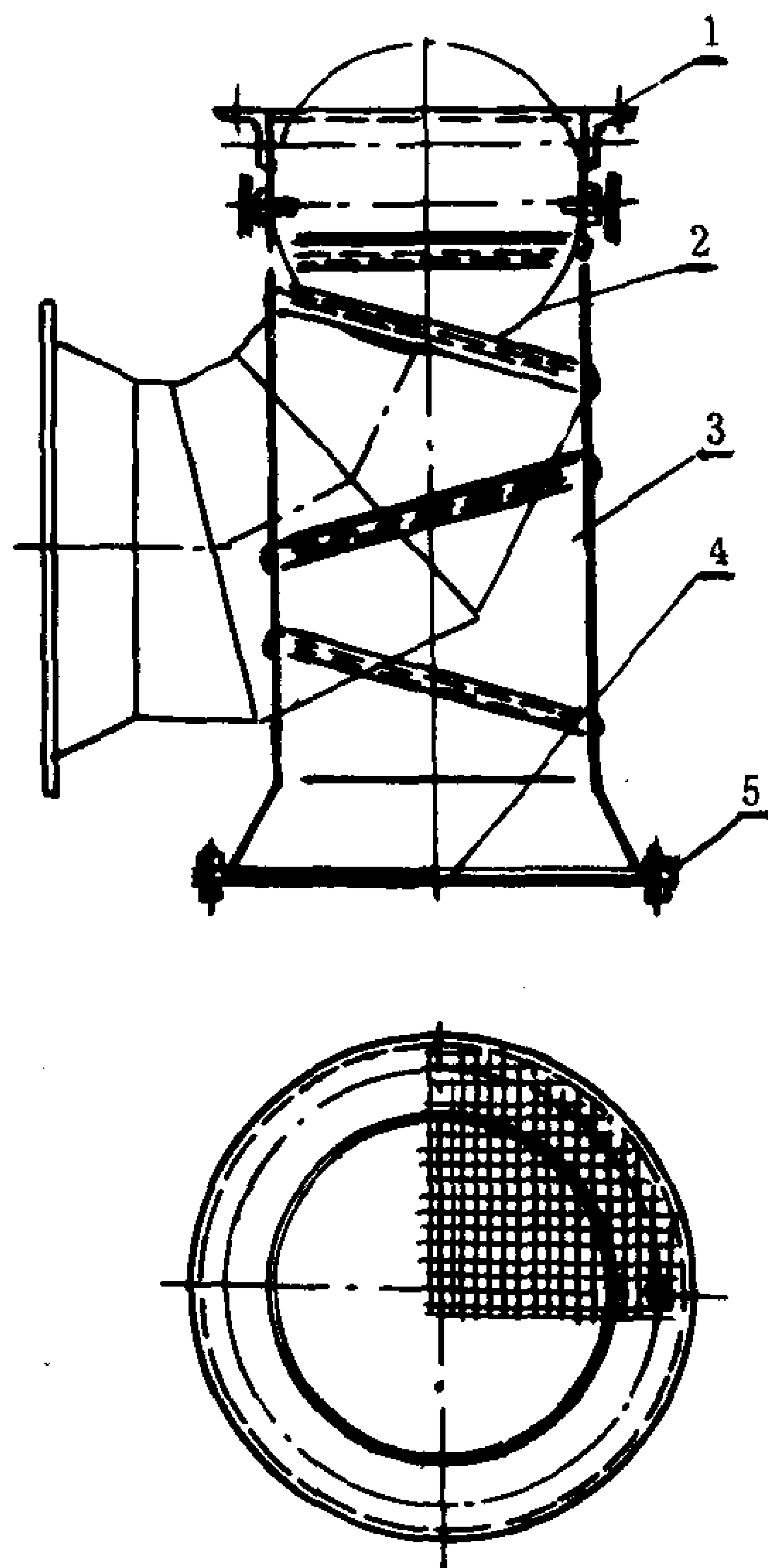


图 7.5.3 40 转动喇叭式送风头

1—连接角铁；2—调风板；3—本体；

4—钢丝网；5—螺钉螺母

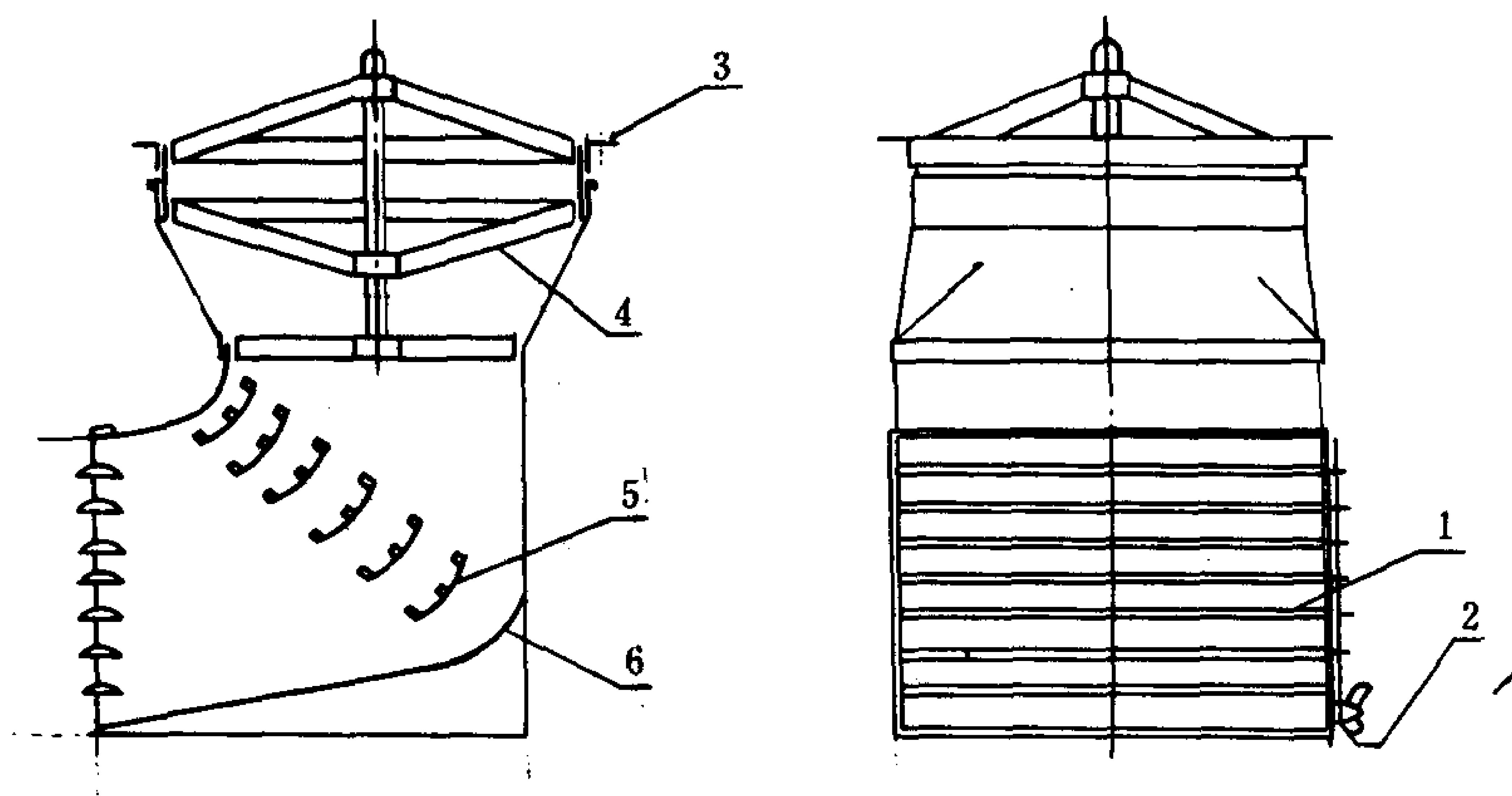


图 7.5.3—41 导向转动式布风器

1—活动叶片；2—开闭把手；3—法兰；

4—支架；5—固定叶片；6—布风口

力越大，驱使给水阀增大开度。显然，给水量的多少只依靠锅炉内水位变化这一脉冲来改变。

船舶在航行中有摇摆和倾斜，会使测量元件中的水位变动。为了消除这一影响，有一种库柏式单冲量给水调节器，如图 4.3.11-19 所示。用两根不锈钢做成的管子作为膨胀管。它们各置成 45°倾斜，顶端相连并与锅炉汽筒汽部相通。下端也相连，与汽筒水部相通。两膨胀管内水位与锅炉汽筒内水位一致。船舶正常航行时，锅炉中水位变化，引起膨胀管伸长变化，带动杠杆系统使给水阀改变开度。如果船舶发生倾斜，则会使得一根膨胀管内水位升高，另一根膨胀管内水位下降，两者伸缩不一致，起到相互补偿的作用，这样牵制杠杆系统动作，而给水阀仍保持一定的开度，以避免由于船舶倾斜造成的错误调节动作。

所有单冲量的给水调节器，其静态特性是水位高时关小给水阀；水位低时开大给水阀。因此，在锅炉高负荷时却保持低水位。当锅炉突然由高负荷降低负荷时水位下汽泡数目减少，水位会迅速下降，可能出现失水现象。相反时，会由于水位突然增加，发生汽水共腾现象。其次，在调节过程中锅炉由高负荷突然降低负荷，即使不出现失水现象，但开始水位还是要下降的，此时就迅速开大给水阀，进入锅炉给水量猛然增加，甚至比高负荷时给水量还多。这样使得给水量远超过所需水量。当水位低到一定程度后会马上恢复上升。由低负荷进入高负荷时，则相反，会在一开始时进水量远小于产汽量。这些现象就是所谓"过调节"，会使调节过程产生很大的波动而不稳定。

因此，单冲量给水调节器不适用于热负荷高而负荷变化又剧烈的主锅炉，只适用于一般辅锅炉上。新式单冲量给水调节器往往利用反馈来减少过调节现象。

双冲量给水调节器除了利用水位变化这一脉冲外，还利用锅炉输出的蒸汽量变化作为另一个脉冲。因而测量机构和前述的射流式水位调节器中用单一的水位薄膜不同，它多了一个蒸汽流量薄膜（图 4.3.11-20）。这样两个薄膜将测量机构腔室分成上、中、下三部分。在水位薄膜下部，连通一冷凝器，保持等水位而又等压。中部接入锅炉水部，因此锅炉中水位变动会使水位薄膜变形。这和单冲量水位调节器类似。上部的蒸汽流量薄膜（简称流量薄膜）的上部空间接通蒸汽连通管（由汽筒至过热器的管子）的流量脉冲阀。

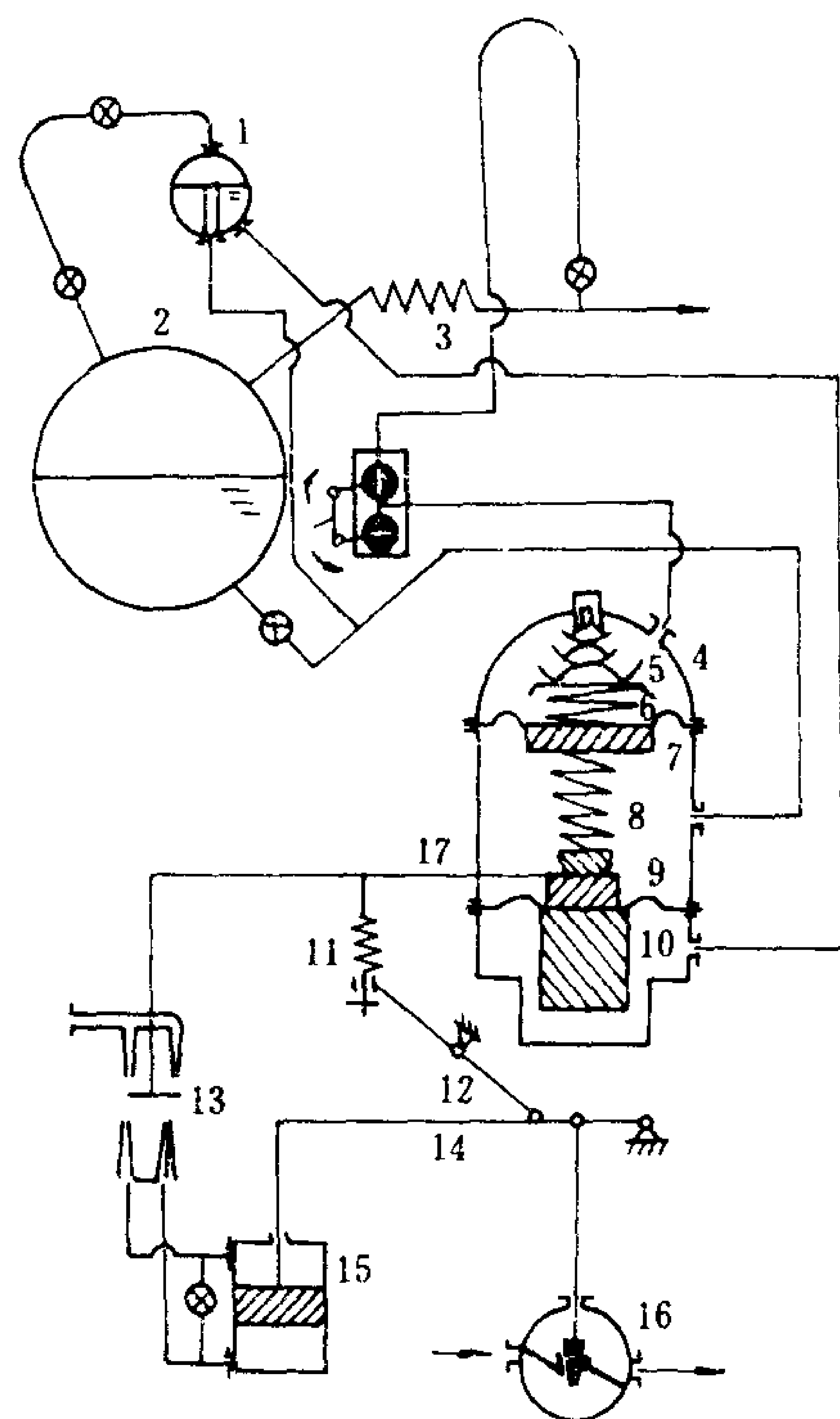


图 4.3.11-20　双冲量水位调节器

1-冷凝器；2-汽筒；3-过热器；4-测量机构；5-三组板簧；6-补偿弹簧；7-流量薄膜；8-脉冲弹簧；9-水位薄膜；10-重块；11-反馈弹簧；12-反馈杠杆；13-射流式放大器；14-杠杆；15-伺服器；16-给水阀；17-传动板

在某一稳定工况下，调节器处于平衡状态，流量薄膜稍向上拱至某一位置，而水位薄膜和与其联接的传动板处于平衡的水平位置。此时水位薄膜上的水位脉冲、重块重力、脉冲弹簧张力和反馈弹簧张力对传动板的力矩保持平衡，放大器挡板居中，给水调节阀开度保持一定。

当锅炉负荷突然减少时，蒸汽流经连通管的流量下降，从汽筒到脉冲点的压降减少，流量薄膜上部的压力增加，使流量薄膜稍向下移动一个与负荷大小成正比的距离，压缩脉冲弹簧使传动

板带动放大器的挡板右移，伺服器活塞下移，关小给水调节阀。与此同时因水位下汽泡数目突减，水位迅速下降，水位薄膜上移，促使放大器挡板向左偏移，去开大调节阀。直到给水量和耗汽量相等，水位达到给定值为止，整个调节系统才又处于新的平衡状态。

锅炉负荷若迅速增加，调节过程与上述相反。

可见增加了蒸汽流量这一脉冲可以抑制过调节现象的出现。

流量薄膜上面设置三组板簧，目的是使蒸汽流量变化时流量薄膜的位移能和锅炉负荷变化成线性关系。连通管内由汽筒至脉冲点的压降是和流量平方成正比的。如果平衡弹簧的刚性是等值，则流量薄膜位移将和蒸汽流量平方成正比。但我们要求流量薄膜位移和蒸汽流量成线性关系，希望弹簧刚性能随压缩值成平方关系变化，即要求压降和位移成抛物线关系（图 4.3.11-21）。这里用三组板簧，每组刚性不同，它们起作用时形成三段直线，近似地接近抛物线。第一组和第二组板簧中间各有一垫圈。它们的刚性由上到下依次增加。一开始受压时最软的第一组板簧起主要作用，变形最大，变形沿OA折线变化，到它的上板簧压到垫圈时（A点）它就失去作用。再加压时第二组板簧起主要作用，它的刚性比第一组的大，第二段折线沿AB变化，到第二组上板簧压到垫圈时（O点），等二组板簧丧失作用，由B点开始仅第三组板簧起作用。压力增加时变形按斜率更陡的折线BC变化。这OA-AB-BC三段折线近似蒸汽流量变化所引起的压降变化，而使流量薄膜位移按抛物线规律变形。

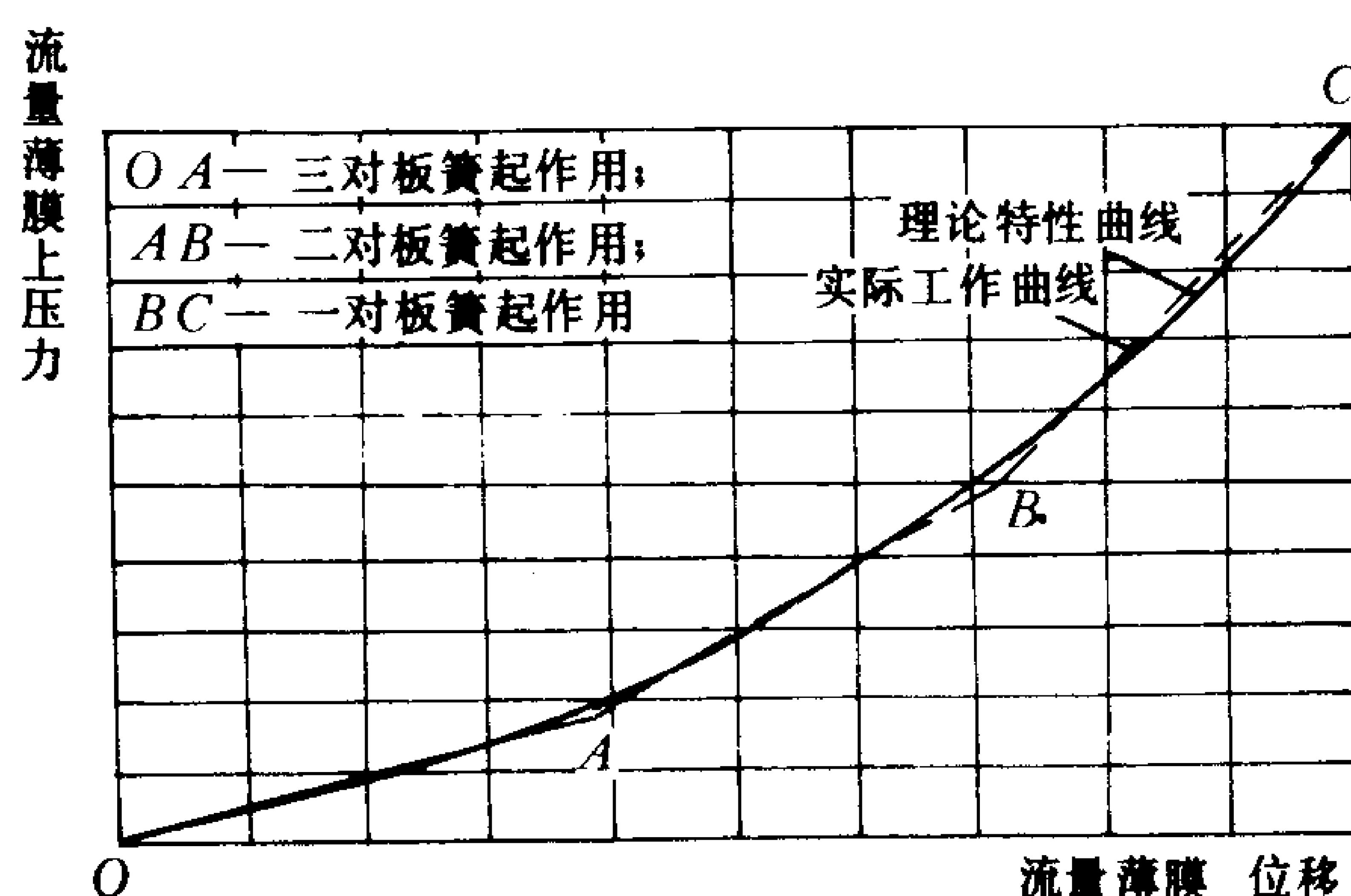


图 4.3.11-21 板簧的特性曲线

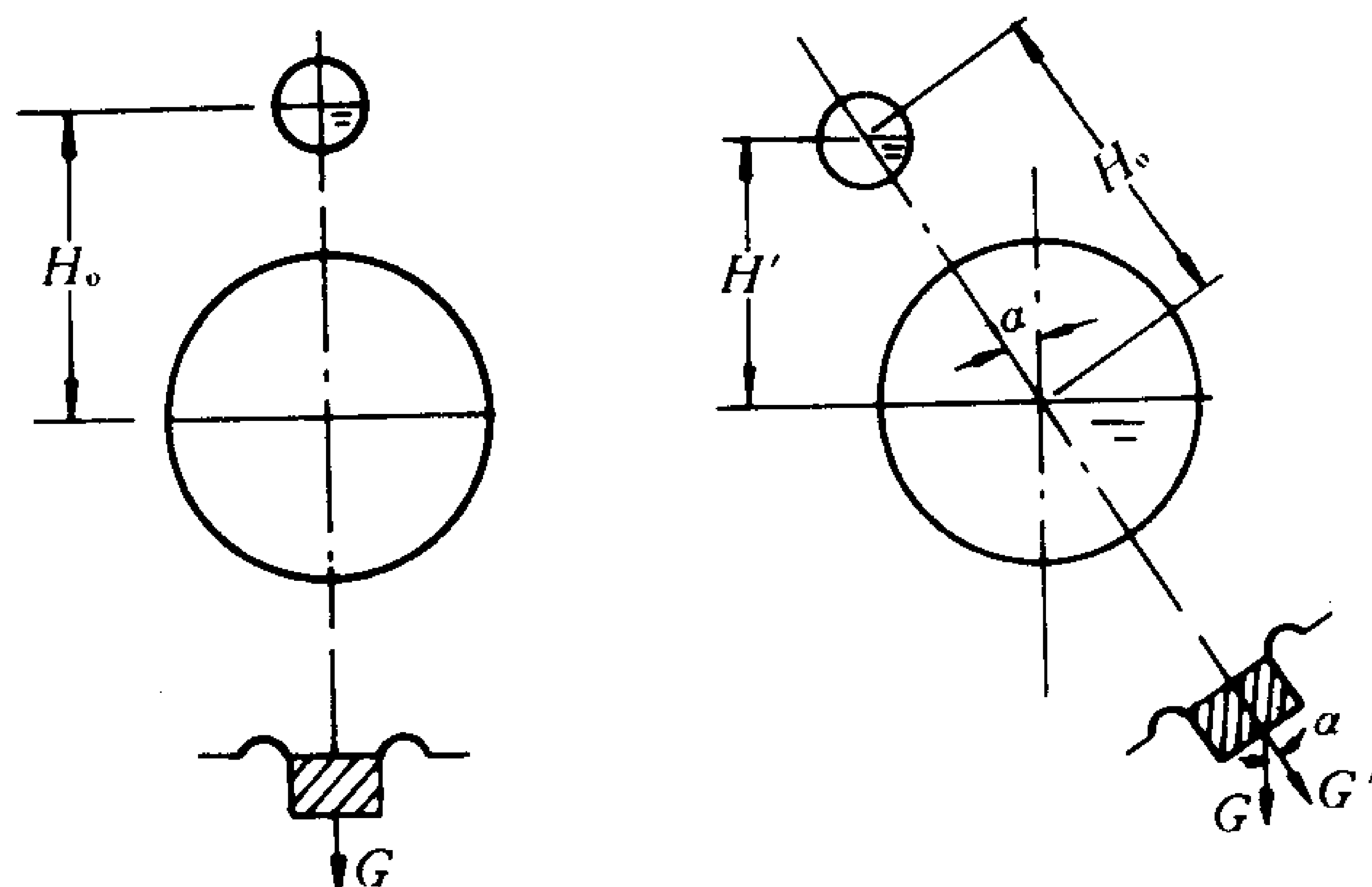


图 4.3.11-22 重块补偿船舶倾斜作用

船舶航行时发生摇摆、倾斜等情况时，锅炉中水量未变，但水位薄膜两边的水位差会减少（图 4.3.11-22），从原来的H_0改为$H'=H_0\cos\alpha$。这样会出现水位似乎升高而要减少锅炉的给水量。这里采用了平衡重块的办法，就可以使水位薄膜上所受的重力作用由原来的垂直力G变成了垂直于薄膜的分力$G'=G\cos\alpha$。这样就消除了由于船舶倾斜所引起的误差。

还有在水位调节器的测量机构最下面腔室内安装压力继电器，当水位低于水位表中的低水位以下 40～50 mm时，此继电器起作用而在操纵部位仪表板上发出声、光信号，以警告操纵人员注意。

在有的产汽量较大的锅炉上（>100 t/h），采用三冲量给水调节器。即除了水位、蒸汽流

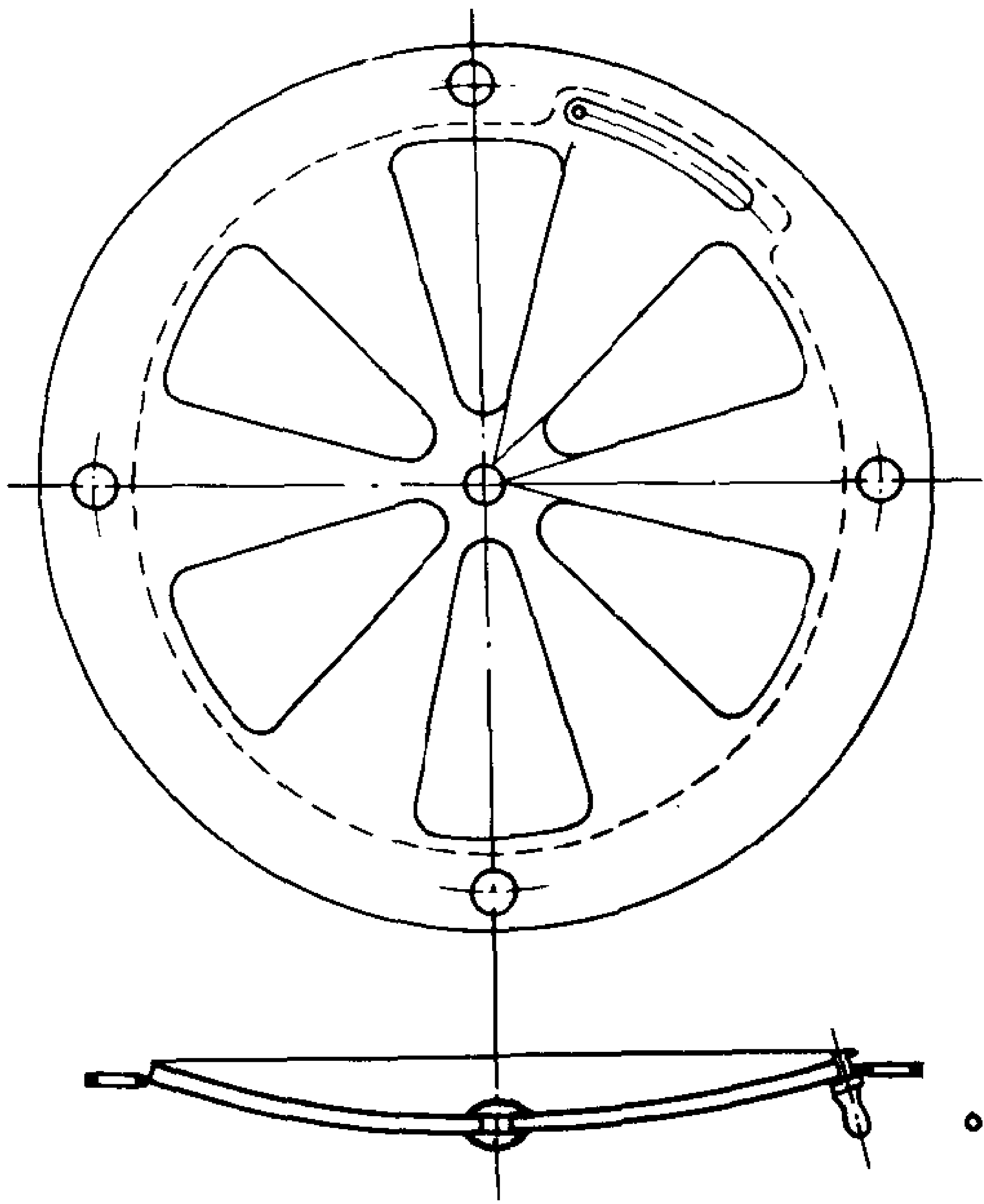
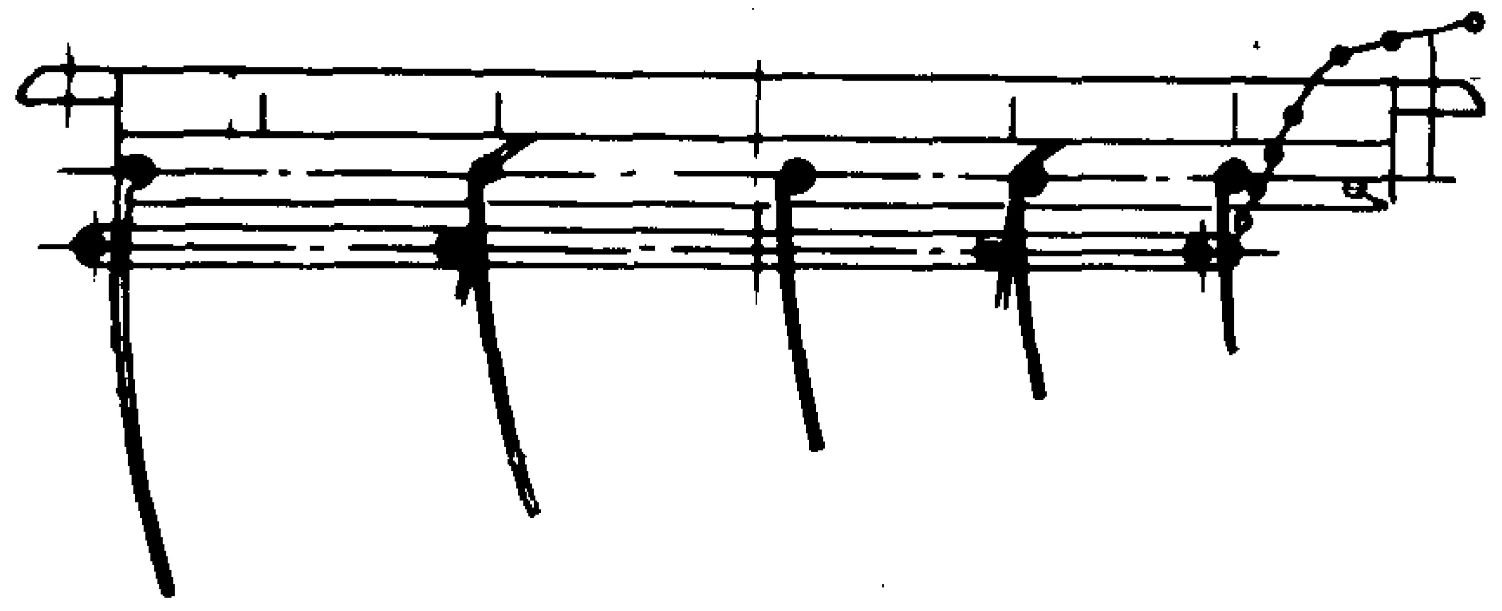


图 7.5.3—47　B 型圆形通风栅



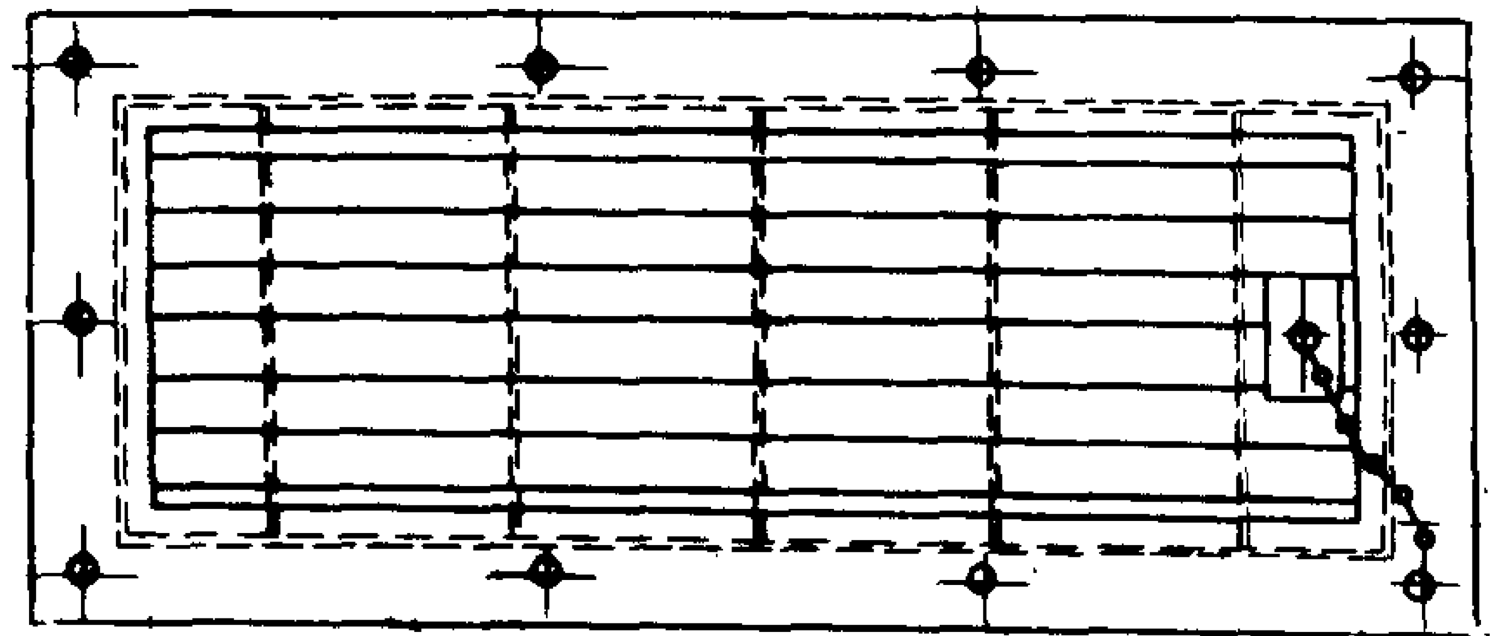
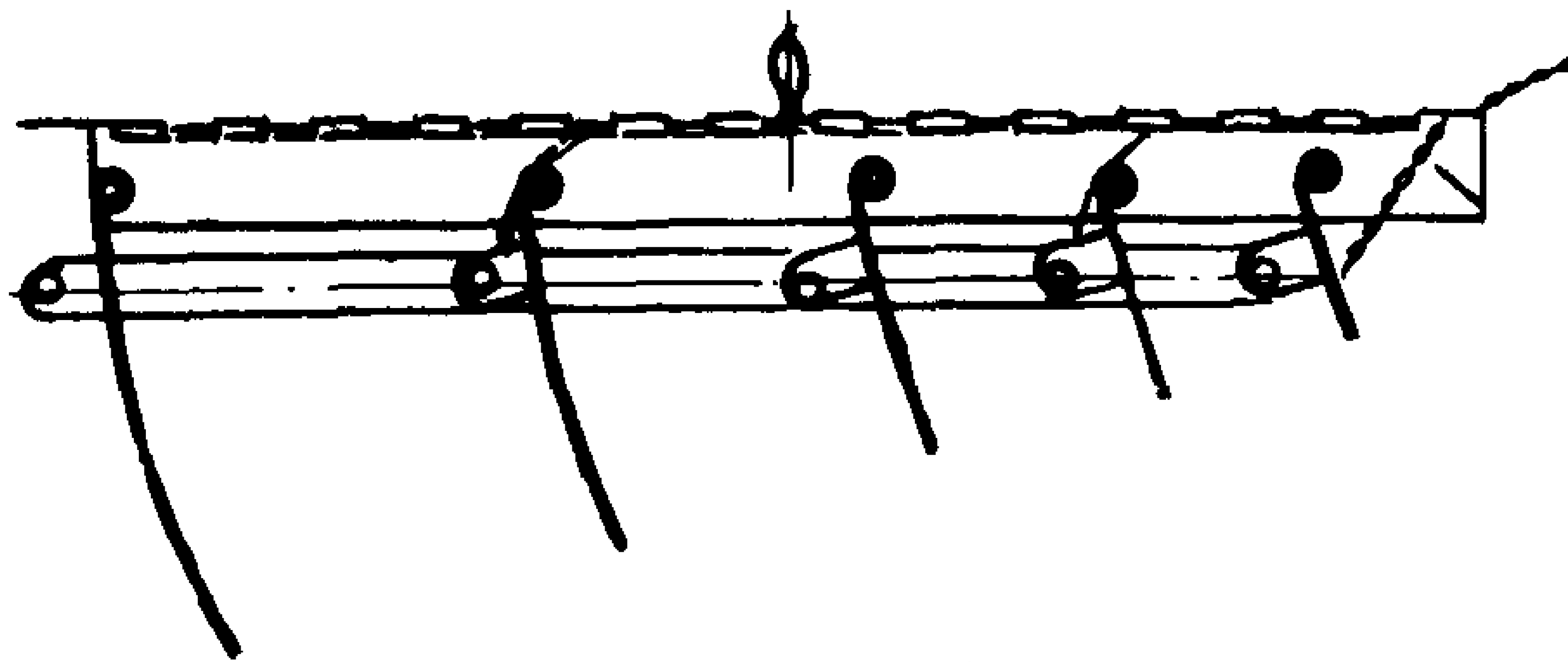


图 7.5.3—48　C 型槽式通风栅



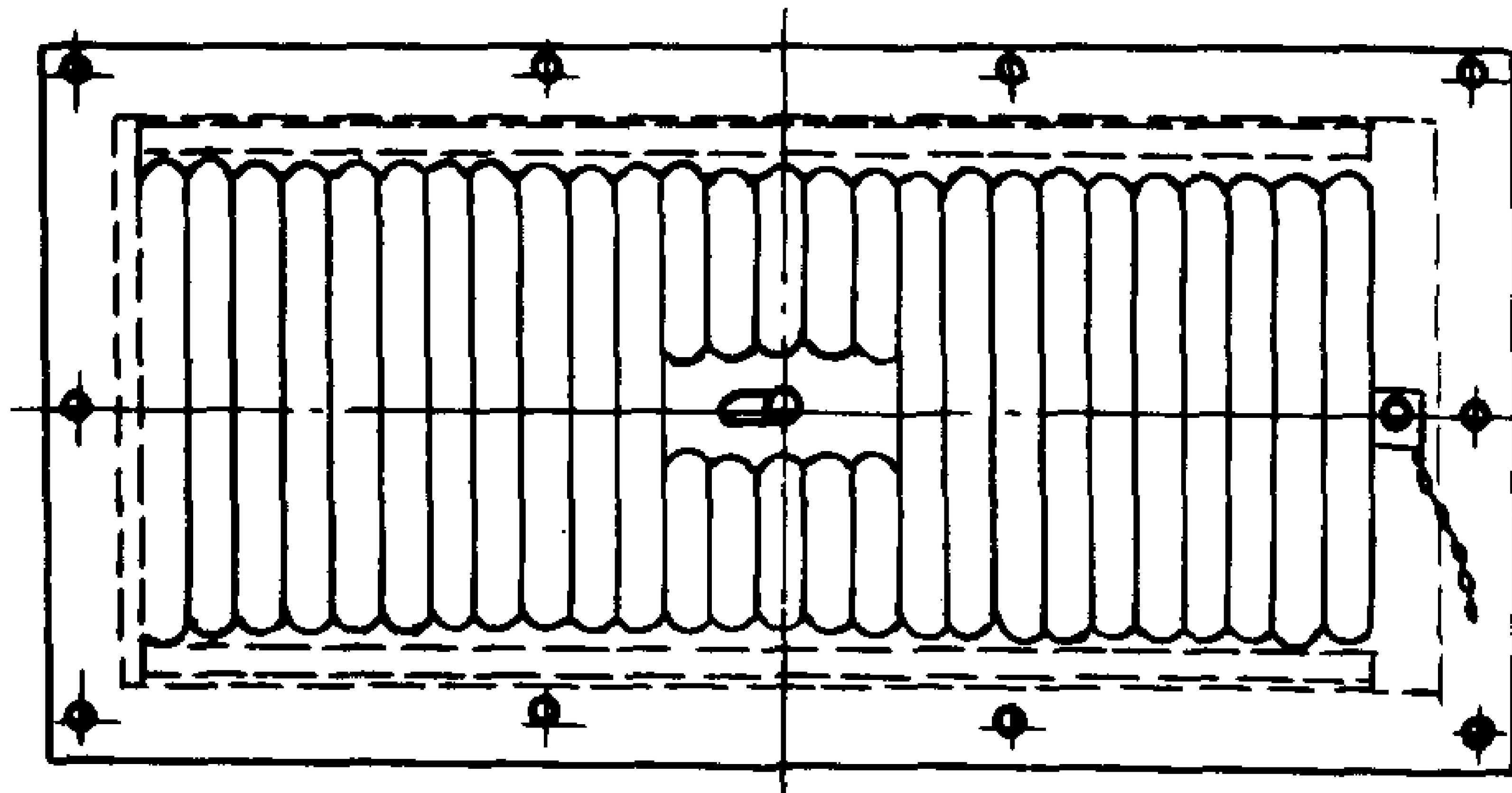


图 7.5.3—49　D 型带导风片直槽式通风栅

除氧器比较彻底地除氧。在某些情况下除氧器也有补偿锅炉水量的作用。

总之，当凝水、给水系统出现故障时应从全面考虑凝水系统的两个水位调节器和给水系统中的水位调节器，它们是串联工作的，既共同工作又相互影响。有时不一定是调节器本身问题，也可能是系统上的问题。

5.5 凝水-给水管系管理上应注意的要点

1）日用水柜应保持 2/3 以上水位，如不足时要启动造水装置补充蒸馏水。

2）要定期化验补水、凝水的水质和给水中的含氧量。后者也可从除氧器出口水温能否对应除氧器中压力下的饱和水温来判断。如过冷度过大，表明除氧不彻底，这时要用化学添加剂（Na_2SO_3等）在锅内除氧。凝水中大量含盐，往往与冷凝器海水冷却管漏泄有关。

3）保持主冷凝器和除氧器中正常水位，保持除氧器内蒸汽压力。

4）对直立式给水机组要注意平衡轴向推力的平衡室内压力和润滑用水的水温。

5）任何工况下备用给水机组必须处于随时可以启动状态，否则会酿成锅炉失水的重大事故。

6）给水中含油是严重问题。当发现锅炉由于给水混入油类而污染时，必须立即停火。在未查明进油原因、排除故障和彻底清洗锅炉内部之前，不允许再点火升汽。如条件允许还应彻底清洁凝水、给水系统管路。

6 锅炉通风管系

6.1 通风管系的功用

通风管系的功用在于：供给锅炉燃烧所需要的空气量，并形成一定的风压，以便克服空气和烟气的流动阻力，将炉内燃烧所产生的烟气及时排入大气。

6.2 通风管系的分类

1）自然通风　这种通风方法在船舶锅炉上早已不用，因为每一米高的烟囱只能产生0.3～0.4 mmH_2O的压头。在早期人工燃煤的锅炉上曾采用过。

2）引诱通风　在烟囱内安装抽烟机，造成炉内一定程度的真空。这种通风方法过去用于燃煤锅炉中，便于炉内灰粒分离沉淀出来。也因风压不高而不用。此外，抽烟机尺寸较大，工作条件恶劣，使用寿命短。

3）风机加压人工通风　这里又可分为两种。一是密闭炉舱通风，锅炉做成单层外壳，整个炉舱密闭，风机从甲板上抽入大气，加压后直接输入锅炉舱内，风压可以达到250 mmH_2O，过高则人的耳膜受不了。其优点可防止锅炉工作时炉膛回火。但设备复杂，而且炉舱要有双重密闭舱门。一旦舱室破损漏气，锅炉即不能工作。

另一是密闭锅炉通风，锅炉可以是单层外壳的，风机将大气由上甲板抽入，加压后直接送至锅炉前壁上的空气箱内，再经配风器送入炉内助燃。这种办法结构上虽简单，但散热多，单层外壳有漏泄时，烟气可能逸入炉舱，不安全。所以，新式船舶锅炉都用双层外壳。风机将大气由上甲板抽入，加压后（高的可达 1500 mmH_2O）经风道送入双层外壳之间的夹层，或者先进入空气预热器，再入双层外壳之间的夹层，然后经配风器进入炉内助燃，因而炉内压力比大气压力高几百到一千mmH_2O，利用炉膛内烟气的正压力，使燃烧后的烟气克服流经

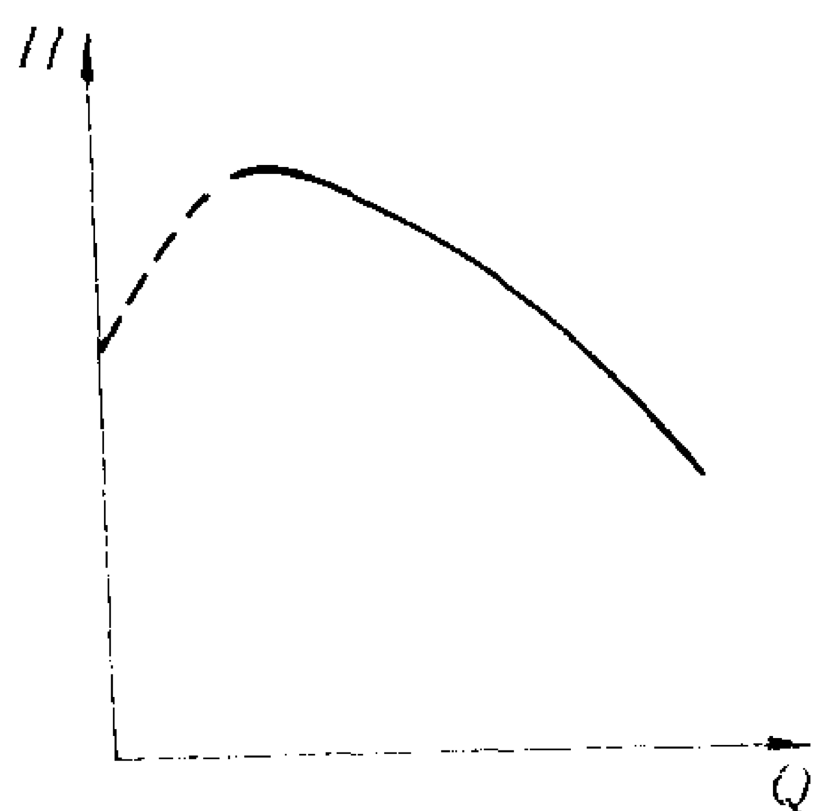


图 4.3.11-24 离心风机特性曲线

锅炉受热面、烟道及烟囱中的种种阻力而排入大气。这是目前船舶锅炉用得最普遍的一种通风方式。风压可由几十mmH_2O（辅助锅炉）至高达1500 mmH_2O（舰用锅炉）后者要求驱动风机的原动机功率较大（可达1000 kW以上）。

4）增压通风　炉膛内压力可达0.2～0.8 MPa. 风机已用压缩机来替代。驱动压缩机的原动机系燃气轮机，其燃气即为锅炉的排烟。详细介绍见本手册第4卷第2篇第1章。

6.3 通风管系的设备

6.3.1 风机

锅炉用的风机大都是离心式，基本工作原理与离心泵相似。图4 3 11-24所示为其工作特性曲线，即$H\sim Q$曲线(压头与流量曲线)。在一定转速下有一最高压头点. 此点以左的运行范围是不稳定工作区。离心式风机排出压头不高，但流量大，所以叶轮尺寸较大。离心式风机在运行时可能发生"喘振"，它往往发生在风机一定转速而控制其排风量的挡板开度很小时，喘振时风机震动，有噪声，甚至连同锅炉也一起震动。严重时可能震塌耐火砖壁。其特点是在流量过小时风道内压力突增。从风机特性曲线来看，在转速不变时，若流量过小，运行点处于曲线顶点左边处时，风机排出压力减少。这样风道内压力反而会高出风机排出压力，形成风道中空气倒流，但是挡板前的空气仍要经挡板流向锅炉，骤然产生压降，风机又向风道输送空气。如此来回激荡造成喘震。可以利用开大挡板来消除这一现象。此外，从风机、风道和锅炉作为一个整体系统来看，锅炉本身燃烧不正常时也会发生喘震，可参见第4卷第2篇第8章的有关内容。

6.3.2 风机的原动机

在锅炉负荷变化范围较大、风机功率又大的情况下，原动机一般不用电动机而用汽轮机，因为后者调速范围大，能适应锅炉各种负荷的需要，只是在风机功率不大，相对负荷变化范围也小的辅锅炉上采用电动风机。当然使用汽轮风机时，其附属设备要比电动机复杂得多，而且效率也低。

6.3.3 风道的布置

锅炉通风系统的一种典型布置如图4.3.11-25所示。为了解决锅炉无汽点火时的通风问题，还配备电动风机，当点火升汽的锅炉中汽压达到可以驱动汽轮风机时，便转动转换挡板，将电动点火风机转为供舱室通风。此时锅炉燃烧所需空气便由汽轮风机来供给。但在选择电动风机时应考虑锅炉点火阶段应有的风压和风量，否则会延长点火升汽时间而且会大量冒烟。以往某些船舶锅炉点火时只靠自然通风。实践证明由于风压风量不足而燃烧冒浓烟，除了延长点火升汽时间外，还浪费燃油和污染环境。此时冒浓烟中的烟炱又将积聚在受热面上，也使锅炉正常运行时降低经济性。

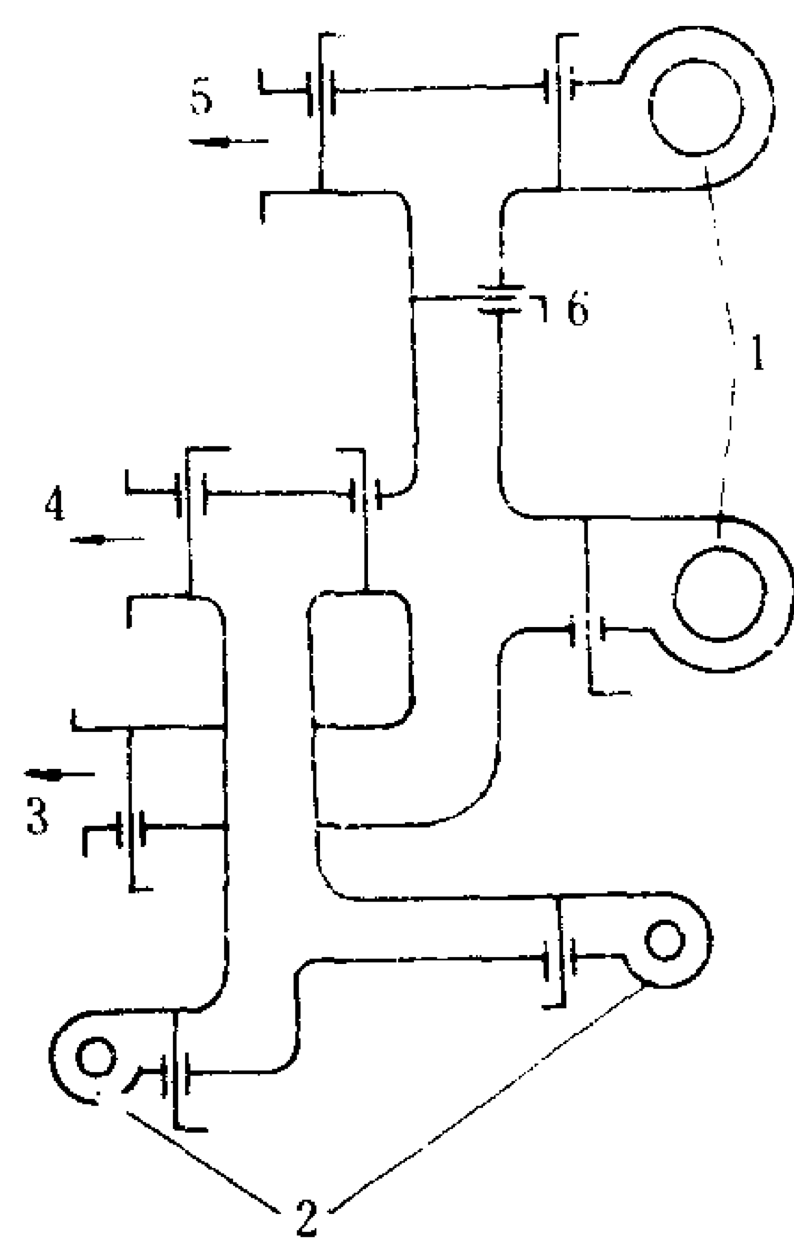


图 4.3.11-25 风道布置示意图

1-汽轮风机；2-电动风机；3-通2#锅炉夹层；4-机炉舱室通风；5-通1#锅炉夹层；6-隔离挡板

如果一个机炉舱内有两台锅炉，则风道布置上要考

虑到能一台风机供两炉用，或交替使用风机的问题。

6.3.4 风道的导向叶片

在大功率的蒸汽动力装置中风道中风速有时可能高达40 m/s以上。为了减少通风阻力常在有些风道内转向处采取圆孤转向，甚至在通道内安装导向叶片，以减少气流的转向涡流（图4.3.11-26）。这样可使局部转向阻力系数减小至$\xi=0.1\sim0.2$，这在增压式锅炉的风道中尤为重要。

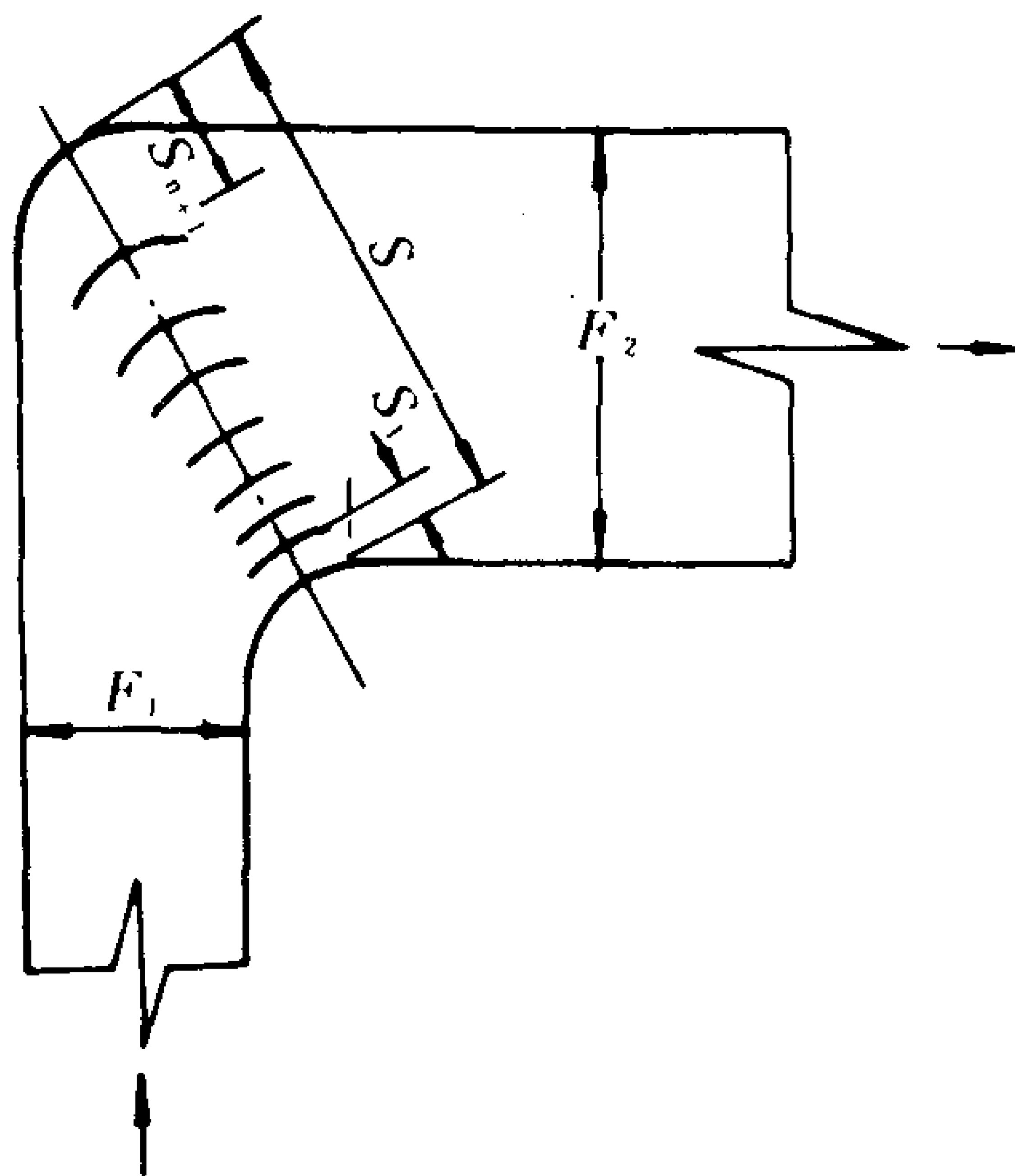


图4.3.11-26 风道转向处导向叶片图

叶片的数目一般为4～14个。从转向内缘向外布置各叶片时，其间距应采取等差级数递增的办法。叶片迎风端磨圆，尾部削薄以减少涡流。为了增强叶片的刚性，中间可以用钢丝串叶片，并将叶片焊牢，形成一组叶栅。叶片所围住的角度β约为75～115°，主要取决于风道转向是收缩还是扩张的；收缩时（$F_2<F_1$）则β可取大些，扩张的情况下（即$F_2>F_1$）则β可取小些。叶片截面如图4.3.11-27所示。

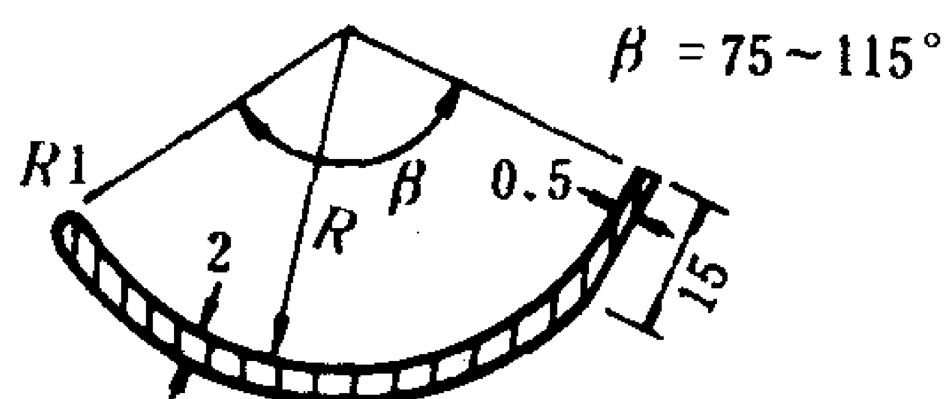


图4.3.11-27 风道转向处叶片截面图

7 燃油管系

船舶锅炉常用的燃油管系如图4.3.11-28所示。

7.1 燃油管系的功用

1）为保证燃油雾化，系统应能完成燃油预热、加压、过滤等作用。

2）为保证无汽点火，还有输送轻柴油的管路。

3）将各处回油导向日用燃油柜。

7.2 燃油管系中的设备

7.2.1 油泵

燃油管系中大多采用齿轮泵（小容量）和螺杆泵（大容量）两种。点火用泵大多用电动齿轮泵，日常用的是汽轮螺杆泵，有时也用电动螺杆泵。

7.2.2 油压调节器

用以保持燃油管路内一定的油压，其系统图如图4.3.11-29所示。

螺杆泵的供油量调节范围有限，用改变油泵转速所能达到的最大调节幅度为全负荷的20%～30%，而锅炉负荷变化的可能范围要达到全负荷的10%～100%左右。所以调节油压不宜用改变转速的办法（也就是控制汽轮原动机的进汽阀开度），只有用改变回流量的办法来达到调节燃油系统内的油压。

燃油管路本身具有很强的自平衡能力，所以不用反馈式油压调节器。为了防止调节时大

量热油回入日用油柜，采用的回流管路自预热器前接出。这样当燃油管路内油压变动时，控制回油阀的开度使部分燃油通过回油阀回油以调整油压。

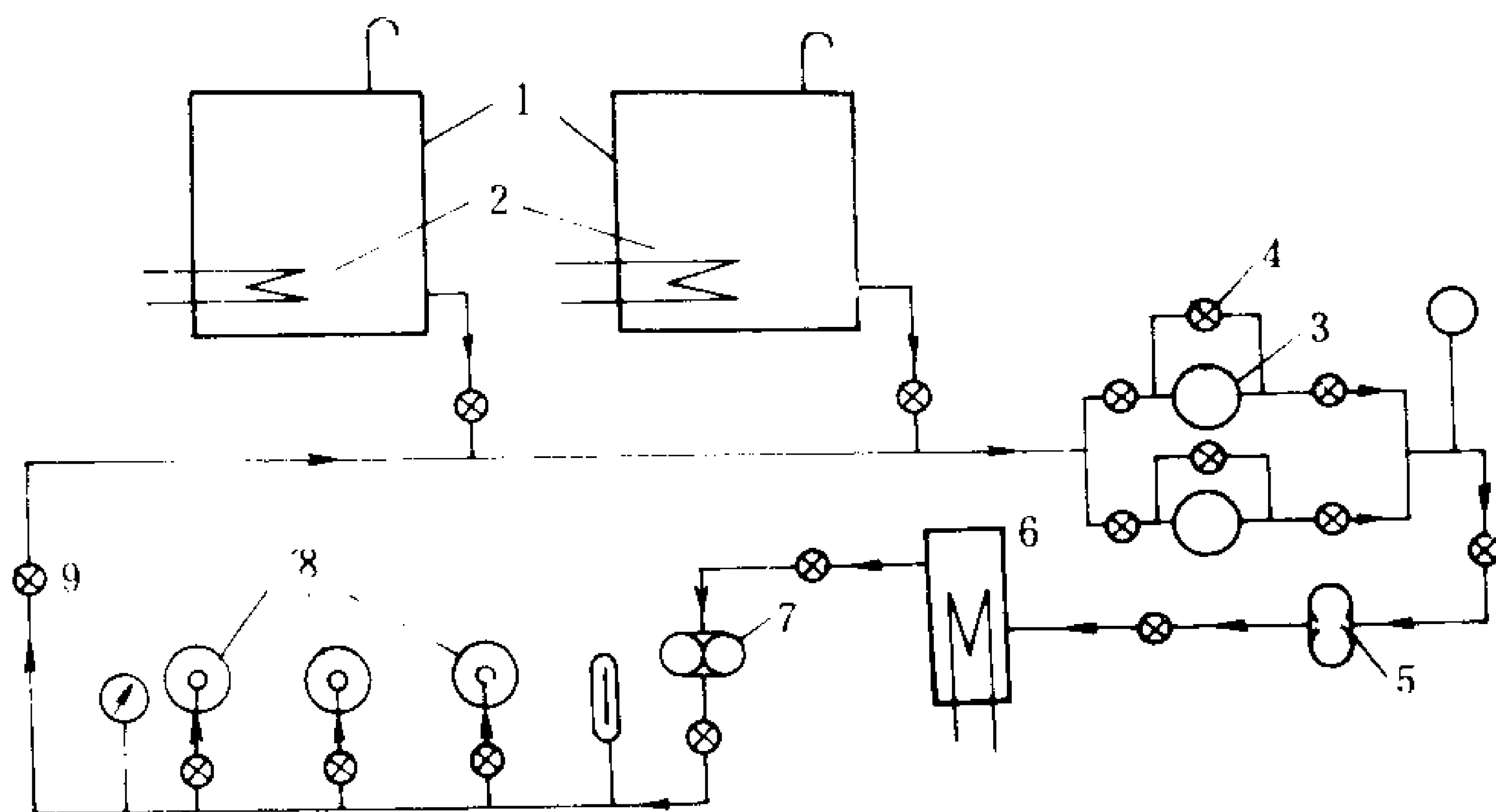


图 4.3.11-28 燃油管系线图

1-油柜；2-蛇形加热管；3-油泵；4-油压调节阀；5-冷滤器；6-预热器；7-热滤器；8-喷油器；9-回油循环阀

7.2.3 燃油预热器

燃油预热器大多采用表面式管外通过饱和蒸汽，将U形管内的燃油加热（图 2.3.11-30）。U形管端双重扩接在两个管板上。如果有漏泄，则可从两个管板之间的间隙发现，蒸汽也不会和油相混。也有将U形管倒置的，目的是为了防止管内积贮杂质。管内通常还塞有螺旋片状导流条，使油流在管内成螺旋状流动，以提高管壁对油流的放热强度。

7.2.4 燃油预热温度调节器

这种调节器可以自动地保持燃油的预热温度，使其进喷油器时粘度保持在 2 ~ 3 °E。燃油温度调节系统如图 4.3.11-31 所示。测量机构中装有感温器（温包），其中充有丙酮液体，用毛细导管和感受压力的波纹管相连。当温度变化时，丙酮蒸发成一定压力的蒸气，这一压力和感受温度相对应。当燃油用量减少时，温度上升，波纹管内压力也增加。杠杆使放大器挡

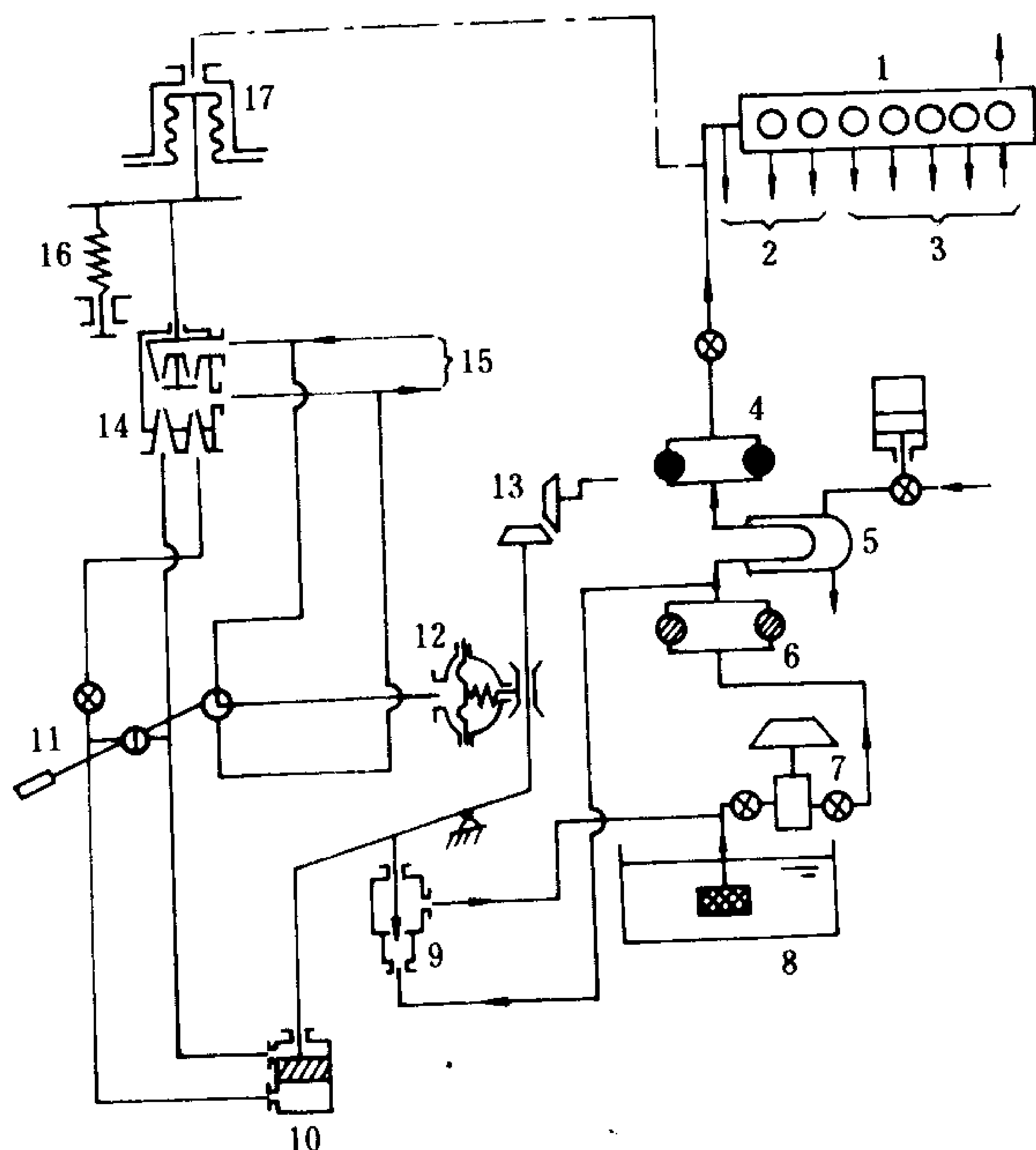


图 4.3.11-29 燃油压力调节器系统图

1-燃油分配箱；2-可调式喷油器；3-不可调式喷油器；4-热滤器；5-燃油预热器；6-冷滤器；7-燃油泵；8-日用油柜；9-调节阀；10-伺服器；11-双联旁通旋塞；12-水力离合器；13-操纵手轮；14-射流式放大器；15-工作水；16-定值弹簧；17-测量机构

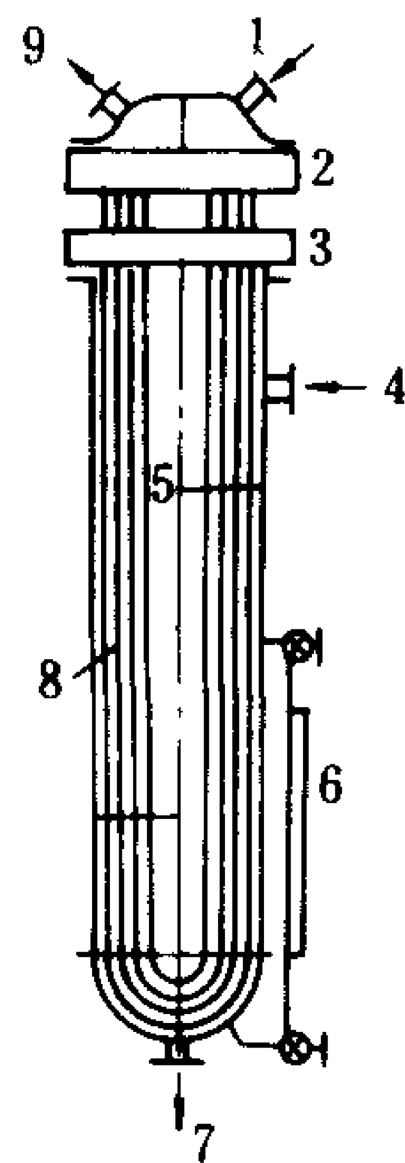


图 4.3.11-30 燃油预热器

1-进油；2、3-上、下管板；4-进汽；5-横隔板；6-水位表；7-凝水；8-U形管；9-出油

板右移，伺服器活塞下行，即关小进燃油预热器的饱和蒸汽阀。但是预热器的受热面金属本身蓄积热量，此时即使汽量减少，受热面还要放出其蓄积的热量加热燃油，以致产生超调量调节器上的刚性反馈弹簧可以抑制过调节现象。这样燃油温度的调节就有不均匀度。通常在稳定的最大燃油量时预热温度比稳定的最少燃油量时约低 10℃。

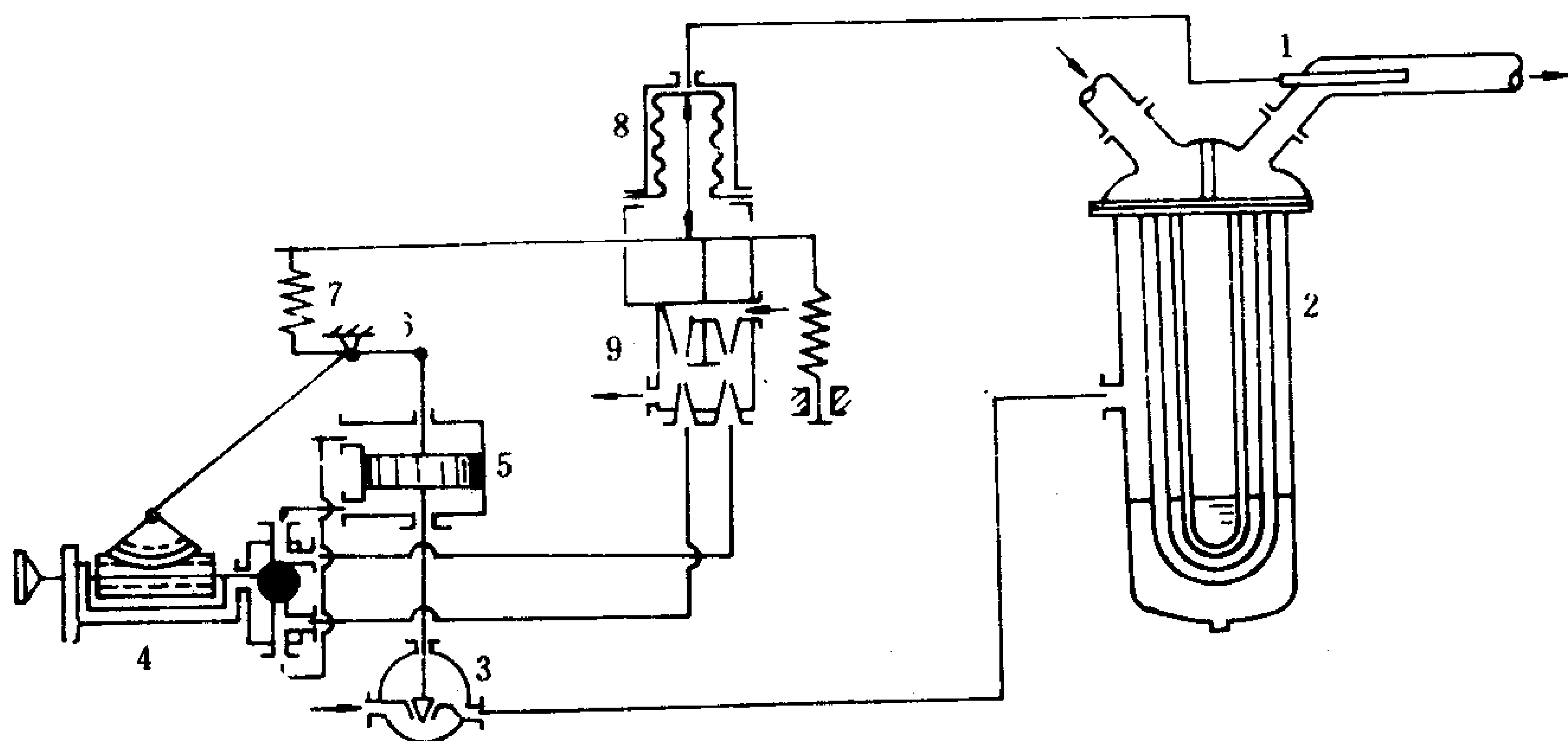


图 4.3.11-31 燃油温度调节系统图

1-感温器（温包）；2-燃油预热器；3-调节汽阀；4-手动操纵机构；

5-伺服器；6-反馈杠杆；7-反馈弹簧；8-温度测量机构；9-射流放大器

在使用时要防止碰断毛细管。如果碰断，要重新焊接，并再次灌注丙酮液体。此外，油温不宜过高，以免丙酮蒸气压力过高，损坏波纹管。一般先手动操纵调节汽阀，将油温调整到给定值，然后在稳定工况下再将调节器改为自动，接入系统。

7.2.5 燃油滤器

通常采用的有两种型式。一种是间隙片式，这类滤器大都用于细滤。当堵塞时只需转动滤片，清除间隙中的杂质，毋需打开滤器；另一种是滤网式，在堵塞时要打开滤器取出滤网清洗之。

滤器都做成双重并联的，在一个使用时，另一个保持洁净，当发现堵塞时（一般从滤器前后油压差超过 0.05 MPa即 0.5 kgf/cm^2即可判断），应立即转换，使油流经洁净的备用滤器。清洁滤器时宜将滤筒连同滤网先浸在煤油中，然后用压缩空气或蒸汽吹洗。

通常在燃油预热器前、后各装一套双重滤器，预热器前的称冷滤器(或粗滤器)，预热器后的称热滤器(或细滤器)。两种滤器结构相同，只是滤网的孔眼大小不同。冷滤器是每平方英寸 30 目（即孔眼尺寸为 $0.6\times0.6\ mm^2$)，热滤器是每平方英寸 45 目（即孔尺寸为 $0.4\times0.4\ mm^2$)。有的燃油系统中只在预热器前设置一套冷滤器。

7.2.6 其它设备

船舶锅炉多使用质量较差的渣油。为了减少胶质的结聚现象，增加其流动性常装有均质器。也有装磁化装置的，使燃油流过一定强度的磁场，使其油质均匀。除此之外，也有设置乳化设备将掺水渣油制成乳化油。必要时还向油中掺入添加剂，促使劣质燃油完全燃烧。

8 冷却水管系

船舶蒸汽动力装置中的冷却水管系用于冷凝排汽、冷却滑油和疏水。它包括：主、辅冷凝器的冷却、主机滑油冷却器的冷却、汽轮机汽封抽汽冷却器的冷却、疏水及污水柜的冷却、

蒸发装置冷凝器的冷却、轴系轴承的冷却、辅机滑油冷却器的冷却等。

根据冷却设备所服务的对象不同，可分为主冷却水管系和辅冷却水管系。

8.1 主冷却水管系

主冷却水管系包括主冷凝器循环水管系和主滑油冷却器的冷却水管系。

8.1.1 主冷凝器循环水管系

8.1.1.1 功用及要求

主循环水管系的功用是将舷外的海水引入主冷凝器，带走主机排汽冷凝时放出的热量，使排汽凝结成水并造成低压，保证主冷凝器内的真空度。

对主循环水管系的基本要求如下。

1)进出口在船底开孔的位置要合适，应力求管路短，尽量靠近主冷凝器以减少冷却水的流动阻力。

2)进、排水管上应有补偿接头，保证船体变形和冷凝器热膨胀变形后两者之间有自由伸、缩的能力。

3)主循环水管系通常还作为机舱紧急排水设备，因此在循环水泵的主吸入管上装有紧急吸舱底水的短管，其上装有闸阀或单向阀。在正常工作时，此阀关闭。如机舱受到破损而大量进水时，打开此阀并关闭主进水管上的吸入闸阀，循环水泵即可把舱内浸水排出舷外。

4)大功率装置的主循环水进、排水闸阀，阀头重量大，用人力打开很困难。要设置专用电动机及传动装置启闭阀门。

8.1.1.2 逼流式循环水管系

主循环水管系可分为逼流式和自流式两种。

逼流式循环水管系的原理如图4.3.11-32所示。

海水从闸阀通过吸水管由循环水泵泵入冷凝器。在冷凝器中吸收排汽凝结时放出的热量后，经闸阀和排水导管排至舷外。海水在系统中的流动完全借助循环水泵的作用来实现，故称为逼流式。

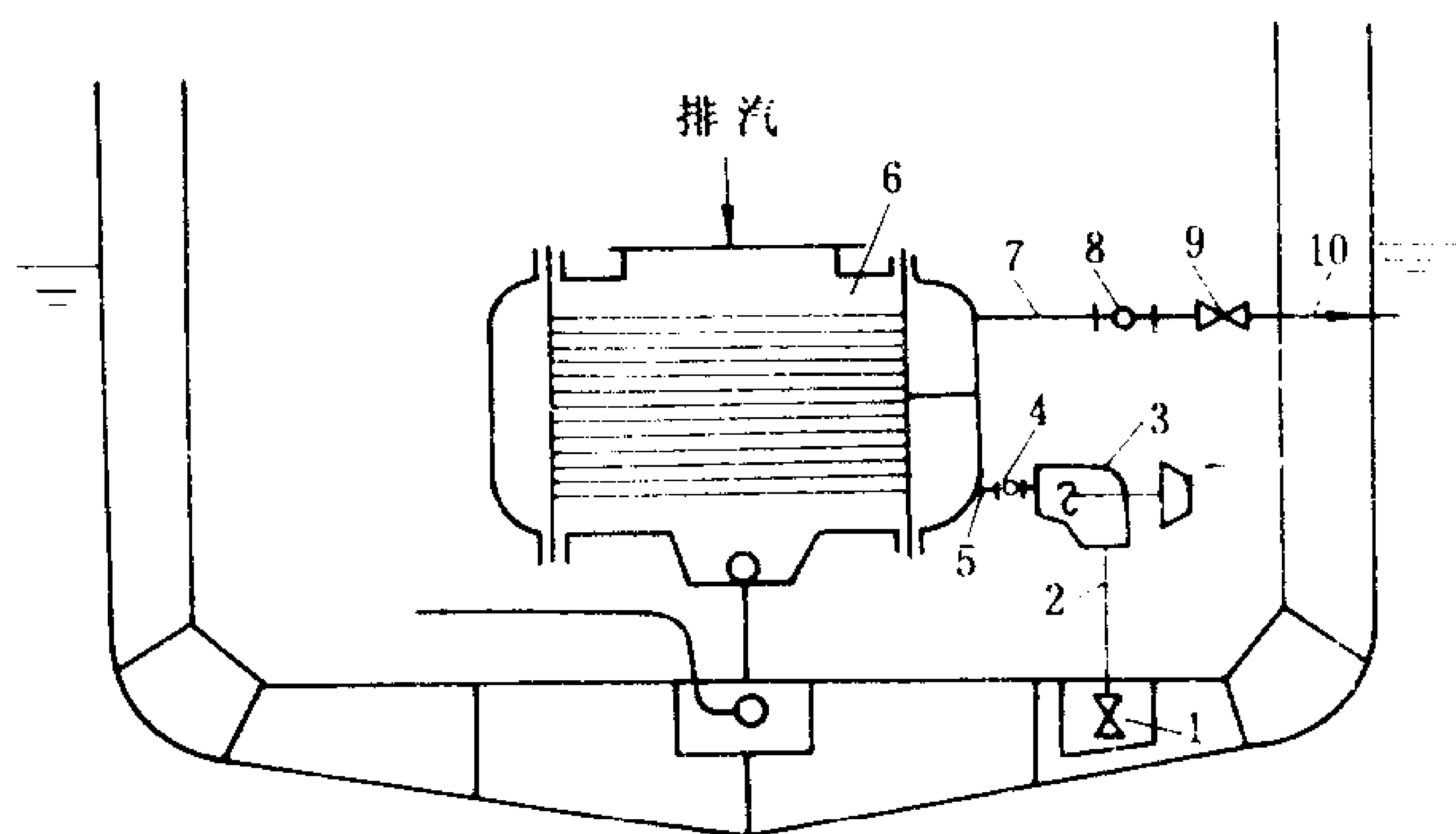


图 4.3.11-32　逼流式循环水管系的原理图

1、9-闸阀；2-吸水管；3-循环水泵；4、8-补偿接头；5-进水管；6-主冷凝器；7-排水管；10-排水导管

循环水泵采用轴流泵，它可靠性好，对杂质的敏感性较小。轴流泵可直接由汽轮机或电动机带动，一般是立式布置。

管系上的进、排出阀之所以用楔形闸阀，是为了保证能隔断海水，便于在船上检修冷凝器。为清除吸入阀网栅格上的泥沙、水藻及冰块等脏物，阀上装有蒸汽管，并附有汽阀，可用蒸汽来定期吹洗网栅。

8.1.1.3 自流式循环水管系

自流式循环水管系是利用船舶航速所造成的迎面流动压头来工作的，通过进、排水导流管的合理形状将迎面流动压头有效地转变为静压头，以克服系统内的流动阻力。

自流式循环水管系只有在正车一定航速以上时才能正常工作。在正车低速、暖机、倒车

时，仍须由循环水泵来供水，不过循环水泵的功率可小些。

自流式循环水管系比遁流式循环水管系要简单些(循环水泵重量尺寸小等)，提高了装置的生命力和可靠性。另外，其能量消耗是由主机和螺旋桨来承担，由于主机效率高于辅汽轮机，故可提高装置的经济性。此外，自流式循环水管系操纵管理较为方便，因为正车高速时可停止循环水泵或维持其低转速运转。

图 4.3.11-33 所示为两种典型的自流式循环水管系的简图。

图中a）和b）分别是循环水泵串联和并联在进水管路中的情况。其中进水管、排水管、循环水泵、冷凝器、倒车进水入口管是两个分图中都共有的。

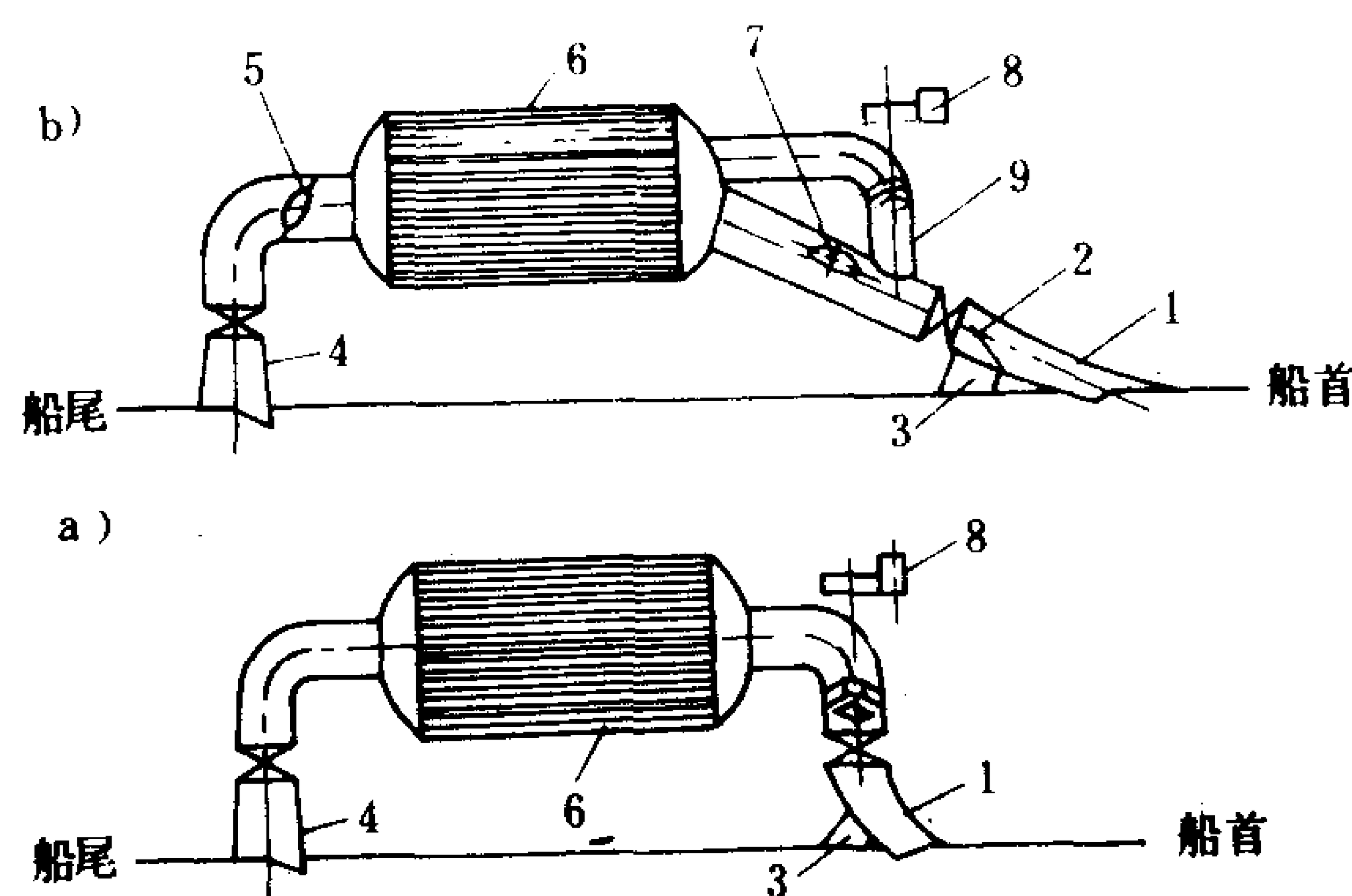


图 4.3.11-33 自流循环水管系简图

a)循环水泵串联在进水管路中；b)循环水泵并联在进水管路中

1-进水管；2-挡板；3-倒车进水入口管；4-排水管；5-挡板阀；6-冷凝器；7-挡板阀；8-循环水泵；9-倒车进水支管

从分图a)来看，海水从泵的叶片中流过，为减少流动阻力，自流循环系统工作时，循环水泵仍要低速运转。倒车时，依靠循环水泵将海水从倒车入口管吸入、流经冷凝器后，由排水管排出。在分图b)中，多增加一根并联在正车主进水管上的倒车进水支管，循环水泵就装在此支管中。并且在主进水管中加装挡板。高速自流循环时，水由主进水管口进入，打开挡板 2，流到冷凝器。此时循环水泵停止工作。在倒车时，依靠循环水泵将水从倒车进水入口管吸入，靠水压将挡板 2 关闭，水流经冷凝器。挡板阀可用来调节系统中的水量。

由上可知，循环水管系中的进、排水导流管是关键的部件，尤其是自流式循环。对于自流式循环水管系的进、排水导流管，要求它在尽可能小的流动阻力下，将迎面流的动压头最有效地转变为静压头。它的结构、线型设计，除根据已有的模型特性曲线计算确定外，最好做出整个自流循环的模型，通过实验方法加以校核，以得到适宜的数据。

8.1.2 主滑油冷却器的冷却水管系

主滑油冷却器冷却水管系的功用是：带走主滑油热量，降低主滑油温度，保证主滑油系统正常工作。

为了提高主机机组的可靠性，在舰用装置中主滑油冷却器通常采用单独的冷却管路。为此，要设置专门的电动冷却水泵(称为主冷却水泵)、海水吸入阀和排出阀。舷外海水由主冷却水泵吸入，流经滑油冷却器冷却滑油后，排到舷外（图 4.3.11-34）。

主滑油冷却水管系通过连接管和隔离阀，与辅机轴承滑油冷却水管系的总管相接。当主冷却水泵发生故障或损坏时，可由辅冷却水管系向主滑油冷却器供给冷却水。

在民用船舶和有些军舰上，主滑油冷却器的冷却水是由主循环水管系供给的。

8.2 辅冷却水管系

辅冷却水管系是指辅机和轴系轴承滑油的冷却及其它各种辅助设备的冷凝器和冷却器的冷却水管系。这里只介绍以辅机轴承滑油冷却水管系为主的辅冷却水管系。

图 4.3.11-34 是综合了主、辅机滑油冷却器的冷却水管系图。

主滑油冷却水由主冷却水泵自阀箱吸入后，分两路送到两个主滑油冷却器，它们排出的冷却水再合成一路到舷边通海阀排至舷外。

辅机滑油冷却水由辅冷却水泵自阀箱吸入，泵出口有一根总管，自总管分别向各辅机滑油冷却器及汽封抽汽冷却器供冷却水。各冷却器工作后的冷却水也汇集在一根总管中，和工作后的主冷却水汇合而排至舷外。

主、辅冷却水管之间有连通管和隔离阀。辅冷却水总管还和消防总管相接。当用消防水作冷却水时，由于消防水的压力较高，容易使海水漏入滑油中。

有些舰船上，汽封抽汽冷却器、污冷凝水柜等的冷却水，是由主循环水管系提供的。其中汽封抽汽冷却器在民用船舶上通常用凝水冷却。

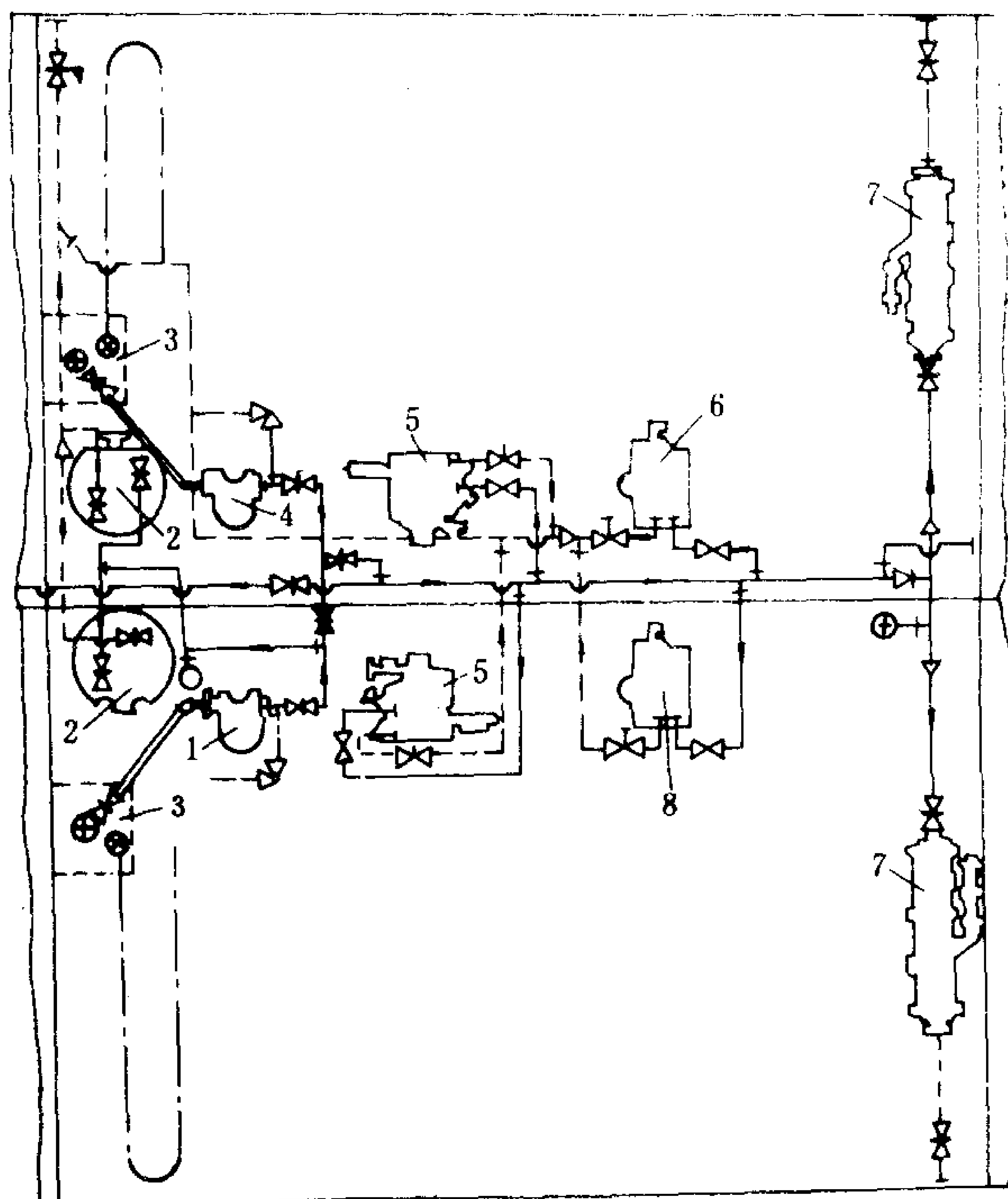


图 4.3.11-34 主、辅机滑油冷却器的冷却水管系

1-主冷却水泵；2-主机滑油冷却器；3-海底阀箱；4-辅冷却水泵；5-汽轮滑油泵；6-汽轮消防泵；7-汽封抽汽冷却器；8-汽轮凝水泵

——压力接受管路；……排出管路；- · -空气管路

第12章　船舶蒸汽动力装置的自动调节系统及监测系统

1　概述

船舶蒸汽动力装置是由主汽轮机、主锅炉、汽轮发电机、其它辅助机械设备以及动力管路所构成。当主机负荷变化时，要求各种辅机能够迅速进行调整，完成各种复杂的追随操作过程。所以设有主汽轮机转速控制，锅炉燃烧控制，给水控制、蒸汽管路压力控制和凝水控制，……等控制系统，以保持各有关压力、温度、水位和转速等参数为给定值。为了确保装置的安全可靠，在驾驶室或集中控制室内设有各种遥控设备和装置运行参数集中检测、报警安全系统。主汽轮机和锅炉控制系统分别参见本篇第6章和第2篇第3章。这里介绍其余系统。

2　凝水-给水自动调节系统

凝水系统自动调节的任务是在动力装置各种工况下自动保持主冷凝器水位和除氧器水位在规定的范围内，并能不断地补充和溢流汽水循环中的水量，使主冷凝器安全可靠地运行。

凝水自动调节系统的具体要求是：

1）主汽轮机变负荷时，保持主冷凝器内水位不超过水位表可见范围，即最高水位不遮住冷却管束，最低水位不致引起凝水泵汽蚀。

2）变工况下，除氧器的水位不超出水位表可见范围。

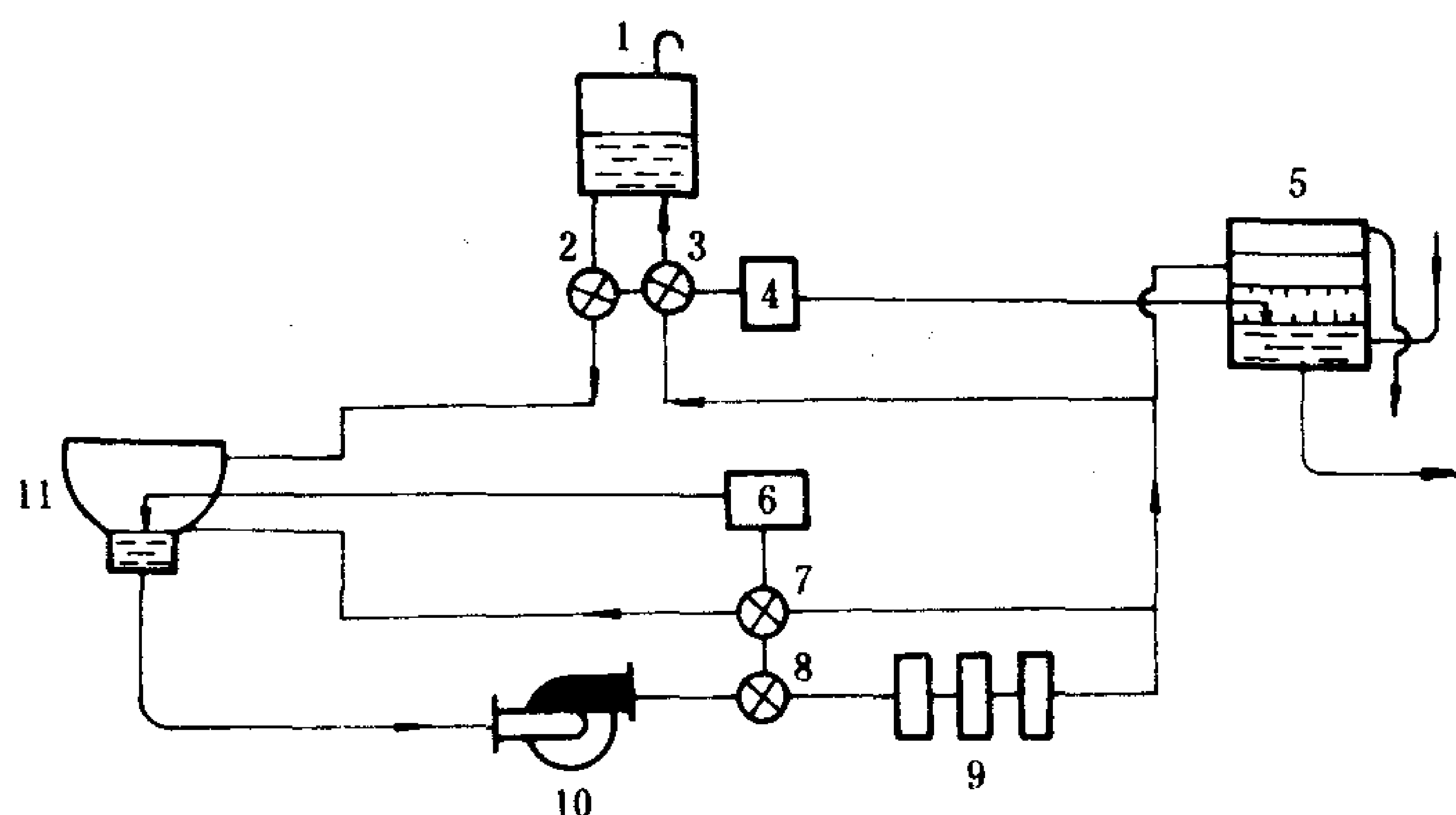


图4.3.12-1　凝水自动调节系统示意图

1-日用水柜；2-补水阀；3-溢水阀；4-除氧器水位调节器；5-除氧器；6-主冷凝器水位调节器；7-凝水再循环调节阀；8-凝水节流调节阀；9-空气抽除器；10-凝水泵；11-主冷凝器

3）动力装置从低负荷到高负荷（或相反）时凝水系统中的蓄水量保持不变，与外界贮水柜的水交换少，保证凝水的除氧质量。

4）在低负荷时有足够的凝水通过主空气抽除器，保证足够的冷却。

2.1　主冷凝器水位自动调节系统

图4.3.12-1所示是凝水自动调节系统示意图。

当主冷凝器在小于34%额定耗汽量下运行时，水位调节器根据主冷凝器水位脉冲来控制组合阀的位置。此时节流调节阀开度不变，保证足够的凝水冷却空气抽除器；通过改变再循环节调阀的开度，调节再循环水量，控制主冷凝器水位为给定值。当主冷凝器在大于34%额定耗汽量运行时，水位调节器关闭再循环调节阀，同时通过改变节流调节阀的开度控制去除

氧器的水量，保持冷凝器水位。

在某些动力装置中还设有凝水温度调节器，保持凝水的过冷度在 1 ~ 3℃以下。

2.2 除氧器水位自动调节系统

除氧器水位自动调节系统的任务是：根据水位的变化，自动调节除氧器的补充给水量和凝水回水量；在动力装置各稳定工况下，保持除氧器中的水位在规定范围内，变负荷时水位的动态偏差不超出水位表可见范围。

当汽水循环中的汽水漏泄量超过补充除氧器的蒸馏水量，或除氧器排水量大于进入除氧器的蒸汽和凝水量之和时，除氧器水位下降，这时，水位调节器起作用，使补水阀打开，水从日用水柜经补水阀进入主冷凝器，然后由凝水泵送入除氧器，使水位上升。相反，水位高时，水位调节器使溢水阀打开，凝水总管的凝水分流一部分经溢水阀至日用水柜，减少进入除氧器的水量，使水位下降。

为防止水位调节器失灵，装有高低水位浮子调节器。

3 蒸汽管路压力自动调节系统

3.1 调节系统的任务和功用

蒸汽管路的压力调节，主要是指对饱和蒸汽压力总管，排汽总管和除氧器内的压力进行调节。

1)保持饱和蒸汽总管汽压一定（具有滑动参数调节的装置有此要求），保证有关辅机在额定进汽压力下工作，同时使各加热器工作稳定。

2)保持排汽总管压力一定，以保持各辅机在额定背压下工作，充分发出功率，保证经济性。

3)保证除氧器内压力一定，使给水在除氧器内加热到足够的温度，充分地除氧。

3.2 调节系统的组成

设有三个相关的控制系统，如图 4.3.12-2 所示。

各压力控制对象均有自平衡能力，故一般采用简单的单回路控制方式和 PID 调节规律。为了减少彼此之间的互相干扰，改善调节品质，常采取复合控制，如排汽压力调节机构是由排汽阀和饱和蒸汽补汽阀组成，并互为联锁。除氧器压差调节器引入排汽压力反馈信号。

三个系统的被调量及相应的调节机构见表 4.3.12-1

表 4.3.12-1 被调量及其调节机构

被调量	调节机构	说明
饱和蒸汽压力	饱和蒸汽压力调节阀	组成饱和蒸汽压力调节系统
	脉冲阀及安全阀	组成饱和蒸汽安全保护装置
排汽总管压力	排汽阀及补汽阀	组成排汽压力调节系统
除氧器压力（或除氧器压力与排汽总管压力之差）	除氧器压力调节阀	组成除氧器压力调节系统

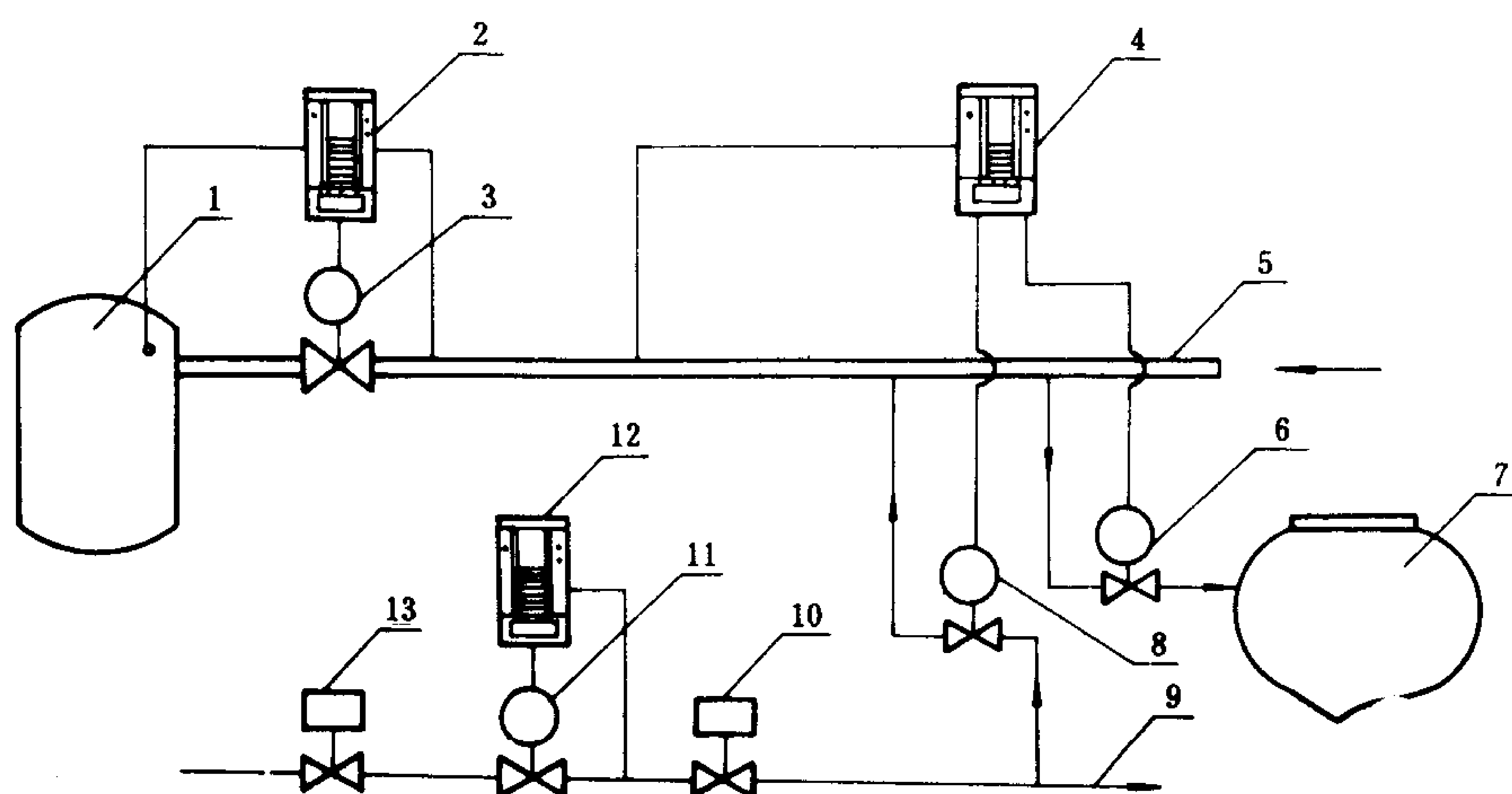


图 4.3.12-2　蒸汽管路压力自动调节系统

1-除氧器；2-除氧器压差调节器；3-除氧器压力调节阀；；4-排汽总管压力调节器；5-排汽总管；6-排汽阀；7-主冷凝器；8-补汽阀；9-饱和蒸汽总管；10-脉冲阀；11-饱和蒸汽电动调节阀；12-饱和蒸汽压力调节器；13-安全阀

3.3　调节系统的工作过程

当动力装置负荷增加时，进入除氧器的凝水量增加，压力下降，压差调节器起作用，增大压力调节阀的开度，增加进汽量，使除氧器内汽压上升。同时因调节阀开大使排汽总管内压力降低，此信号马上反馈到除氧器压差调节器，抑制调节阀的移动速度，减少过调节，除氧器压差调节器保持阀前后压差一定。

随除氧器耗汽量的增加，排汽总管汽压下降，压力调节器起作用，关小排汽阀，减少去冷凝器的排汽量。如果关闭后压力仍下降，则打开补汽阀，从饱和蒸汽总管补入饱和蒸汽，使排汽总管汽压上升，最后稳定在给定值。

由于负荷的增加和补汽阀的开启，饱和蒸汽压力总管压力下降，压力调节器将电动调节阀开大，增加进汽量，保持汽压为给定值。

4　运行参数集中监视、报警和安全系统

4.1　集中监视

利用传感器、变送器、自动巡回检测装置或电子计算机的输入接口设备，把动力装置必要的运行状态参数，集中到驾驶室或集中控制室内的监视屏上进行检测、显示和越限报警。

4.1.1　按监视方式分类

1）连续监视　把每个检测点的传感器与监视单元之间用固定的电缆或管子一对一地连接起来。如压力表、温度表等以连续的方式检视装置各点的运行状态。除了检测和显示运行状态参数外，当状态参数超出给定范围时，它能自动发出报警信号。

2）扫描监视　以巡回方式监视装置的运行状态。一般除检测并显示运行状态参数值外，

当状态参数值超出规定范围时，自动发出报警信号。如指示灯闪光、定光指示报警、声响报警，中文 CRT 参数超限闪光显示及提示。上述各项多采用微机来完成，配上打印机能够实现正常状态参数打印，测量参数越限故障报警打印，定时打印和指令打印记录。

4.1.2 按显示屏类型分类

1）模拟型　它用图象、符号和颜色绘出主机、锅炉、辅机和管路等外型及运行过程流程图。将各种监视仪表，运行状态指示灯，工作流动方向指示灯，泵起停和阀门开闭状态指示灯，以及各种报警都相应装在模拟线图上，使整个动力装置的运行状态一目了然。这种形式具有操纵管理和监视极为方便的优点，广泛应用于船舶动力装置集中监视系统中。

2）原有型　没有模拟动力装置运行过程流程图，只有监视仪表和有关指示灯。

原有型没有模拟型清晰与方便，但仪表容易安排布置，所以目前在不同类型的动力装置集控室内，两种型式同时并存，如装置的监测报警用模拟型，其余显示仪表用原有型。

4.1.3 按显示内容分类

有显示状态参数（如水位、转速、压力和温度等）和操纵机构的位置（如调节阀行程、凸轮转角、泵和阀门的开闭状态等）两种。

4.2 安全保护

为了保证动力装置安全可靠，当主汽轮机发生下列故障之一时，应自动切断或减少供应主汽轮机的蒸汽，使主汽轮机停车或降速，并在驾驶室、集控室和机舱有关控制站发出声、光报警：

1）当主汽轮机的转速超过额定转速的 115%、滑油压力低于规定的极限值、油温高于规定的极限值、转子轴向位移超过极限值或正（倒）车操纵阀前汽压低于极限值时，都应立即停车。

2）当主冷凝器真空低于极限值、主冷凝器水位高于规定的最高水位或主汽轮机振动超过允许的振动值时，应自动或手动降速。

3）主汽轮机盘车联锁时应使速闭阀关闭。

锅炉装置发生下列故障之一时，应自动关闭燃油总管上总油阀并停炉，并发出声光报警：①炉膛熄火；②锅炉水位低于极限水位；③进入锅炉的空气压力失压；④锅炉工作压力超出规定值，安全阀失灵。

汽轮机组设有越控措施。

4.3 集控室内的显示、报警项目和保护措施

主汽轮机组及其动力系统，锅炉装置及其动力系统在集控室内的显示、报警及保护措施项目见表 4.3.12-2。

表 4.3.12-2　**集控室内的显示、报警及保护措施**

序号	项目	显示	报警	保护措施
1	滑油总管压力	压力	低	油压低于规定值时，备用油泵自动启动投入工作。
		压力	过低	油压低于规定极限值时，自动停车。
2	滑油滤器前后压差		大	
3	滑油冷却器一级、二级出口温度	温度	高	

序号	项目	显示	报警	保护措施
4	主汽轮机组各轴承滑油温度	温度	高	油温高于规定的极限值时，自动停车。
5	主推力轴承滑油温度	温度	高	
6	滑油集油箱油位		低	
7	正车汽轮机操纵阀前汽压	压力	低	汽压低于规定的极限值时，自动停车。
8	倒车汽轮机操纵阀前汽压	压力		
9	正车汽轮机第一级喷嘴前汽压	压力		
10	汽缸内压力	压力	过高	
11	汽轮机抽汽蒸汽压力	压力		
12	汽轮机汽封蒸汽压力	压力	低	
13	正车汽轮机操纵阀前温度	温度		
14	倒车汽轮机操纵阀前温度	温度		
15	倒车汽轮机排汽温度	温度	高	
16	主冷凝器真空	真空	低	
		真空	过低	低于极限值时,汽轮机自动或手动降速
17	主冷凝器水位		高、低	
			过高	高于最高规定水位时，汽轮机自动或手动降速
18	凝水泵出口压力	压力	低	泵出口压力低于规定值时,备用凝水泵自动投入工作
19	凝水盐度	盐度	高	
21	进入冷凝器循环海水压力	压力	低	压力低于规定值时,备用循环水泵自动启动投入工作
22	主汽轮机振动		过渡	汽轮机自动或手动降速
23	主汽轮机转子轴向位移		过大	自动停车
24	主汽轮机转速	转速	超速	超过额定转速的 115%时,自动停车
25	轴系转速和转向	转速 转向		
26	轴系推力轴承中间轴承温度	温度	高	
27	操纵状态下汽轮机停转时间		过长	停转时间超过规定值时,有声光报警
28	控制、报警和安全系统动力	压力或电压	失效	
29	正在工作的控制部位	控制部位		
30	主汽轮机组紧急停车	紧急停车		紧急停车时,在各控制室发出声、光报警
31	主汽轮机组越控操作		越控操作	越控设施投入时,有关控制站有声光报警
32	汽筒或过热器出口蒸汽压力	压力	高、低	
33	过热蒸汽温度	温度	高	
34	汽筒水位	水位	高、低	
		水位	过低	低于极限水位时,自动关闭燃油总切断阀
35	锅炉给水压力	压力	低	当给水总管压力低于锅炉工作压力时,备用给水泵自动启动
36	进入锅炉空气压力	压力	失压	当失压时,自动关闭燃油总切断阀
37	进入喷油器燃油压力	压力	低	当油压降至规定值以下时,备用燃油泵自动启动
	进入喷油器燃油温度	温度	高低	
	喷油器回油压力	压力		
40	进入汽筒给水温度	温度		

序 号	项 目	显 示	报 警	保 护 措 施
41	锅炉排烟温度	温度	高	
42	锅炉排烟烟气	烟		
43	锅炉点火	点着	失败	自动关闭点火装置和喷油器进油阀，进行后扫气
45	炉膛火焰		熄灭	自动关闭燃油总切断阀，进行后扫气
46	喷油器火焰		熄灭	自动关闭喷油器进油阀
47	给水含氧量	氧量	高	
48	给水盐度	盐度	高	
49	除氧器水位	水位	高.低	
50	除氧器压力	压力		
51	除氧器内给水温度	温度		
52	锅炉日用油舱油位	油位	低	
53	锅炉均衡水柜水位	水位	低	
54	饱和蒸汽(或减温蒸汽)总管压力	压力	高	
55	饱和蒸汽(或减蒸汽)总管汽温	温度		
56	辅过热蒸汽总管压力	压力	高	
57	辅过热蒸汽温度	温度		
58	辅汽轮机排汽总管压力	压力	高	
59	辅汽轮机排汽总管汽温	温度		

第 13 章　船舶蒸汽动力装置的管理和维修

1　正常运行的管理

船舶蒸汽动力装置包含众多的机械、设备和管路系统。它的正确管理不仅取决于单个机械操作使用得当，还在很大程度上取决于各机械设备及管路系统之间性能参数的协调配合以及良好的组织指挥。

正常运行是指动力装置本身处于正常的技术状态，气候、海况等循环条件符合技术使用要求时的运行。

1.1　装置的起动

所谓起动是指把处于正常状态但不工作的装置准备到主汽轮机试车完毕可以立即发出功率的状态。此时，进入工作状态的机械有：全部或部分主锅炉及为其服务的辅机和系统；主冷凝装置及其辅机和系统；必须工作的全船性机械，如汽轮发电机、消防泵等。主汽轮机处于准备好的热状态，为其服务的辅机和系统也在工作，只需打开主汽轮机操纵阀，便可立刻发出功率。

起动的基本程序如下：

1）在锅炉点火前，对动力装置各机械、设备及系统进行全面检查和准备。滑油中氯化物不得超过 90 mg Cl^-/L，油温不得低于 30～35℃达不到此温度时需提前加热，否则不利于形成正常油膜。燃油也要在油柜中加热至 40℃左右，以改善燃油泵吸入条件，并利于点火。锅炉水位保持在水位表下标记处。

2）对首先工作的锅炉点火升汽。一般使用电动风机和柴油点火泵。此时应注意防火，以保证人身和机械安全。密切观察汽压表，风压表、水位表、燃油压力表等，了解锅炉升汽、升压的情况。在点火升汽过程中，必须确保有蒸汽流经蒸汽过热器，以防过热器烧毁。

3）当锅炉压力升至 0.5～0.8 MPa 时，就可以向饱和蒸汽总管和辅过热蒸汽管路供汽。开始暖热各蒸汽辅机，启动辅冷凝器。在主冷凝器未承受负荷之前，所有辅机排汽及加热器凝水排入辅冷凝器（有些凝水排入污凝水柜，以免污染洁净的凝水）。

4）当锅炉汽压升至 1～1.5 MPa 时，依次起动各辅机。为了使主锅炉工作，起动汽轮鼓风机、给水泵、燃油泵及燃油预热器；停止电动风机和柴油点火泵，锅炉改用重油燃烧。此时可适当增大喷油量，加快升汽。为了使主汽轮机机组工作，起动循环水泵、凝水泵、增压泵、滑油泵、主空气抽除器及汽封系统。此时主冷凝器内会逐步形成真空。至于起动汽轮发电机的时间，要看锅炉汽压何时能供应相应参数的辅过热蒸汽，在此以前应由柴油发电机供电。

5）主冷凝器真空度上升到规定值后，即可把辅冷凝器的负荷转移给主冷凝器。为检查主冷凝器的气密性和除去汽轮机内妨碍传热的空气，可在承受负荷前将主冷凝器的真空度提高到最大值。

6）暖热主汽轮机。暖机时逐步降低真空，并用盘车机构转车，使主机均匀暖热。必需达到规定的暖机标准后才能试车。还要切实保证各处的滑油供应。

7）对后续工作的锅炉点火升汽。在主汽轮机试车前这些锅炉应达到工作汽压并投入工作。此时已有饱和蒸汽和辅过热蒸汽供应，点火可使用汽轮鼓风机和重油。当汽压升至工作压力后，即可并炉。并炉时，将锅炉汽压升高到比先工作的锅炉汽压高 5 kPa，开启锅炉饱和蒸汽阀和辅过热蒸汽阀，关闭过热器的排泄阀。

8）主汽轮机试车。其目的是检查主汽轮机暖热后是否能正常和安全地运转。试车前必须确认滑油压力正常，尾轴压盖已松开，主冷凝器真空达到规定值。用盘车机构转车，倾听主汽轮机内部声音，同时检查盘车机构电流是否正常，然后断开盘车机构。在确认主汽轮机高、低压缸疏水阀和主蒸汽管疏水阀已打开后，缓慢打开锅炉主停汽阀，主蒸汽管截止阀，暖热主蒸汽管路。在试验速闭阀后，微微开启倒车操纵阀，以暖热倒车进汽管路。上述工作完毕后，开始用蒸汽转动主汽轮机，进行正、倒车试车。试车时允许的主汽轮机转速和第一级喷嘴前蒸汽压力，均应严格按操作规程的规定执行。试转时，如第一级喷嘴前汽压超过规定值主汽轮机仍不转动，应立即关闭操纵阀，查明原因，排除故障后再行试车。

9）自动控制系统根据其功能和使用要求按规定步骤投入工作。

试车完毕且未发现异常，标志着装置的起动过程结束。此后直至出航前，每隔十分钟用蒸汽正、倒车冲转主机各一次，以保持其暖热状态。

现代船舶蒸汽动力装置无汽点火的起动时间一般为 1.5～4 h。为了应付紧急情况，特别是舰用蒸汽动力装置，可以进行紧急起动。紧急起动的基本程序与正常起动相同，但锅炉进行快速点火升汽，主汽轮机缩短暖机时间，甚至是边航行边暖机。必须指出，紧急起动会使装置的主要机械承受过大的热应力，因此非特殊需要时，禁止使用。如使用，必须严格按有关条例进行，操作人员要有熟练的技术。紧急起动的时间可缩短到 20～30 min。

1.2 运行时的管理

正常运行时，对装置管理工作总的要求是：在安全可靠的基础上，保证船舶指定的航速和满足对机动性的要求；供给全船需要的各种能量；保持尽可能高的热经济性；组织好机械设备的维护保养和故障排除，尽可能延长机械的使用期限；减少船员的体力消耗。

1.2.1 工作机械的组成

为保证船舶的续航力和机动性，应根据工况的不同，确定动力装置中工作机械的数量及序号。在不同工况下，工作机械的数量，在设计阶段作动力装置热平衡计算时就已确定。运行中应根据它和机械的实际技术状况来确定具体使用的机械。

1.2.2 动力装置重要参数的观察和保持

参数反映了机械的工作状态，是正确管理的重要依据。在装置工作时，应经常仔细地观察各种监测仪表指示的参数值，以判断机械的工作情况，最应关心的是那些影响装置工作可靠性的参数和与执行车钟命令有关的参数，还有有关热经济性的参数。它们是：①车钟所要求的转速及执行情况；②锅炉蒸汽压力和温度及其波动情况；③滑油品质、压力和温度；④给水品质、压力和锅炉水位；⑤主冷凝器真空度；⑥主配电板的电压和电流；⑦消防总管压力；⑧油、水贮量。

1.2.3 对机械、设备及管系管理的基本要求

1）主汽轮机　严格执行车钟命令，保持转速或变速、换向；在增速或换向时应严格执行操作规程的有关规定，不得任意缩短增速（换向）时间，否则会在转动部件中产生过大的应力，酿成严重事故。

2）主冷凝器　保持真空，保证凝水过冷度和氯化物含量符合规定。

3）滑油系统　保持滑油品质，保证油压、油温符合规定。

4）除氧器　保证出口水温等于除氧器压力下的饱和温度。

5）主锅炉　根据动力装置的用汽需要，迅速而准确地供给符合规定压力和温度的各类（过热、减温或饱和）新蒸汽。

6）燃烧管理　保持锅炉工作压力稳定在规定值，在燃烧完全条件下，使过余空气量尽可能少。

7）给水系统　保持锅炉水位，在锅炉负荷变化时，水位波动不得超过允许范围。保证给水和锅水的品质符合规定标准。

1.2.4　临时停车和保持随时起动状态

1）所有运行的辅助机械仍保持工作状态。关小主空气抽除器，适当降低主冷凝器的真空度。

2）定期开启主汽轮机和管路上的疏水网。

3）每隔 5 ~ 8 min 用蒸汽正、倒车转动主汽轮机 1 ~ 2 min。转速为 20~30 r/min。

4）滑油温度保持在 30~35℃。

1.3　装置的停止使用

1）动力装置停用前，应了解有关下次使用的信息，以便正确选择保养方法，处理维修与补充油、水等问题。

2）停用主汽轮机前，用蒸汽依次转动正、倒车汽轮机，确认正常后，停止向主汽轮机操纵阀供汽。关闭速闭阀、截止阀及主锅炉的主过热蒸汽停汽阀。然后打开正、倒车操纵阀、疏汽后关闭。

3）主汽轮机疏干。为创造良好疏干条件，启动辅冷凝器承受负荷，以减轻主冷凝器负荷。主冷凝器真空保持在 550 mm Hg 左右。接上盘车机构，定期转车。疏干是为了防止主汽轮机内部锈蚀，保证均匀冷却。时间为半小时或更长。

4）停止最早工作的锅炉。此时先将给水供至锅炉水位表顶部的位置，停止燃烧，停止锅炉鼓风机，关闭所有的停汽阀。

5）主机疏干后，启动电动滑油输送泵，向主汽轮机等的轴承供油，使轴承温度不超过 75℃。停止主空气抽除器、滑油泵、循环水泵和汽封进汽。尽量抽干主冷凝器中的凝水。

6）根据汽轮发电机是否继续工作和自何处取汽以及是否需要造水等情况，决定是否停止辅冷凝器和尚在工作的锅炉。

7）当动力装置完全停止工作后，关闭通海闸阀，检查所有机械和系统的情况，进行外部清洁。

8）当主汽轮机低压缸温度降至 50℃ 时，接通干燥通风机。机舱温度在 35℃ 以下时，停止通风机工作。

9）电动滑油输送泵工作 2 h 后，停止其工作。脱开盘车机构，上紧尾轴管压盖。停机 4 h后进行滑油分离并取样分析。24 h 后测量主汽轮机各部分间隙，并作好记录，用油封滑油向减速齿轮及各轴承注油。对锅炉则进行湿保养。

2　特殊情况的管理

2.1　部分机械工作时的管理

2.1.1　部分主机工作

2.1.1.1　对非工作主机的处置和管理

非工作主机的处置方法有三种：用刹轴器制动；随轴系空转和与轴系脱开。

1）非工作主机用刹轴器制动　主机或轴系发生振动或破损不宜回转时采用。先停机，待轴系停止转动后，上紧刹轴器。为被制动主机服务的辅机可停止工作，电动滑油泵继续向轴承供油，以防刹轴器失灵导致轴系回转而烧坏轴承。工作主机能使用的最大转速按使用条例的规定，以刹轴器和工作主机能承受的最大转矩为限。

2）非工作主机与轴系一起自由空转　这种处置方法只在主机操纵机构和蒸汽系统不能工作时使用。此时非工作的螺旋桨的工况相当于一个水轮机，带动轴系和非工作主机空转。为它服务的全部辅机均需投入工作，主冷凝器真空度保持在条例规定值范围内。特别要注意主机高压缸轮室温度不应超过300℃，这在低真空条件下空转时是可能出现的。在必要时可打开汽缸上的检查孔，使热空气逸出。但检查孔上必须覆以金属网，以防落入物件。如采取的措施仍不能使温度保持在限度以内，则须降低航速。

随轴系空转比刹住轴系产生的阻力小50%～80%，因此，工作主机能保证的航速也高。这种处置方法不需要全船停车，非工作主机重新转入工作也最迅速，船舶机动性最高。

3）非工作主机与轴系脱开　它在轴系未损坏而主机或与其配套的机械、管路损坏时，或者是为了节约燃料时使用（但轴系中必需装有辅推力轴承）。主机停车，调整辅推力轴承，间隙为1.0～1.2 mm，以便承受水流冲击螺旋桨所产生的负推力。拆开轴系上的速拆联轴器，尾轴和螺旋桨便可自由旋转。用电动滑油泵向辅推力轴承供油。注意轴承温度。

脱开及连接轴系需花费较多时间，但非工作主机与轴系脱开后处在一种最为安定的状态，产生的阻力也最小。

2.1.1.2　对工作主机的管理

在部分主机运转工况下，工作主机是在重载工况下运行。要特别注意检查主推力轴承的温度和主机高压缸的运转情况。

2.1.1.3　最高允许航速的确定

从工作主机看，最高允许航速的限制条件是：不得超过额定转矩；不得超过额定功率；不得超过主推力轴承能承受的额定推力。从非工作主机看，最高允许航速的限制条件与处置方法有关：主机用刹轴器制动时，不得超过刹轴器的额定转矩；主机随轴系自由空转时，正车调整级轮室温度不得超过规定值；主机与轴系脱开时，不得超过辅推力轴承能承受的额定推力。

最高允许航速，应是按非工作主机不同的处置方法，计算出4个航速中的最低值。

在部分主机工作的三种情况下，动力装置的工况分别称为锁轴、拖轴和脱轴工况。具有多轴的军舰在运航时，恰当使用拖轴或脱轴工况，能节约燃料和人员体力消耗，便于机械的维修。使每海里油耗最小的航速可通过热平衡计算及船体阻力-螺旋桨-主机外特性计算求得。

2.1.2　部分锅炉鼓风机工作

配置在一个炉舱的两台锅炉，如果它们的通风压力管道上有中间管道连通，则可用一台

鼓风机为两台锅炉工作。这种工况应用在一台鼓风机损坏时或是在动力装置低负荷工况下(为了提高经济性)。

管理时要使分配给两台锅炉的风量尽可能均匀，两台锅炉的负荷保持相等。工作喷油器需要的总风量不能超出一台鼓风机所能保证供给的风量。注意燃烧情况，防止锅炉烟囱冒黑烟。加强对工作鼓风机的监控，防止因超负荷而速关。

2.2 桥管供汽时的管理

桥管供汽在下列情况下才使用：①动力装置中有一个独立机-炉组的主锅炉不能工作时；②在航行中或主汽轮机疏干时，为了节约燃料，使用一个独立机-炉组的主锅炉供应整个动力装置用汽时。

桥管供汽时，除停止的主锅炉及为其服务的辅机不工作外，其余机械均在工作。操作的程序如下。

1)仔细检查主蒸汽桥管，包括膨胀接头、法兰连接处、疏水阀、管段以及绝热层等；打开桥管上所有的疏水阀；打开供汽端的隔离截止阀，暖热桥管；暖热完毕后，慢慢打开受汽端的隔离截止阀，暖热阀后管段。

2)关闭所有疏水阀，送汽至速闭阀和辅过热蒸汽管路，打开饱和蒸汽管路上的隔离阀，接通排汽桥管。

3)接通冷凝水桥管。至此，动力装置的机械和管路组成了桥管供汽的热线圈。蒸汽和水在独立组之间进行流动和分配，组成循环。

4)注意监视主冷凝器、除氧器及日用水柜的水位和供汽主锅炉的水位，并及时调整。由于凝水-给水系统工作条件发生变化，水位不易保持稳定。

5)受汽独立组主汽轮机前蒸汽参数将比正常运行时低，主汽轮机操纵阀的开度应以满足车钟要求的转速为准。辅机的蒸汽参数也比正常运行的低，需开大进汽阀（与使用正常参数相比），保证动力装置正常运行的需要。但是蒸汽参数的降低不应超过规定的限度。

3 故障及其应急处理

动力装置的故障是指那些影响装置完成规定功能的不合格事件。处理故障的基本原则是：

1)立即限制故障影响的扩大和加深。根据故障征兆，迅速判明原因，及时排除。

2)各级值班人员应根据自己的权限进行处理。一般应该是先报告，经允许后执行，特别危急时，可边处理边报告。

3)应了解所采取的措施对全船安全的影响，以船舶的安全为最大利益。

4)机械、管路等遭到海事破损或战斗损伤时，先隔离掉破损的机械、设备和管段，然后转换系统，保证动力装置的运行，再组织力量抢修。

5)当故障威胁人员安全时，一般首先抢救遭受生命危险的人员脱险。

6)当发生故障的主锅炉或主汽轮机需降低其负荷或停止工作时，应考虑它对整个动力装置工作的影响，作出全面处理的决断，如同时降低正常主机的负荷或接通桥管等。

4 维修

对船舶蒸汽动力装置维修的基本要求是：运用现代维修理论，对装置实施既适用又有效的维修，达到以最低的费用，保持动力装置的固有可靠性，并努力提高使用有效性。

维修包括预防维修和故障维修。预防维修按预定的维修大纲进行。大纲规定了预防性的定期检修项目和深度。根据动力装置使用时期的长短，检修可以是局部的或较全面的。

4.1 主汽轮机机组的局部性定期检修

4.1.1 主汽轮机的局部性定期检修

1）检查、调整操纵机构和保安装置；

2）检查、调整推力轴承间隙，抽查部分支持轴承间隙；

3）检查汽缸膨胀指示器和联轴器；

4）消除已发现的漏泄；

5）检验部分监测仪表；

6）确有必要时，可对个别汽缸启盖，进行检查。

4.1.2 齿轮减速器的局部性定期检修

1）抽查部分支持轴承；

2）消除接合面漏泄和齿面不正常毛刺。

4.1.3 主冷凝器的局部性定期检修

1）检查弹簧支座和防摇滑动支座；

2）检查安全阀、水位调节器；

3）更换防蚀锌板。

4.2 锅炉的局部性定期检修

4.2.1 锅炉本体的局部性定期检修

1）拆除活动护板，外观检查锅炉管束的腐蚀、变形等情况。当已有部分堵管，修换范围难以确定或距上次水压试验已超过五年时，应作水压试验，视情况可局部更换损坏的管子；

2）检查锅炉活动支座有无锈蚀、卡住。

4.2.2 炉壳、炉膛、燃烧设备的局部性定期检修

1）外观检查护板的变形情况和石棉衬垫的紧密性，消除漏泄部分；

2）检查烟道钢板和保温层表面情况，修理损坏部分；

3）检查并更换破损的耐火砖和固定螺栓；

4）检查并校正喷油器与配风装置扩散器的中心位置；

5）检查喷油器雾化片的雾化情况，测定喷油量。

4.2.3 锅炉阀门、附件、仪表的局部性定期检修

1）检查主、辅过热和饱和蒸汽停止阀、、给水阀、水位表阀、排污阀的紧密性，研磨、修理、更换损坏的部分；

2）检试锅炉安全阀，根据情况进行修理，调试、更换损坏部分；

3）检查并更换其它损坏的附件；

4）核验重要监测仪表和其它已发现不正常的仪表。

4.2.4 燃油加热器、除氧器的局部性定期检修

1）根据需要清洗燃油加热器；

2）检查、调整除氧器的给水喷雾阀、汽水喷散阀、上、下水位浮子调节器及安全阀；

3）检查除氧器壳体腐蚀情况。

4.3 主汽轮机机组的全面定期检修

4.3.1 主汽轮机的全面定期检修

1）检查、调整操纵机构、保安装置和膨胀指示器；

2）检查、测量各轴承、汽封、油封间隙；

3）校验全部仪表；

4）启盖全面检查汽缸、转子和通流部分。

4.3.2 齿轮减速器的全面定期检修

1）检查减速齿轮、联轴器齿面啮合情况和中心线；

2）测量齿隙和各轴承、油封间隙。

4.3.3 主冷凝器的全面定期检修

1）进行内部清洁和水密、气密试验；

2）检查弹簧支座和防摇滑动支座；

3）调整安全阀和水位调节器；

4）更换防蚀锌板。

4.4 锅炉的全面定期检修

4.4.1 锅炉本体的全面定期检修

1）检查测量汽筒、水筒、汽水筒、过热器筒、经济器集箱及各种管束的表面腐蚀、变形和裂纹情况，并作水压试验；

2）检查锅炉各法兰接合面的平整性和固定螺栓的锈蚀情况；

3）检查锅炉固定、活动支座和辅助固定装置的可靠性。

4.4.2 炉壳、炉膛、燃烧设备的全面定期检修

1）检查炉壳的紧密性，检查骨架和护板的锈蚀、变形情况及石棉板的质量；

2）拆除全部耐火砖，检查炉板、炉底板、防焰板和挡烟板的锈蚀、变形和损坏程度；

3）检查烟道钢板保温层和支撑角钢的锈蚀、变形和损坏程度；

4）检查喷油器和配风装置各零件的磨损、锈蚀和变形情况。

4.4.3 锅炉内、外部附件和仪表的全面定期检修

1）拆卸、检查全部阀件；

2）检查锅炉内、外部其它附件的锈蚀、变形和损坏程度；

3）校验全部监测仪表。

4.4.4 燃油加热器、除氧器的全面定期检修

1）清洁燃油加热器，通过液压试验检验其紧密性，全面检查各组成部分的腐蚀，变形和损坏程度；

2）检查除氧器、逸气冷凝器壳体、端盖和内、外部附件的腐蚀和损坏程度，并进行水压试验。

经过拆检的项目，按修理、更换的技术标准和工艺方法进行修换。局部性和全面定期检修在修理工厂按计划进行，是高层次的维修类别，修理时间可能达一年。

参 考 文 献

〔1〕张葆华、查其恺主编：船舶汽轮机及燃气轮机装置，人民交通出版社，1983
〔2〕周渭镐、包传福、黄忠信、张卓澄编：船舶汽轮机结构和强度，国防工业出版社，1985
〔3〕海军标准化办公室编：舰船交接试验，国防工业出版社，1987
〔4〕中华人民共和国船舶检验局编：钢质海船入级与建造规范，人民交通出版社，1983
〔5〕维·彼·曼奴依洛夫著，杨春有译：船舶动力装置管理，人民交通出版社，1982
〔6〕王仲奇、秦仁编：透平机械原理，机械工业出版社，1981
〔7〕华中工学院主编：汽轮机，电力工业出版社，1980
〔8〕Maido Saarlas:
Steam and Gas Turbines for Marine Propulsion, by E. & F. N. SPON LTD: 1978
〔9〕W. J. Kearton: Steam Turbine Operation S.I. Pitaran & Sons Ltd. 1964
〔10〕A. A. Моисеев、A. Н. Розенберг:
Конструирование и Расчет Прочности Судовых Т. З. А, Судостроение, 1964
〔11〕В. А. Аграфонов、 В. Г. Ермилов、 Е. В. Панков:Судовые Конденсацонные Установки
Изд. Судостроительнои Пром. 1963
〔12〕В. К. Васильев、С. А. Санталов:
Тепловые Расчеты Судовых Паровых и Газовых Турбоагрегатов, Изд. Судостроительной Пром.,1960
〔13〕Г. С. Жирицкий: Конструкция и Расчет на Прочность деталей Паровых Турбин
Энергетическое Изд.1960
〔14〕А. Г. Курзон: Судовые Паровые и Газовые Турбины (Том I, II), Изд. Судостроительной Пром.,1958
〔15〕А. В. Щегляев:Паровые Турбины, Госэнергоиздат.,1955
〔16〕А. А. Моисеев: Судовые Паровые Турбины, Изд. Морскои Транспорт, 1958
〔17〕В. К. Васильев: Теория Судовых Турбин, Судпромгиз,1955
〔18〕А. В. Левин: Рабочие Лопатки и диски Паровых Турбин, Госэнергоиздат., 1953

第4篇　船舶燃气轮机装置

常用符号

B——燃料耗量，kg/h

C——常数

D——直径，m

F——面积，m^2

G——流量，kg/s

H——整机焓降，kJ/kg

K——常数

M——扭矩，N·m；马赫数

N——功率，kW

Q——热量，kJ

R——气体常数，kJ/(kg·K)

S——熵，kJ/kg

T——热力学温度，K

V——容积流量，m^3/s

b——燃料比耗(消耗率)，kg/(kW·h)；宽度，m

c——流速，m/s；比热，kJ/(kg·K)；常数；绝对

d——直径，m

f——燃料空气比

h——焓降，kJ/kg，比功，kJ/kg

i——比焓，kJ/kg

k——比热比；传热系数，W/(m^2·K)

l——长度，m

m——质量，kg

n——转速，r/min

p——压力，Pa（$\times 10^{-5}$bar）

q——比流量

r——半径

s——比熵，kJ/（kg·K)

t——摄氏温度，℃；时间，s

u——内能，kJ/kg；圆周速度，m/s

v——比体积，m^3/kg

w——相对速度，m/s；比功，kJ/kg

z——级数；数目

α——过量空气系数；绝对角度；重热系数

δ——不均匀系数

ε——压损系数；部分进气度

η——效率

λ——无量纲速度

μ——回热度

ξ——流阻系数；能量头损失系数

π——压比

ρ——密度，kg/m^3

σ——压力恢复系数

τ——温比

ϕ——流量系数

φ——静叶速度系数

ψ——动叶速度系数

ω——角速度，rad/s

上角符号

*——滞止

下角符号

0——大气；静止；额定；理想；初始

1——压气机进口参数；静叶出口

1m——高压压气机进口

2——出口

2a——回热器空气出口

F——面积

3——燃烧室出口；涡轮进口

3m——中压涡轮进口

4——高压涡轮出口

4a——高压涡轮燃气出口

4 m——高压涡轮出口

n——静叶；循环；输出

6 ——低压涡轮出口

B——燃烧室

b——动叶

c——压气机；绝对

e——有效；轴端

f——燃料；摩擦阻力

5 ——动力涡轮进口

H——高压

i——任意；内部

L——低压；负荷

M——中压

m——机械；模化系数；平均；母型

N——漏气；负荷；动力涡轮

p——压力；多变

r——再热；径向

t——理想；顶部

s——等熵

st——起动

T——涡轮

u——切向

v——定容；容积

x——进出口半径比

h——根部

j——阻塞

u——回热

R——间冷

第 1 章　概　　论

1　船舶燃气轮机装置的组成及工作原理

1.1　组成

船舶燃气轮机装置是由压气机、燃烧室、燃气涡轮等部分组成(图 4.4.1-1)。通常将压气机、燃烧室和驱动压气机的高压涡轮视为一个整体而称为燃气发生器，将驱动螺旋桨的低压涡轮称作动力涡轮或自由涡轮。

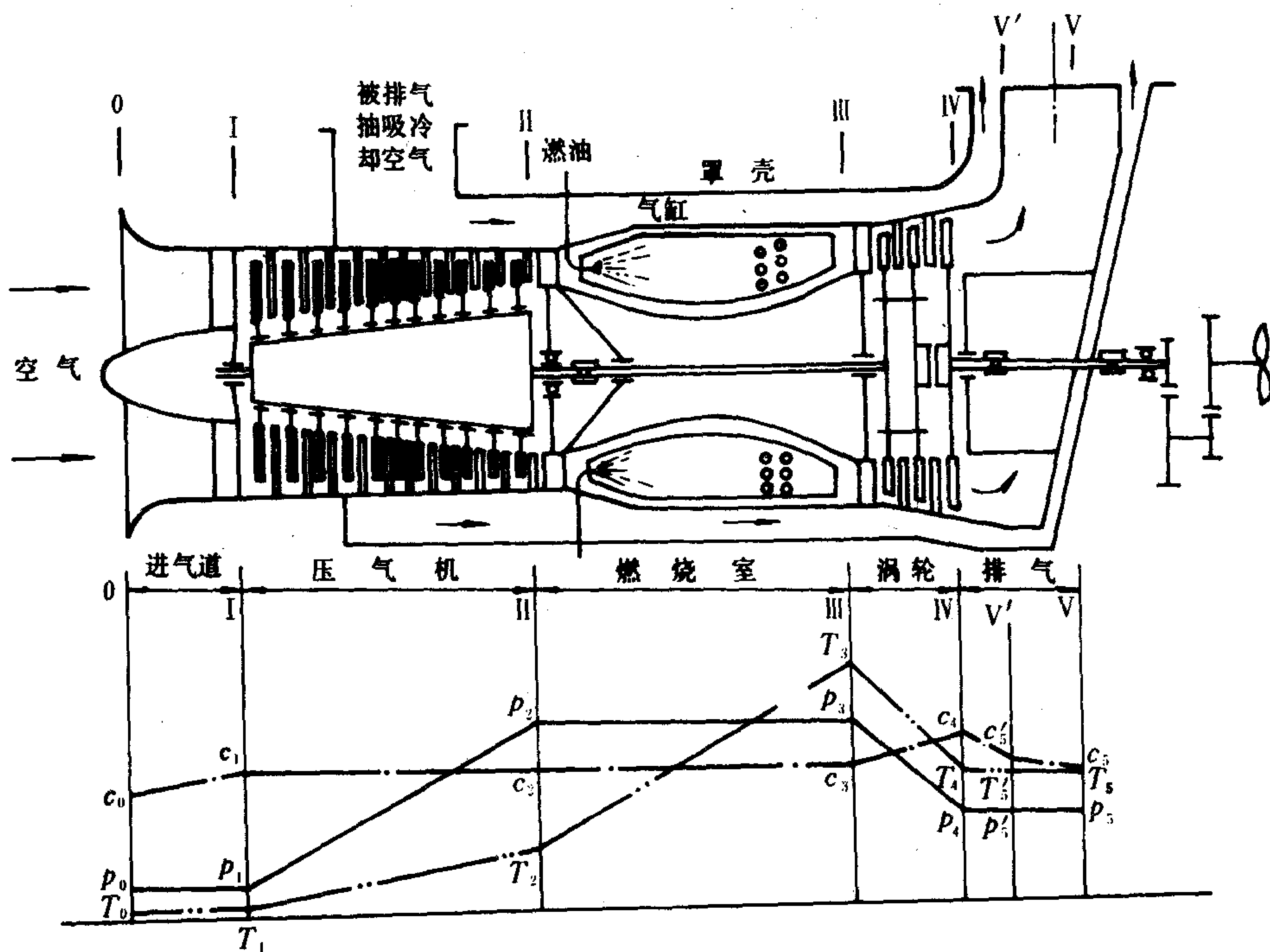


图 4.4.1-1　船舶燃气轮机示意图

1.2　工作原理

燃气轮机装置中的压气机从大气吸入空气并将其压缩，然后送往燃烧室及燃烧室与气缸之间的环形通道。流入燃烧室的空气与喷进燃烧室内的燃油相混合，在定压下燃烧成1500～2000℃的高温燃气。流入环形通道的空气则用于冷却燃烧室并与高温燃气渗混。渗混后的燃气温度降至为涡轮材料所许可的最高持续温度，然后进入燃气涡轮中膨胀作功，最后排入大气。

压气机压缩空气所需要的机械能是由高压涡轮提供的，两者由联轴器相联，而低压涡轮则通过中间轴和挠性联轴器驱动螺旋桨。

空气、燃气在流进燃气轮机机组时，其流速、压力、温度的变化也示于图 4.4.1-1。

2　现代船舶燃气轮机装置的型式及特点

燃气轮机在其自身发展中形成两种型式，一种为工业型，另一种为航空改装型。工业型燃气轮机又可分为重型机组及轻型机组。重型机组将压气机、燃烧室、涡轮分散布置，并用管道连接，其尺寸、重量都大，很少使用。轻型机组采取整体型结构，其压气机与涡轮联成一个整体后支承在 2 至 3 个轴承上，并与燃烧室组装。其特点是尺寸小、重量轻、效率高(可达 31%～34%)、安装工作量小，可整体装箱运输。目前世界各国生产的工业燃气轮机均为轻型结构。

航空改装型燃气轮机是将有相当飞行时数和技术成熟的航空燃气轮机改装为船用或陆用机组。改型时机组的基本结构形式仍不变，只将部分零件的材料、结构加以变化，并重新调试燃烧室使之能燃烧柴油或天然气，重新设计调节系统及附属系统，以满足舰船的使用要求。航空改装型燃气轮机的特点是寿命及大修间隔长、结构紧凑，重量轻，效率可高达 34%～38%。

第2章　船舶燃气轮机装置的热力循环

1　简单开式循环

简单开式循环是指仅由压气机C、燃烧室B及燃气涡轮T所构成的循环（图4.4.2-1a）。所谓开式是指循环与大气相通，工质在大气中更换。

1.1　简单理想循环

简单理想循环的基本假定为：

1)工质是理想气体，其定容、定压比热不随温度而变化；

2)循环的各个过程均为可逆过程，无摩擦、传热、漏泄等能量、质量损失；

3)燃烧室内的燃烧过程视为定压加热过程，涡轮的排气过程视为定压放热过程。

根据上述假定，简单理想循环由下列过程所组成（图4.4.2-1b）：

(1)等熵压缩过程 $1-2_s^*$（压气机）；

(2)定压加热过程 $2_s^*-3^*$（燃烧室）；

(3)等熵膨胀过程 $3^*-4_s^*$（涡轮）；

(4)定压放热过程 4_s^*-1（大气）。

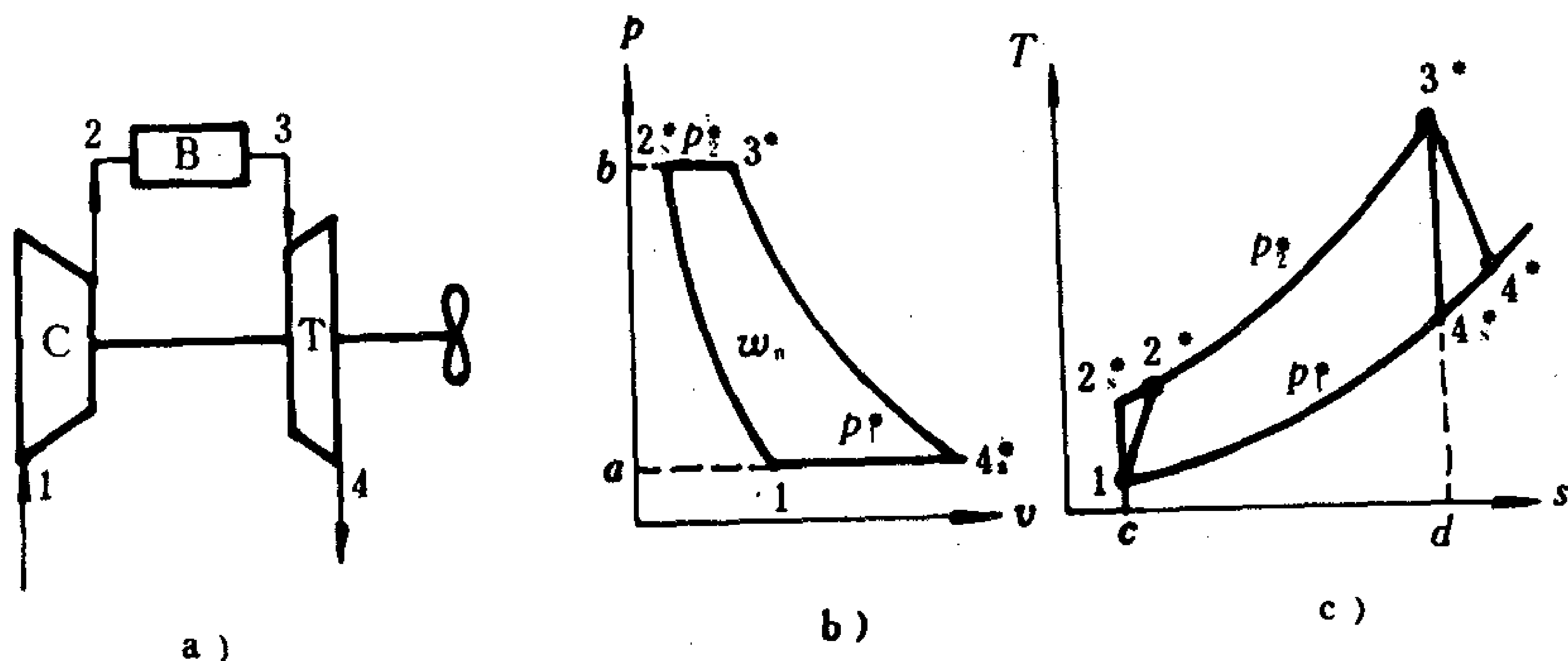


图4.4.2-1　燃气轮机工作循环简图

a) 简单开式循环；b) 理想循环的p-v图；c) 实际循环的T-s图

在p-v图上过程线 $1-2_s^*-3^*-4_s^*-1$ 所包围的面积代表了理想循环所作的比功w_n。（图4.4.1-2b）。

1.2　实际循环

实际循环的各个过程是有损失的过程，这些损失包括：

1)气体在压气机、涡轮、燃烧室、进排气管道流动所引起的流动损失和摩擦损失；

2)工质和环境的温度差所引起的传热损失；

3)燃料在燃烧室内燃烧时的不完全燃烧损失；

4)在实际循环中流经压气机的工质是空气，流经燃烧室和涡轮的工质是燃气，它们在量

与质上都有差异，从而产生损失；

5）在部件转动、扭矩传递过程中，轴承、齿轮系统所产生的机械传动损失。

由于上述损失，实际循环的比功将小于理论循环的比功。在各种损失中以压气机及涡轮的损失为最大。实际的压缩过程和膨胀过程都是增熵的过程（图 4.4.2-1 c)。

1.3 热力性能指标

1.3.1 循环比功

单位质量工质在燃气轮机装置中完成一个热循环后向外界所作的功称为循环比功，记作 w_n，当燃气轮机功率一定时，循环比功越大，所需工质的流量就越小，装置的尺寸与重量也就越小。

若忽略空气与燃气的定压比热及压气机与涡轮流量之间的差异，则循环比功可以下式表示：

$$w_n = w_T - w_C$$
$$= c_p \cdot T_1^* \left\{ \tau\left(1-\pi^{*\frac{-k}{k-1}}\right) \cdot \eta_T^* - \left(\pi^{*\frac{k}{k-1}}-1\right)\frac{1}{\eta_C^*} \right\}$$

（4.4.2-1）

式中：w_T——涡轮比功，kJ/kg；

w_C——压气机比功，kJ/kg；

c_p——定压比热，kJ/(kg · K)；

k——比热比；

η_T^*——涡轮的绝热滞止效率；

η_C^*——压气机的绝热滞止效率；

τ——燃气涡轮进口温度与压气机进口温度之比，简称温比；

π^*——压气机的滞止压缩比，简称压比。

在以上式计算循环比功时，通常取 $\eta_T^* = 0.85 \sim 0.92$，$\eta_C^* = 0.84 \sim 0.89$（离心式压气机的 $\eta_C^* = 0.75 \sim 0.80$），$k = 1.4$。

在燃气发生器内压气机所消耗的功与燃气发生器涡轮所作的功是平衡的，因此，循环比功 w_n 即等于动力涡轮的膨胀比功。

燃气轮机的输出功率 N_n 即等于工质流量乘以循环比功。

$$N_n = Gw_n \quad \text{kW}$$

（4.4.2-2）

式中：G——工质流量，kg/s。

1.3.2 循环热效率

循环功与其所耗热量的比值称为循环热效率或循环滞止热效率。

单位质量工质所得到的热量可由其在燃烧室内的焓升表示，所耗去的热量则可用这一热量除以燃烧室效率来计算。因此，循环热效率可以按下式计算：

$$\eta_n^* = \frac{w_n}{c_p(T_3^* - T_2^*)}\eta_B$$
$$= \frac{\tau\left(1-\pi^{*\frac{-k}{k-1}}\right)\ \eta_T^* - \left(\pi^{*\frac{k}{k-1}}-1\right)\eta_C^{*-1}}{\tau - 1 - \left(\pi^{*\frac{k}{k-1}}-1\right) \cdot \eta_C^{*-1}} \cdot \eta_B$$

（4.4.2-3）

2.2.3 泡沫灭火剂

1)分类：

按照泡沫形成的原理，泡沫灭火剂可以分为化学泡沫灭火剂和空气机械泡沫灭火剂两大类。化学泡沫通过二种药剂的水溶液发生化学反应产生，泡沫中所包含的气体为CO_2。空气泡沫是通过空气泡沫灭火剂与水混合的泡沫溶液，在泡沫产生器中与空气机械搅拌混合而形成，所以空气泡沫又称为空气机械泡沫；空气泡沫中所包含的气体一般为空气。空气泡沫灭火剂又按泡沫的发泡倍数，分为低倍数、中倍数和高倍数泡沫三类。依据发泡剂的种类和用途，低倍数泡沫灭火剂又可分为蛋白泡沫、氟蛋白泡沫、水成膜泡沫、合成泡沫和抗溶性泡沫等。

2)灭火原理和作用：

通常使用的灭火泡沫，它的发泡范围为2～1000，密度为0.001～0.5。由于泡沫的密度远小于一般易燃液体，因此可以漂浮于液体的表面，形成一个泡沫覆盖层，能阻止易燃液体的挥发，并阻止与空气的接触，停止燃烧反应。泡沫具有大量水分，也起到冷却作用。还具有一定的粘性，可以粘附于一般可燃固体的表面。

3)理化性能：

泡沫灭火剂的理化性能有如下各项：

(1)相对密度：泡沫液在20℃时的相对密度为1.0～1.2。

(2)pH值：一般在6～7.5的范围内，接近中性。

(3)粘度：是衡量泡沫液流动性的指标，6%型泡沫液在20℃与0℃时测得的最高粘度分别应为15和100mm^2/s，3%型泡沫液的粘度还要高些。

(4)流动点：是指泡沫液能够保持流动状态的最低温度。

(5)沉降物含量：是泡沫液中不溶固体的含量，可衡量泡沫液贮存中稳定性指标。

(6)沉淀物含量：是指除去沉降物的泡沫液，与水按规定的混合比配制成混合溶液时，所产生的不溶固体的含量，混合溶液中存在过多的不溶物会对泡沫的生成和产生的泡沫的稳定性有一定影响。(金属皂型抗溶性泡沫灭火剂除外)。

(7)热稳定性：是衡量泡沫液处在较高温度下，在一定时间内质量变化的指标，一般将泡沫液加热至65℃，保持24h后，所测出的沉降物和沉淀物含量表示之。

(8)腐蚀率：是衡量泡沫液对贮存容器腐蚀程度的一个指标。泡沫液腐蚀率的测定，一般用一定尺寸的A3钢片和铝合金片，在38℃的泡沫液中，浸泡21天，则其每平方分米每日的平均失重毫克数。

(9)混合比：是泡沫液与水混合后的体积比(%)。低倍数泡沫灭火剂通常有二种混合比，一种为3：97(3%型泡沫液)，另一种为6：94(6%型泡沫液)。高倍数泡沫灭火剂的混合比一般在1.5：98.5至6：94范围内。

(10)发泡倍数：是指形成一定体积的泡沫与所用混合溶液体积的比值。发泡倍数的高低对泡沫的稳定性和灭火性能有一定影响。低倍数泡沫，发泡倍数在6～8的范围内，发泡倍数低于6时，泡沫含水量大，析液快，泡沫不够稳定。发泡倍数高于8时，泡沫含水量太小，灭火效果不好。

高倍数泡沫的发泡倍数一般在500～1000倍的范围内。

(11)25%析液时间：是衡量泡沫稳定性的一个指标。它是指从开始形成泡沫，到泡沫中析出1/4重量的液体所需的时间。稳定性好的泡沫，析液时长，反之则差。

(12)90%控制时间：是衡量泡沫灭火性能的一个重要指标。是指在规定的条件下灭火时，

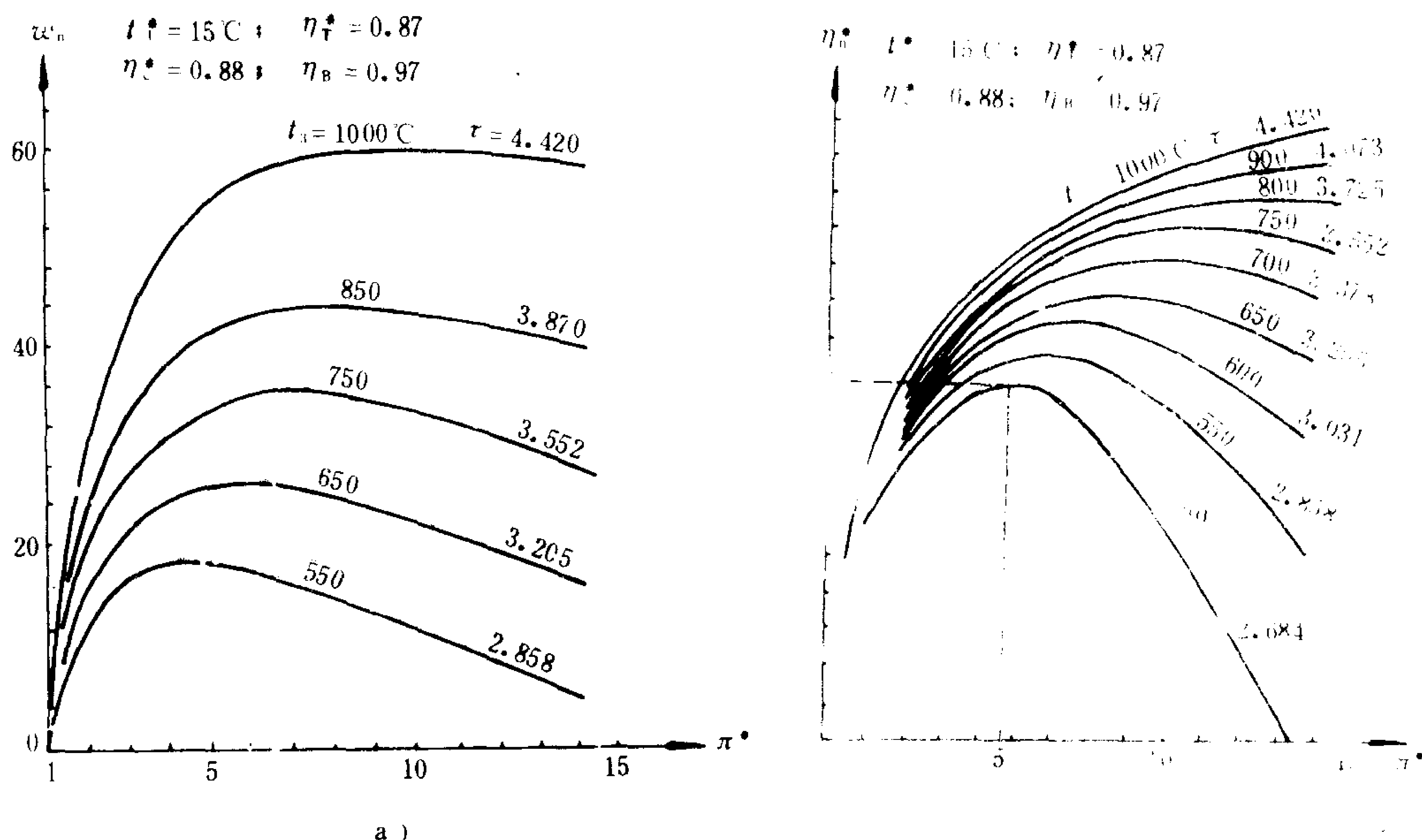


图 4.4.2-4 w_n、η_n^*与π^*、τ间的关系

a) w_n-π^*曲线 b) η_n^*-π^*曲线

$t_1^*=15℃$ $\eta_T^*=0.87$ $\eta_C^*=0.88$ $\eta_B=0.97$

存在着一个$\pi_{\eta=\max}$，它使循环效率最大。如果τ很小（即涡轮进口温度很低）则增加压比有可能使循环比功急剧下降，以至于零。这时涡轮的膨胀功正好全用于压气机的压缩功，循环效率也就等于0，当τ增加时，$\eta_{n\max}$及其相应的$\pi_{\eta=\max}$也不断增加。在w_n及η_n抵达峰值后其变化较为平坦。

$\pi_{\eta=\max}$大于$\pi_{w=\max}$。在选择π时。一般是使机组的π在$\pi_{\eta=\max}$及$\pi_{w=\max}$之间，并略偏于$\pi_{w=\max}$以便兼顾机组的热效率与其尺寸、重量两个方面。

由于循环比功与温比τ有关。因此，当涡轮进口的初温受到限制时，大气温度将对燃气轮机的运行发生明显的影响。当大气温度升高ΔT℃时，只有使初温升高$\tau\cdot\Delta T$℃，才能维持循环比功不变。

η_C、η_T及η_B都对循环效率η_n有明显的影响。通常涡轮及压气机效率每提高1％，循环效率约分别提高3％～4％及2％～3％。而燃烧室效率η_B则与η_n成正比例变化。

2 复杂循环

2.1 回热循环

回热循环利用燃气轮机的排气去加热压气机出口的高压空气，从而回收了部分排气热量，提高了循环热效率。其装置的简图示于图 4.4.2-5，其中回收热量的热交换器则称为回热器。热量回收的程度则可用回热度来表示。若略去空气与燃气间的流量、比热差异，则有

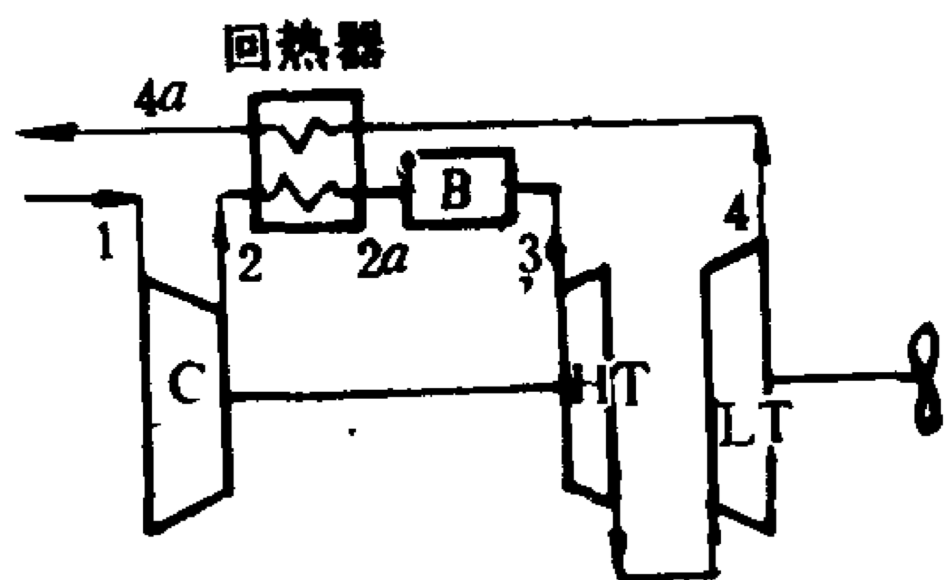
$$\mu=(T_{2a}-T_2^*)/(T_4^*-T_2^*) \tag{4.4.2-8}$$

式中：μ——回热度；

T_{2a}——回热器出口的空气温度，也即燃烧室进口温度，℃；

T_2^*——压气机C出口的空气温度，也即回热器进口的空气温度，℃；

T_4^*——动力涡轮的排气温度，℃。



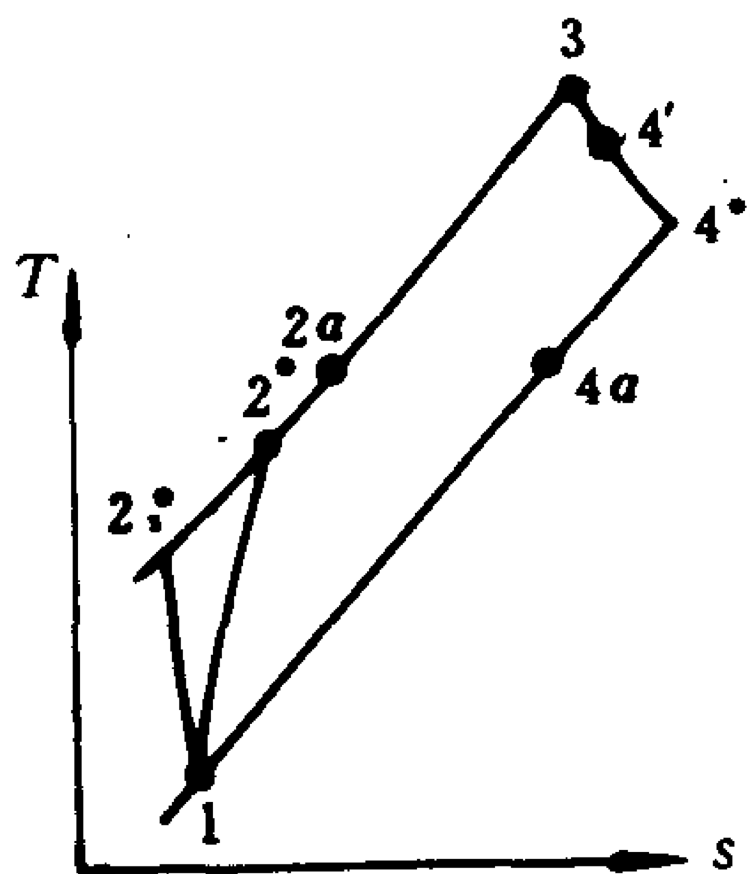


图 4.4.2-5 回热循环简图

图 4.4.2-6 示出了回热循环效率η_r^*与μ、π、τ之间的关系。由图可知，当τ一定时，随着π增加，η_r^*与η_n^*的差值减少，这是因为T_4^*与T_2的差值减小。在图中A点处T_4与T_2相等，因而可回收热量等于零。π^*继续增加，η_r^*可能小于η_n^*，因为此时产生热量倒流。在T_4大于T_2时则μ越大，η_r也越大，但是μ的增大是以增加回热器的热支换器面积为前提的，这样将使机组的尺寸、重量大大增加。船舶燃气轮机的回热度一般在 20%～50%以下。

2.2 中间冷却循环

中间冷却循环在于把低压压气机出口的空气引入中间冷却器冷却后再送入高压压气机压缩，其简图示于图4.4.2-7。由于压气机的进气温度越低，压缩到相同压比所耗的功越小。因此如果在多级压气机中采用中间冷却，能有效地减少耗功从而增大循环比功。在图 4.4.2-7 中，2′-1′表示了空气在中冷器中的冷却过程。1-2′-2 表示无中冷时空气的压缩过程，而 1-2′-1′-2″ 则表示有中冷时的压缩过程。可以看出，由于采用了一级中冷，循环比功增加了面积 2′1′2″ 2 2′，当级数无限增多时，便成为定温压缩过程，循环比功可增加三角形面积 1 1″ 2。在各级压气机的压比分配上，以取各级压比相同（即$\pi_1^*=\pi_2^*=\cdots=\sqrt[n]{\pi^*}$）时，中冷效果最好，循环比功最大。中间冷却循环效率、比功与压比间的关系示于图 4.4.2-8。

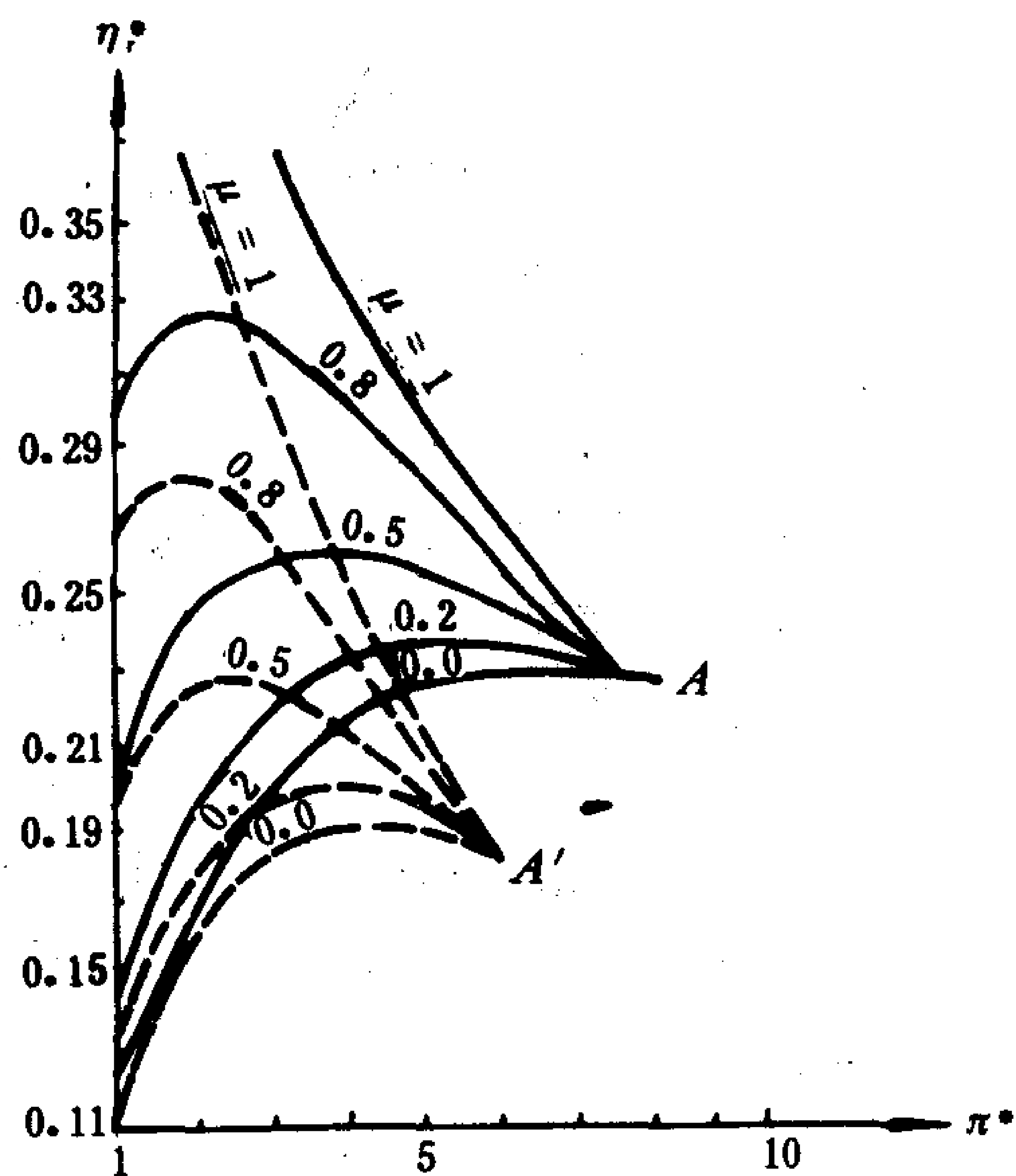


图 4.4.2-6 回热循环效率η_r^*与μ、π^*、τ之间的关系

$\eta_T^*=0.87$，$\eta_c^*=0.84$；$\eta_B=1$；$\xi=\xi_T\cdot\xi_C=1$；

——$\tau=3.2$；……$\tau=2.86$

2.3 中间再热循环

中间再热循环将燃油喷入高压涡轮出口的燃气中燃烧，使其温度重新升高到高压涡轮的进口温度后，再进入低压涡轮膨胀作功，其简图示于图 4.4.2-9。其中，燃气的燃烧加热设

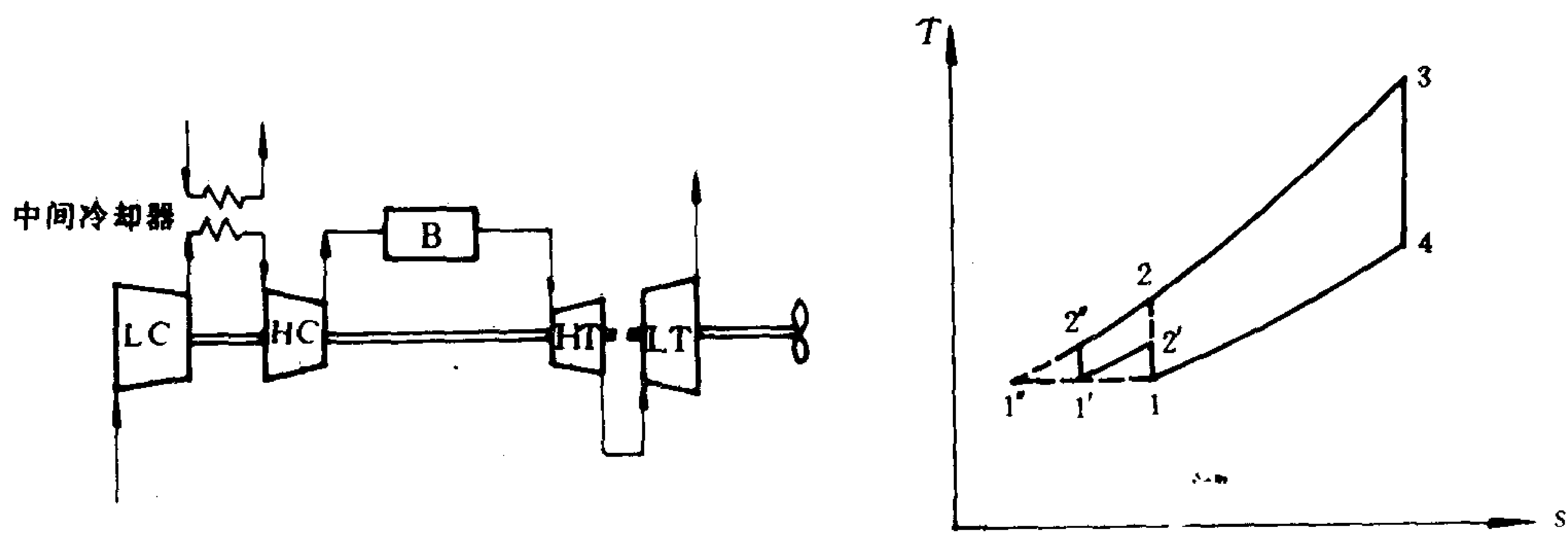


图 4.4.2-7　中间冷却循环

LC-低压压气机；HC-高压压气机；B-燃烧室；HT-高压涡轮；LT-低压（动力）涡轮

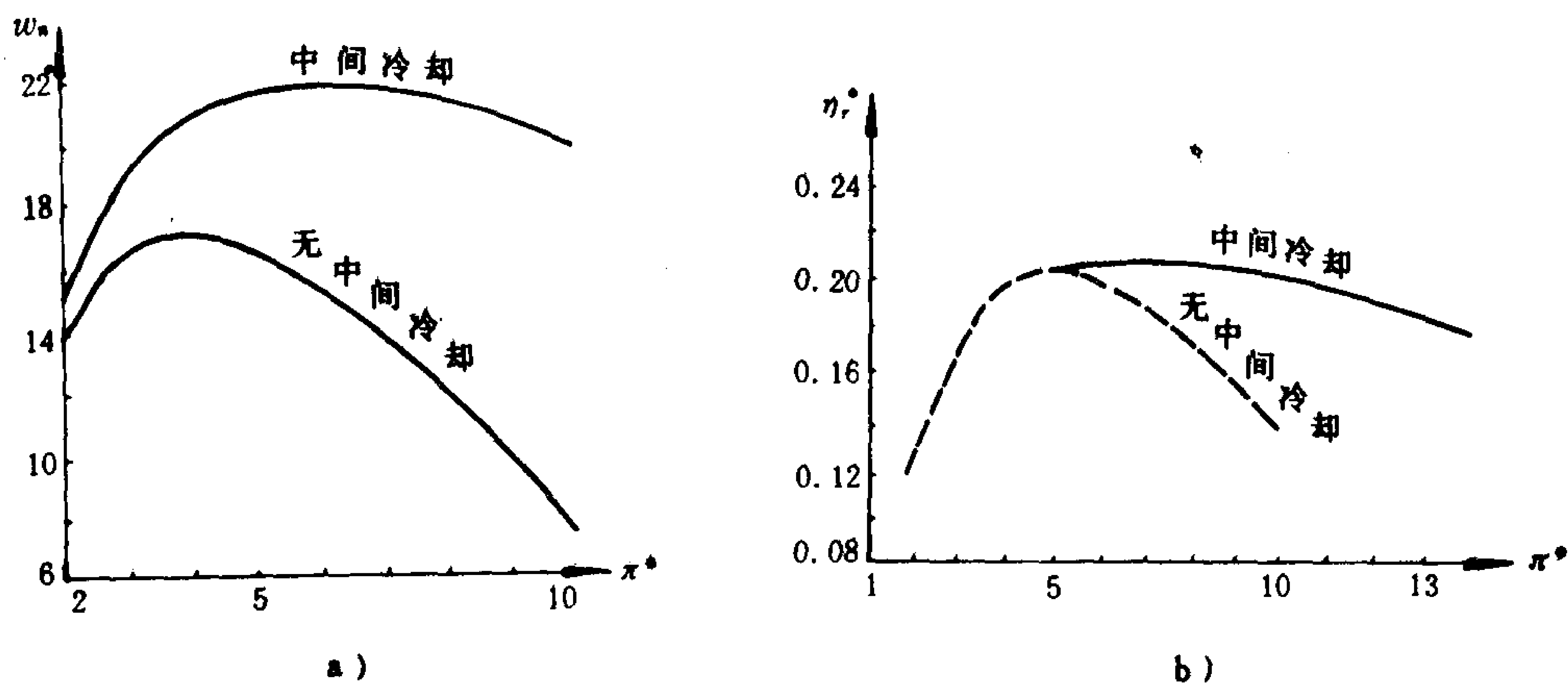


图 4.4.2-8　中间冷却循环η_r^*、w_n与π^*之间的关系

a) w_n-π^*关系曲线；b) η_r^*-π^*关系曲线

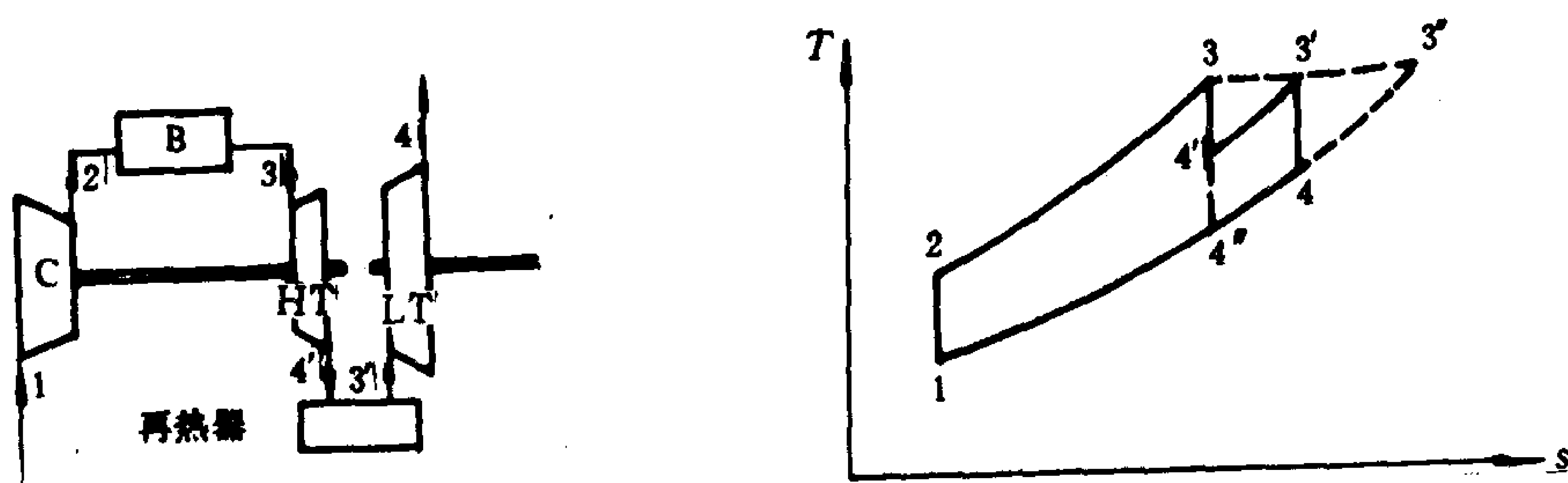


图 4.4.2-9　中间再热循环

备称为再热器。采用中间再热后，在初温不变的情况下，循环比功增加了面积4′3′44″4′。当再热次数无限增加时，涡轮的膨胀过程成为定温过程。循环比功可增加面积 33″4″3。中间再热循环的机组尺寸、重量小于中间冷却循环。当π^*、T_3^*较高，而对机组的尺寸重量要求不严时，采用中间再热是有益的，若同时采用回热方式，则更可在循环比功及循环效率上都获得收益。

第3章 燃 气 涡 轮

1 轴流式燃气涡轮的基本结构

船舶燃气涡轮按其功能可分为燃气发生器涡轮及动力涡轮两部分，其原理相同，结构类似。燃气发生器涡轮按其机轴数又可分为单轴、双轴两种。单轴用于中小功率燃气轮机，双轴用于大、中功率燃气轮机。在双轴燃气发生器涡轮中，驱动高压压气机的涡轮为高压涡轮，驱动低压压气机的为中压涡轮，而动力涡轮则为低压涡轮。

1.1 转子结构

船舶燃气涡轮一般采用转轮式转子(图 4.4.3-1)。转轮与机轴间的各种连接方式示于图 4.4.3-2。转轮的定位大多采用环形凸肩过盈定位方式，这种结构在冷态下容易对中，而在热态时由于胀差作用仍能过盈定位。

动叶多采用扭叶片，沿叶高叶片截面积逐渐减小。有时将叶顶部分铣成一个弧形薄片(图 4.4.3-3 a)，这时，即使叶顶与定子相擦，也不致酿成重大事故。图 4.4.3-3 b示出了叶片顶部的一种径向气封，这种结构使得动叶的经向位移几乎不受限制。图 4.4.3-3 c、d示出了叶片顶部的围带结构，它们有助于提高叶片的自振频率和减少漏气损失。

动叶的根部广泛采用枞树形叶根(图 4.4.3-3 a、c)，它们是沿轴向单个装入轮缘的齿形槽中并用锁片锁紧止动（见图 4.4.3-4）。

1.2 定子结构

图 4.4.3-5 是涡轮定子的纵剖面图，定子包括气缸、静叶等所有静止零件。气缸是一个柱形或锥形的薄壳体。为了便于安装，每级涡轮都有自己的缸体，相邻的缸体间用法兰互相连接，并用法兰面上的环形定位凸肩保证各气缸之间的同轴度(图 4.4.3-6)。船用轻型结构的涡轮则采用带水平中分面的气缸，以便于安装和检修。

动叶顶部与定子内表面的间隙直接影响燃气轮机的安全运行和经济性。为了尽量减小间隙，气缸采用空气冷却，以使其温度及尺寸的变化减少。为了避免动叶叶顶与气缸直接碰擦，缸内安装柔软填料。常用的填料有石墨、石墨与镍、铁的烧结构以及金属蜂窝层等。

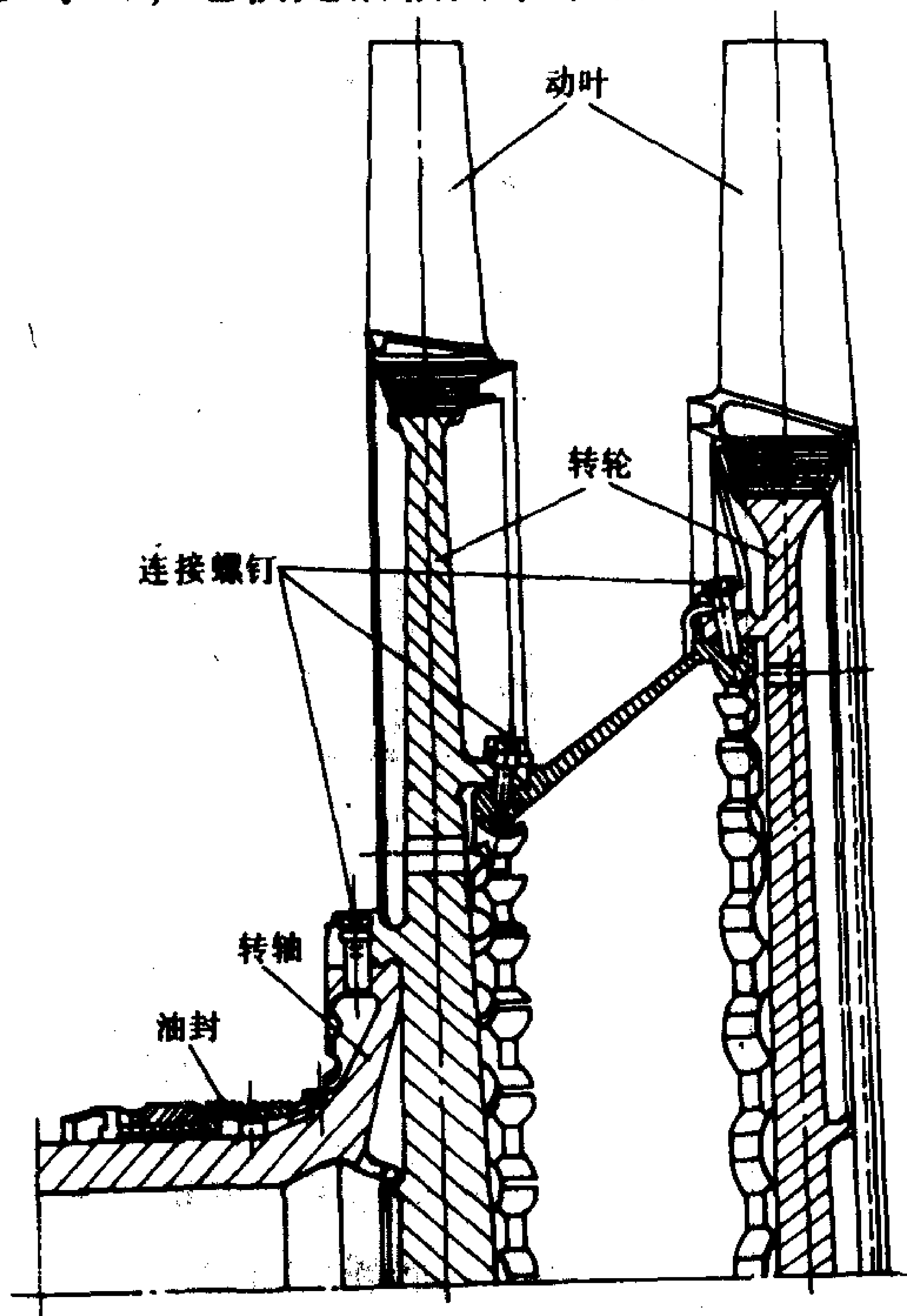


图 4.4.3-1 转轮式转子

图 4.4.3-7 示出了各种静叶的结构。在运行中，静叶的内外环与气缸间有较大的温差。因而在安装时应保证它们有自由膨胀的余地。图 4.4.3-8 示出了可转静叶的结构，它们通常用于动力涡轮的第一级，以适应运行工况的变

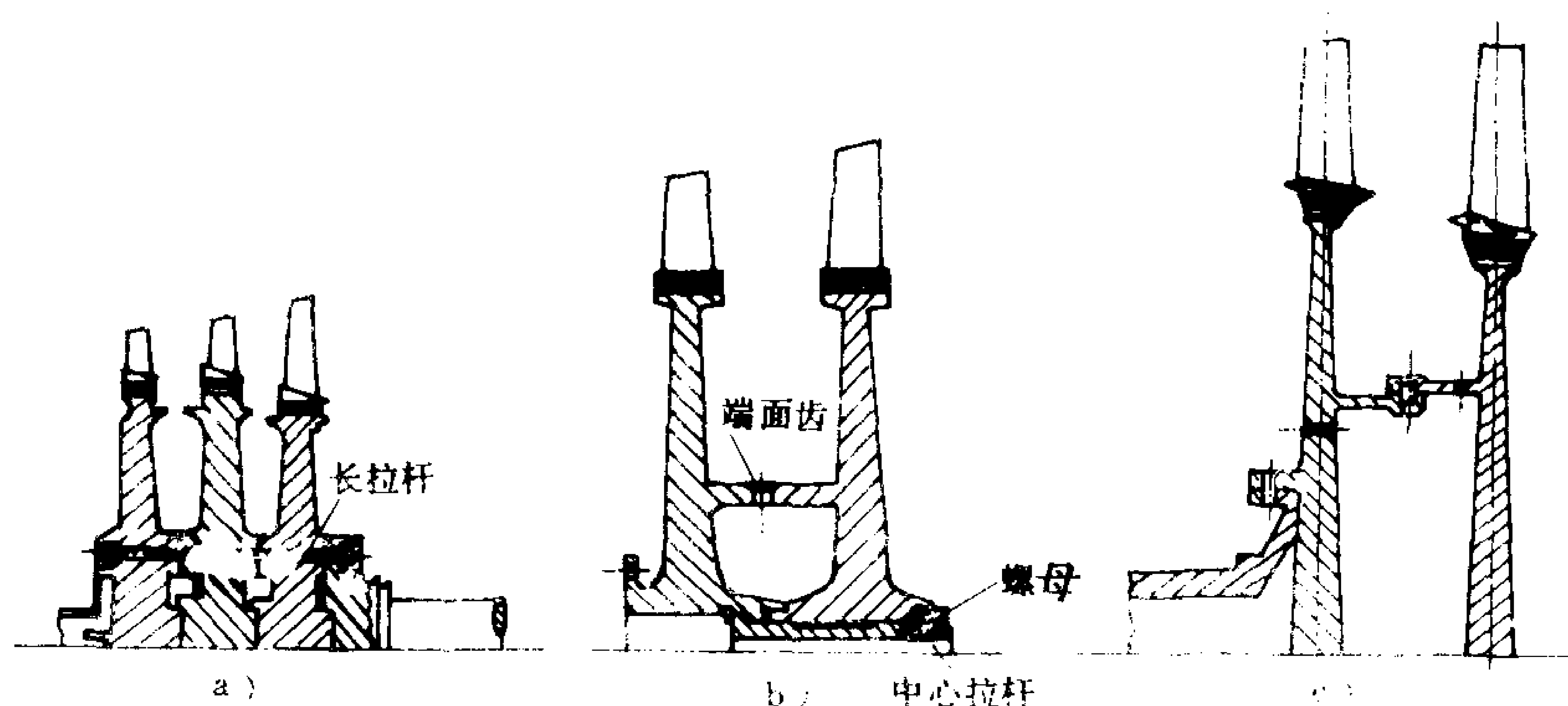


图 4.4.3-2　转轮与机轴的相互连接及其定位

a）长拉杆连接、环形凸肩定位；b）中心拉杆连接、端面齿定位；c）径向销钉连接。

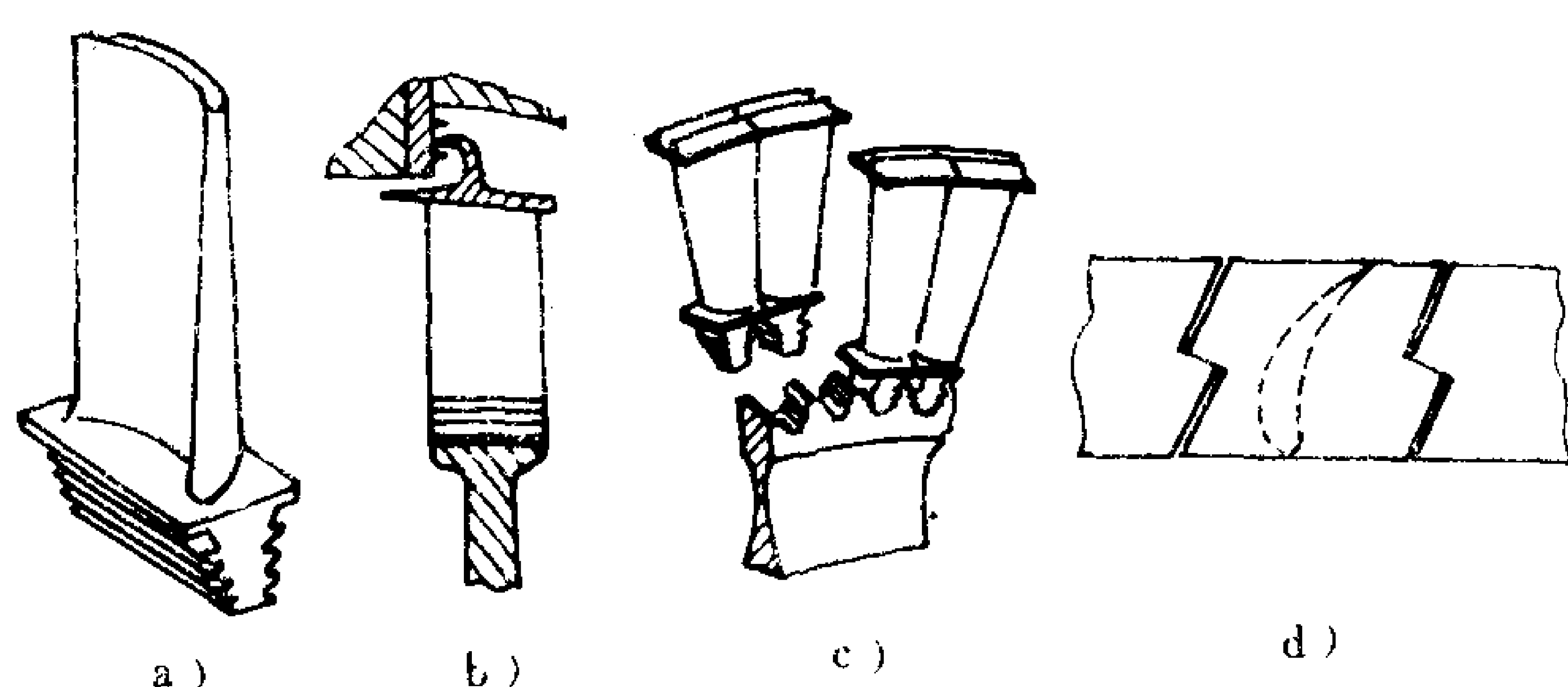


图 4.4.3-3　动叶顶部结构

a）顶部减薄；b）顶部带径向气封；c）顶部带冠状围带；d）Z字形围带。

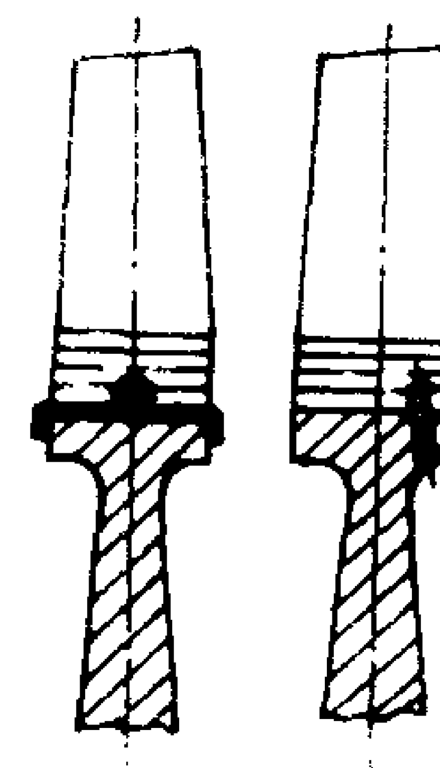


图 4.4.3-4

枞树形叶根轴向锁紧方式

化。转动手柄，可使一列静叶同步旋转。由于静叶栅的安装角发生了变化，因而其通流面积也相应变化。当通流面积减小时，动力涡轮前的燃气压力升高，燃气发生器涡轮的膨胀则减小，此时空气流量减小，T_3^*增高。通常，负荷由 100%下降到 50%时，应减少通流面积以提高循环效率。负荷由 50%下降至 10%时，应增大通流截面以维持燃气发生器转速不变，避免压气机在低负荷下喘振。

为了保证高温部件的可靠工作，常采用空气冷却的方法，对动叶根、轮缘、转轮的表面进行冷却。

在轴流式燃气涡轮中广泛采用曲径式气封，其结构与蒸汽涡轮同，可参阅图 4.3.4-6。

常规的燃气轮机无法倒转，解决船舶正倒车的办法有采用可调螺距螺旋桨、正倒车减速器等。为了使燃气涡轮可以倒转，美国通用电气公司设计了分流式正倒车涡轮(图 4.4.3-9)。这种动力涡轮的静叶及动叶沿叶高分为两段，近根部的内缘段为倒车工作段，外缘段为正车工作段，两段叶型的形状相反。

图 4.4.3-10 示出了气缸的排气端结构。它们通常由扩压器及蜗壳组成。扩压器的功用是扩压降速，蜗壳则以最小损失引导排气。

2 轴流式燃气涡轮工作原理

2.1 燃气涡轮的主要特点

燃气涡轮与蒸汽涡轮的主要不同之处为：

（1）工质更接近于理想气体而无物态变化；

（2）燃气的初压靠压气机建立，涡轮的大部分功率用于驱动压气机，只有1/3～2/5的功率向外输出；

（3）涡轮排气背压高于大气压力，远高于汽轮机装置中冷凝器的背压；

（4）由于初压低而背压高，燃气涡轮的膨胀比及焓降远小于蒸汽涡轮；

（5）由于焓降小且一部分膨胀功用于驱动压气机，在同等功率下燃气涡轮所需的工质流量远大于蒸汽涡轮；

（6）初温对装置的效率及比功极为重要，燃气涡轮的初温远高于蒸汽涡轮；

（7）由此，燃气涡轮各级均为全进气，没有部分进气及鼓风损失；

（8）各级的径高比都较小，属于长叶片级，并采用扭叶片；

（9）各级的通流部分变化平缓，进、排气道尺寸大；

（10）零部件材料要求耐高温、抗腐蚀，对受热部件要采取冷却措施；

（11）涡轮的效率对装置更为重要，涡轮效率提高1％，装置的效率可提高3％～4％。

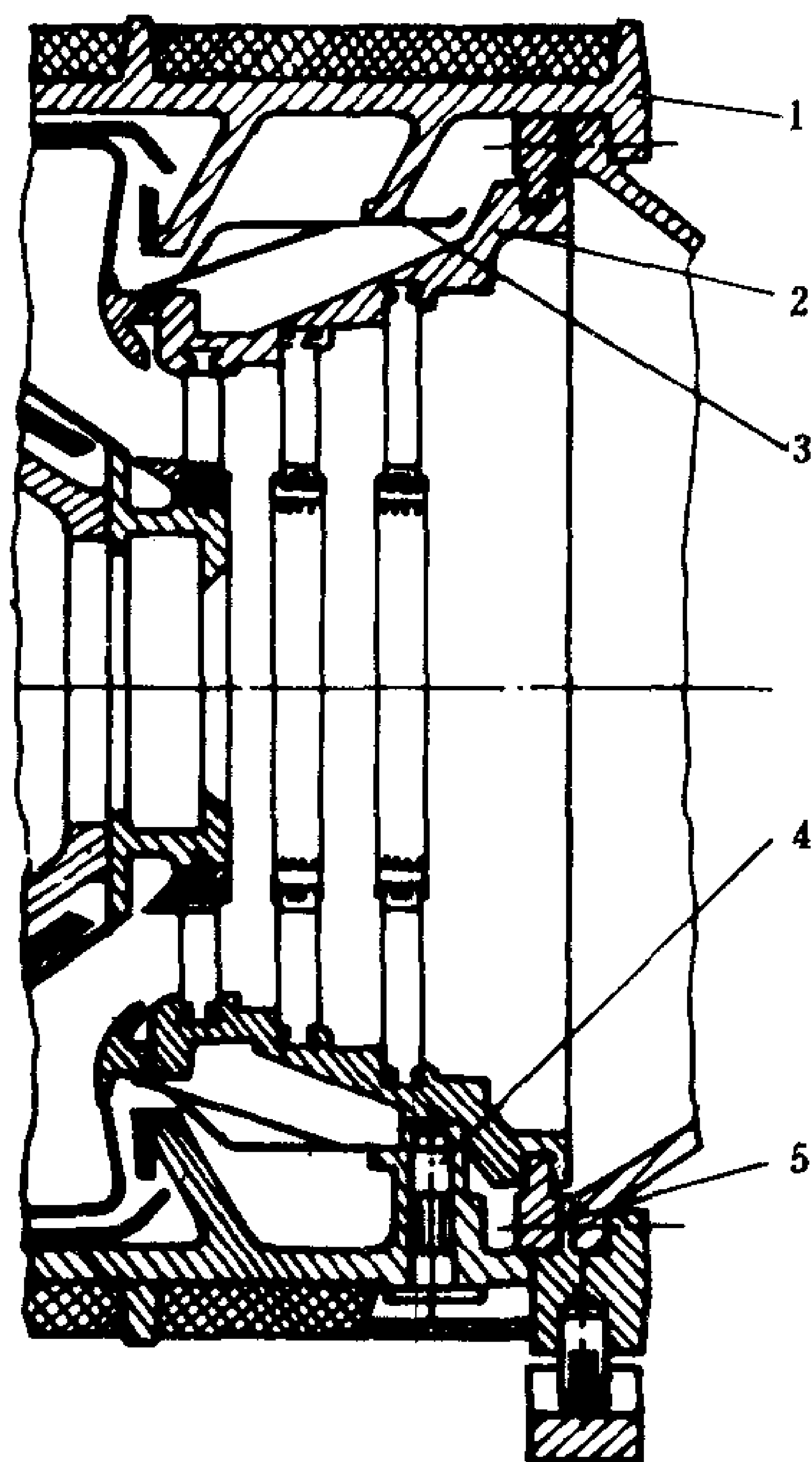


图4.4.3-5　涡轮定子剖面

1-气缸；2-持环；3-遮热板；4-导销；5-垫片

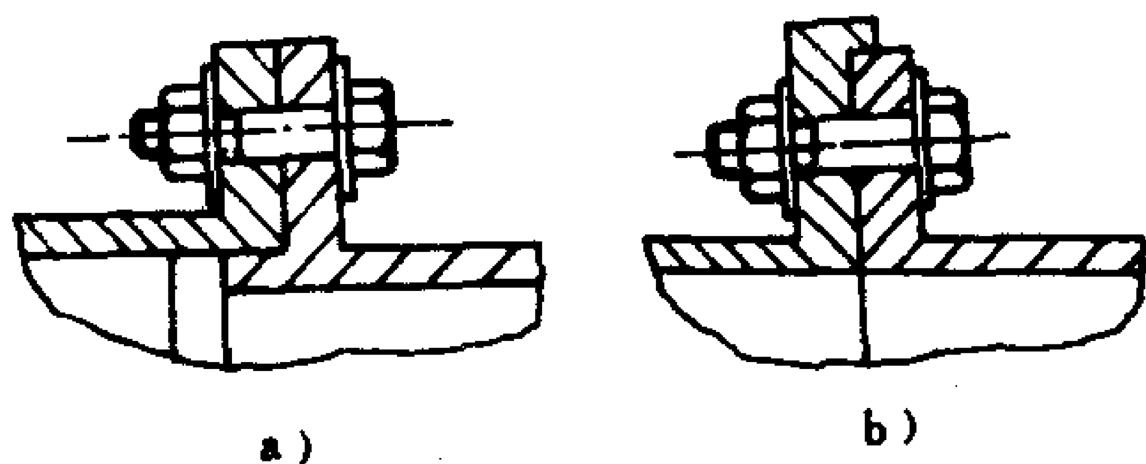


图4.4.3-6　气缸法兰面上的环形定位凸肩

a）内缘定位凸肩；b）外缘定位凸肩

表4.4.3-1示出了燃气涡轮级的常用计算公式，图4.4.3-12及图4.4.3-13分别示出了燃气涡轮级以及多级燃气涡轮的h-s图。

2.2 级的常用计算公式

图4.4.3-11示出了在半径r处，燃气流过静、动叶栅的速度图。

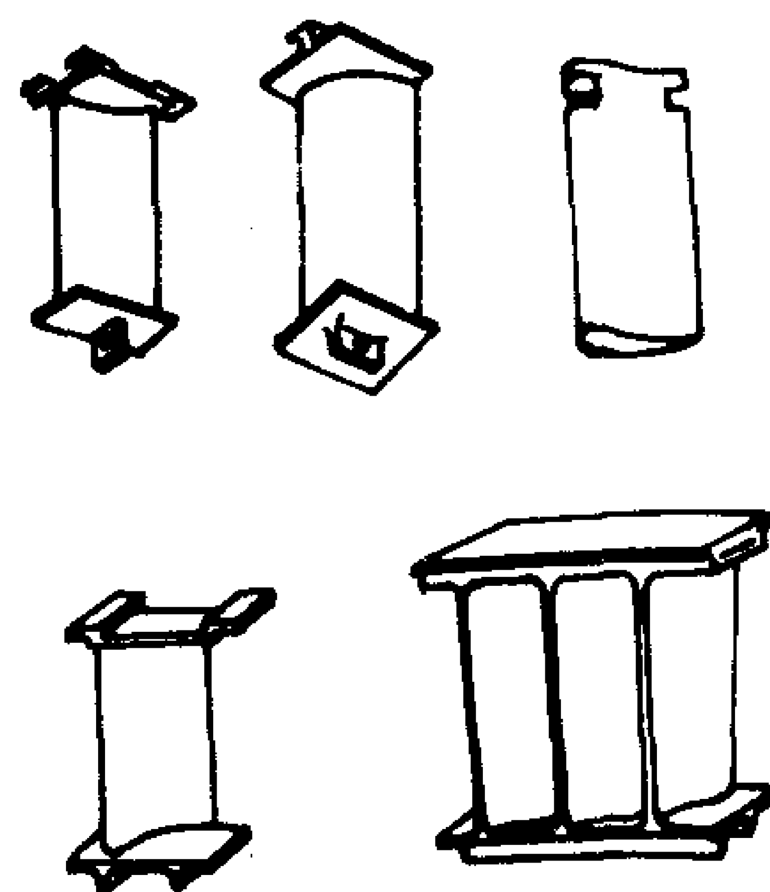


图4.4.3-7　静叶

表 7.6.1—12　　几种普通钠盐干粉灭火剂的主要性能表

项　　目	钠盐干粉（暂行标准）	改性钠盐干粉（天津消防科研所样品）	硅化钠盐干粉			氨基干粉
			（上海消防科研所产品）	（北京消防器材厂产品）	（沈阳于洪消防器材厂产品）	
含水量（质量%）	≤0.1	≤0.2	≤0.2	≤0.1	≤0.1	≤0.2
颗粒细度（%，200 目筛余物）	≤20	≤20	≤15	≤15	≤20	≤15
比表面积（cm^2/g）	2200～2500	2500～3000	2000～3000	—	—	2000～3500
吸湿性（质量%）	≤1.2	<3.5	≤1.5	≤1.2	<1.0	≤1.5
松密度（g/cm^3）	0.9～1.1	—	0.90～1.10	0.90～1.15	0.9～1.0	0.90～1.00
填充密度（g/cm^3）	—	—	1.10～1.35	1.2～1.4	1.2～1.4	1.10～1.35
相对密度（20℃）	—	2.14	2.17～2.21	2.16～2.20	2.16～2.20	2.17～2.21
结块粘结性（mm）	≥16	—	≥15	>18	16～20	≥15
流动性（s）	18～25	20～25	≤15	<25	12～15	≤15
喷射率（%）	≥90	—	≥90	>90	≥90	≥90
灭火效能（66# 车用汽油）（m^3/kg）	≥0.25	—	—	≥0.55	0.55～0.6	—

多用途干粉灭火剂，目前国内尚无统一的技术性能标准。

2）应用：

干粉灭火剂灭火的主要作用是对燃烧的抑制作用。另外干粉灭火时，浓云般的粉雾包围了火焰，可以减低火焰对燃料的热辐射，同时粉末受高温的作用，将会放出结晶水或发生分解，不仅可吸收火焰的部分热量，而分解生成的不活泼气体又可稀释燃烧区内氧的浓度，但这些作用对灭火的影响远不如抑制作用大。

干粉灭火剂对燃烧物的冷却作用极微，扑救较大面积的火灾时，如灭火不完全或因火场中炽热物的作用，容易引起复燃。这时，需与水雾配合，以改善灭火效果，并可防止复燃。扑救非水溶性可燃、易燃液体的火灾时，干粉与氟蛋白泡沫或轻水泡沫联用，可取得较好的灭火效果。干粉有利于迅速控制火势，泡沫可有效地防止复燃，但应注意，干粉不能与蛋白泡沫和一般合成泡沫联用，因为这两类泡沫对干粉有较大的破坏作用。

干粉灭火剂应在通风、干燥处和在 40℃以下环境中贮存，有效期一般为 5 年。

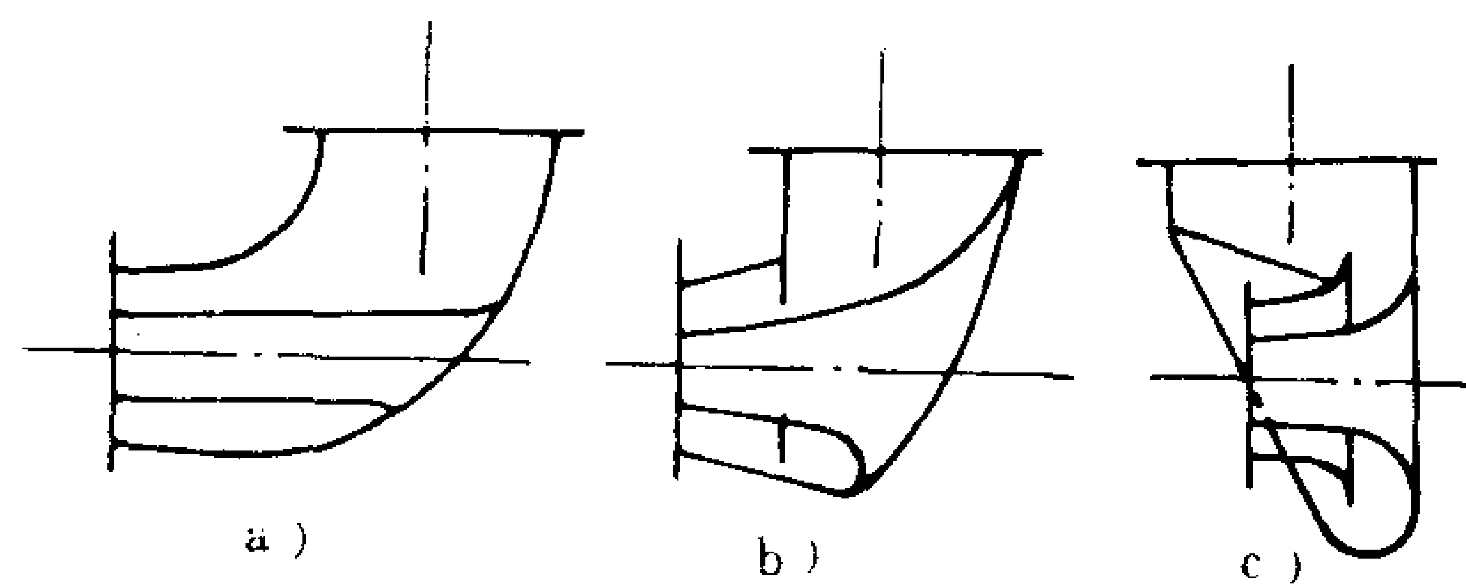


图 4.4.3-10　气缸的排气端结构

a）衬管式　b）蜗壳式　c）箱形蜗壳式

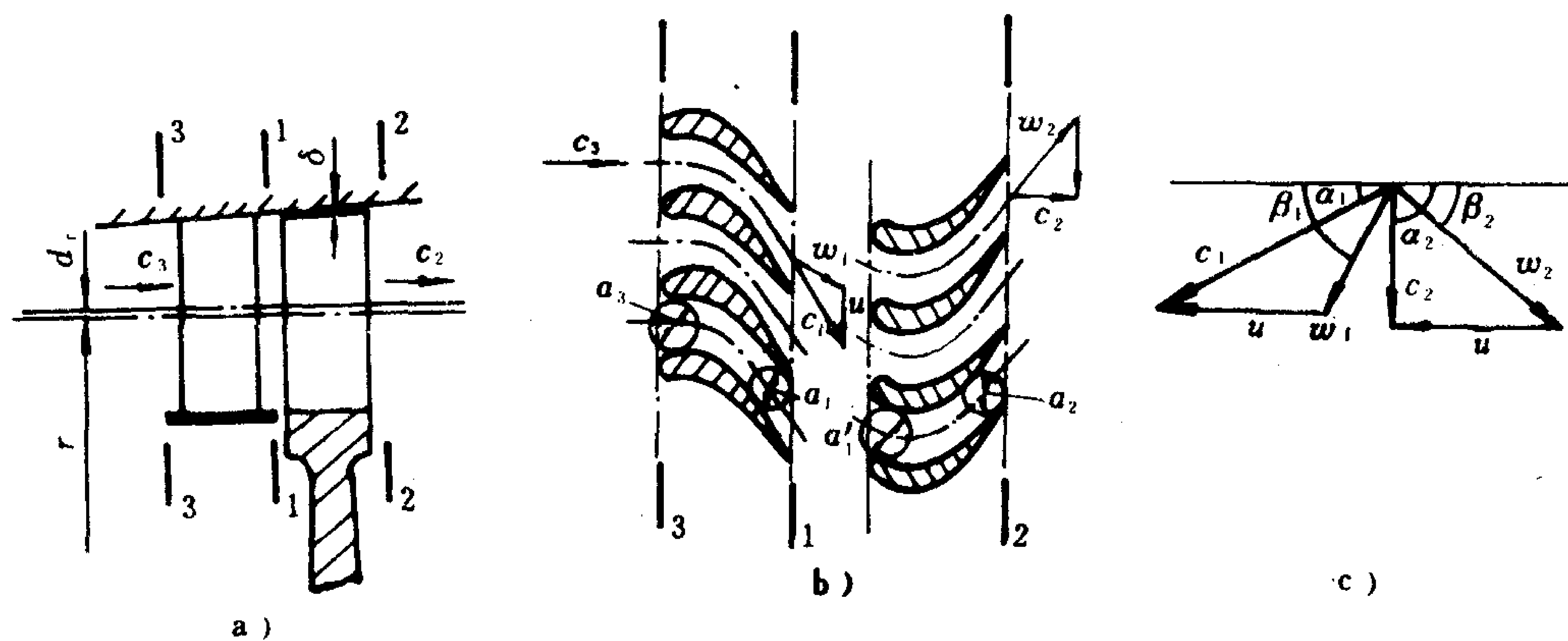


图 4.4.3-11　轴流式燃气涡轮级

a）级的简图；b）级的平面叶栅流动；c）级的速度三角形

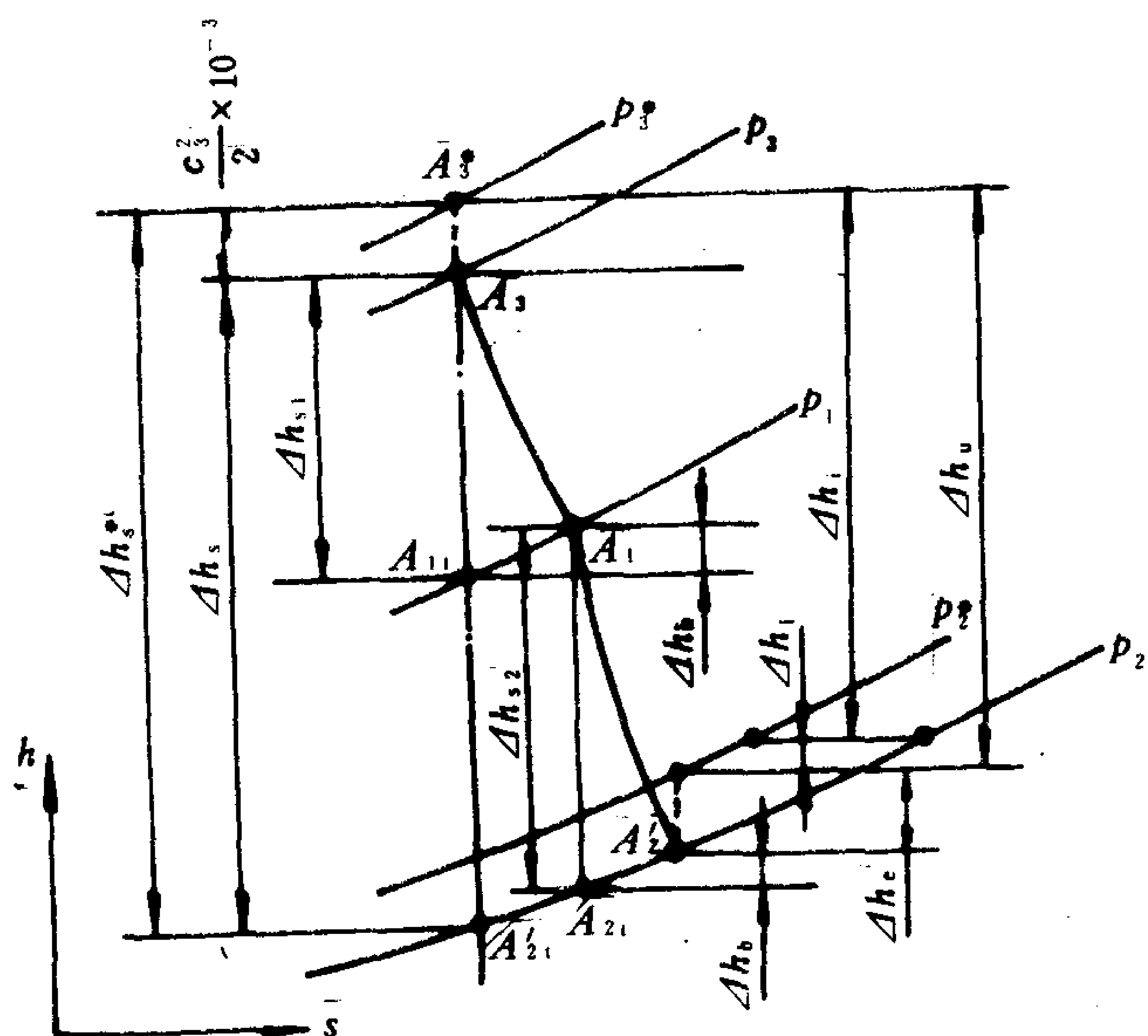


图 4.4.3-12　燃气涡轮级的 h-s 图

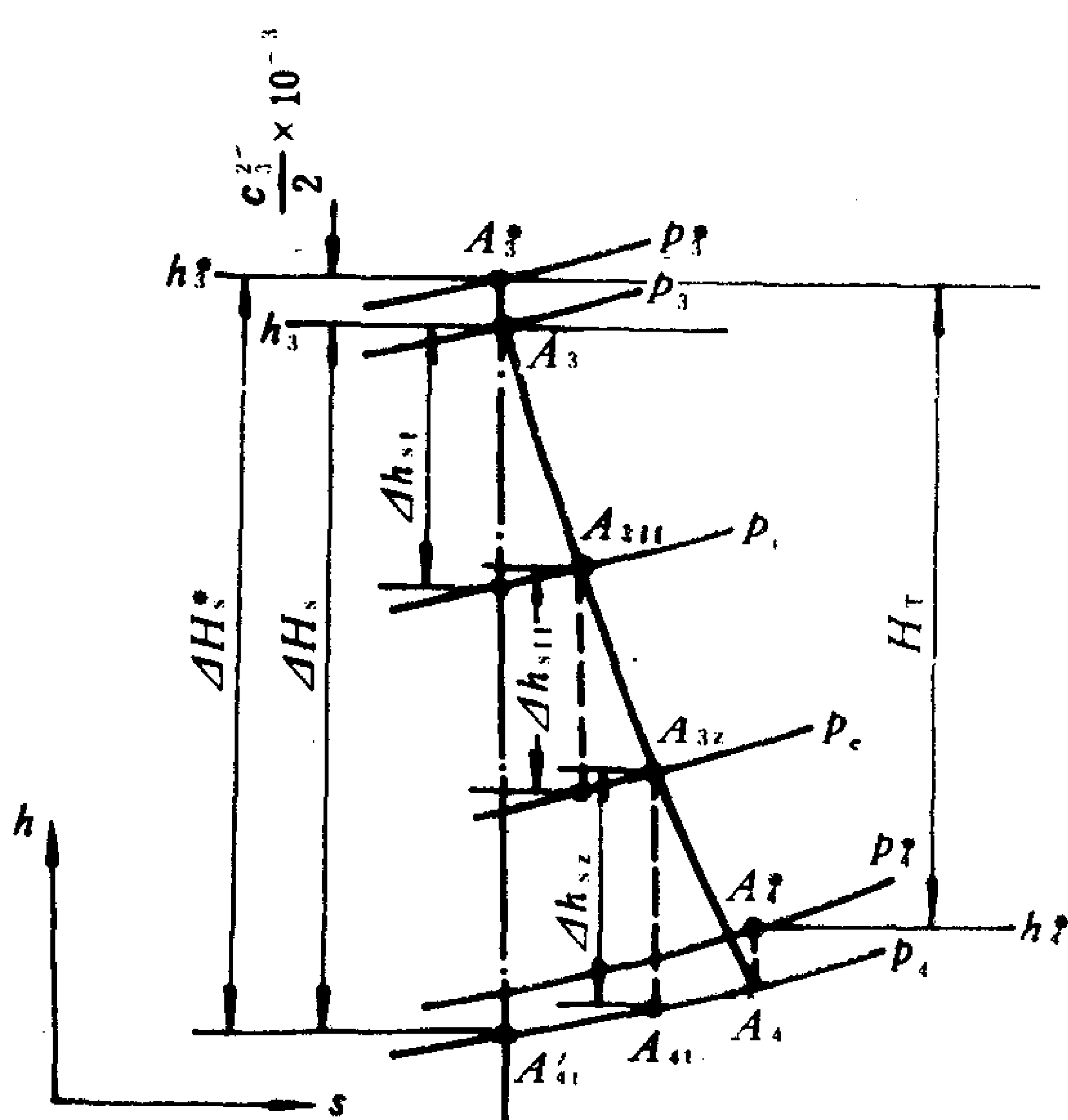


图 4.4.3-13　多级燃气涡轮的 h-s 图

表 7.6.2—2　　**货船(液货船)消防泵的配备和性能**

总吨位 t	数量	排量 m^3/h	消火栓上压力 MPa	消防泵的设置
≥6000	不少于 2 台	除应急消防泵外,各泵的排量应不少于按同样大小的客船的每一独立舱底泵用作舱底抽水时所需排量的 4/3,但消防泵的总排量不需超过 $180m^3/h$	≥0.27	2000 总吨及以上的船舶,如任何一舱失火时,所使用的消防泵失去作用,则另需设置固定应急消防泵;但小于 2000 总吨,供给消防水的替代措施需经主管当局同意。
<6000 ≥1000	不少于 2 台		≥0.25	
<1000	经主管当局同意		经主管当局同意	

1)表 7.6.2—1 和表 7.6.2—2 中消火栓上的压力系指由两台消防泵同时工作时,通过任何相邻的消火栓和规定规格的水枪输送该船所需的最大水量(货船的最大水量不超过 $140m^3/h$)在所有消火栓处应能维持的压力。

任何消火栓的最大压力不应超过消防水带所允许的工作压力,否则应在系统中设置安全阀。

2)任何一台消防泵的排量,应不小于所需总排量的 80%除以所需的最少消防泵的台数,但不包括应急消防泵在内。

3)固定式应急消防泵的排量需不小于消防泵总排量的 40%,且不少于 $25m^3/h$。

4)应急消防泵在符合 3)所规定的排量时,在任何消火栓处的压力应不小于表 7.6.2—1 和表 7.6.2—2 所列的数值。

1.2.2 消防供水的布置要求:

1)1000 总吨及以上的客船,至少能从内部布置的任何消火栓上立即获得一股有效的水柱,并保证所需消防泵自动起动持续供水。

2)在周期无人值班的机器处所,或仅需一人值班的货船上,应能立即从消防总管系统在适当压力下供水。这可从驾驶台或防火控制站遥控起动一台主消防泵,或由主消防泵之一对消防总管给予固定增压来实现。对于 1600 总吨以下的货船,根据具体情况,主管机关可以免除此项要求。

1.3 消防水管路

1.3.1 消防水总管和管路

消防水总管和消防水管的直径应足够有效地从两台同时工作的消防泵输送所需的最大出水量;但货船例外,其直径仅需满足输送 $140m^3/h$ 的水量。

1.3.2 隔离阀

在机器处所内设有 1 台或数台主消防泵时,应在机器处所之外易于到达的适当处所设隔离阀,使机器处所内的消防总管能与机器处所外的消防总管隔断。

1.3.3 消防水管路的布置类型

1)单路敷设:一般在主甲板上面,由一根贯通船舶首尾的总管组成,通过垂直和水平的支路输送到船舶各处,如图 7.6.2—1 所示。

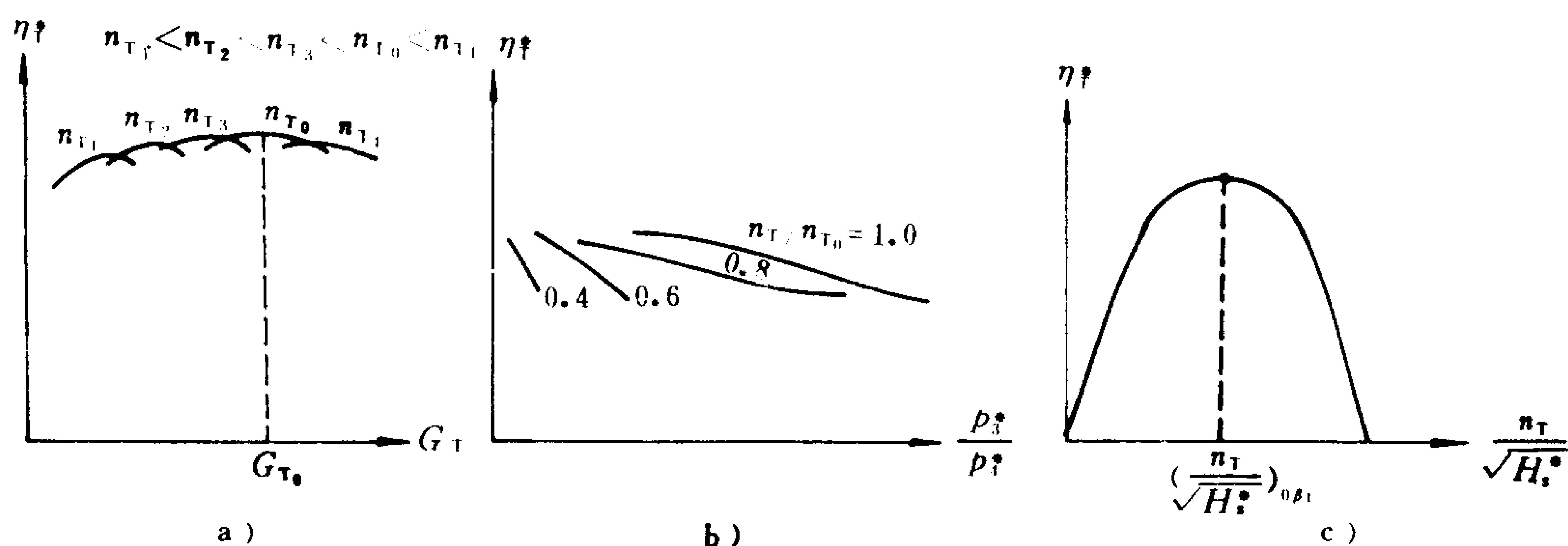


图 4.4.3-15　燃气涡轮的效率特性

a) 不同转速的$\eta_T^* - G_T$曲线；b) 不同转速时的$\eta_T^* - \frac{p_3^*}{p_4^*}$曲线；c) $\eta_T^* - \frac{n_T}{\sqrt{H_s^*}}$曲线

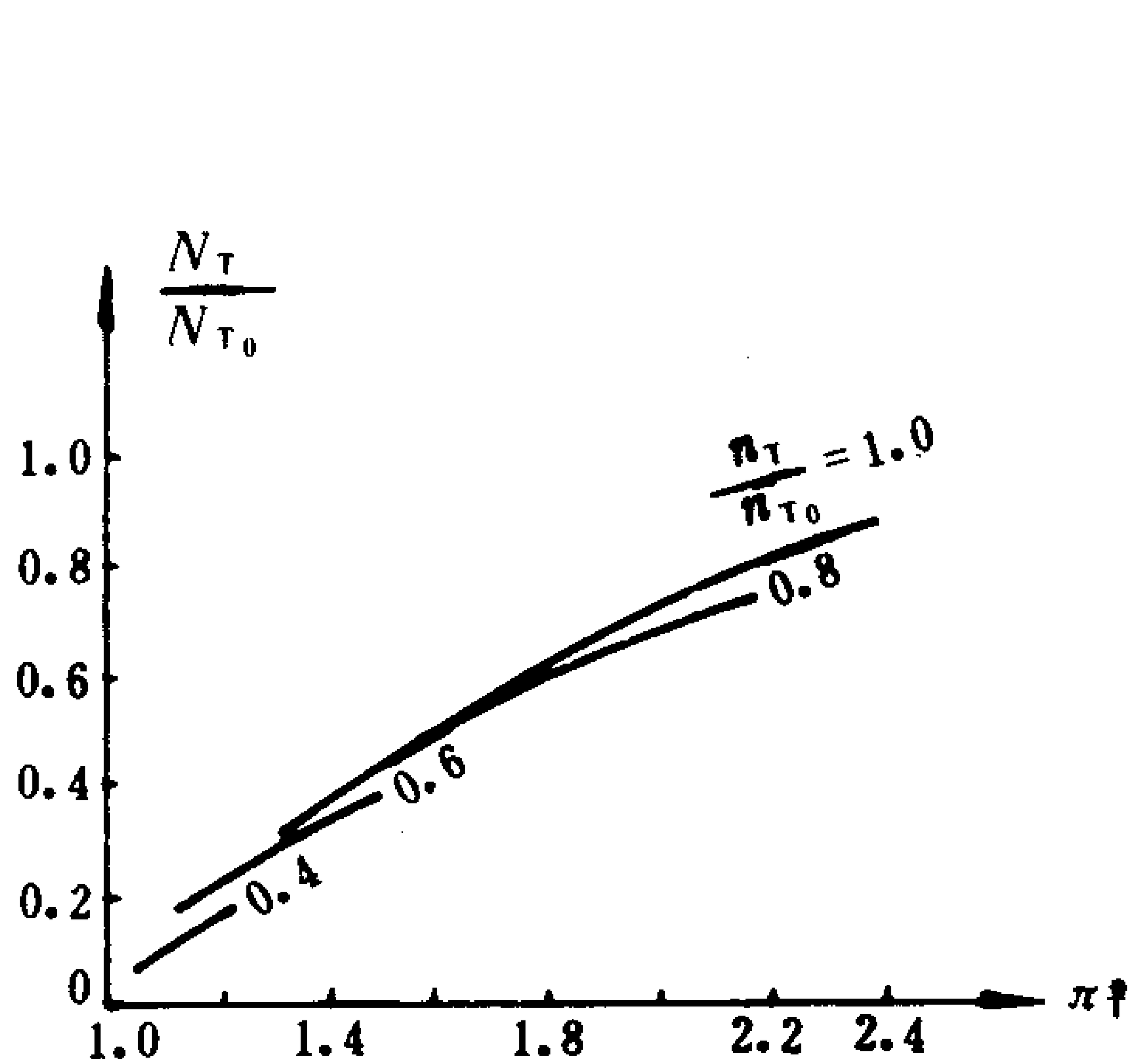


图 4.4.3-16　燃气涡轮的功率特性

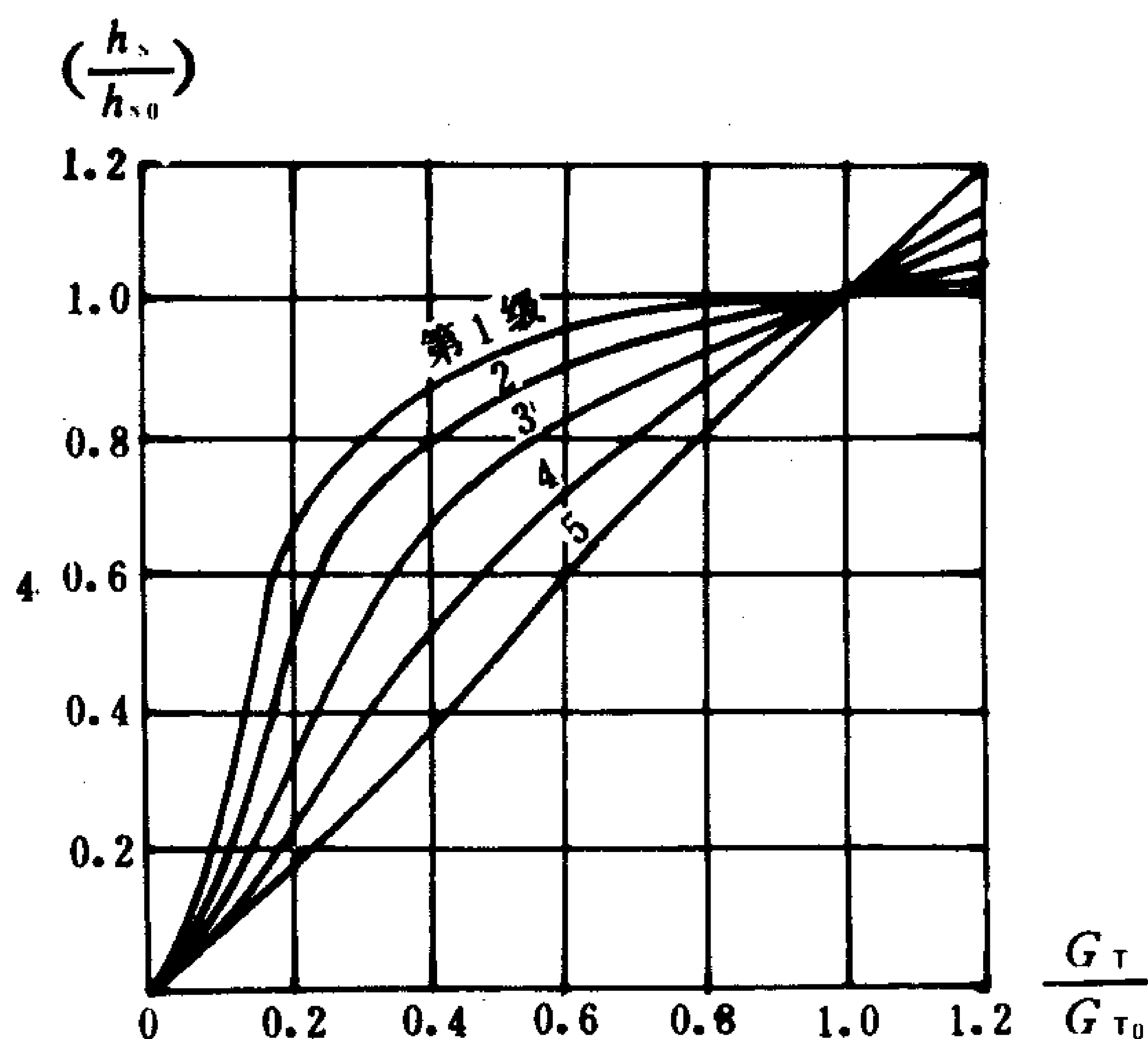


图 4.4.3-17　燃气轮机各级焓降的分配规律

4　轴流式燃气涡轮的冷却

为了提高燃气涡轮的热效率，应尽可能提高涡轮进口温度。要保证静、动叶等部件在高温下能可靠工作，除了努力研制耐高温的新型材料外，在结构上采用空气冷却技术也是一条重要途径。

4.1　叶片的空气冷却

动叶空气冷却最简便的方式是对根部进行喷射冷却，并与转子轮缘的空气冷却结合起来进行。其冷却效果只能达到叶根附近的 1／3 叶高的区域。一般能使叶根截面温度比燃气温度低 50～100℃。。当燃气初温 T_3^* >800℃时第一级动叶只需要根部冷却，而静叶则需要全叶高冷却。当 T_3 >1000℃时第一级静、动叶都需要进行全叶高冷却。全叶高冷却的各种方式如图

4.4.3-18所示。其中图4.4.3-18 a)、b)、c)、d)为对流冷却，图4.4.3-18 e)、f)、g)中的叶片则还采用了气膜冷却方法，利用空气膜将叶片表面与高温燃气隔开。

图4.4.3-19 a)、b) 分别示出了美国LM 5000型机组第一级静叶及动叶的空气冷却结构

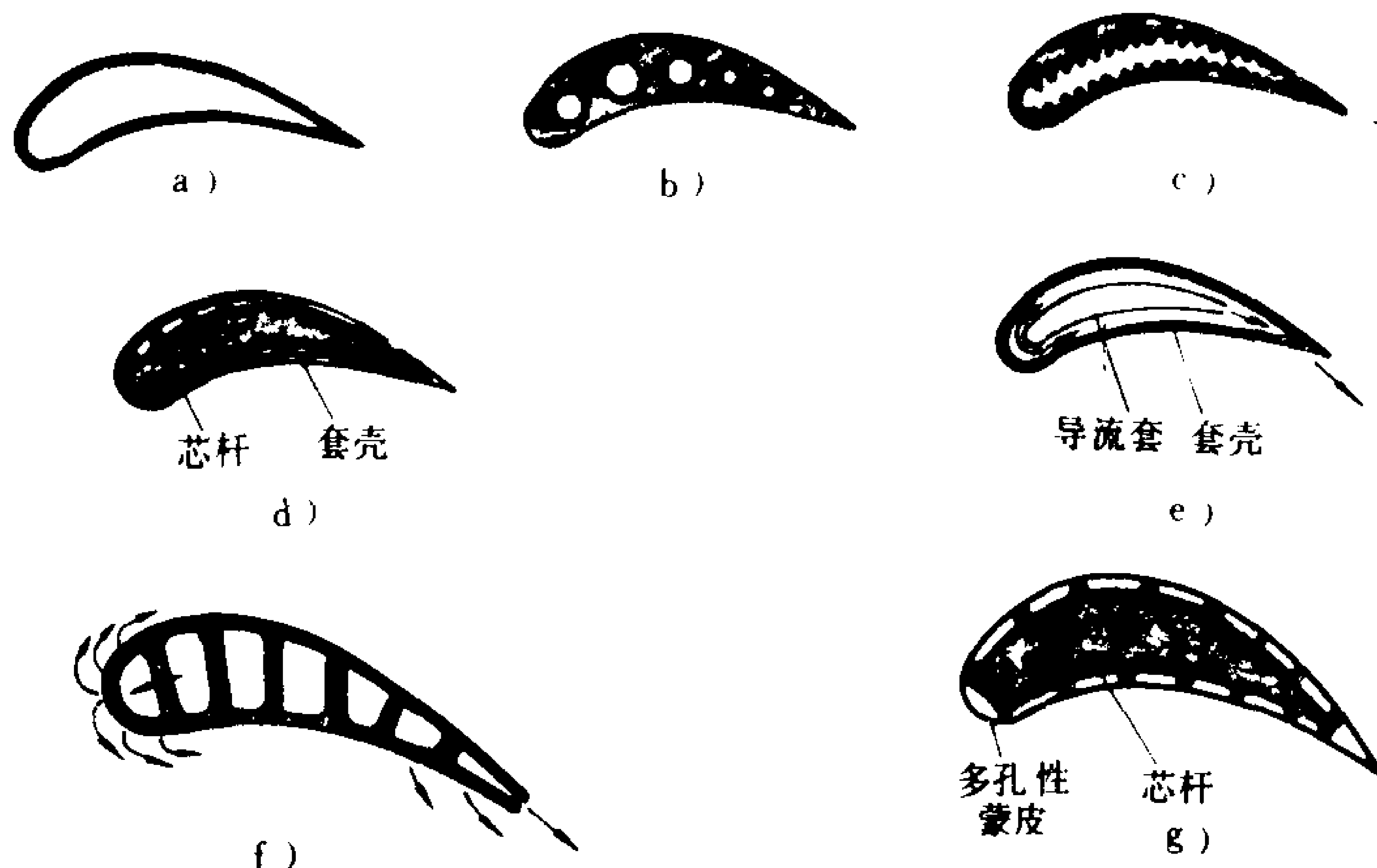


图4.4.3-18 叶片冷却的各种方法

a)、b)、c)、d) 对流冷却；e)、f)、g) 综合冷却

4.2 转子的空气冷却

轮盘的轮缘温度一般应低于600℃，以便使用加工性能好、价格较低的材料。轮盘常用的冷却方式有：

1）轮盘侧面的对流冷却；

2）轮缘的喷射、撞击冷却；

3）叶根安装间隙的对流冷却；

4）长颈叶根之间空档间隙的冷却；

5）叶根内部径向通道的冷却。

图4.4.3-20 a)、b) 所示的喷射冷却及长颈叶根对流冷却，适用于燃气初温不太高的转子。图4.4.3-20 c) 所示的叶根安装间隙冷却结构其冷却效果显著，但对空气洁净程度要求很高。否则一旦堵塞将使空气冷却失效。

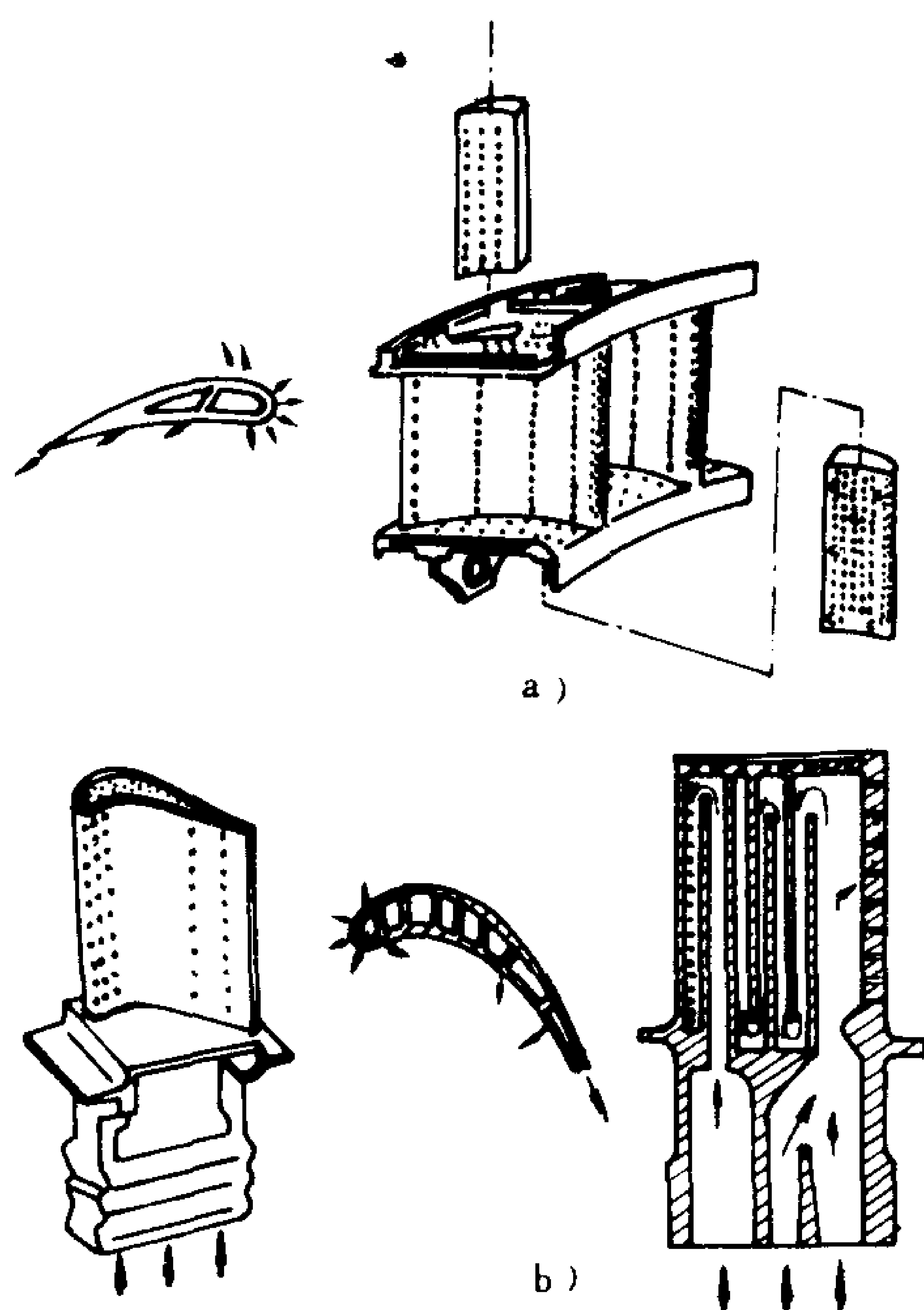


图4.4.3-19 LM 5000型机组第一级静动叶的空气冷却结构

a) 静叶；b) 动叶

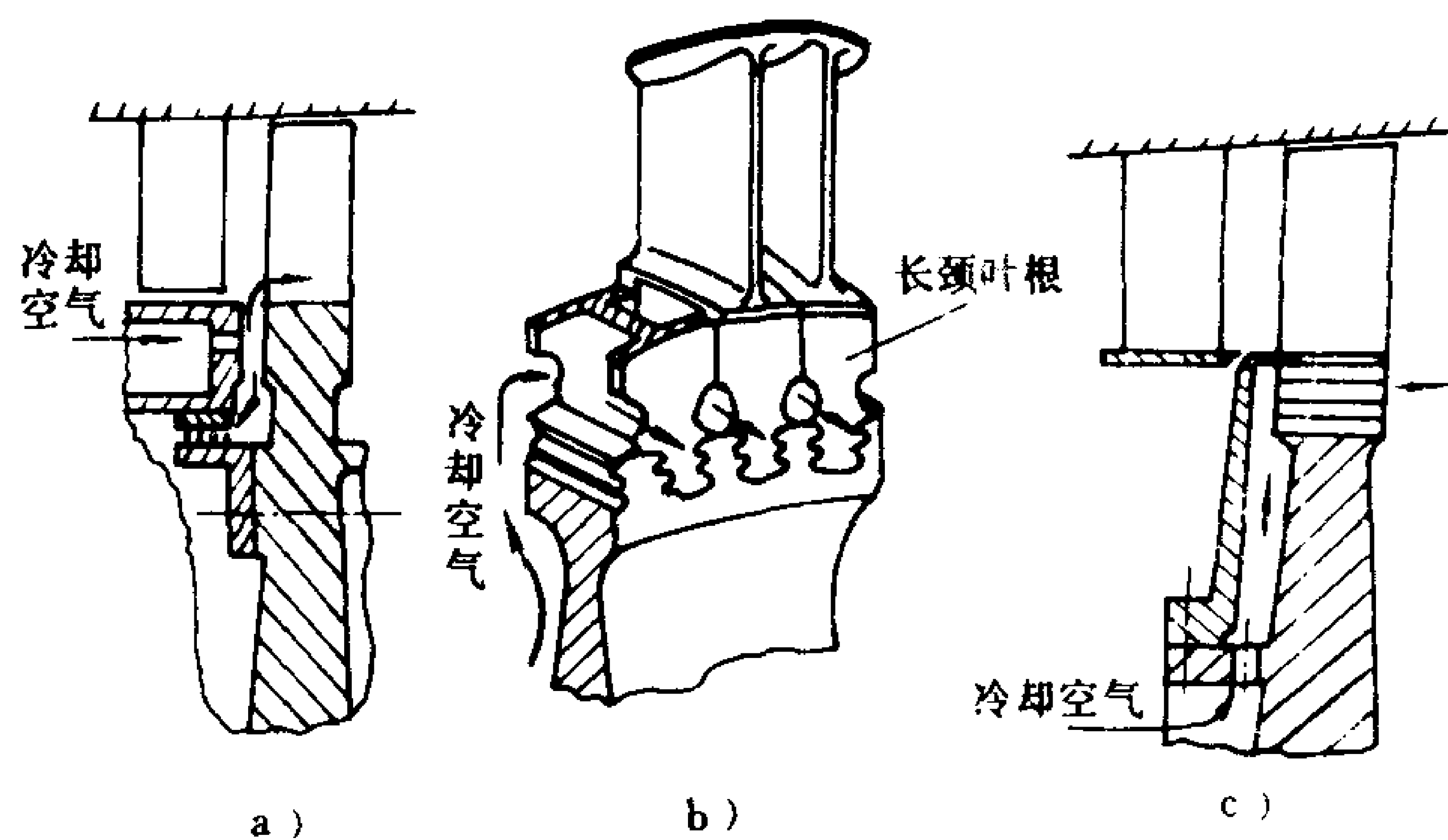


图4.4.3-20 轮盘的各种冷却方式

a) 对轮缘端面进行喷射冷却；b) 长颈叶根的对流冷却；c) 叶根安装间隙冷却

4.3 气缸冷却

气缸的热膨胀、热变形将直接影响转子和定子的热对中以及静、动部件之间的

表 7.6.2—5　　**管牙接口规格性能表**

型号	规格(mm)	强度试验压力(MPa)	密封试验压力(MPa)	管牙螺纹规格(in)	外形尺寸(mm)(直径×高)	质量(kg)
KY50	50	2.4	1.6	2	95×52	0.25
KY65	65			$2\frac{1}{2}$	110×54	0.32
KY80	80			3	125×58	0.5

1.4.4 水枪

水枪是一种获得射程和改变水流形式的射水工具，分为直流水枪、水雾、直流两用水枪和喷雾水枪三种形式。

1)直流水枪：

用来喷射密集水柱，水枪的规格一般分为∅13、∅16、∅19 三种。直流水枪的构造见图 7.6.2—6，其规格见表 7.6.2—6。喷嘴在不同口径时的压力、流量和射程见表 7.6.2—7。

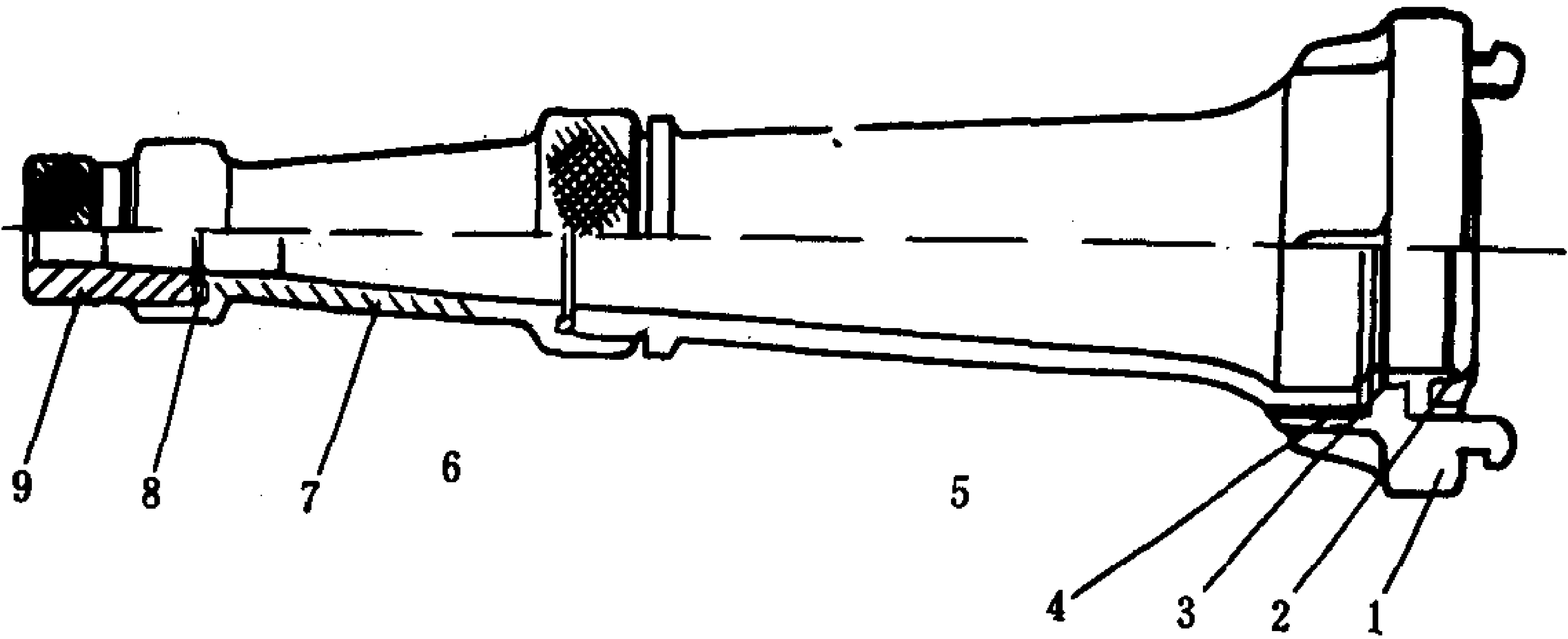


图 7.6.2—6　直流水枪构造图

1—本体；2—密封圈；3—密封圈座；4—平面垫圈；5—枪体；6—密封圈；7—喷嘴；8—密封圈；9—喷嘴

表 7.6.2—6　　**直流水枪规格性能表**

型号	材料	进水口径(mm)	喷嘴口径(mm)	外形尺寸(mm)		质量(kg)
				外径	长	
QZ16	铝合金(或铜)	50	13/16	95	295	0.72
QZ19		65	16/19	110	340	0.93

第 4 章　压　气　机

1　压气机的型式及基本结构

燃气轮机的压气机有两种型式：离心式压气机和轴流式压气机。大、中功率的燃气轮机组用轴流式压气机，小功率的用离心式压气机。

1.1　离心式压气机的典型结构（图 4.4.4-1）

离心式压气机是由进气系统、导风轮、叶轮、叶片扩压器、排气系统组成。在空气的入口处设置了进气预旋器以改变气流方向改善其均匀性。叶轮由涡轮带动，它可以单侧或双侧进气。叶轮上的叶片可以前弯、后弯或径向排列，叶片之间的通道呈扩散形。在高速旋转时，叶轮不断将空气吸入并沿叶片推向外缘，使空气加速和提高压力。叶片扩压器是在气缸的环状板上安装叶片，以构成扩散形通道。叶片扩压器内缘与叶轮出口之间的环形空间称为无叶扩压器。空气离开工作叶轮后首先进入无叶扩压器，并在其内降速扩压，提高均匀度，然后再进入有叶扩压器以进一步提高压力。

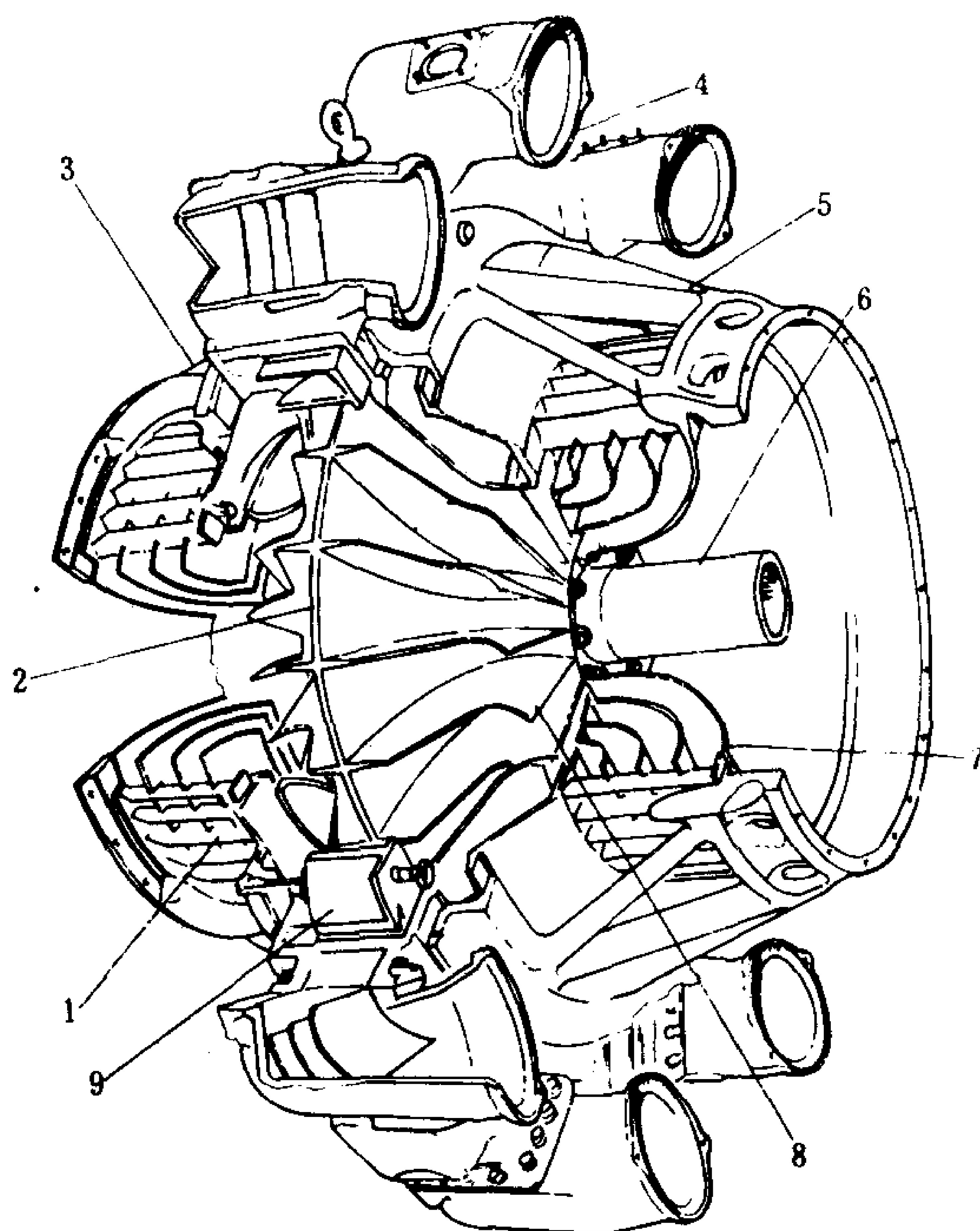


图 4.4.4-1　典型的离心式压气机

1-预旋器；2-叶轮；3-进气涡壳；4-出口涡壳；5-后面进气涡壳；6-叶轮轴；7-进气通道；8-导风轮；9-叶片扩压器。

叶轮轮轴靠球轴承或滚子轴承支承，可与涡轮共用一根轴或中间分开用联轴器连接。

1.2　轴流式压气机的典型结构（图 4.4.4-2）

轴流式压气机分为单转子和双转子两种。单转子压气机是单个转子和定子组成的。转子装在气缸内的轴承上，静叶装在气缸内缘上，一圈动叶栅和一圈静叶栅依次排列，组成一级。单级的压比$\pi=1.05\sim1.28$，轴流式压气机均为多级组成。双转子轴流式压气机有两根涡轮轴，分别驱动低压和高压压气机转子。低压压气机的涡轮驱动轴穿过高压压气机的转子轴，两者严格保持同心。两个同心套轴之间用滚针轴承互相支持。压气机转子轴与涡轮转子轴的连接方式可以是直接驱动的或是用联轴器传动，两轴之间只允许有很小的同轴度误差。轴流式压气机的气缸可为铸件、锻件或焊接件。气缸体一般制成水平分开的两件，用螺栓连接成一个整体。转子结构型式与汽轮机转子相类似，分为转鼓型、转轮型、鼓轮型三种。转鼓型转子是由一个或两个锻件组成，动叶固定在它上面，转轮式转子的动叶安装在单个转轮上，

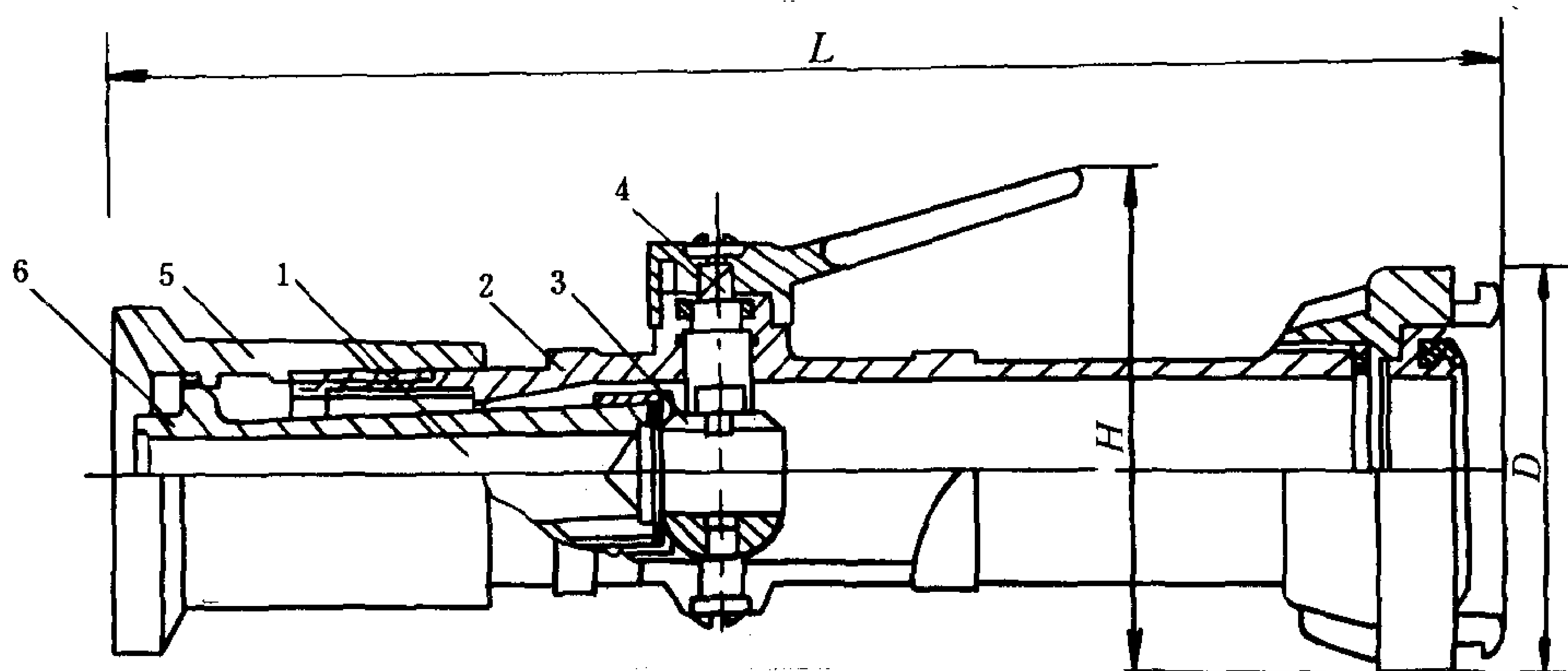


图 7.6.2—7 水雾直流水枪构造图

1—稳流器；2—枪体；3—球体；4—手柄；5—水雾开花圈；6—直流喷雾体

3)喷雾水枪：

在一种带开关的直流水枪的基础上，于控制开关球阀上装置一导流片，使压力水通过导流片雾化。板动球阀手柄可选择喷直流、喷雾状水或关闭。这种水雾适宜于施救重油类火灾、带电设备火灾等。喷雾水枪的构造见图 7.6.2—8，规格性能见表 7.6.2—9。

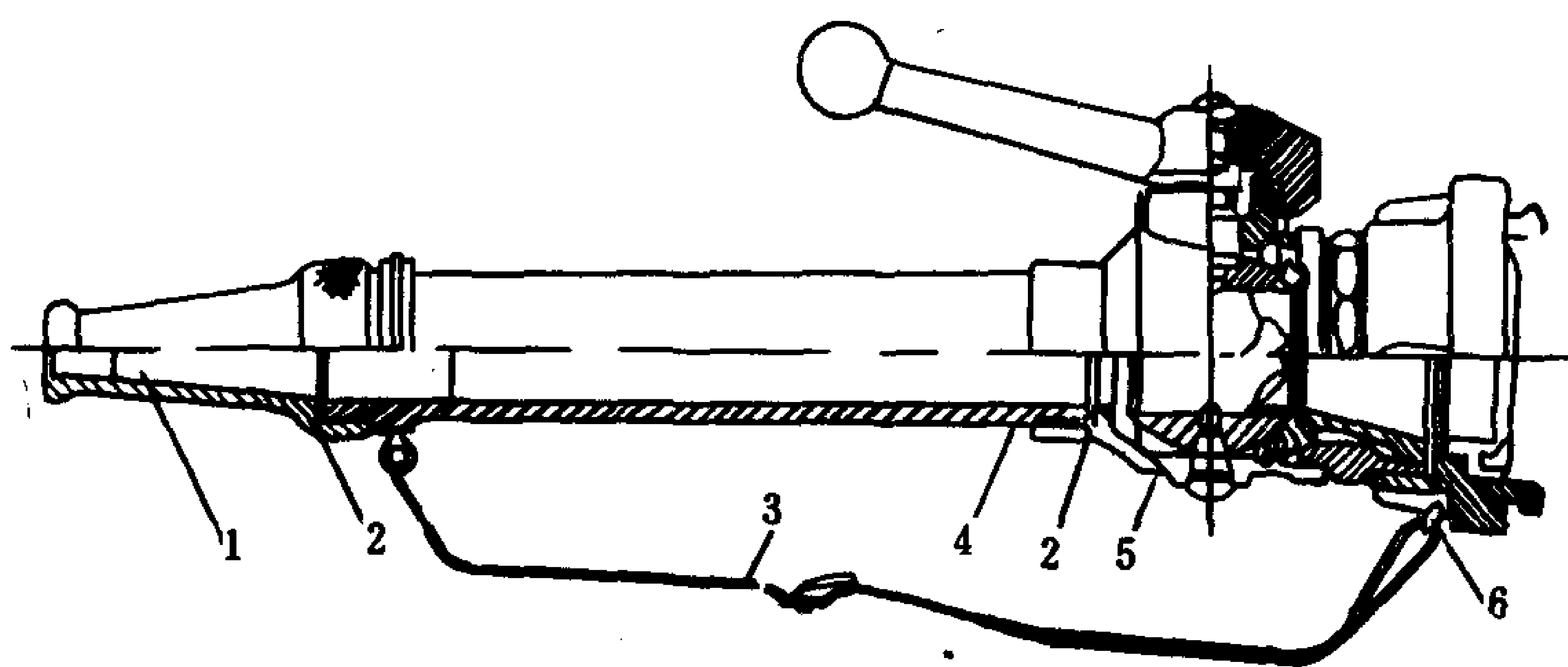


图 7.6.2—8 喷雾水枪构造图

1—喷嘴；2—平面垫圈；3—背带；4—枪体；5—球阀及接口；6—耳环

表 7.6.2—9 **QW48 型雾化喷头规格性能表**

型式	配用水枪型号	与水枪安装尺寸	进水口工作压力(MPa)	有效喷雾距离(m)	喷雾水流直径(m)	雾锥角	流量(L/min)	质量(kg)	外形尺寸(mm)	
									外径	长
双级切向孔式	QZG19	M48×2	0.5～0.7	4～11	4～5.5	80°	410	0.9	90	131

1.4.5 水带

消防水带的材料分麻织、棉织涂胶和尼龙织涂胶三种；水带口径有 50、65 和 80mm 三种，按工作水压分四级，见表 7.6.2—10。

表 7.6.2—10 **水带耐压强度表**

水带分级	甲	乙	丙	丁
最大工作水压(MPa)	≥1	0.8～0.9	0.6～0.7	≤0.6

注：丁级水带只能用于练习，不能用于灭火。

1)麻织水带重量轻，使用方便，但内壁粗糙，压头损失大；

2)棉织涂胶水带防渗性好,阻力小,但重量较重;

3)尼龙织涂胶水带,柔软耐用,阻力小,重量轻,但接口处易脱落。

为使消火栓、水带和水枪随时获得使用,水带卷绕于轮架上,与水枪一起存放箱内,并于消火栓相邻,见布置图 7.6.2—9。

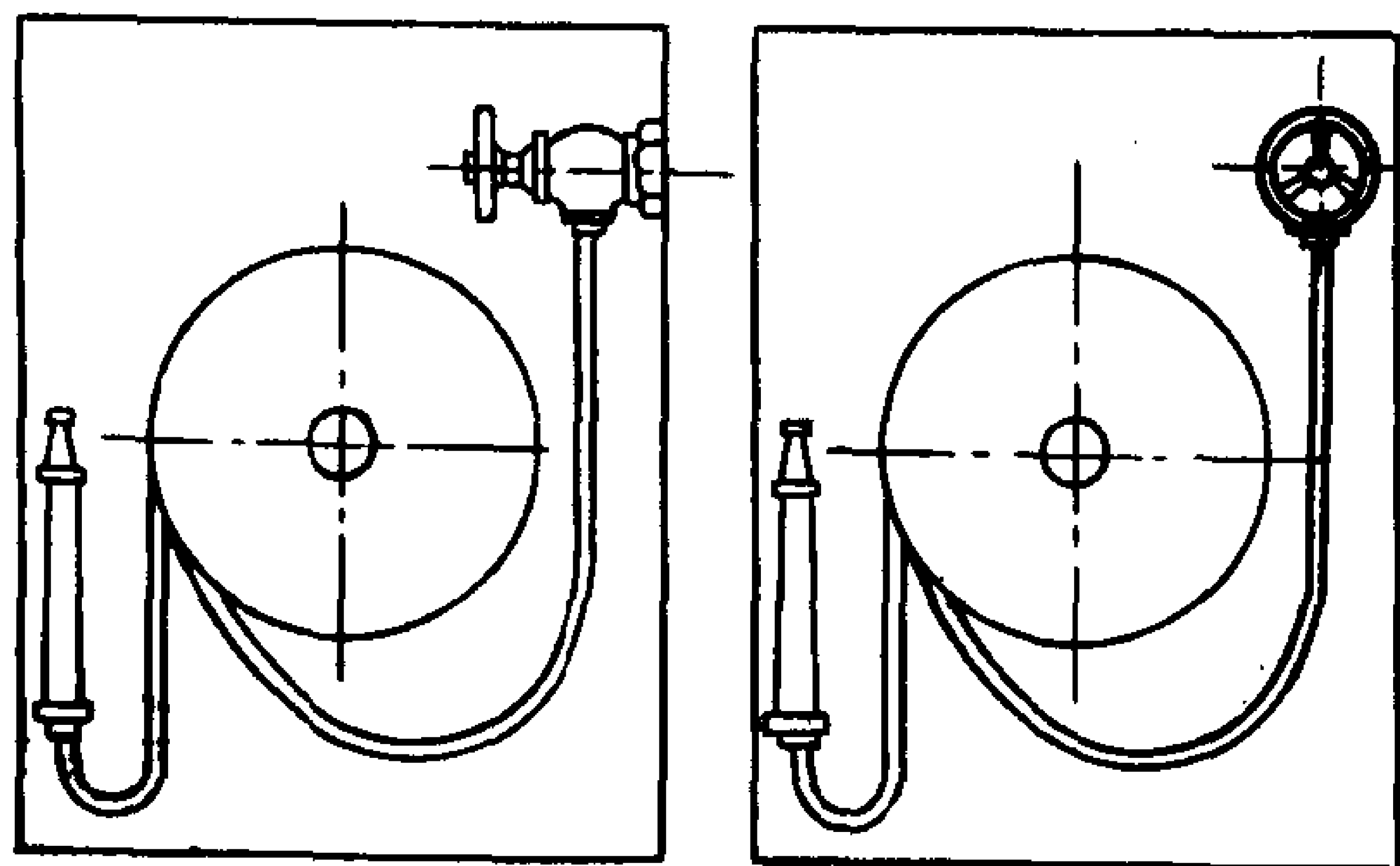


图 7.6.2—9 消火栓、水带和水枪安放布置图

1.5 国际通岸接头

国际通岸接头的一端为标准法兰接头,另一端为适合于与本船消火栓与水带连接的快速接头,此二接头组合成一体,平时应存放于规定的处所,并随时可取。标准法兰接头的尺寸如下:

法兰外径:∅178mm 法兰螺栓及螺母:4副,∅16mm,长 50mm。

法兰内径:∅64mm 法兰螺栓节圆直径:∅132mm。

法兰厚度:14.5mm

法兰槽口:∅19mm 的孔 4 个,等距离分布,在上述的螺栓节圈直径上,开槽口至法兰外缘。

500 总吨及以上的船舶至少应有一只国际通岸接头。

1.6 操作与维护

1.6.1 消防演习

为保持水灭火系统经常处于随时可用状态,定期演习是很重要的一个措施。演习时检查:

1)水带与水枪是否存放在规定的处所,放置的位置能否立即使用;

2)全船的消火栓是否都能开启,特别是露天部分,出水是否通畅,按规定的出水量出水时,消火栓上的压力是否符合要求(见表 7.6.2—1 和 7.6.2—2);

3)消防水管路上的隔离阀能否随时截断损坏部分的管路;

4)消火栓、水枪和水带上的快速接口能否快速连接,接口的密封是否保持有效;

5)水带有无损坏或变质,水枪的射程和(或)形成的水雾是否正常。

6)消防控制站(如设有时)其功能是否继续保持有效。

演习完毕后所有水带、水枪均须置于原来位置,并按原来方式放置。

演习中发现的所有不正常情况和有损坏的部件,需及时修复或更换。

1.6.2 水带的维护保养

水带是水消防系统中的易损部件,为获得较长的使用寿命,应注意以下各点:

1)水带的耐压强度应不低于消防水系统中的最大压力;

2)水带在使用时需避免曲折或扭曲;

3)水带使用后,需凉干后放置;

4)水带卷绕于轮架时应平整。

1.7 试验与检验

1.7.1 新建船舶的检验和试验

式中：$\int_{1}^{3}\frac{dp}{\rho}$——级的多变压缩功，kJ/kg；

Δh_{f}——级的摩擦功；kJ/kg。

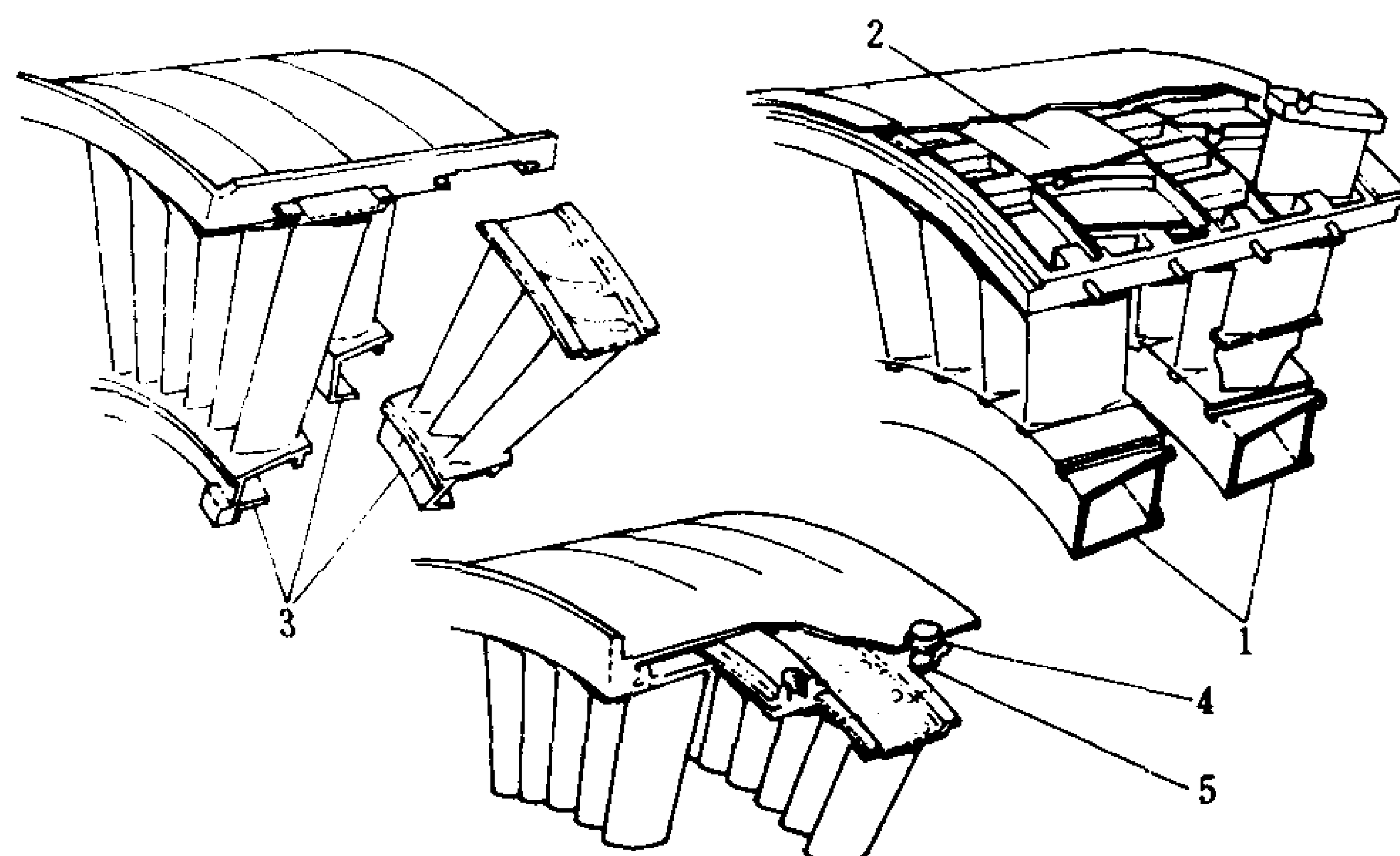


图 4.4.4-7 静叶在气缸上的固定方法

1-静叶内环；2-叶片加强板；3-带下缘板的叶片；4-固定螺钉；5-静叶固定环

2.2 基元级的无量纲参数

2.2.1 无量纲速度三角形

将级的速度三角形除以轮周速度便可得基元级的无量纲速度三角形(图 4.4.4-11)，它可用于表达级内各种气流速度

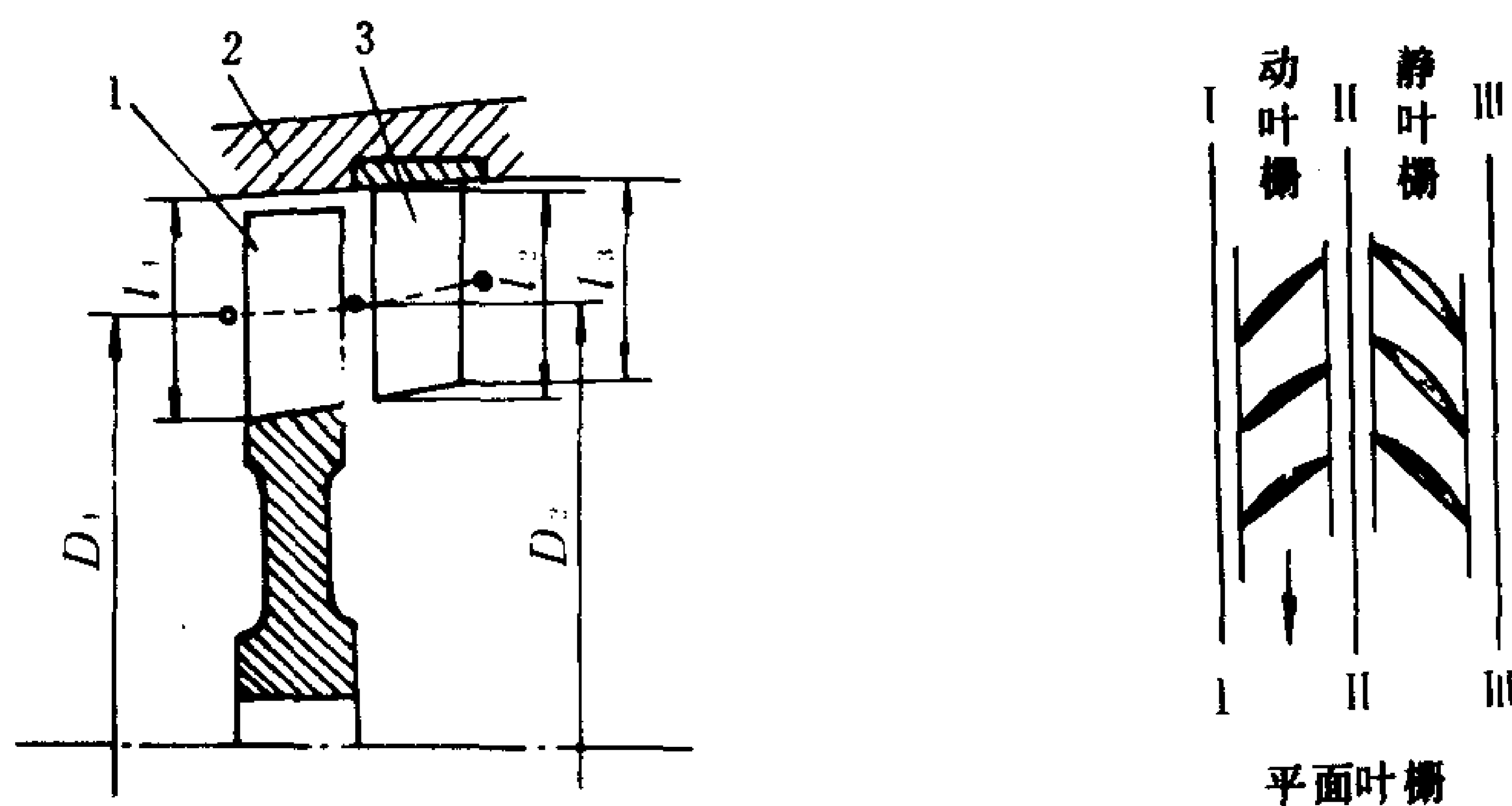


图 4.4.4-8 轴流式压气机的级

1-叶轮；2-气缸；3-静叶

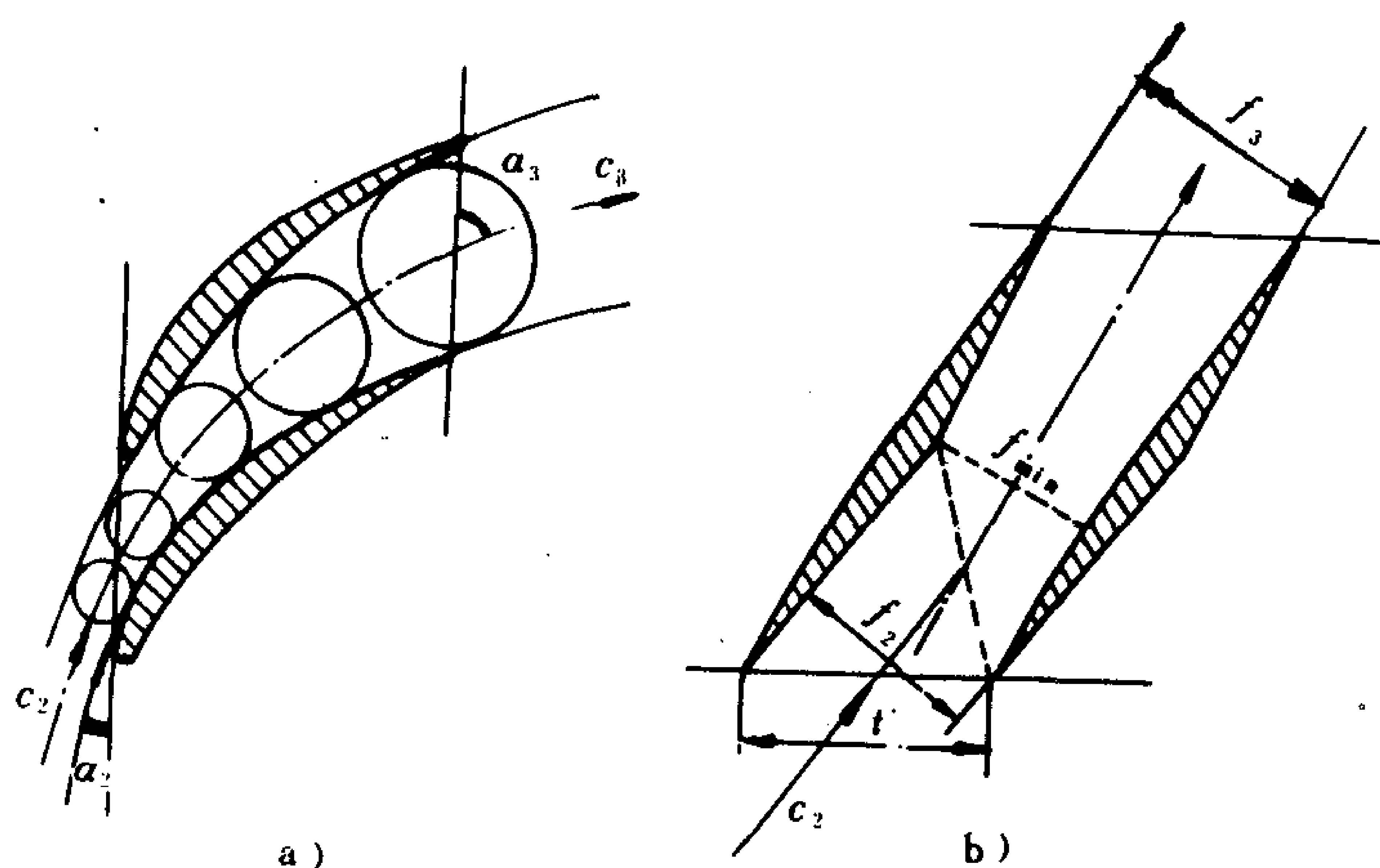


图 4.4.4-9 亚声速和超声速叶型简图

a) 亚声速叶型；b) 超声速叶型

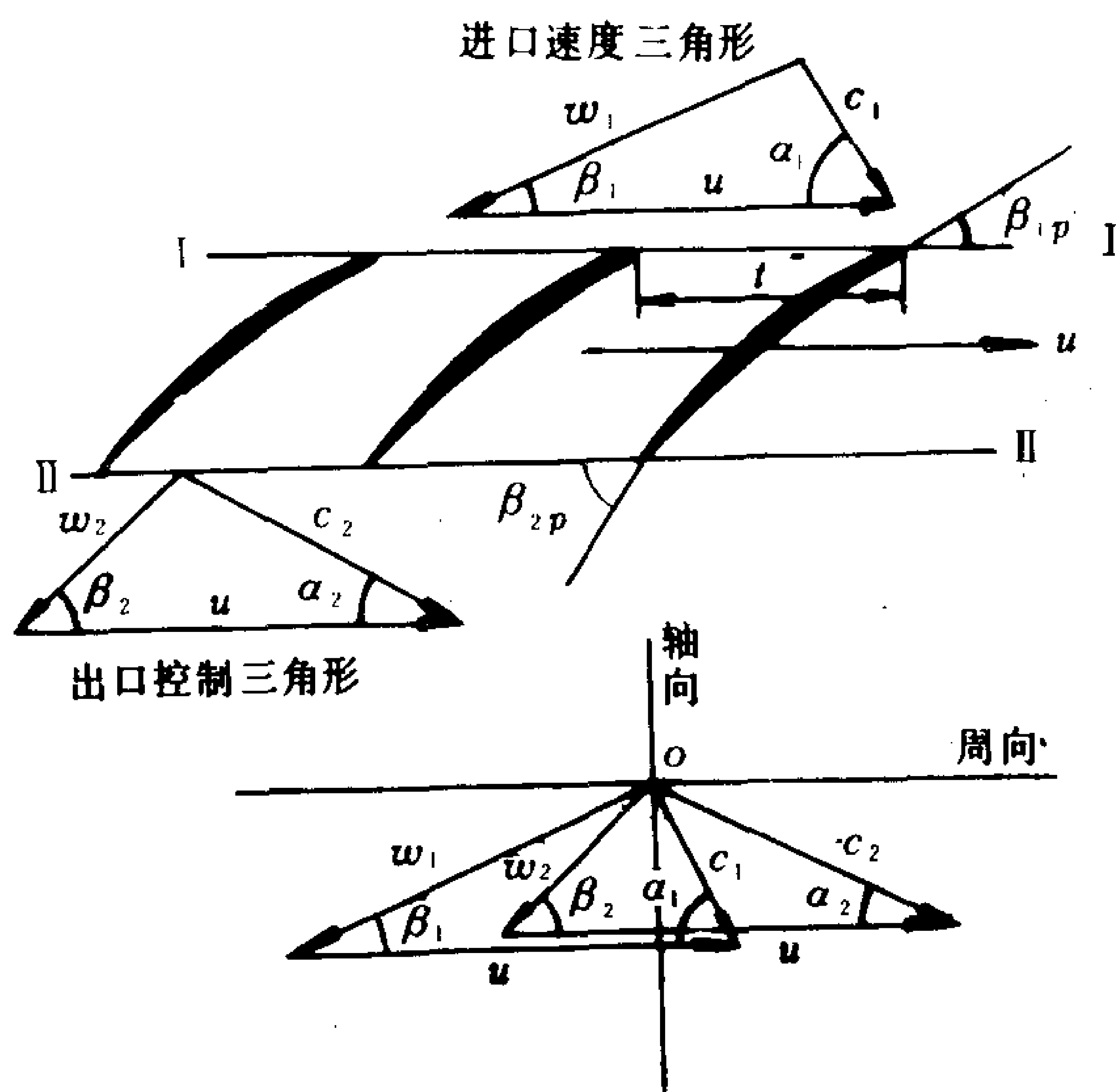


图 4.4.4-10 动叶平均半径处进、出口速度三角形简图

与轮周速度之间的匹配关系。由于轮周速度的增加受到材料强度的限制，因此更重要的是要研究在一定的轮周速度之下如何提高级的比功、流量和效率。利用无量纲速度三角形，可以直接建立各种基元级的无量纲参数之间的联系，这比级的速度三角形更为方便。

2.2.2 流量系数ϕ

气流的进口轴向分速度c_{1a}除以轮周速度u称为流量系数ϕ。

$$\phi = c_{1a}/u \qquad (4.4.4\text{-}3)$$

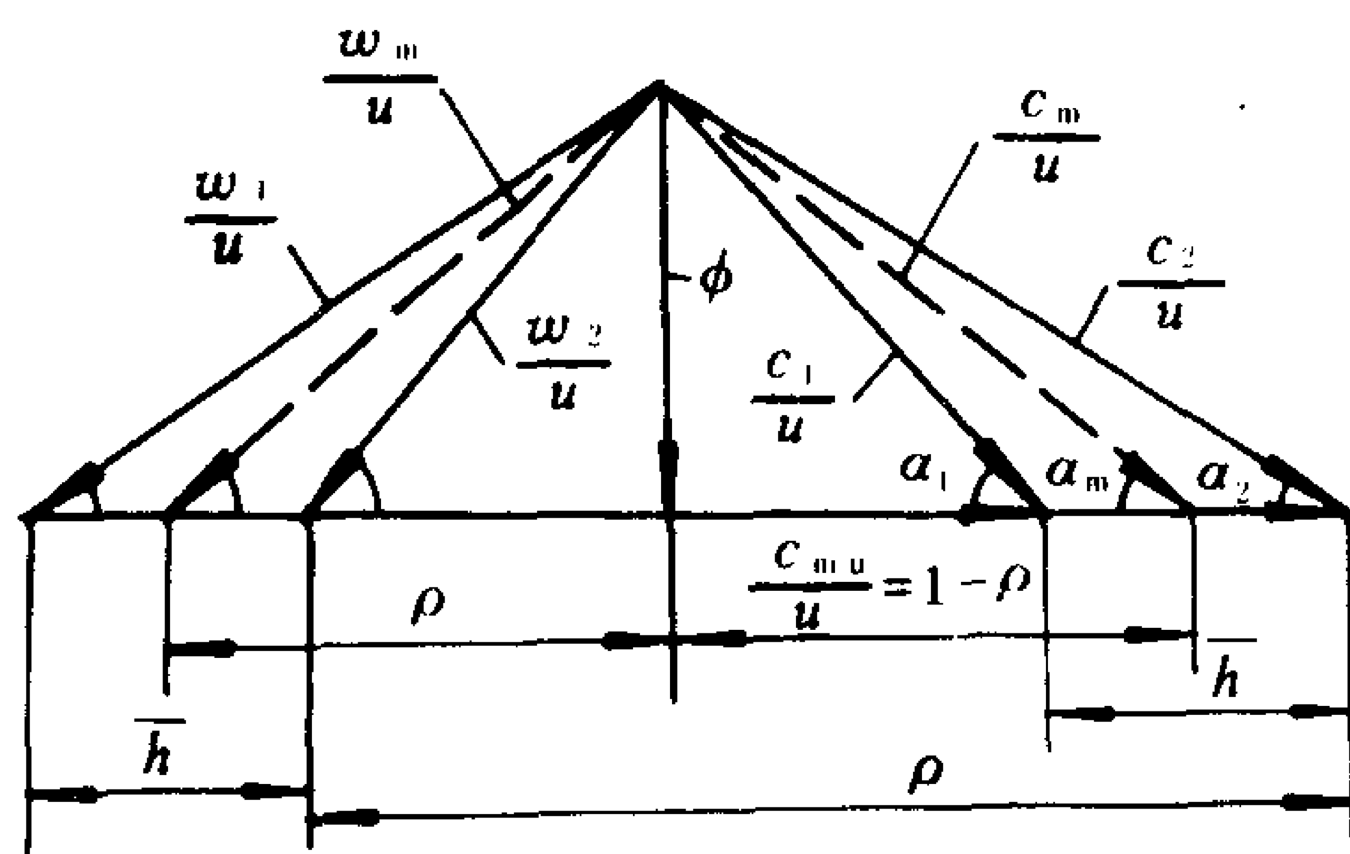
由于通过级的容积流量V等于叶轮垂直于轴向的通流截面积乘以轴向气流速度。因此，在轮周速度一定时，ϕ表示单位面积内通过级的流量。当ϕ增大时即能减小压气机的径向尺寸。通常$\phi=0.5\sim0.75$。在无量纲速度三角形中，ϕ即为三角形的高。它和气流角之间存在如下关系

$$\phi = \frac{1}{\operatorname{ctg}\alpha_1 - ctg\beta_1} \qquad (4.4.4\text{-}4)$$

2.2.3 能量头系数$\bar{h}$

基元级的比功h与轮周速度平方的比值称为能量头系数记作$\bar{h}$，$\bar{h}$又称压头系数或比功系数。

$$\bar{h} = \frac{h}{u^2} = \frac{(w_{1u} - w_{2u})}{u} = \frac{(c_{1u} - c_{2u})}{u} \qquad (4.4.4\text{-}5)$$


图 4.4.4-11 基元级的无量纲速度三角形

在无量纲速度三角形中，$\bar{h}$即为相对速度三角形或绝对速度三角形中周向底边的长度。如果$\Delta c_{1u} = \Delta w_{1u} = u$，则$\bar{h}=1$，这实际上是动叶所能给予气体的最大比功。在平均半径上$\bar{h}$通常取为0.4～0.6。它和气流角之间有如下关系：

$$\bar{h} = \frac{\operatorname{ctg}\beta_2 - \operatorname{ctg}\beta_1}{\operatorname{ctg}\alpha_1 - \operatorname{ctg}\beta_1} \qquad (4.4.4\text{-}6)$$

2.2.4 反动度ρ

动叶栅对气体所作的比功，只有一部分使气体受到压缩，另一部分则变为气体的动能，并在其后的静叶栅内转化为压缩功。基元级的压缩过程可以h-s图表示（图 4.4.4-12）。将动叶栅内气体的多变压缩功$\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$及摩擦损失h_{fb}合计称作动叶栅的实际功h_b，则反动度ρ为h_b与比功h的比值，它表示了静、动叶栅间压缩功的分配。各种反动度下的速度三角形示于图

4.4.4-13。ρ越大的基元级其速度三角形越向左偏移。$\rho=0$的基元级，其压缩全在静叶栅内进行，但一般很少使用。$\rho=0.5$的基元级，其静、动叶速度三角形接近全等，此时静、动叶栅的负荷大致相等，在亚声速下，$\rho=0.5$可允许有较大的轮周速度，其比功及级效率均较高，它的应用最广泛。为了做到$\rho=0.5$，空气在进入级前应先预旋，其方向和轮周速度一致。$\rho=1.0$的基元级，其压缩全在动叶栅内进行，这时静叶栅只起转换方向的作用，故无需气封结构，这类基元级主要用于固定式压气机和通风机中。$\rho=0.75\sim0.9$的基元级具有不对称的速度三角形，也常用于通风机中。

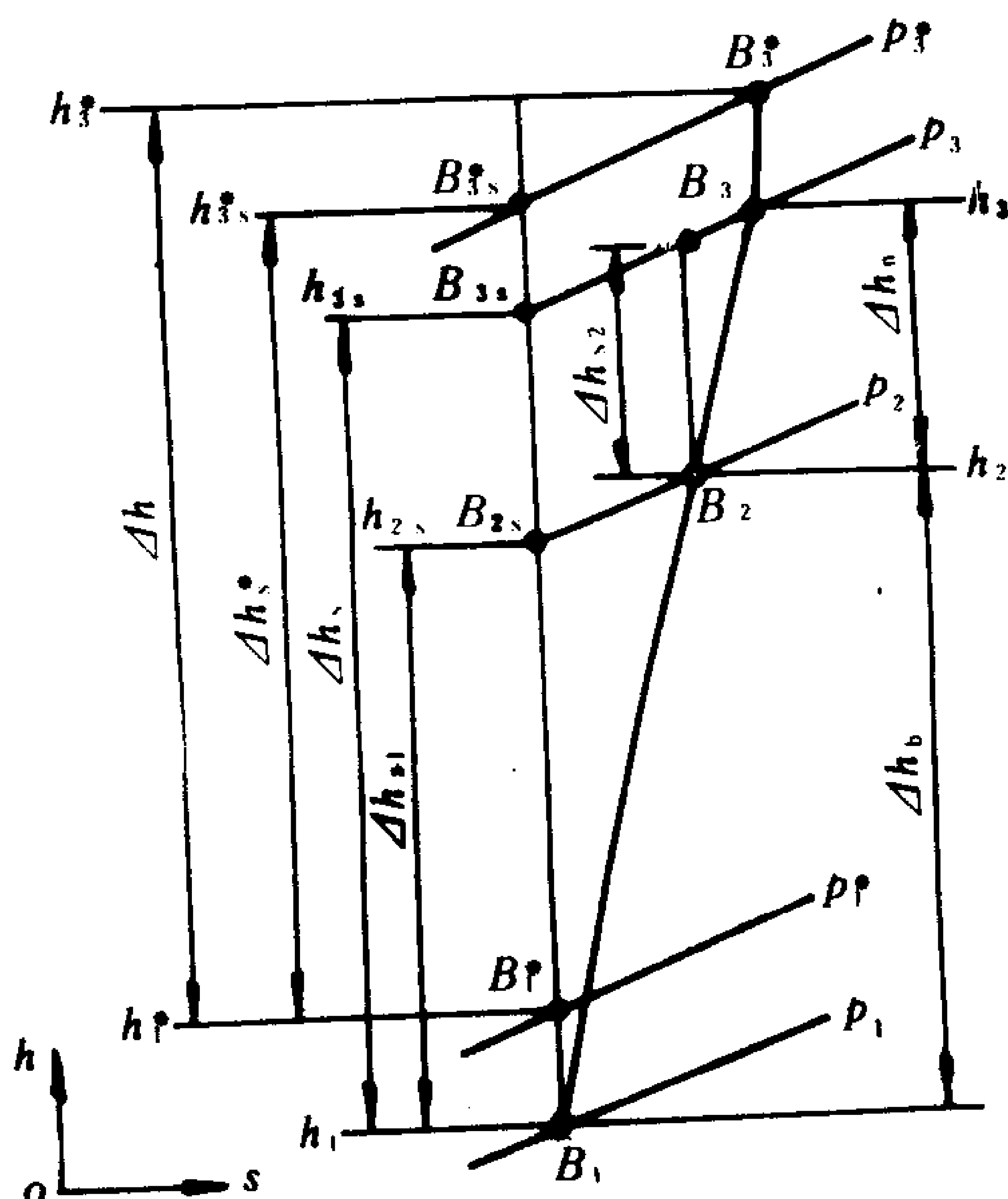


图 4.4.4-12 基元级压缩过程在h-s图上的表示

反动度ρ与气流角之间有如下关系：

$$\rho=\frac{\mathrm{ctg}\beta_1+\mathrm{ctg}\beta_2}{2(\mathrm{ctg}\beta_1-\mathrm{ctg}\alpha_1)} \qquad (4.4.4\text{-}7)$$

2.2.5 级的效率

1）等熵效率 在理想级中、将气体压缩到同一压力所必须做的等熵压缩功与级实际消耗的功相除，即可得等熵效率。它又可分静参数等熵效率η_s与滞止参数等熵效率η_s^*两种，有

$$\eta_s=\frac{h_s}{h_b\cdot\Delta h_n}=\frac{T_{3s}-T_1}{T_3-T_1}=\frac{\pi_i^{k/k-1}-1}{\pi_i^{n/n-1}-1} \qquad (4.4.4\text{-}8)$$

$$\eta_s^*=\frac{T_{3s}^*-T_1^*}{T_3^*-T_1^*} \qquad (4.4.4\text{-}9)$$

当级前、后速度相差很大时，静参数等熵效率不能反映能量利用的程度，此时应采用滞止等熵效率η_s^*

2）多变效率η_p 级的多变压缩功与其静参数实际功之比称为多变效率η_p，η_p反映了摩擦流动损失的大小：

$$\eta_p=\frac{\int_1^3 dp/\rho}{\frac{k}{k-1}RT_1(\pi_1^{\frac{n-1}{n}}-1)}=\frac{n}{n-1}\cdot\frac{k-1}{k} \qquad (4.4.4\text{-}10)$$

由式（4.4.4-10）可知，η_p只与平均压缩多变指数n有关。在η_p与η_s、π_1之间也存在下列关系：

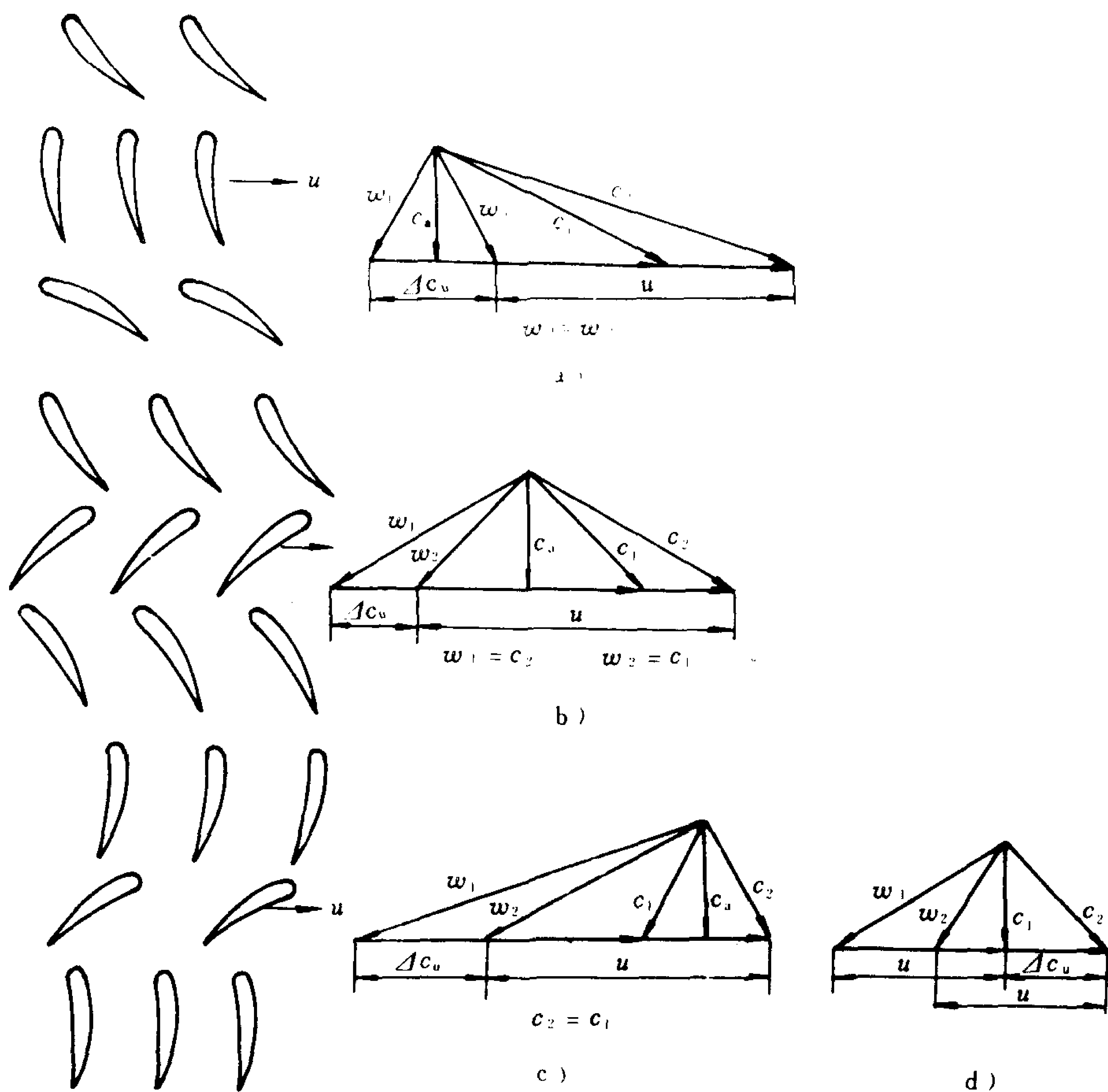


图 4.4.4-13　各种反动度下的速度三角形

$$\eta_s=\frac{\pi_1^{\frac{k-1}{k}}-1}{\pi_1^{\frac{k-1}{k\eta_p}}-1} \tag{4.4.4-11}$$

当π_1接近于 1 时，η_s与η_p也接近相等。图 4.4.4-14 示出了η_s、η_p、π_1间的相互关系。

2.3　多级压气机的重热

在多级压气机中，前一级的能量损失将导致后一级的进口温度升高并使该级所需的压缩功增大。由于这一原因，多级压气机整机的等熵焓降H_s^*将小于各级导熵焓降h_{si}^*之和，即

$$H_s^*<\sum_{l=1}^{Z}h_{si}^*$$

引入重热系数的概念，有

$$\frac{\sum h_{si}^*}{H_s^*}-1=\alpha \qquad (4.4.4\text{-}12)$$

α约为0.01～0.04。当π_c^*越大、级数Z越多、各级级效率越低时，α越大。各级的滞止等熵效率η_s^*相等时，整机的滞止等熵效率η_c^*为：

$$\eta_{sc}^*=\frac{\eta_s^*}{1+\alpha} \qquad (4.4.4\text{-}13)$$

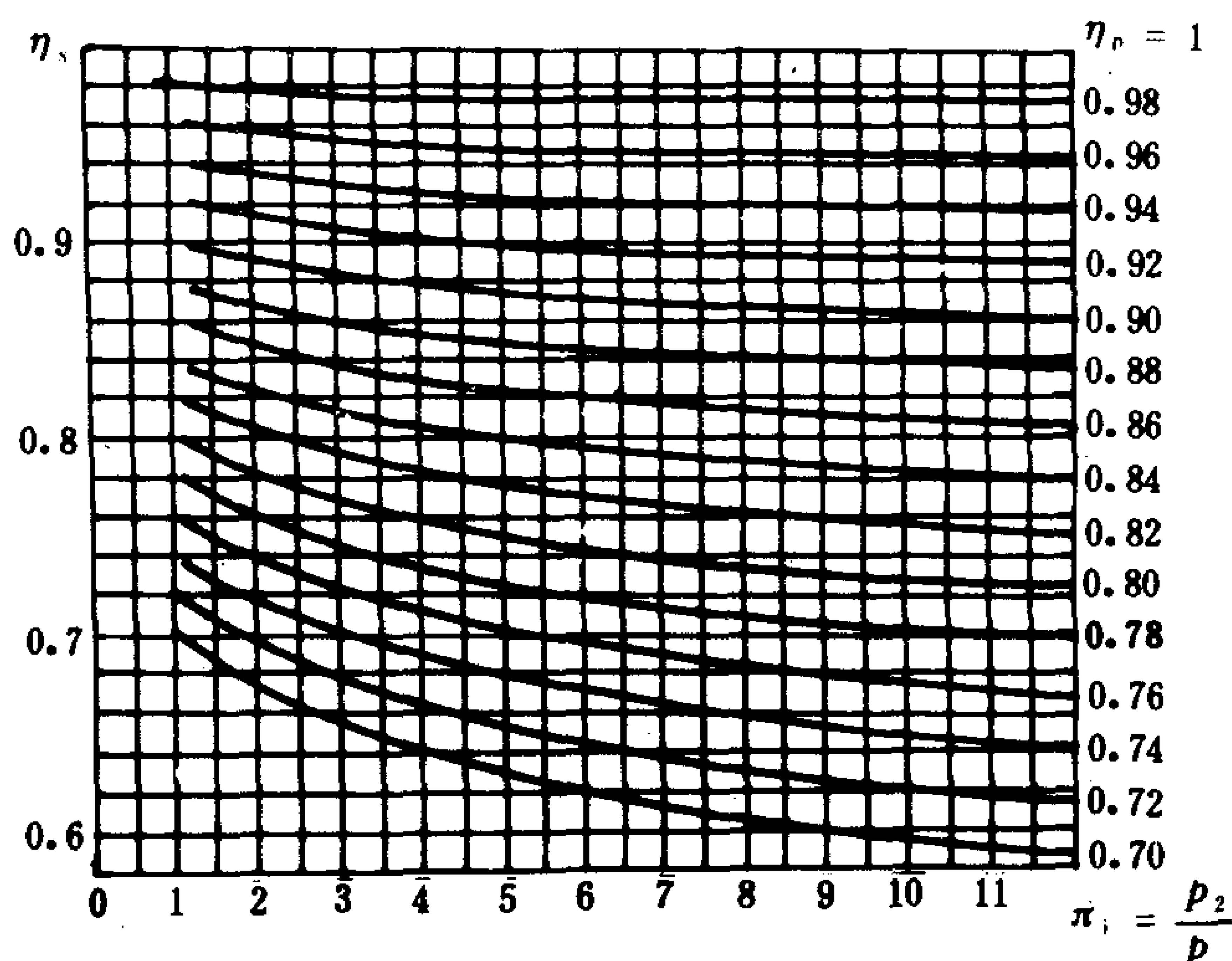


图 4.4.4-14 η_s、η_p与π_i间的关系

2.4 轴流式压气机的通流部分

图 4.4.4-15 示出了多级压气机通流部分的各种型式。图a)为等外径通流部分，各级外径相等，内径和轮周速度则逐级增大。这种形状的通流部分常用于大流量的燃气轮机机组，当流量小，压比高时会导致最末级叶高过小。图b)为等内径通流部分，其轮周速度及外径逐级降低，因此在同样的总压比及限定的最大轮周速度下，所需的级数最多。其优点是最末级的叶高大、级效率高，常用于固定式燃气轮机机组。图c)为等平均直径通流部分，其结构复杂较少使用。图d)为联合式通流部分。其前级用等外径，后段用等内径。这种形状综合了图a)、b)两者的优点，适合于高压比、大流量的压气机。

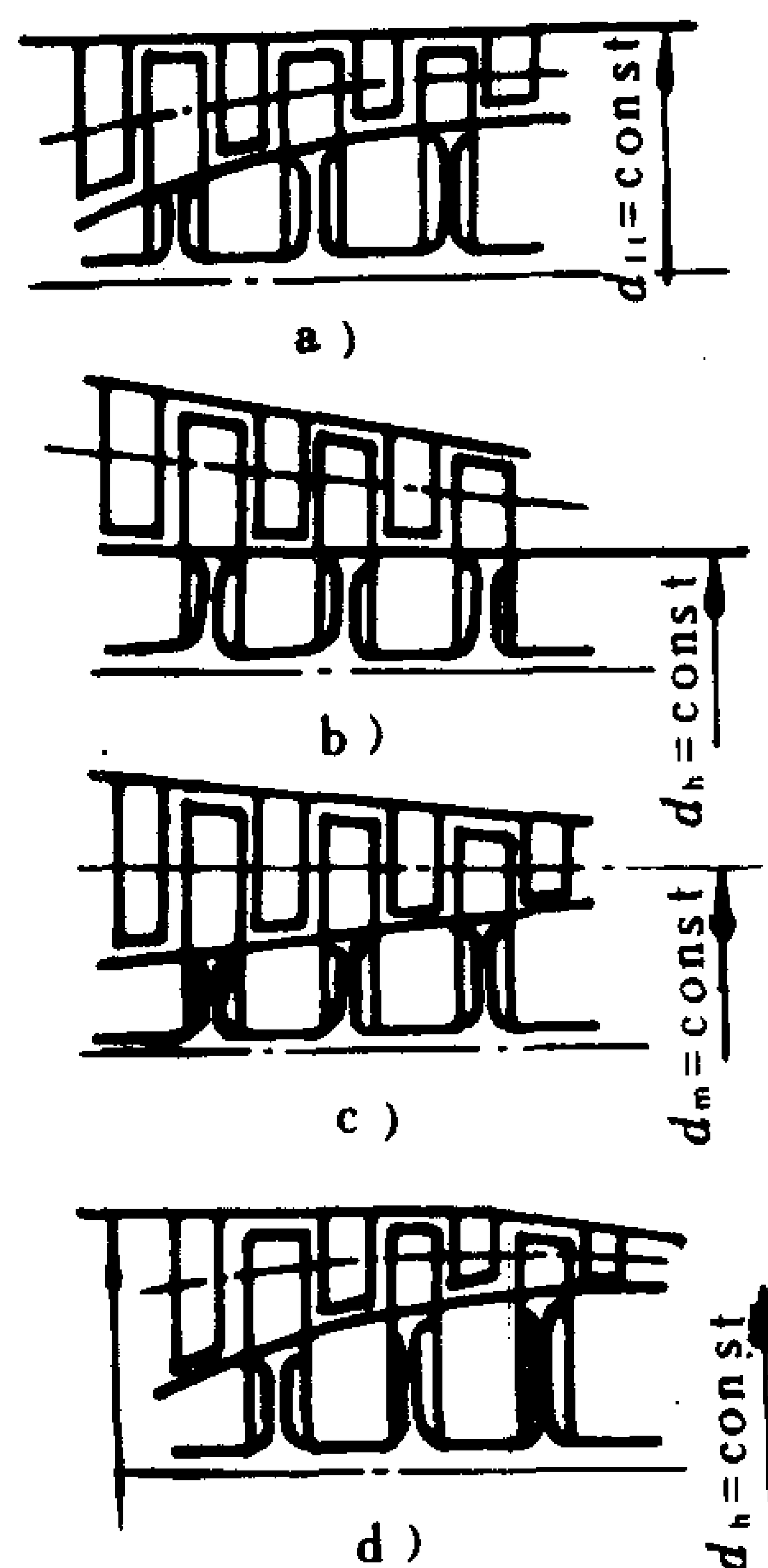


图 4.4.4-15 轴流压气机通流部分的各种形状

3 压气机特性

3.1 压气机的流量特性

图 4.4.4-16 示出了单级压气机的流量特性。由图可见，沿着等转速线，压比起先随流量升高，在到达最高压比后又急剧下降。当流量小于某一值后压气机出现喘振。各条等转速线的喘振点可联结为喘振线，它界定了压气机在小流量时的稳定工作区域，喘振线以左的区域称为喘振区。当流量大于某一值后，压比、效率都急剧降低，此时流量不随压比降低而增加，称为压气机发生“阻塞”。阻塞的本质是叶栅喉口截面上气流速度达到声速(图 4.4.4-17)，阻塞流量也是叶栅通道喉口截面的临界流量。当转速增加时，阻塞流量也相应增加。

图 4.4.4-18 示出了多级轴流压气机的特性。与单级压气机特性不同的是其喘振点移至等转速线上的最高压力点右边。这是因为当流量减小时喘振首先在少数级中出现，这时多数级还在最高压力点右边工作。

上述特性对离心式压气机和轴流压气机都是共有的，但离心式压气机的特性较为平坦。

3.2 通用特性曲线

大气条件的改变会使压气机的工作参数发生变化。因此为了使用方便，必须利用相似原理，绘制通用特性曲线。

在同一压气机中，如气流的马赫数相等，则两个工况的流动相似，级的比功及效率相等。如记轴向分速的马赫数为M_{c1a}，周向分速的马赫数为M_{u1}，则根据其定义，可分别得到

$$M_{c1a}=\sqrt{\frac{R}{kg}}\cdot A_1\frac{G_c\sqrt{T_1}}{p_1} \tag{4.4.4-14}$$

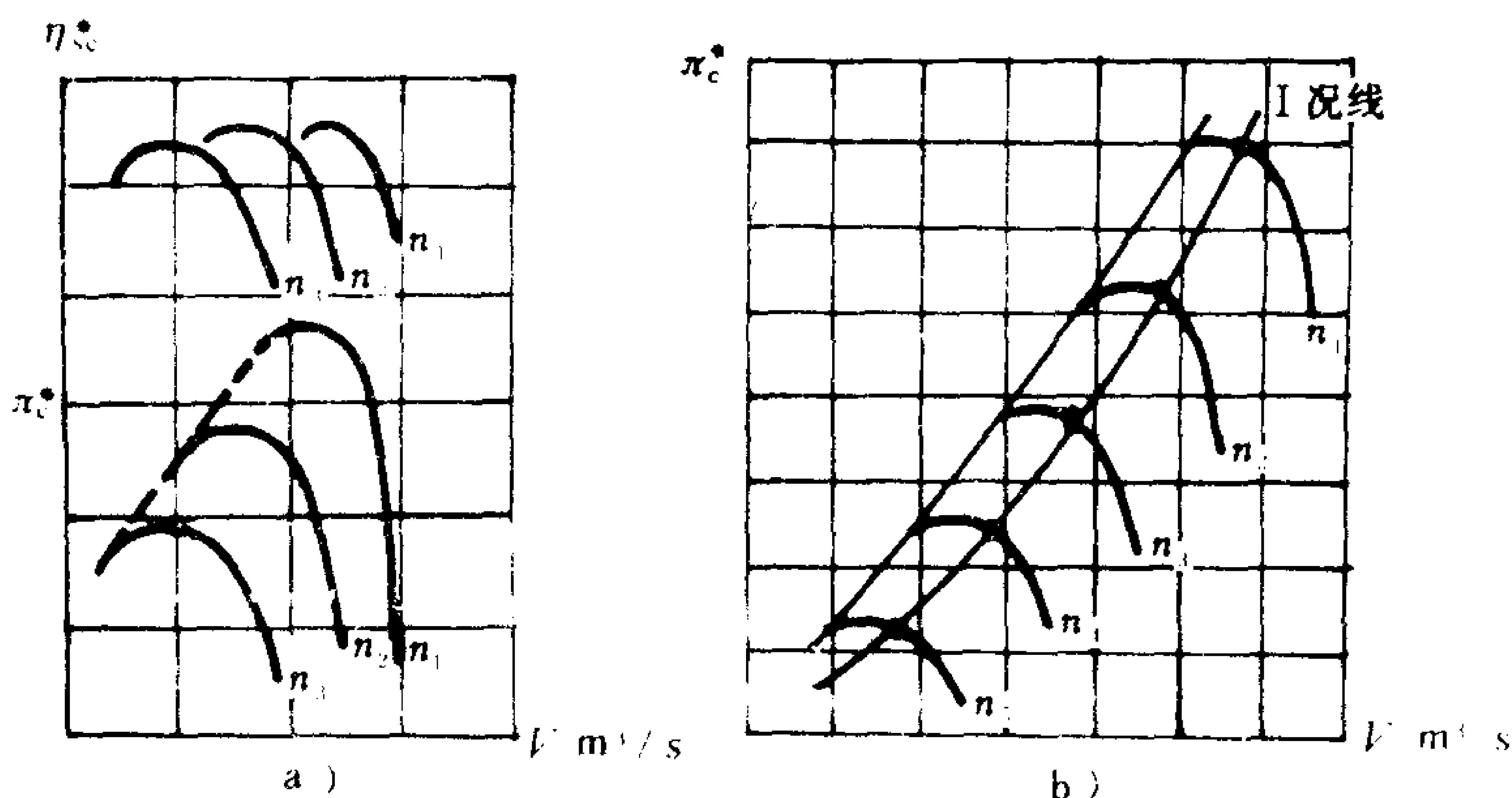


图 4.4.4-16 单级压气机流量特性

a) 轴流式；b) 离心式

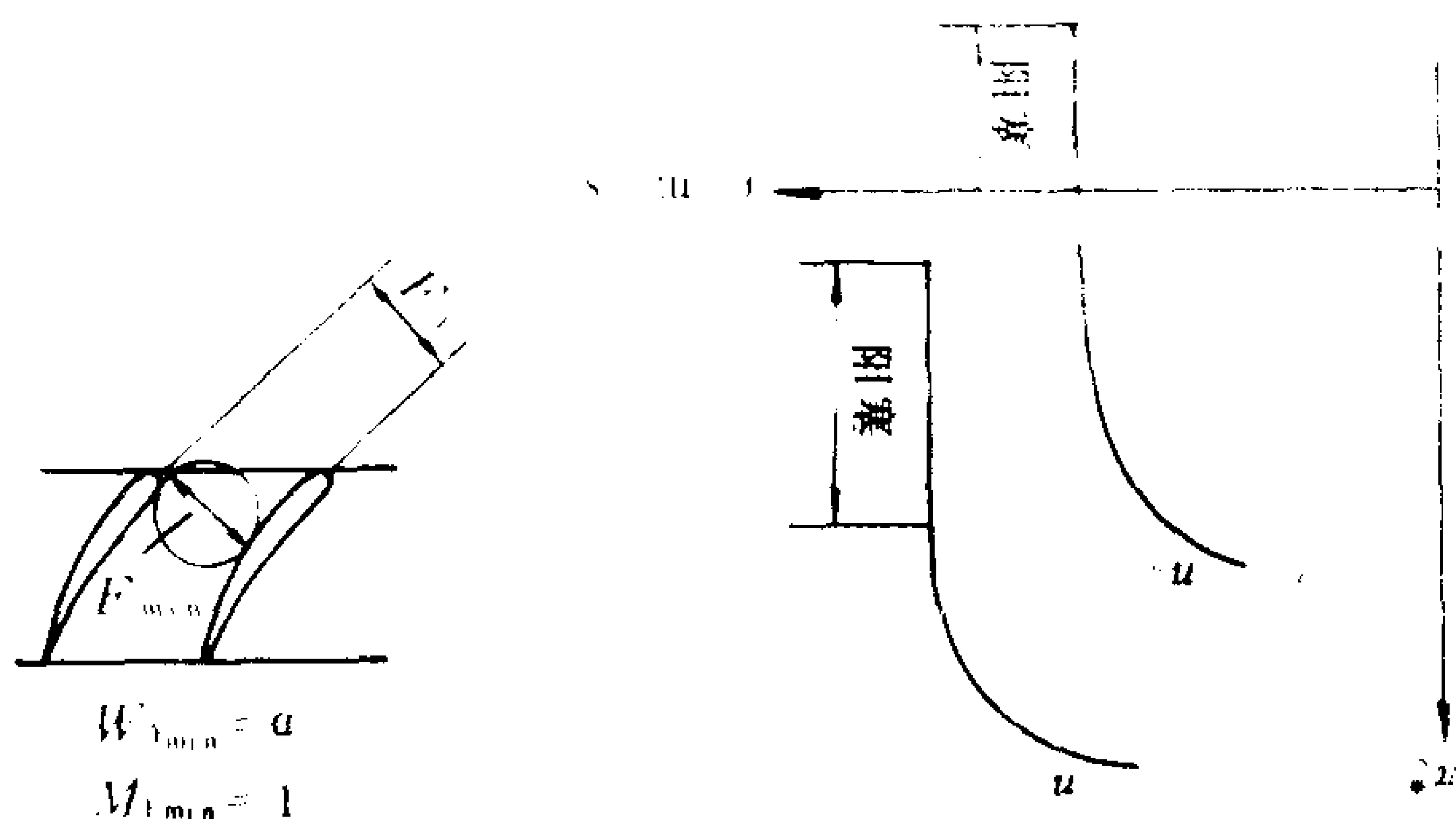


图 4.4.4-17 轴流压气机的阻塞

$$M_{u1}=\frac{\pi D}{60}\cdot\frac{1}{\sqrt{kgR}}\cdot\frac{n}{\sqrt{T_1}} \tag{4.4.4-15}$$

以上两式中，空气的气体常数R、比热比k、重力加速度g以及同一压气机的轮径D、轴向进口截面A_1均可视为常数。故M_{c1a}及M_{u1}分别正比于$\frac{G_c\sqrt{T_1}}{p_1}$及$\frac{n}{\sqrt{T_1}}$。令$\bar{G}=\frac{G_c\sqrt{T_1}}{p_1}$及$\bar{n}=\frac{n}{\sqrt{T_1}}$，并分别称为折合流量及折合转速。若两个工况 I 及II的折合流量、折合转速对应相等，则它们所对应的马赫数也相等。由此，这两个工况的流动相似，它们的压比、效率相等。根据这一原理可以用折合流量、折合转速、压比、级效率为参变量画出压气机的通用特性：

$$\pi_c=f_1\left(\frac{G_c\sqrt{T_1}}{p_1},\ \frac{n}{\sqrt{T_1}}\right) \tag{4.4.4-16}$$

$$\eta_{sc}=f_2\left(\frac{G_c\sqrt{T_1}}{p_1},\ \frac{n}{\sqrt{T_1}}\right) \tag{4.4.4-17}$$

折合流量及折合转速的进口参数也有用滞止参数T_1^*、p_1^*来替代的。因为当进口流速较大时用滞止参数更为准确，而且当马赫数相等时也有：

$$\left(\frac{T_1^*}{T_1}\right)_{\mathrm{I}}=\left(\frac{T_1^*}{T_1}\right)_{\mathrm{II}} \tag{4.4.4-18}$$

$$\left(\frac{p_1^*}{p_1}\right)_{\mathrm{I}}=\left(\frac{p_1^*}{p_1}\right)_{\mathrm{II}} \tag{4.4.4-19}$$

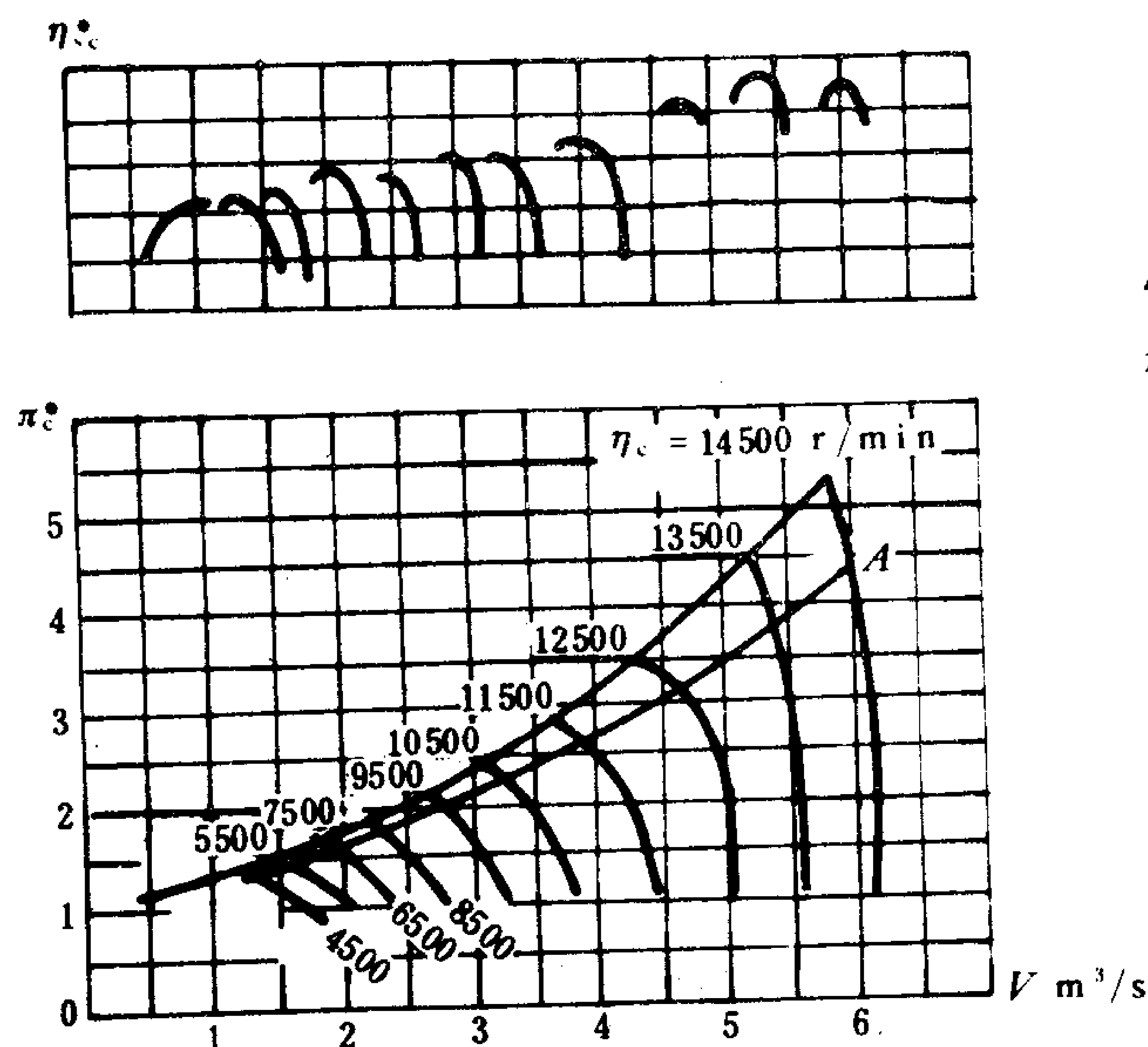


图 4.4.4-18　多级轴流压气机的特性

图 4.4.4-19 示出了压气机的通用特性。在已知进口条件下，利用通用特性能很快地换算出压气机的工作参数：

$$n=\bar{n}\sqrt{T_1^*} \tag{4.4.4-20}$$

$$G_c=\bar{G}\frac{p_1^*}{\sqrt{T_1^*}} \tag{4.4.4-21}$$

$$p_c^*=\pi_c^*\cdot p_1^* \tag{4.4.4-22}$$

4　压气机的失速、喘振及其防止办法

4.1　压气机的失速及喘振

压气机在以小流量偏离设计工况运行时，气流将以正冲角进入叶栅。在叶片的凸面（非工作面）上将发生附面层的分离。当正冲角增大到一定程度时，气流分离区充满了通道的大部甚至发生逆流，这就是“失速”。在环形叶栅中，某一通道首先发生失速后，该通道的进口端将出现停滞区，从而使进口气流发生转向（图 4.4.4-20）并对其相邻通道的流动发生影响。顺转动方向的相邻通道冲角变小，脱离、失速的情况得到了改善，逆转动方向的相邻通道则因正冲角加大而诱发失速。这样在动叶栅上，各通道以逆转向依此地失速，就好象失速区是在旋转一样，这种现象称为“旋转失速”。失速传播的角速度只约为叶轮角速度的 0.2～0.8。因此相对于静子，失速区是沿叶轮转向缓慢旋转。

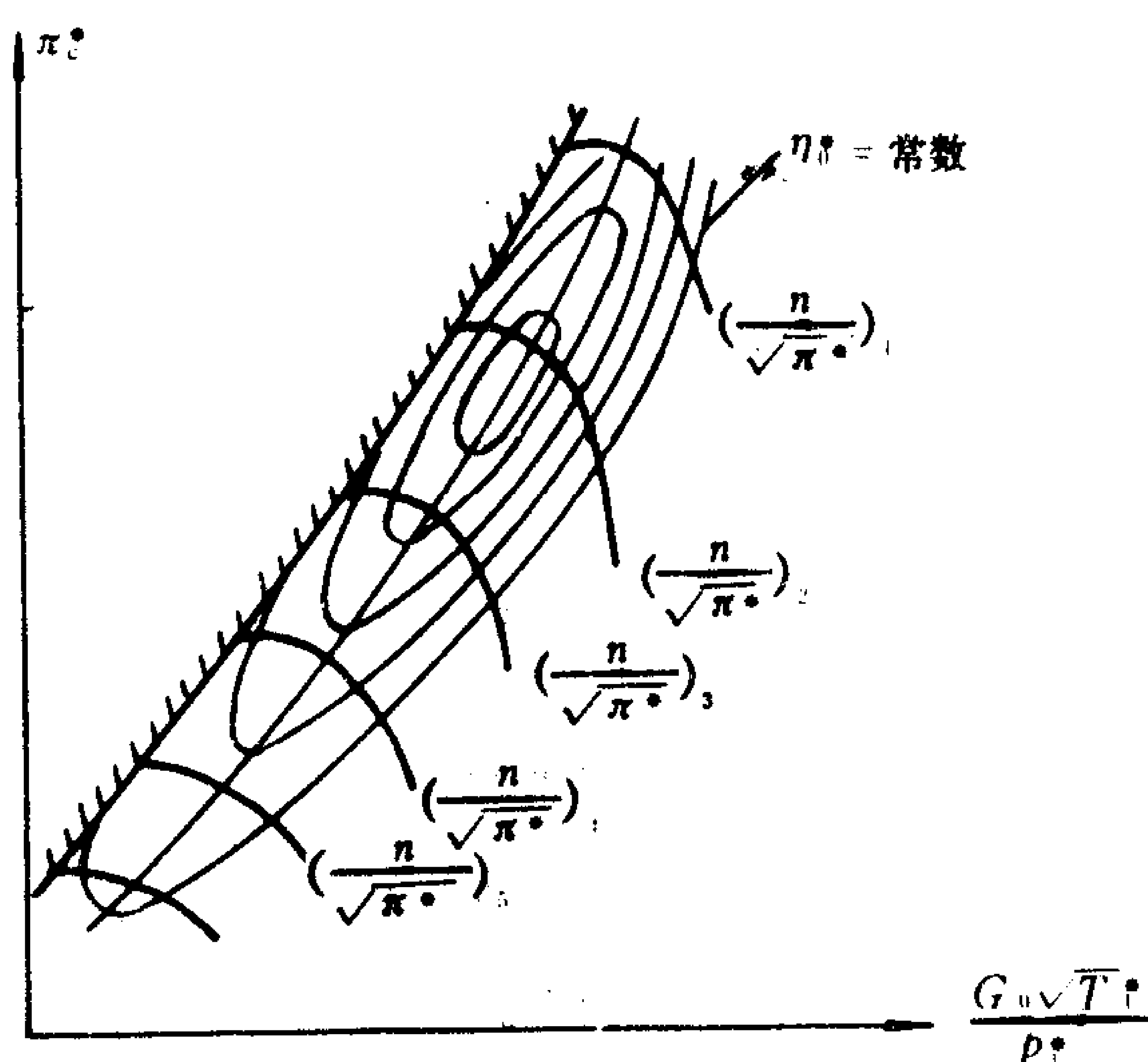


图 4.4.4-19　压气机的通用特性

叶栅在轻微失速时，级的工作仍然是连续的。此时，失速区的个数较少并且只在局部叶高上出现。

失速是喘振的先兆。当失速扩展到全叶高时，级的特性将发生间断，如图 4.4.4-21 所示。当流量系数ϕ减少至ϕ_a时产生旋转失速，此时级的能量头系数由h_a急剧下降至$\bar{h}_a'$。当ϕ增加

时，$\bar{h}$不能立即恢复，只有增加到ϕ_b时，失速区才会消失，并使$\bar{h}_b$突然增加至$\bar{h}_b'$。除了级的特性发生间断外，当叶栅中发生强烈旋转失速时，叶片受到周期性气动力的作用。每一叶片的失速频率等于失速区数乘以失速传播角速度，当它接近或等于叶片自振频率时，压气机的流量、压头产生低频、大振幅的波动，并伴随着风啸般的喘振声。当持续喘振时叶片有可能因疲劳而断裂。

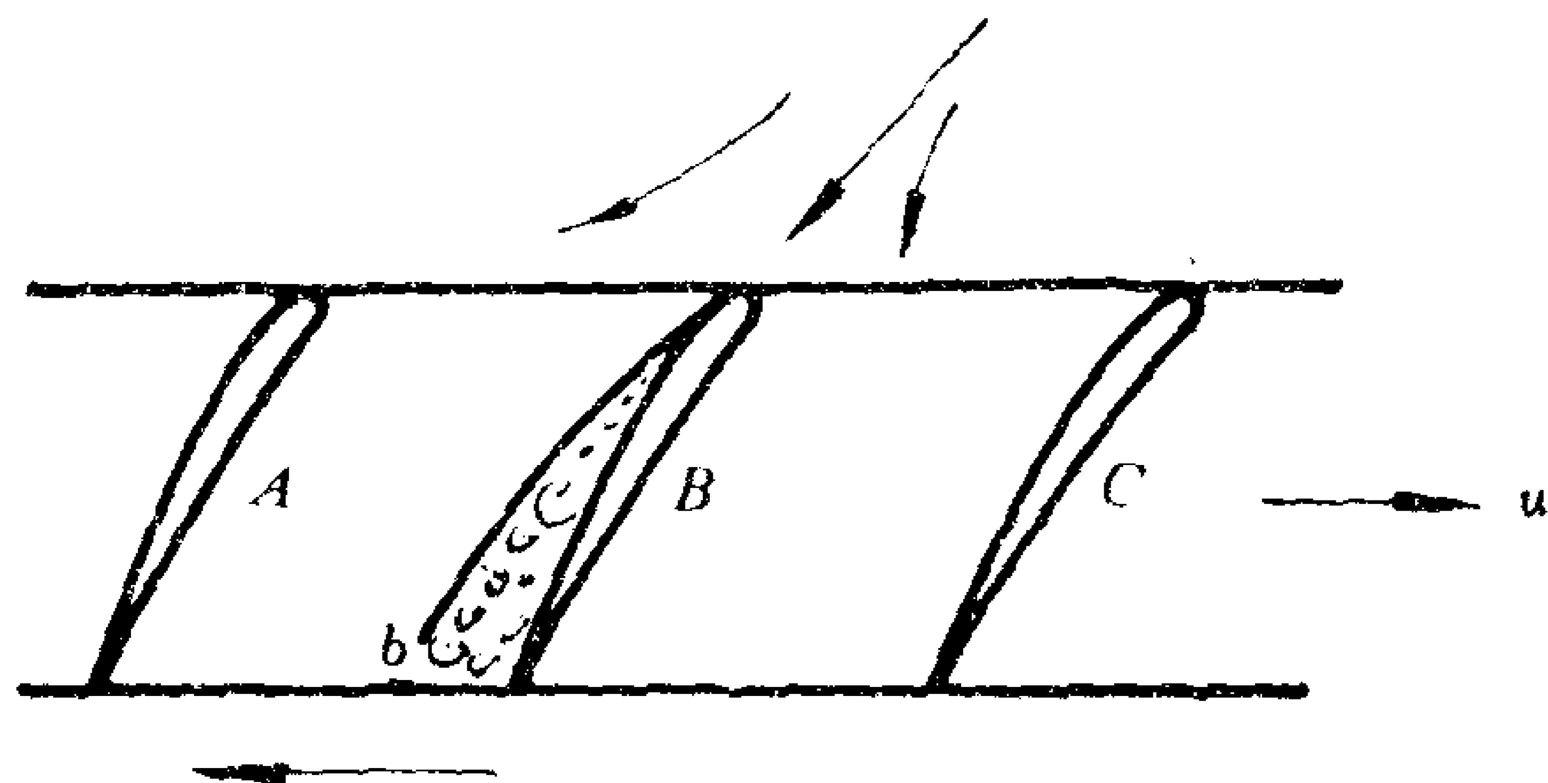


图 4.4.4-20 旋转失速

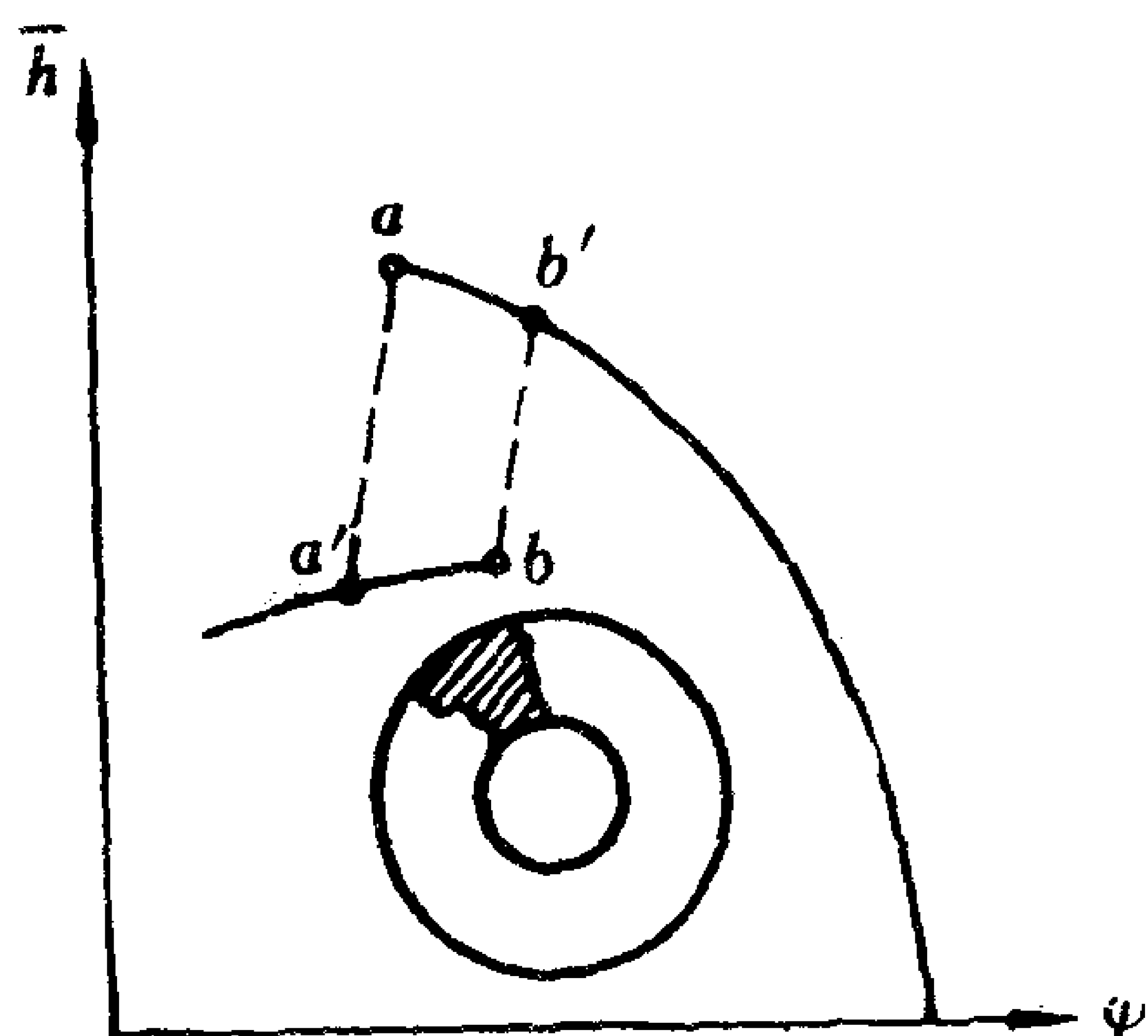


图 4.4.4-21 全叶高旋转失速时级的特性

多级压气机由于级间的相互影响，更加容易出现喘振。当压气机转速下降时，压气机的流量和压比都要下降。其中后几级的比容因压比减小而增大，因而其流量系数的减小较少，而最初几级的流量系数减小较大，相应地最初几级的冲角增大，更易产生失速和喘振。图 4.4.4-22 示出了压气机转速降低时，各级的速度三角形。当压气机的转速高于设计转速时，最末级容易发生喘振，但船舶燃气轮机组不容许在这种工况下工作。进口温度的改变也将对机组的喘振发生影响，并主要反映于折合转速$\bar{n}$中。进口温度T_1升高相当于转速降低，并使初级易于发生喘振，反之则相当于转速增高并使末级易于发生喘振。通常在设计时，均留有喘振余量，即使设计压比比设计转速下的喘振压比低12%～17%。

4.2 喘振的防止办法

4.2.1 放气法 压气机在低转速下工作，可用中间级放气的办法来防止喘振，如图 4.4.4-23 所示。中间级放气可使前面几级流量系数减小从而防止失速喘振，而后几级的流量系数减小则有利于避免“阻塞”，使压比、效率提高。这种方法结构简单，但耗功大、经济性差，用于$\pi_c^* < 10 \sim 12$的场合。

4.2.2 可调静叶法

图 4.4.4-24 示出了可调静叶法的原理，它利用旋转静叶，改变级的预旋速度c_{1u}，使c_{1a}变化时，冲角保持在 0，从而防止了失速与喘振。使用这种方法一般只需转动前几级或后几级的

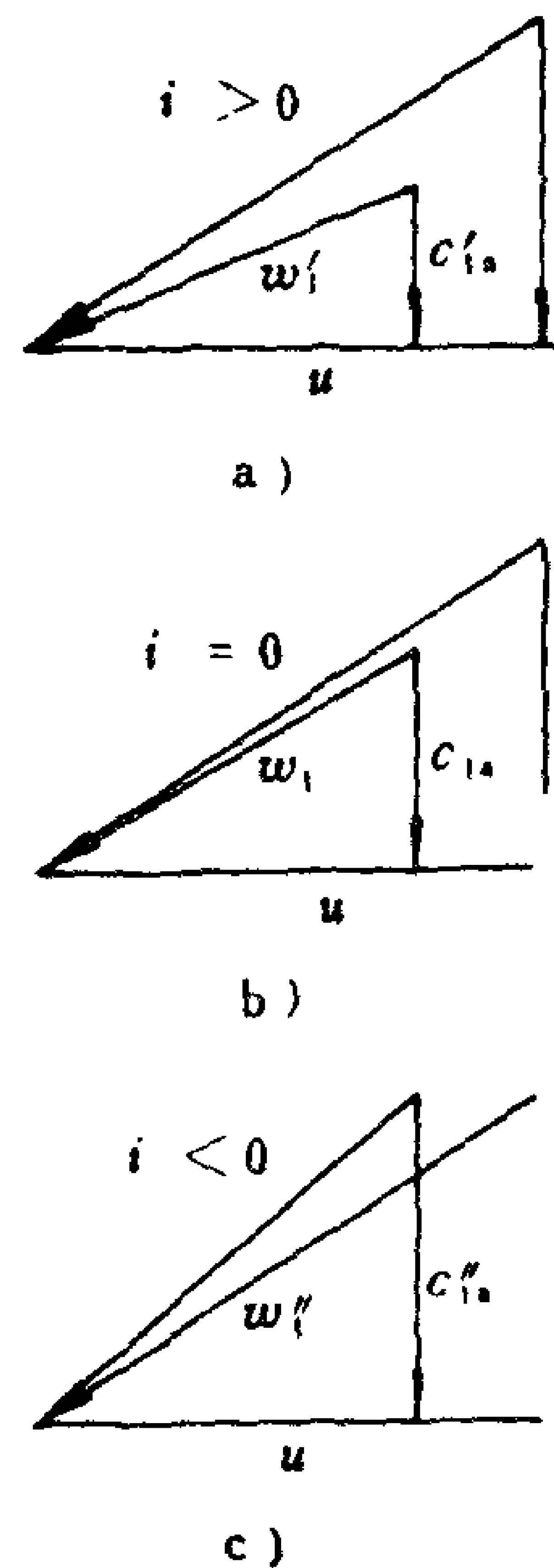


图 4.4.4-22 低转速时各级的进口速度三角形

a) 前几级；b) 中间级；c) 后几级

静叶便能防止喘振、扩大稳定工况的范围。图 4.4.4-25 示出了前三级静叶可调的压气机特性。

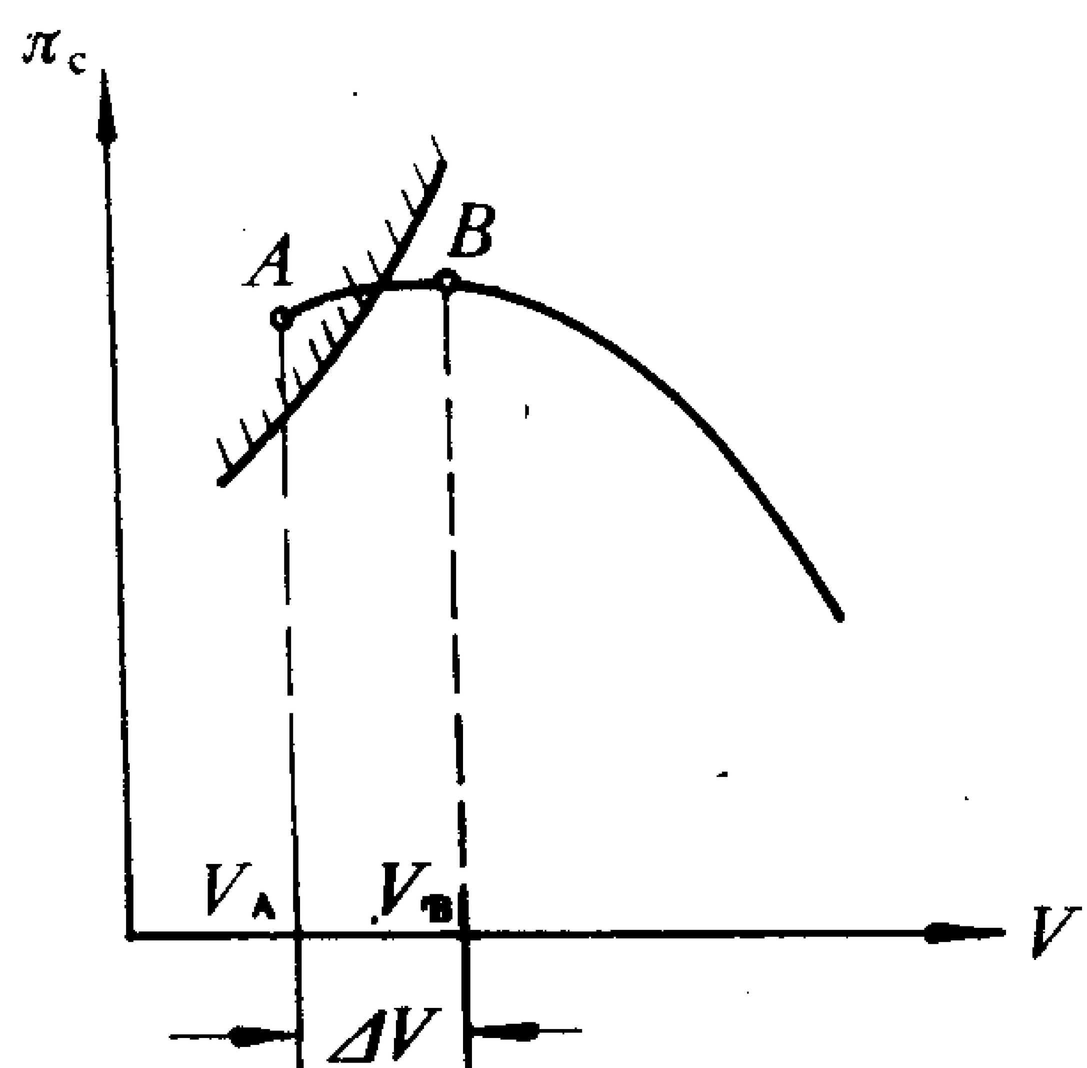


图 4.4.4-23 放气法

4.2.3 双转子法（双轴法）

这种方法将一台压气机分成两台压比较低、转速不同的压气机。低压压气机由焓降变化较大的低压涡轮带动，转速较低。高压压气机由焓降变化较小的高压涡轮带动，转速较高。在低工况时，前几级的c_a总是较后几级的c_a下降更快。在采用双轴时，低压压气机由于低压涡轮的焓降下降较大因而转速也即轮周速度下降较大。这样前几级的流量系数有可能保持不变或减小较少，从而防止了喘振。总压比大于 10～12 的压气机一般都要采用双轴方案，这时高、低压压气机的压比分别为 4 ～ 5，才能扩大稳定工作的范围。

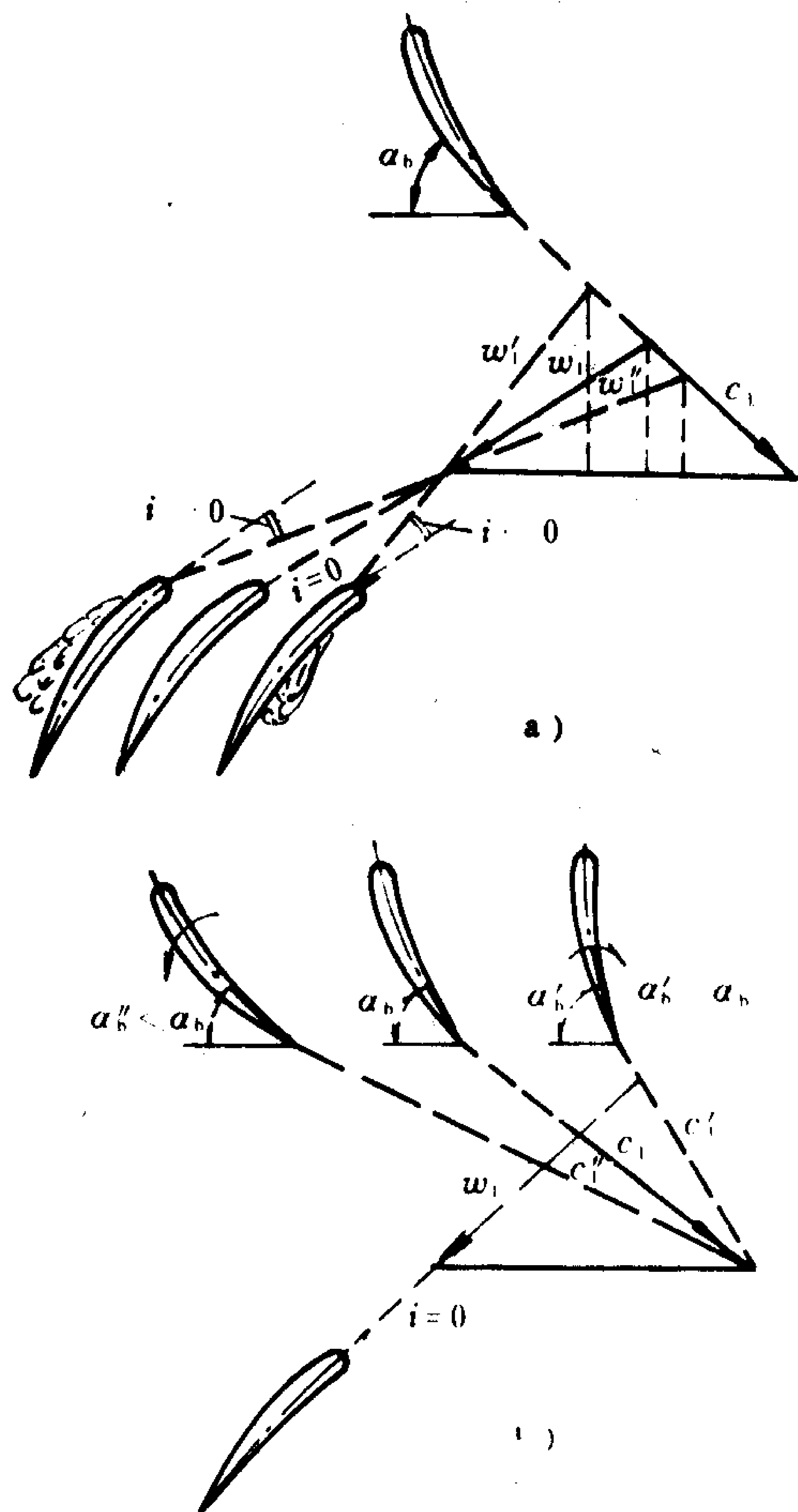


图 4.4.4-24 动叶进口速度三角形的变化

a）静叶不可调；b）静叶可调

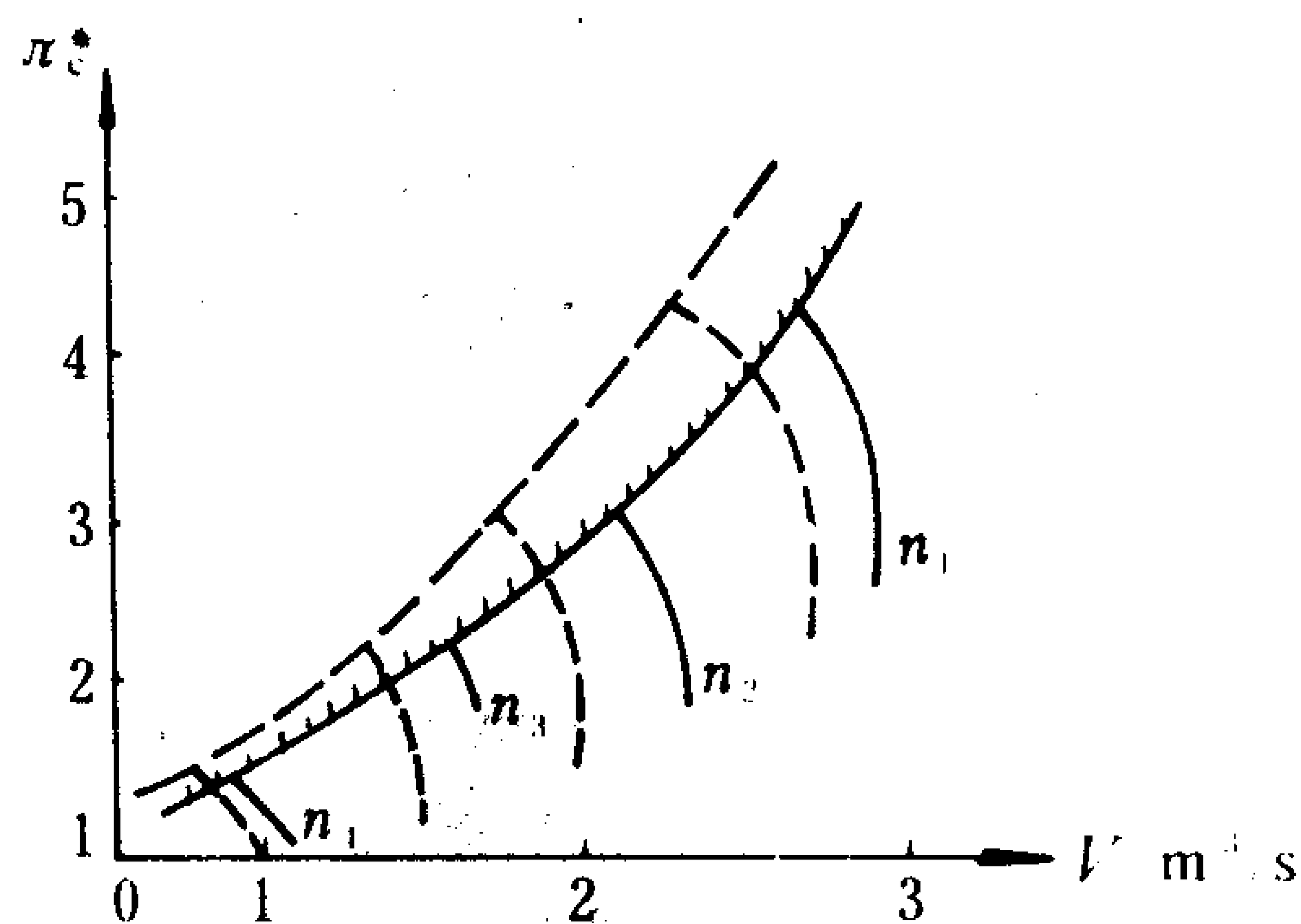


图 4.4.4-25 前三级静叶可调的压气机特性

……静叶调整后的特性；——静叶调整前的特性

第5章 燃 烧 室

燃烧室的作用是将喷入燃料与来自压气机的高压空气相混合，经过定压燃烧形成高温燃气后进入涡轮作功。目前还不能准确地用数学分析方法来设计燃烧室，而是根据经验初步设计，再经试验调整以达到设计要求。

1 燃气轮机对燃烧室的基本要求

1）燃烧稳定性好。在任何工况下稳定燃烧，不会产生强烈脉动、熄火或火焰延伸到燃烧室外烧损涡轮叶片。表征燃烧稳定性的是过量空气系数α。α过大为贫油工况；反之为富油工况。如在α变化相当大的范围内能够稳定燃烧，则认为燃烧稳定性好，反之，则为燃烧稳定性差。当α小到某一极限α_{min}以下时会发生熄火，称为“富油熄火”，当α大到极限α_{max}以上则为“贫油熄火”。α_{min}与α_{max}的差值越大，其燃烧稳定性越好。一般希望$\alpha_{max} \geqq 30$，$\alpha_{min}=2\sim2.5$。

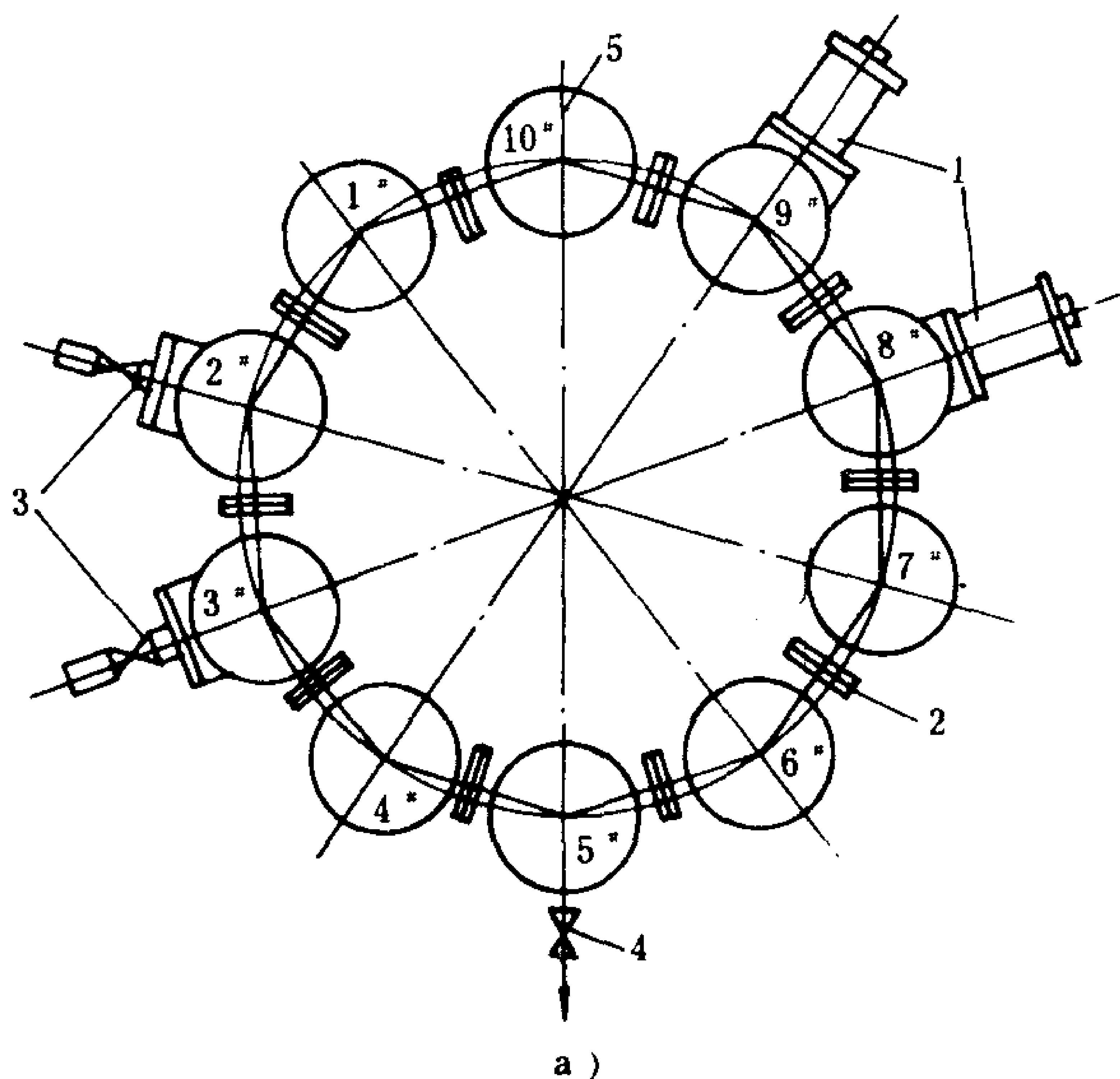
2）燃烧完全，要求燃烧室在燃气轮机主要工况下能够完全燃烧和散热损失量最小。表征这一特性的是燃烧室效率η_B。目前$\eta_B=0.9\sim0.99$，它与燃烧室和喷油结构、燃料种类以及负荷变化范围有关。

3）燃烧室出口温度均匀。燃烧室出口温度分布直接影响到燃气轮机零部件的寿命和工作可靠性。燃烧室的轴向长度短、燃气速度高、气流中心温度高，与大量冷空气掺混后不可能做到绝对均匀。通常用温度不均匀系数A_T来表征此特性，它是燃烧室出口燃气最高温度T^*_{3max}与出口平均温度T^*_{3m}的差值ΔT^*_3和T^*_{3m}之比值。

$$A_T=(T^*_{3max}-T^*_{3m})/T^*_{3m} \qquad (4.4.5\text{-}1)$$

通常要求$A_T \leq 10\%$。A_T越小，燃气轮机功率和效率越高，受热部件寿命就越长。

4）燃气的流动损失小。燃烧室压力损失每增加1%，机组效率下降2%左右。常用滞止压力恢复系数σ^*



a）

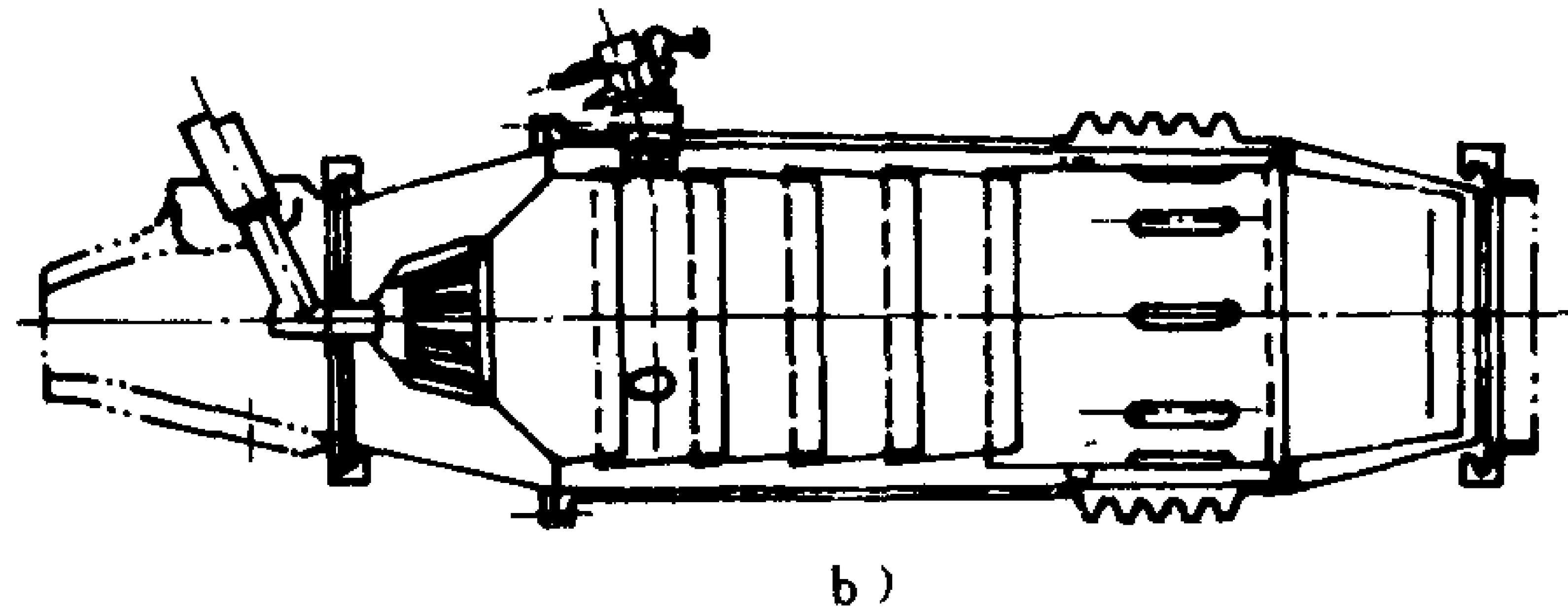

b）

图4.4.5-1 分管型燃烧室

a）布置情况；b）单个燃烧室剖面

1-点火器；2-联焰管；3-火焰检测器

4-起动失败泄油阀；5-燃烧室

来表征压力损失的大小，目前$\sigma^*=0.92\sim0.98$。

$$\sigma^*=p_3^*/p_2^* \qquad (4.4.5\text{-}2)$$

5）工作寿命长。寿命长短取决于火焰管结构和高温元件的冷却效果。高温元件过热、严重变形、积炭、积焦裂纹等是返修、报废的原因。船舶燃气轮机返修期为 3000～10000 工作小时。

6）点火、起动性能要好。点火要迅速可靠，并在整机起动、升温过程中不发生熄火、超温和火焰过长等。凡是贫油熄火极限α_{max}大的燃烧室，有较好的点火特性。点火起动特性与燃烧室结构、喷油方式及点火设备的性能等因素有关。装有多个燃烧室的机组，各个燃烧室都有联焰管。装有点火器的燃烧室被点燃后，通过联焰管传递火焰，按顺序点燃其它燃烧室。目前整台机组点火传焰时间要求小于 10～15 s。

7）燃烧室的尺寸、重量小。表征此特性参数的是燃烧室容积热强度q_V。目前舰船机组$q_V=(123\sim164)\times10^5$kJ/(m³·h·MPa)；民用船舶的$q_V$值略低一些。

上述要求往往是相互矛盾的，对每一具体燃烧室只能取某种折衷方案，并按照使用要求使各自有所侧重。表 4.4.5-1 列出各种类型燃烧室热强度及其使用寿命。

表 4.4.5-1 各种类型燃烧室热强度及其使用寿命

燃烧室类型		分管型	环管环	环型
容积热强度 q_V	×4.1868 kJ/(m³·h$_{ata}$)	(8～5)×10⁶	(15～50)×10⁶	(80×100)×10⁶
面积热强度 q_F	×4.1868kJ/(m²·h$_{ata}$)	(10～12)×10⁶		
使用寿命	h	>3000	>1000	

2 燃烧室结构与工作过程

2.1 燃烧室的结构

图 4.4.5-1、图 4.4.5-2、图 4.4.5-3 所示为几种类型的燃烧室结构及其布置。燃烧室的

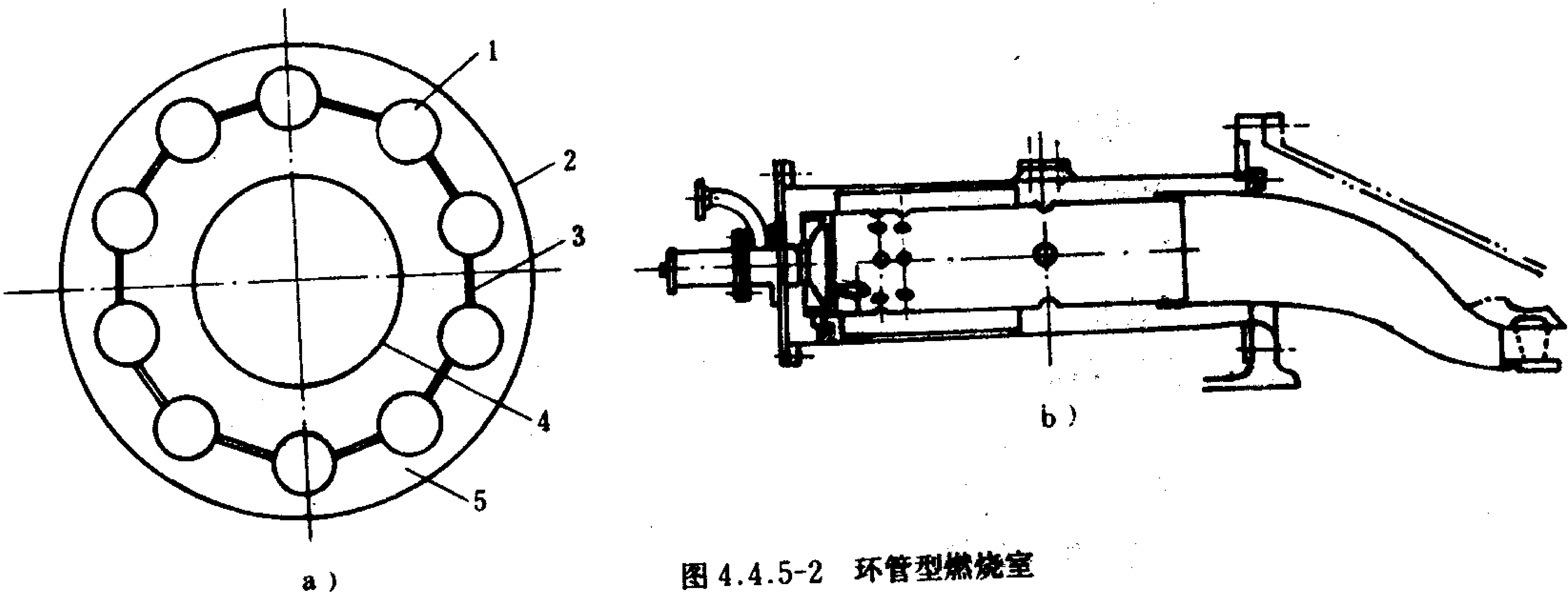


图 4.4.5-2 环管型燃烧室

a)布置情况；b)单个燃烧室剖面

1-火焰管；2-燃烧室外壳；3-联焰管；4-燃烧室内壳，5-环形内腔

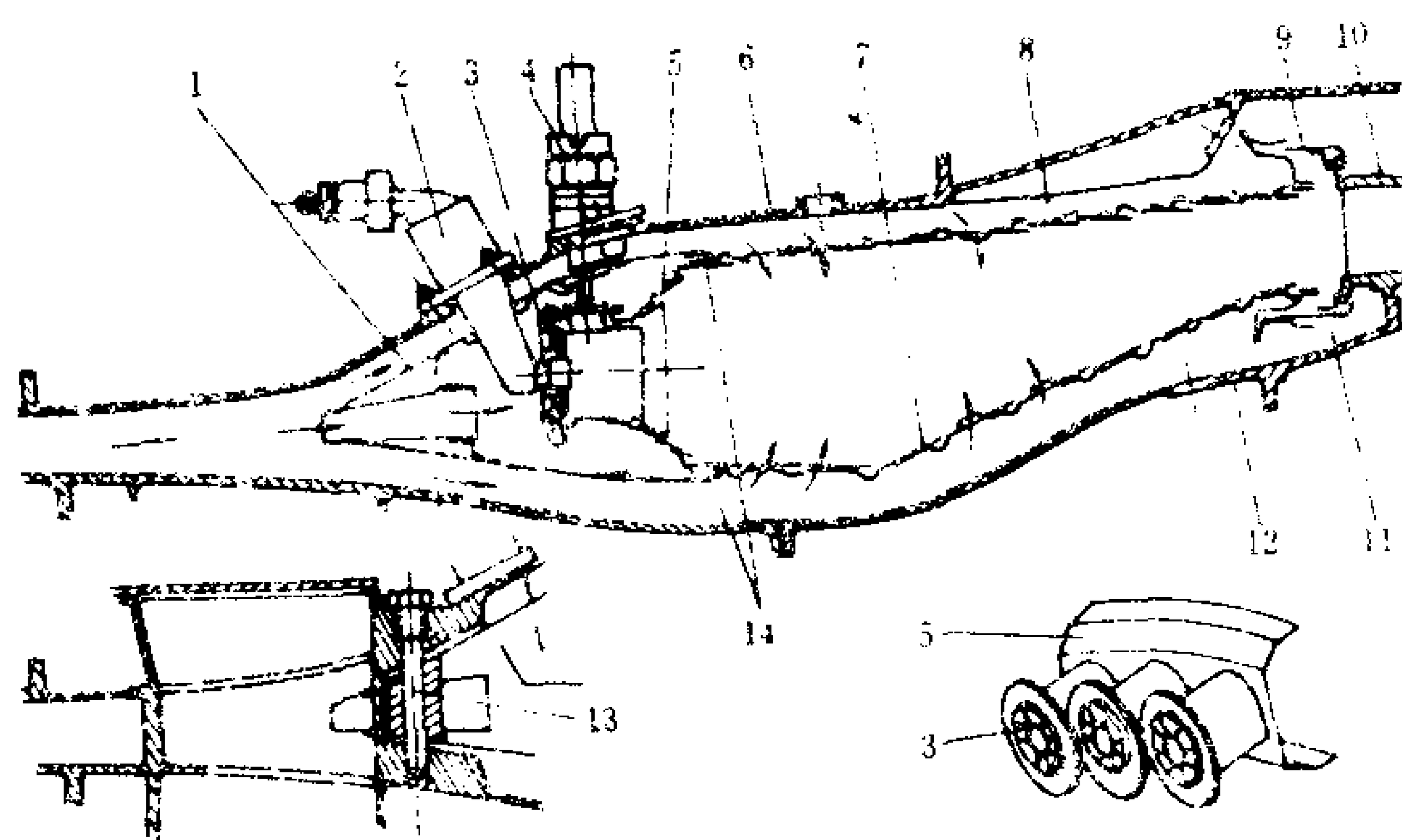


图 4.4.5-3　环型燃烧室

1-火焰筒进口导流器；2-喷油嘴；3-旋流器；4-点火器；5-火焰筒头部；6-燃烧室外壳外环；7-火焰筒内环；8-火焰筒外环；9-外安装环；10-涡轮第一级静叶；11-内安装环；12-燃烧室外壳内环；13-径向定位销；14-铆接处

类型、特点以及参数示于表 4.4.5-2、表 4.4.5-3。

表 4.4.5-2　燃烧室类型和特点

类　　型	特　　点
分管型和环管型燃烧室	结构紧凑，尺寸小、重量轻，热强度高。调试所需风源较小。加工要求严格、结构复杂，压力损失系数较大，$\varepsilon_B \geq 0.03 \sim 0.05$
环型燃烧室	能紧凑地利用空间，容积热强度高，轴向长度最短，火焰管之间可交换热量，压力损失小，出口温度均匀。燃烧出入口能与压气机、涡轮很好配合、刚度较差，易变形或烧损

表 4.4.5-3　某些环管式燃烧室参数

名称 / 机组型号	机组效率	燃烧室类型	燃　料	压比　π_c^*	空气进口温度 t_2^*℃
Ry650-2	2205 kW	6 个分管	柴油、重油	4.7	196
PG 5301	21700 kW	10 个分管	柴油、重油、天然气	10	340

名称 / 机组型号	燃气出口温度 t_3^*	空气流量 G	喷油嘴型式	雾化锥角	燃料量 B　kg/h
Ry650-2	650	6 ×4.75	双级离心	55～70°	6×230
PG 5301	899	6 ×11.6	空气雾化	70～100°	10×685

名称 / 机组型号	总过量空气系数 α	燃烧效率 ∂_B	压损系数 ε_B	面积热强度 q_F $\frac{kJ}{m^2 h_{ata}}$	容积热强度 q_V $\frac{kJ}{m^3 \cdot h_{ata}}$
Ry650-2	5.5	>98	<0.043	$4.1868 \times 8.8 \times 10^6$	$4.1868 \times 9.7 \times 10^6$
PG5301	4.2	98	0.04	$4.1868 \times 11.3 \times 10^6$	$4.1868 \times 11 \times 10^6$

2.2　气流流动过程的组织及对特性的影响

空气在进入燃烧室后分为两大部分，即一次空气和二次空气。一次空气的作用是与燃料

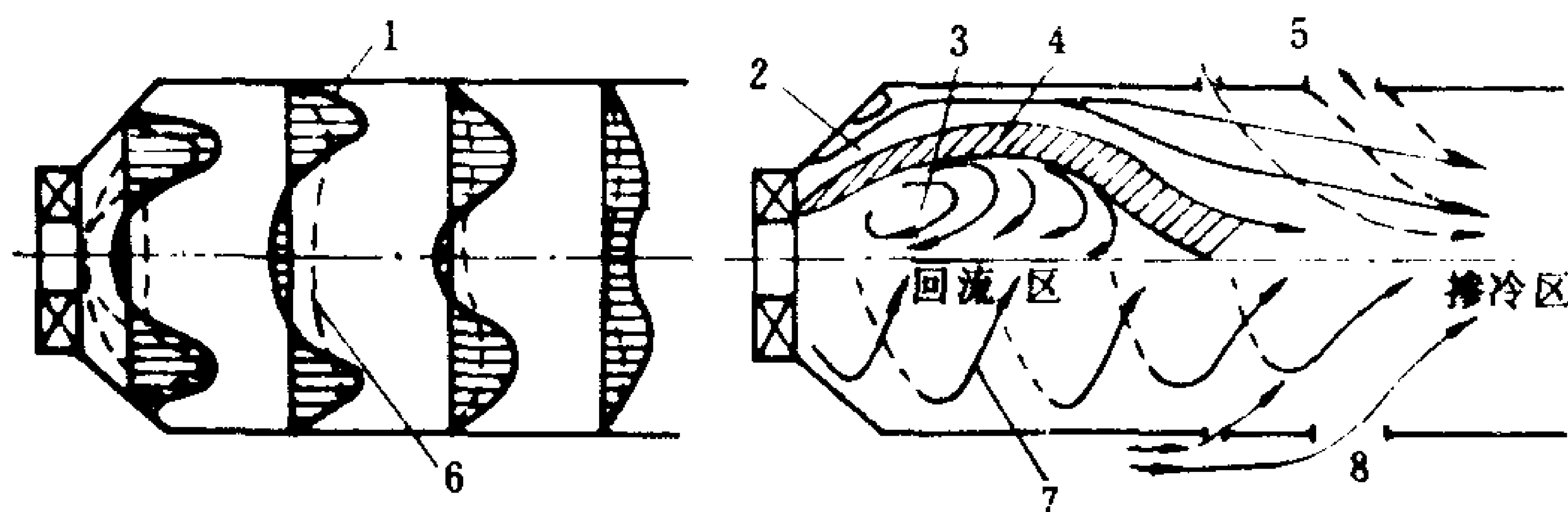


图 4.4.5-4　火焰管内的速度场

1-轴向速度分布；2-一次射流；3-环流；4-主燃烧层；5-二次射流；6-燃料浓度分布；7-一次风螺旋流；8-一次风口

充分混合，并与之完全燃烧，其流量约占空气总流量的15%～30%，与燃料完全燃烧的理论空气量相近。它先经过燃烧室之前的扩压段降低速度，再经旋流器及一次射流孔（如表 4.4.5-4），进入火焰管形成螺旋空气射流层，其中央形成低压回流区。在外层与中央回流层之间夹着一层紊流射流边界层，它是主要的燃烧区。火焰管燃烧区纵向截面上的轴向速度呈环状。中央回流区的低压把燃烧后一部分高温燃气从火焰管后段抽吸回流到前部，成为对新混合气的点火源作用，如图 4.4.5-4。二次空气沿火焰管外围流动，起着气膜冷却、保护火焰管的作用。它通过各排射流孔进入火焰管，掺冷燃烧区来的高温燃气，造成所要求的温度场。火焰管内外压差约为0.01～0.02 MPa，二次空气流经开孔时的速度约为 80～100 m/s。二次空气应向燃气的纵深穿插以使温度均匀。火焰管开孔越大，二次空气流经开孔速度越高，火焰管的主流速度越小，或火焰管外二次空气流速越小，则二次空气流穿插越深（图 4.4.5-5）。

表 4.4.5-4　**叶片式旋流器特点及适用范围**

类型	平面旋流器	径向旋流器	包角旋流器
示意图	叶片展开 β		
特　点	结构简单，回流区较大 $\beta=40\sim65°$	结构简单，一次空气有自动调节性能，能较好的与一次空气射流孔配合，一般 $p=90°$	可控制回流区大小，气流扰动较大，$\beta=40\sim65°$
适用范围	多旋流器燃烧室，并有一次空气射流孔单旋流器燃烧室	有一次射流孔的单旋流器燃烧室	一次空气全部由旋流器供入的单旋流器燃烧室

2.3　燃烧过程

2.3.1　雾化

高压燃油经喷嘴高速喷入燃烧区后，受到空气阻力及紊流扩散的影响，而破裂成细小的油滴。极细油雾质点使油总表面增加，从而有利于蒸发。在压差越大或粘度、表面张力越小时雾化越细。油压通常在 5～10 MPa，不低于 1.2～1.5 MPa。为了增加紊流扰动强度，油在喷嘴旋流小室中旋转离开喷嘴后，形成伞状喷雾锥面。火焰管横向截面上燃油浓度呈环状（图 4.

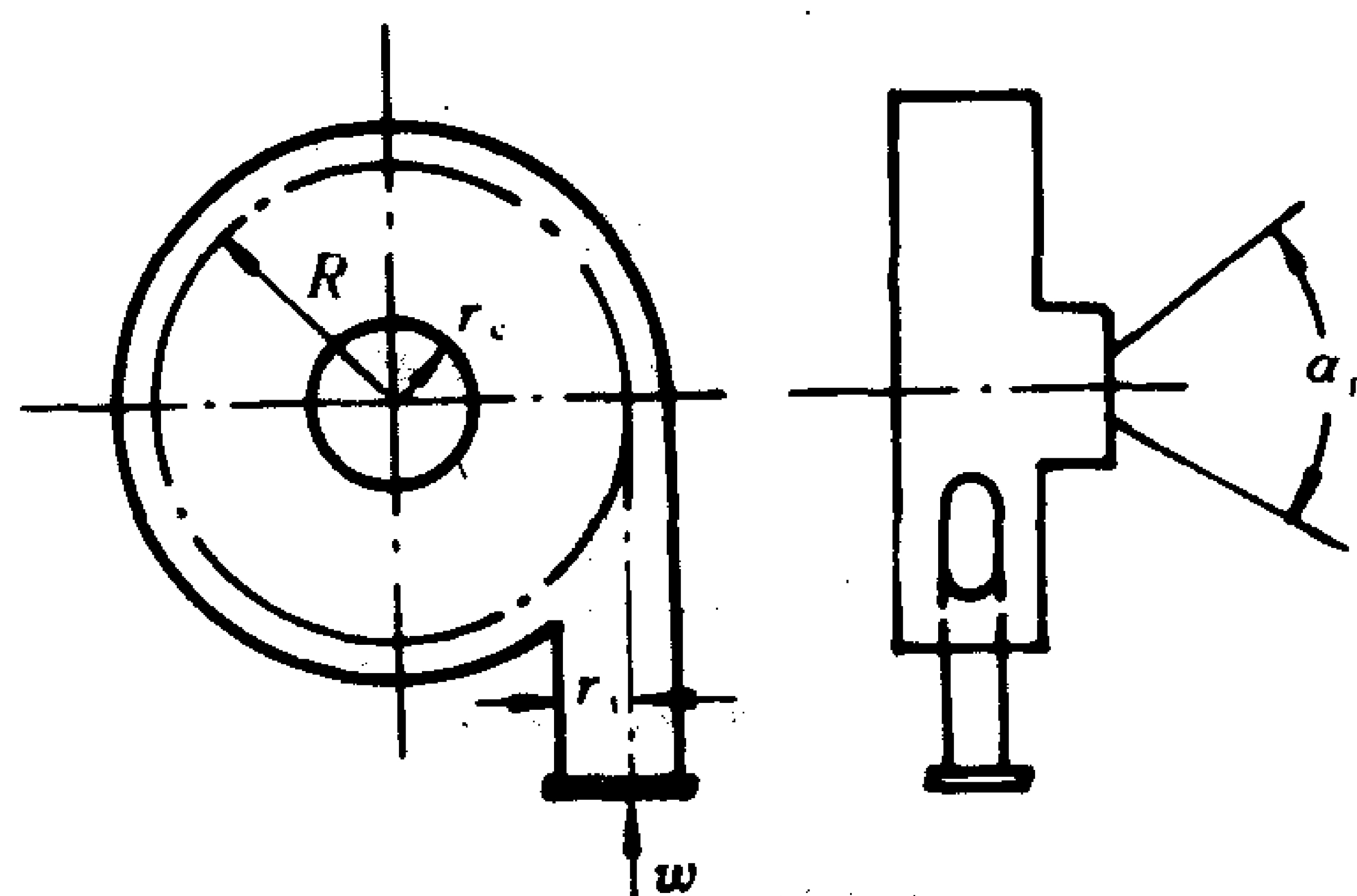


图 4.4.5-5　离心喷嘴示意图

4.5-4)。油滴直径应小于20 μm一般为10～40 μm，雾化锥角必须与火焰头部结构相配合。

2.3.2 蒸发

燃烧是在气相下进行的。燃油在燃烧之前必先蒸发、气化。其蒸发的快慢与油温、油性、燃烧区温度、气流紊流度、油气相对速度、油雾细度及均匀度等有关。

2.3.3 扩散混合

油滴表面蒸发成为油气，它包围油滴，并向周围扩散。空气不断向油气区扩散渗透，在交界处相互混合。燃料与空气必须混合至一定浓度，约1：5～1：25方能适于燃烧。燃料同一次空气之比一般取1：15～1：22，一次空气量占总空气量的15%～30%。混合过程与燃油雾化程度有关。由于伞面状喷雾锥角的影响，大部分燃油质点分布在火焰管内气流速度较大的外层中进行燃烧，此处燃油浓度较高。外层气流主要受旋流器叶片高度及火焰管壁孔分布的影响。

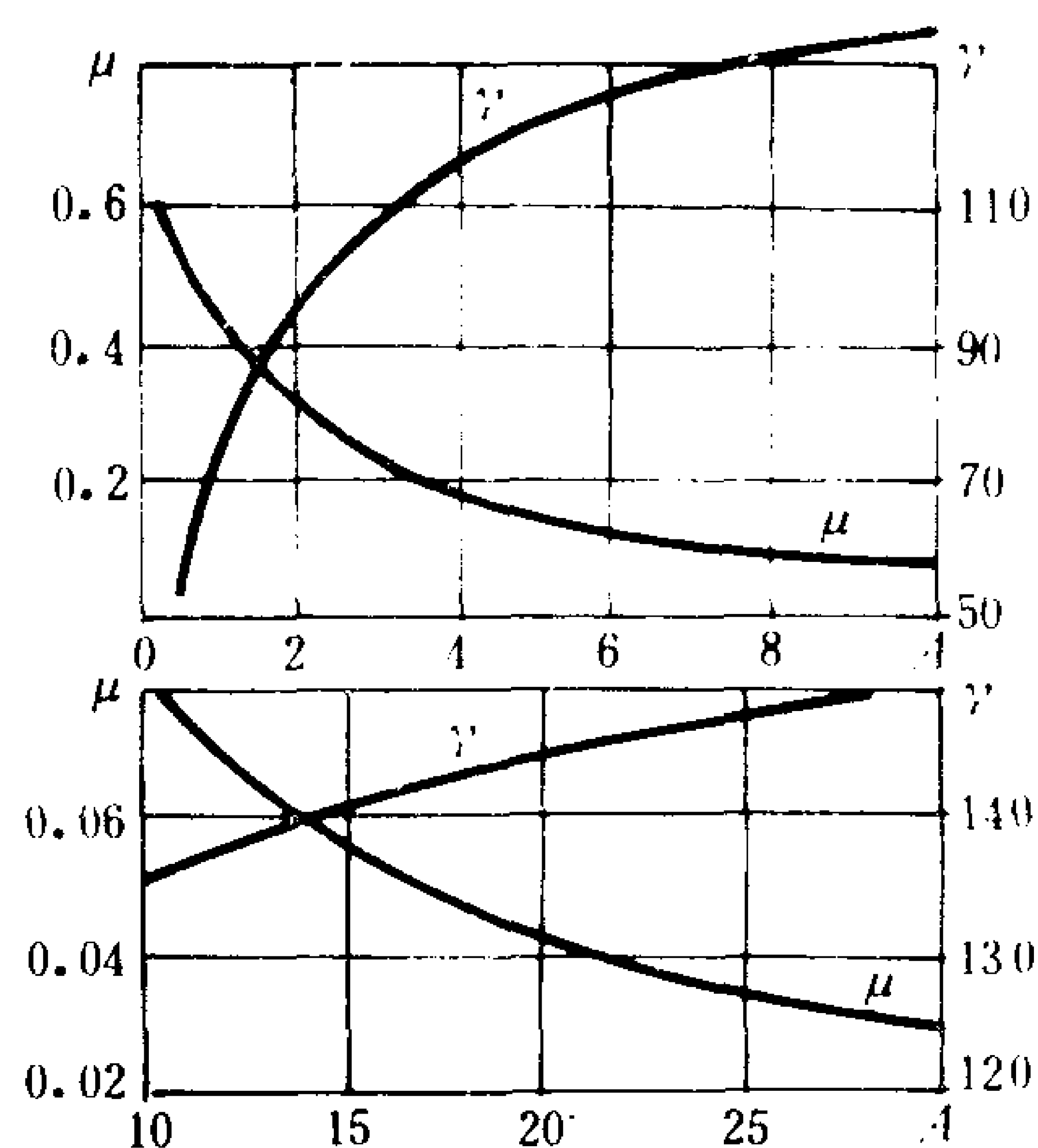


图 4.4.5-6 离心喷嘴特性

μ-流量系数；γ-雾化锥角；$A=\frac{1-\varphi}{\sqrt{\frac{\varphi_3}{2}}}$几何特性；$\varphi$-有效截面系数

2.3.4 燃烧

着火开始后，燃油质点中较轻的挥发物首先燃烧，而较重分子在高温下胶化分裂成小碳球（10～50 μm），并继续燃烧余下灰分。完善的燃烧要求燃烧区有很高的温度和紊流度，燃料停留在燃烧区有足够的时间。燃烧速度主要决定于蒸发与扩散速度。通常火焰温度高达1500～2000℃。当混合比较稀时火焰呈蓝色，较浓时碳粒火焰呈黄色，当碳粒大于0.05 μm时，便可以看到烟。油质差、雾化差、局部混合太浓、掺冷太快或燃烧室几何形状不良，除使效率降低外，还会形成黑烟、积炭等现象。

2.4 掺冷

燃烧产物温度太高，温度场也不均匀，必须用二次空气掺冷。掺冷空气一般在燃烧完之后的区域射入火焰管，但不宜过早或过于集中，以免局部火焰温度过低使燃烧来不及完成。但后区的空气需穿射得较深，才能掺混均匀。故火焰管后段的气孔较大，有的用管式、风斗式混合器来引导空气深入燃气中心位置。

3 燃油喷嘴

3.1 液体燃油喷嘴

它是把燃油雾化为细小颗粒的部件。燃油雾化质量与燃烧速度、效率有直接关系。雾化质量取决于喷嘴的结构和加工精度。喷嘴工作时，内部受高压燃油作用，外部受高温燃气辐射、冲刷，材料要求耐热耐磨性能好，一般采用GCr 15、CrW_5、CrWMn及9 Cr 18等材料热处理后硬度HRC≥65，接合面和喷口处的表面粗糙度，加工精度2级。喷嘴结构与特点如表4.4.5-5所示。

3.2 离心式喷嘴

高压燃油经切向孔进入旋涡室，高速旋转运动，在离心力作用下喷出喷嘴形成伞状雾化锥（图 4.4.5-5）。离心喷嘴特性参数如表 4.4.5-6 所示。由图、表示出了离心喷嘴特性参数相互关系。对给定喷油量和雾化锥角，可根据图中曲线（图 4.4.5-6）求出几何特性A，进一步解出喷嘴主要几何尺寸。上述结果是在忽略液体粘性下求得的，与实际有一定误差，应予以修正。

表 4.4.5-5　喷嘴结构与特点

类　型	结构简图	特　性	特点与适用范围
单级离心喷嘴			油量调节靠改变压力，压力调节范围0.5～6.0 MPa流量变化范围不超过 2 ～2.5 倍。流量调节范围窄，低、压雾化质量差容易磨损，切向孔易堵塞，但结构简单，用于小型或多喷嘴燃烧室中
双级离心喷嘴			由两个单级喷嘴并联或串联组成，以扩大油量调节范围，油量调节比 1 ：10。但低压时，尤其第二级投入工作的初始段雾化质量差。可用于各类燃烧室
切向孔可调式离心喷嘴			进油压力不变，用调节切向孔开度来控制油量。低负荷工况下，燃油雾化质量良好。流量调节范围比双级离心喷嘴宽。喷油压力 3～60 MPa。但结构复杂，用于流量大的喷嘴

表 7.6.2—19　　**压力比例混合器技术性能**

型　　号	标定工作压力(MPa)	混合液量(L/s)	泡沫液量(L/s)	混合比	泡沫液罐容量(L)	外形尺寸(长×宽×高)(mm)	质量(kg)
PHY32·C	1.0	32	0.48～1.44	3.0%～3.5%	700	10080×1125×2150	500

5.2.7　泡沫炮

是喷射空气泡沫的设备。

1)船用系列有 PP32·C 和 PP40·C 两种型号，炮筒能回转和改变仰俯角，泡沫溶液通过其中的泡沫发生器吸入大量空气，形成空气泡沫后喷出，操作灵活方便，其构造如图 7.6.2—32 所示。炮口装有扩散装置可控制泡沫和或水引成直射或散射，根据需要随意选用。PP32C 和 PP40C 两种泡沫炮的技术性能见表 7.6.2—20 或图 7.6.2—33 和图 7.6.2—34 中曲线。

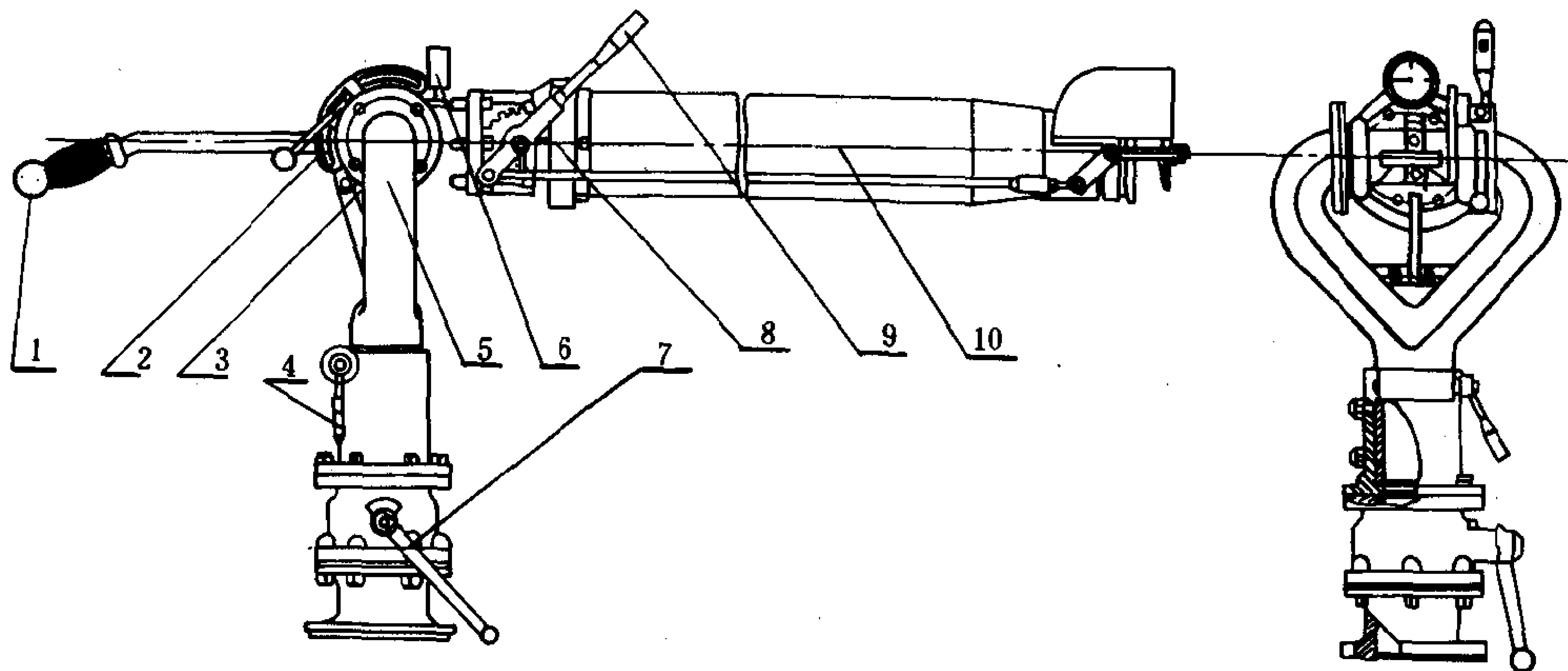


图 7.6.2—32　PP32C 型空气泡沫炮构造图

1—炮操纵手柄；2—仰俯机构锁紧手柄；3—挂钩；4—水平回转机构锁紧柄；5—立柱；6—压力表；7—80mm 球阀；8—泡沫发生器；9—扩散装置操纵手柄；10—炮筒

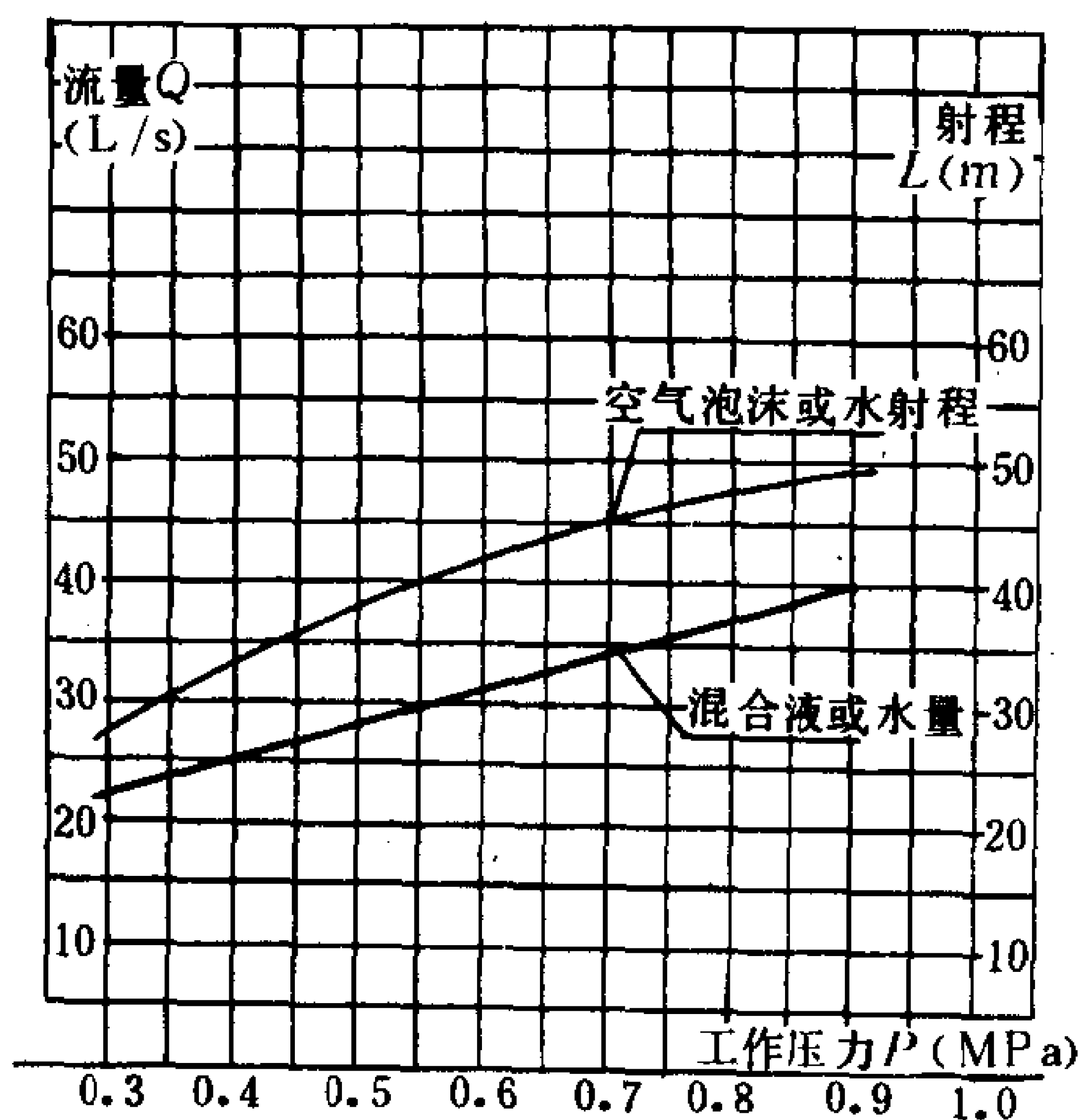


图 7.6.2—33　PP32·C 型空气泡沫炮性能曲线

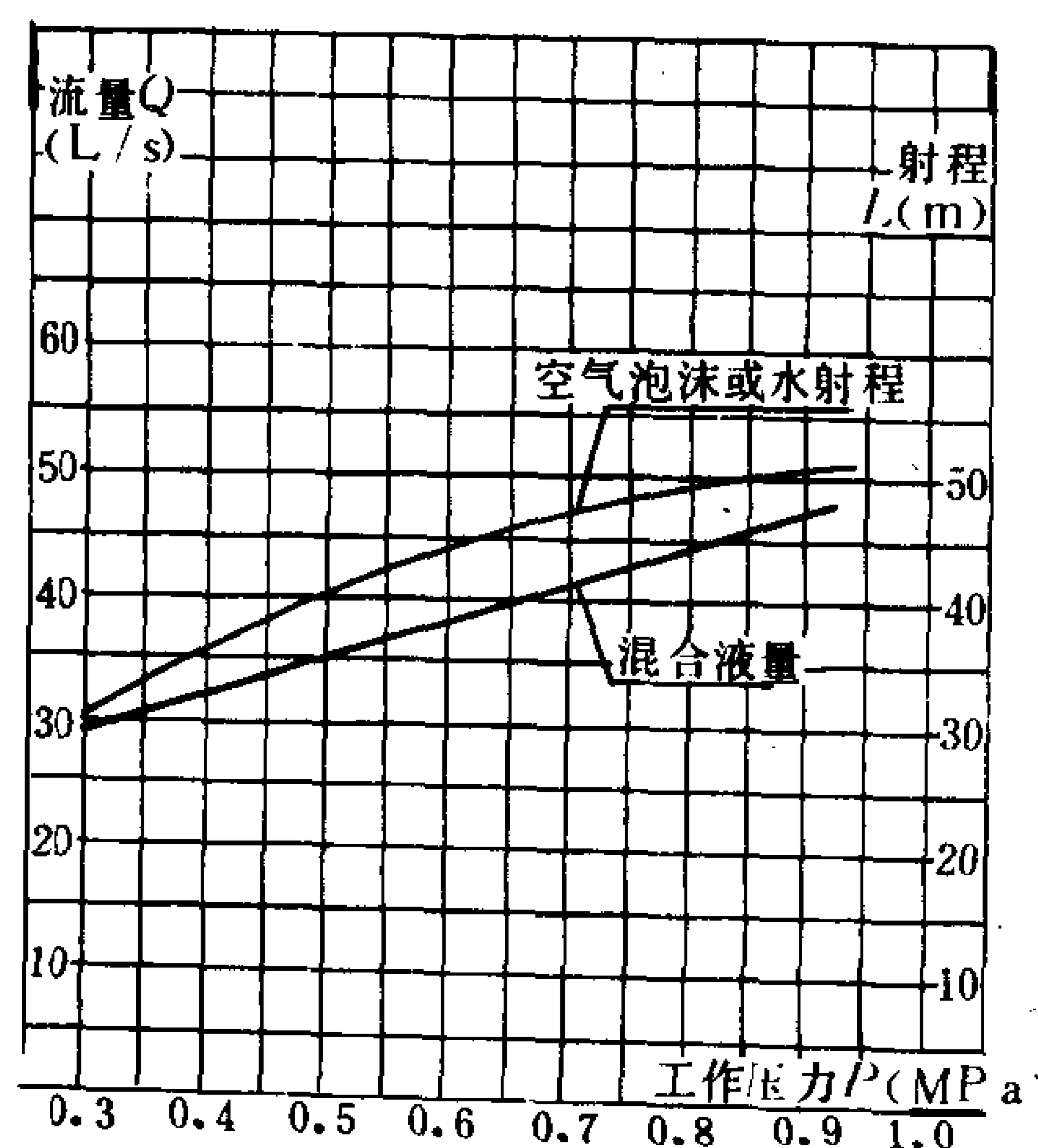


图 7.6.2—34　PP40·C 型空气泡沫炮性能曲线

表 7.6.2—20　**泡沫炮技术性能**

型　号	标定工作压力(MPa)	混合液量(L/s)	泡沫量(L/s)	射程(m)		仰射角	俯射角	水平回转	炮口直径(mm)
				直射	散射				
PP32・C	0.7	32	≥200	≥40	≥16	+70°	−60°	360°	110
PP40・C	0.7	40	≥250	≥45	≥18				

2)维修：

定期作模拟试验，检查各部件工作是否正常，如有损坏应及时修复，使用完毕后用清水冲洗，用护罩保护。

5.2.8　泡沫枪

1)船用空气泡沫枪有 PQ1・C 和 PQ8・C 两个型号。PQ1・C 型空气泡沫枪为配有泡沫液桶的自给式，泡沫枪可直接用消防水操作。PQ8・E 型空气泡沫枪是非自给式的泡沫枪，用于固定泡沫系统，用软管与泡沫溶液输送管连接。两种型号泡沫枪的构造如图 7.6.2—35 和图 7.6.2—36 所示，其技术性能见表 7.6.2—21 和图 7.6.2—37、38 和 40 中的曲线。PQ1・C 型有滤网组和枪体。两种型号的枪均采用耐海水材料制造。

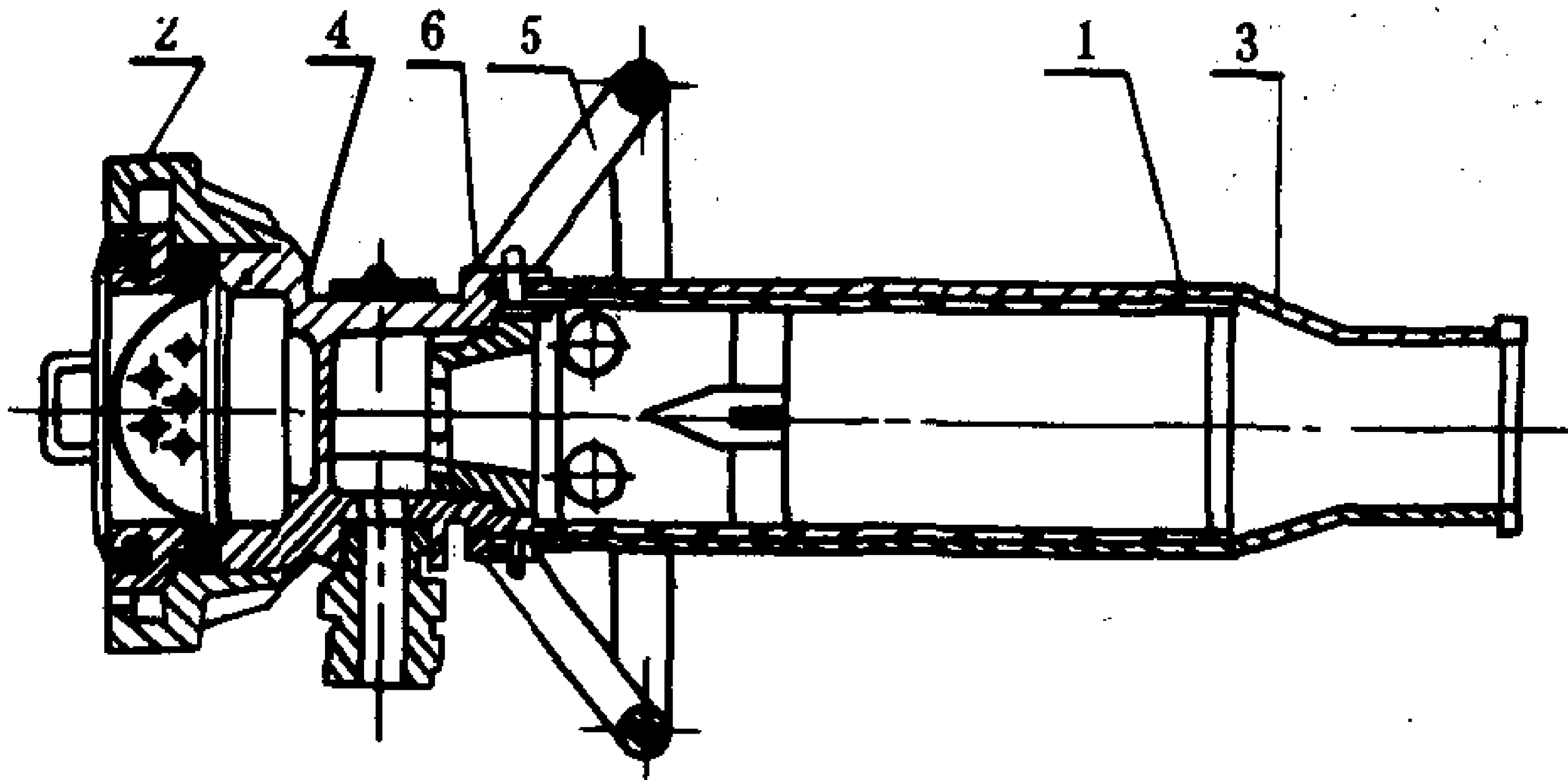


图 7.6.2—35　PQ1・C 型空气泡沫枪构造图

1—滤网；2—管牙接口；3—枪筒；4—枪体；5—手轮；6—喷嘴

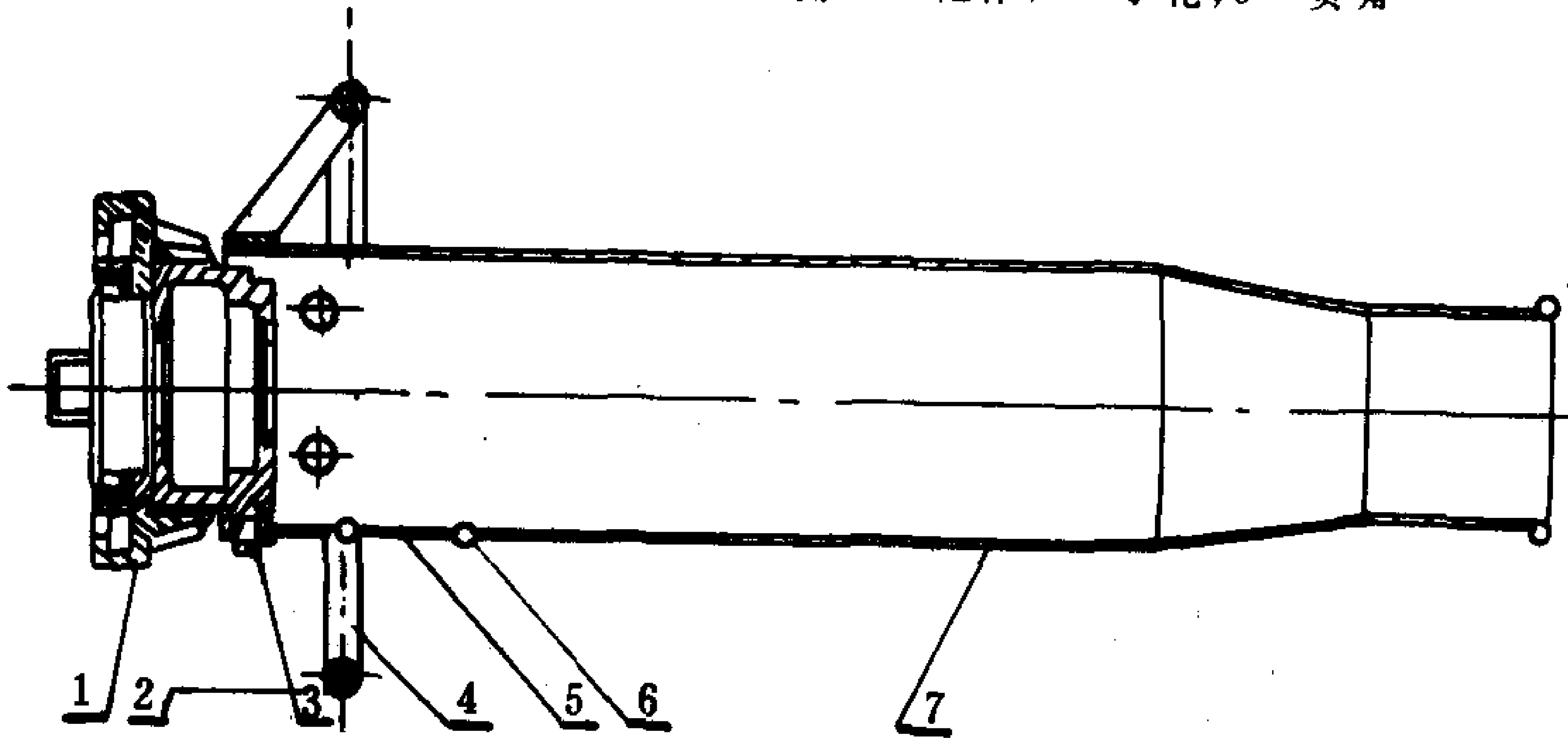
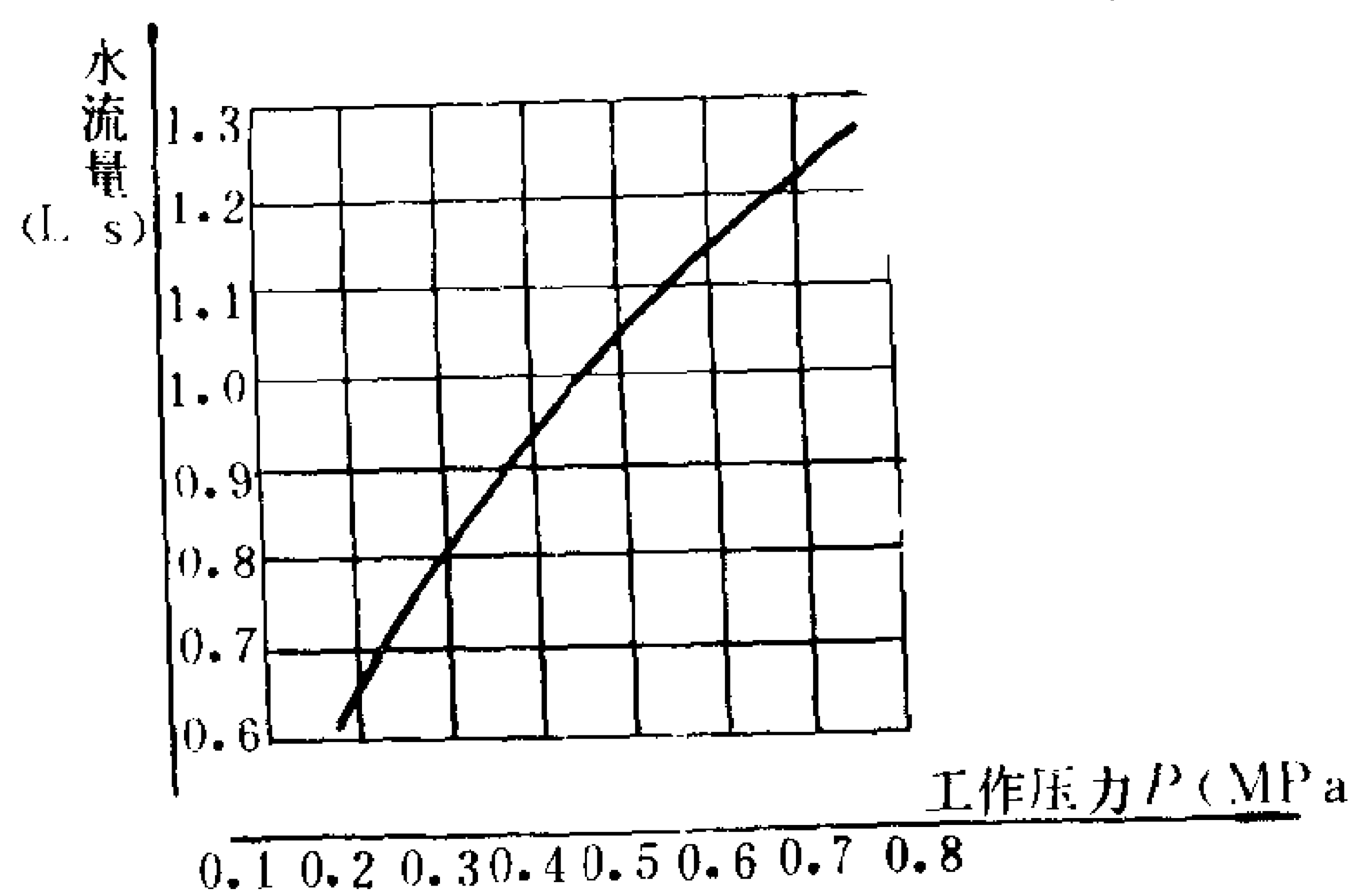


图 7.6.2—36　PQ8・C 型空气泡沫枪构造图

1—管牙接口；2—喷嘴；3—螺钉；4—手轮；5—产品标牌；6—铆钉；7—枪筒

表 7.6.2—21　**技 术 性 能 表**

型　号	标定工作压力(MPa)	混合液量(L/s)	空气泡沫量(L/s)	射程(m)	外形尺寸(长×宽×高)(mm)	质量(kg)
PQ1・C	0.5	1	6.25	≥0	280×130×130	1.6
PQ8・C	0.3	8	≥50	≥15	455×180×180	3.1



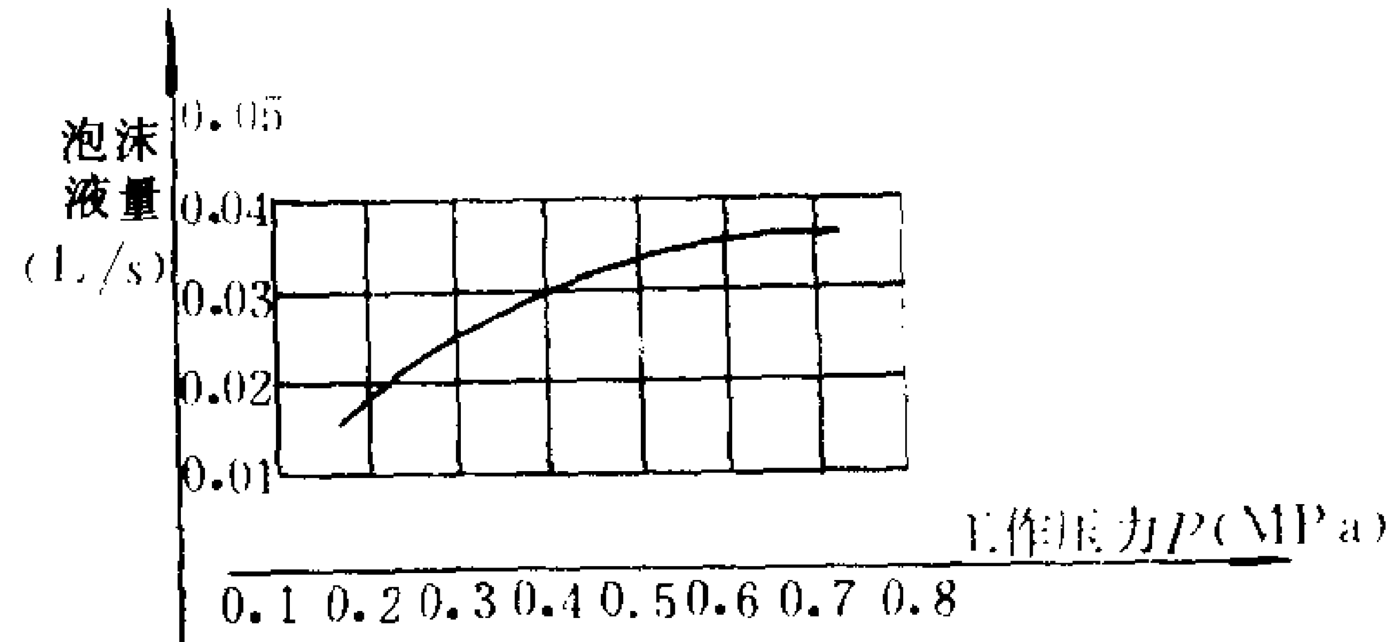
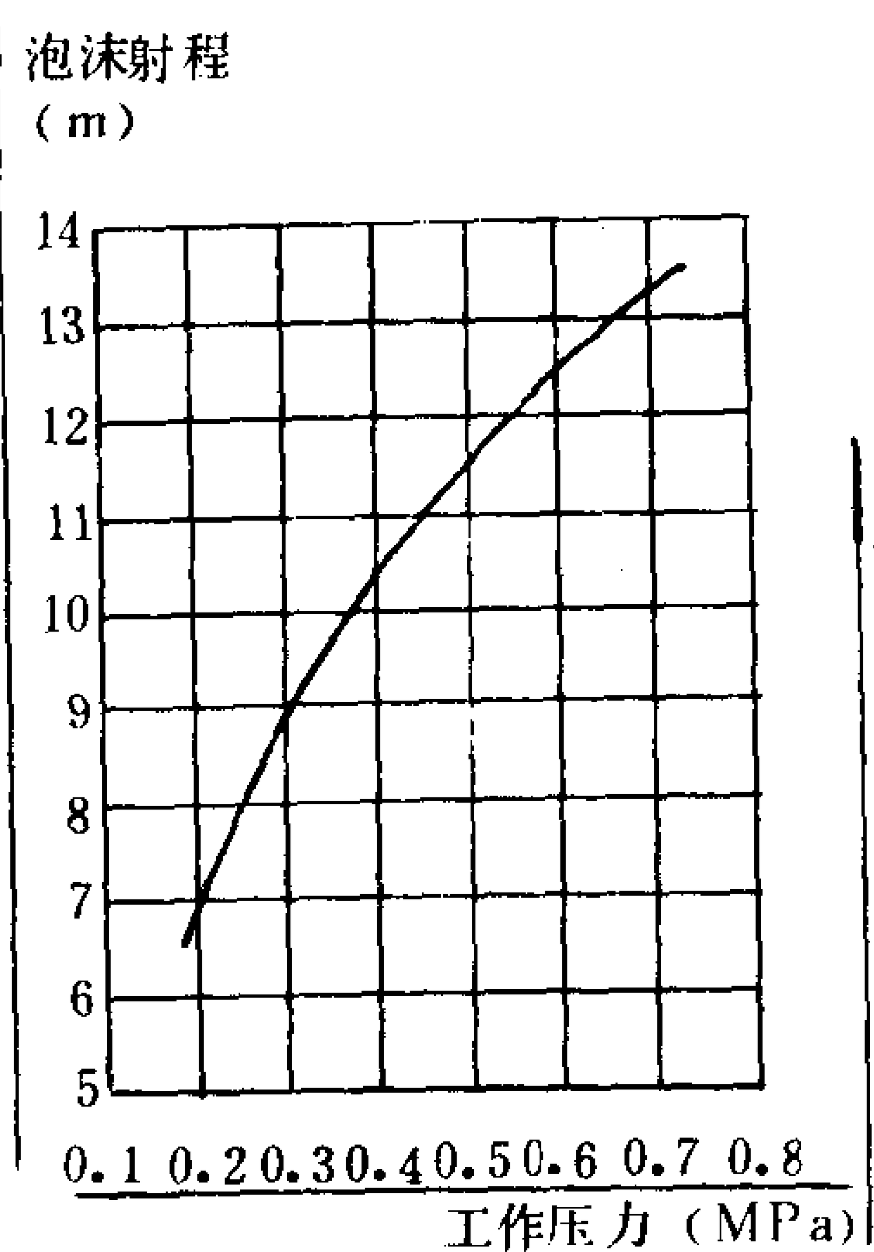


图 7.6.2-37 不同工作压力下 PQ1·C 型水流量·泡沫液量曲线



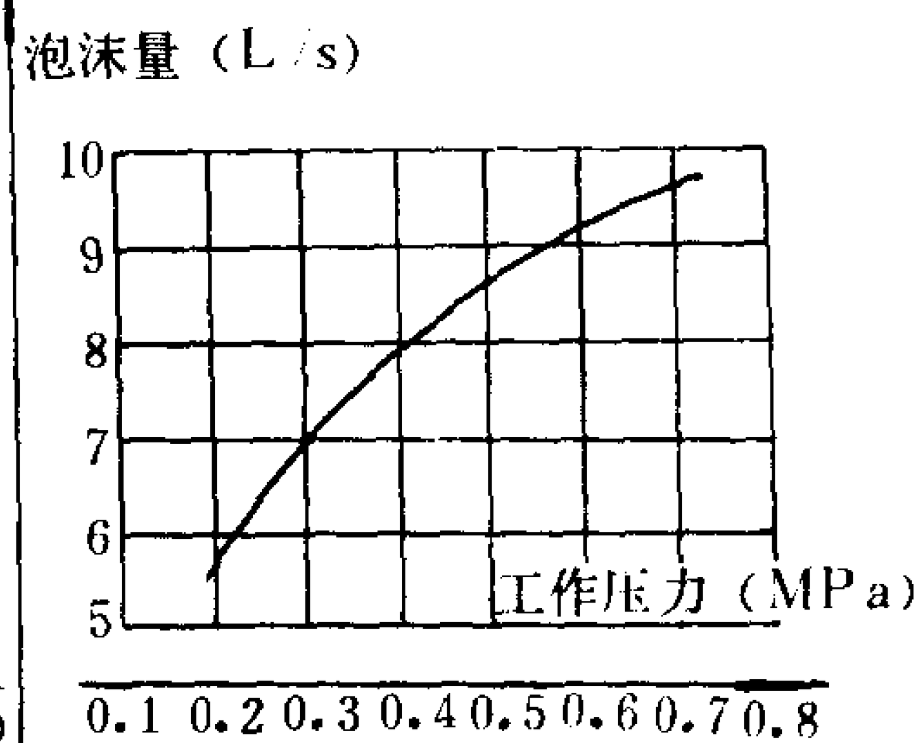


图 7.6.2-38 不同工作压力下 PQ8·C 型泡沫射程泡沫量曲线

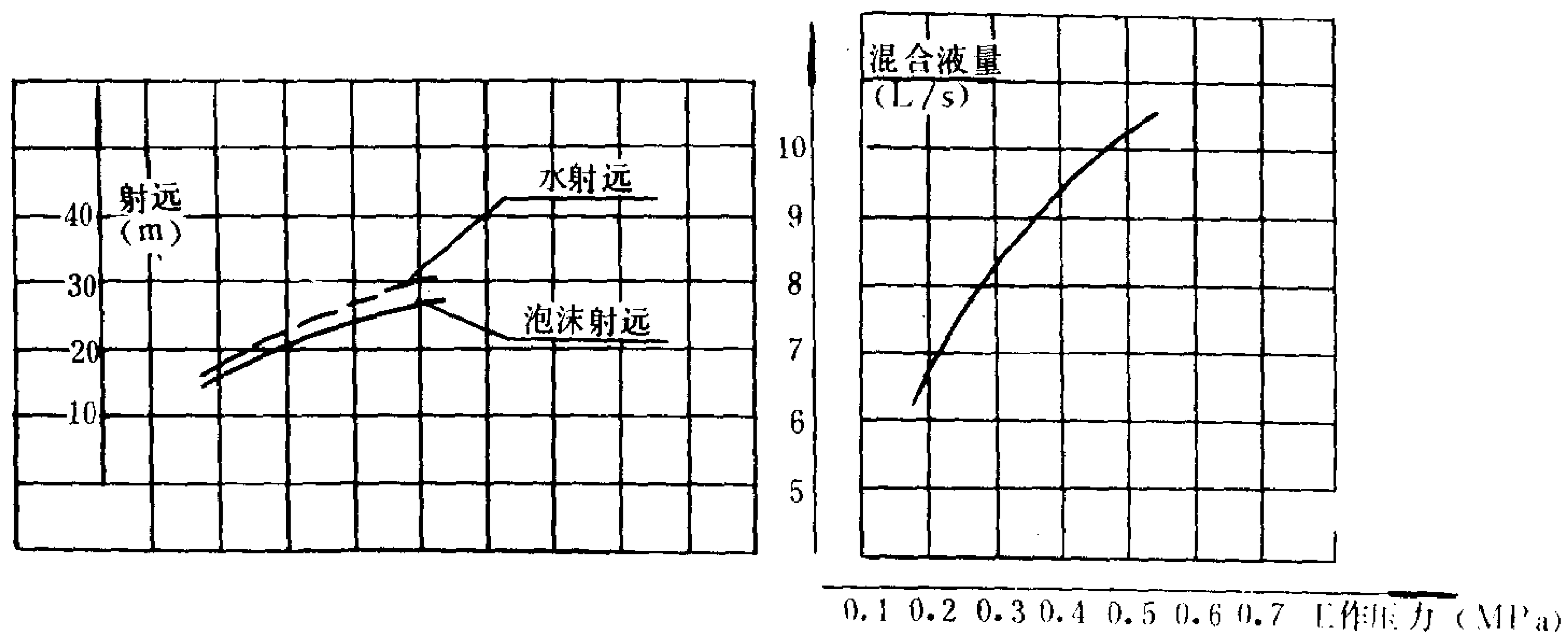


图 7.6.2-39 PQ8·C 型空气泡沫枪性能曲线

2)维修：

为了保证空气泡沫枪随时可用，应定期演习时予以试用，发现损坏及时修复；并用清水冲洗干净。使用完毕后存放于固定位置。

5.2.9 泡沫液

船用低倍数泡沫灭火系统所用的泡沫液应耐海水。泡沫液每年抽样化验一次，如有明显变质应予以更换。

第6章 燃气轮机装置的附属设备及其系统

1 总体布置

目前简单循环的单轴或分轴式机组，大都采用压气机与涡轮连在一起的整体转子结构。组合的转子整体支持在两个轴承上，尽量缩短转子的轴向尺寸以提高刚性。机组排列方式是压气机高压端对着涡轮高压端，这样可使气流流程缩短结构紧凑，并能平衡一部分压气机与涡轮的轴向力。在这种排列方式中，涡轮端或压气机端都可以作为机组功率的输出端，一般多数以压气机端作为输出端。绝对止点取在压气机端轴承处，负荷远离涡轮高温端，涡轮排气结构简单，涡轮出口扩压器较长，压气机端输出轴可短些，推力轴承亦在压气机端，转子联轴器处轴向膨胀位移极小。

航空发动机加装动力涡轮改成的机组，其结构紧凑轻巧如图4.4.6-1所示。

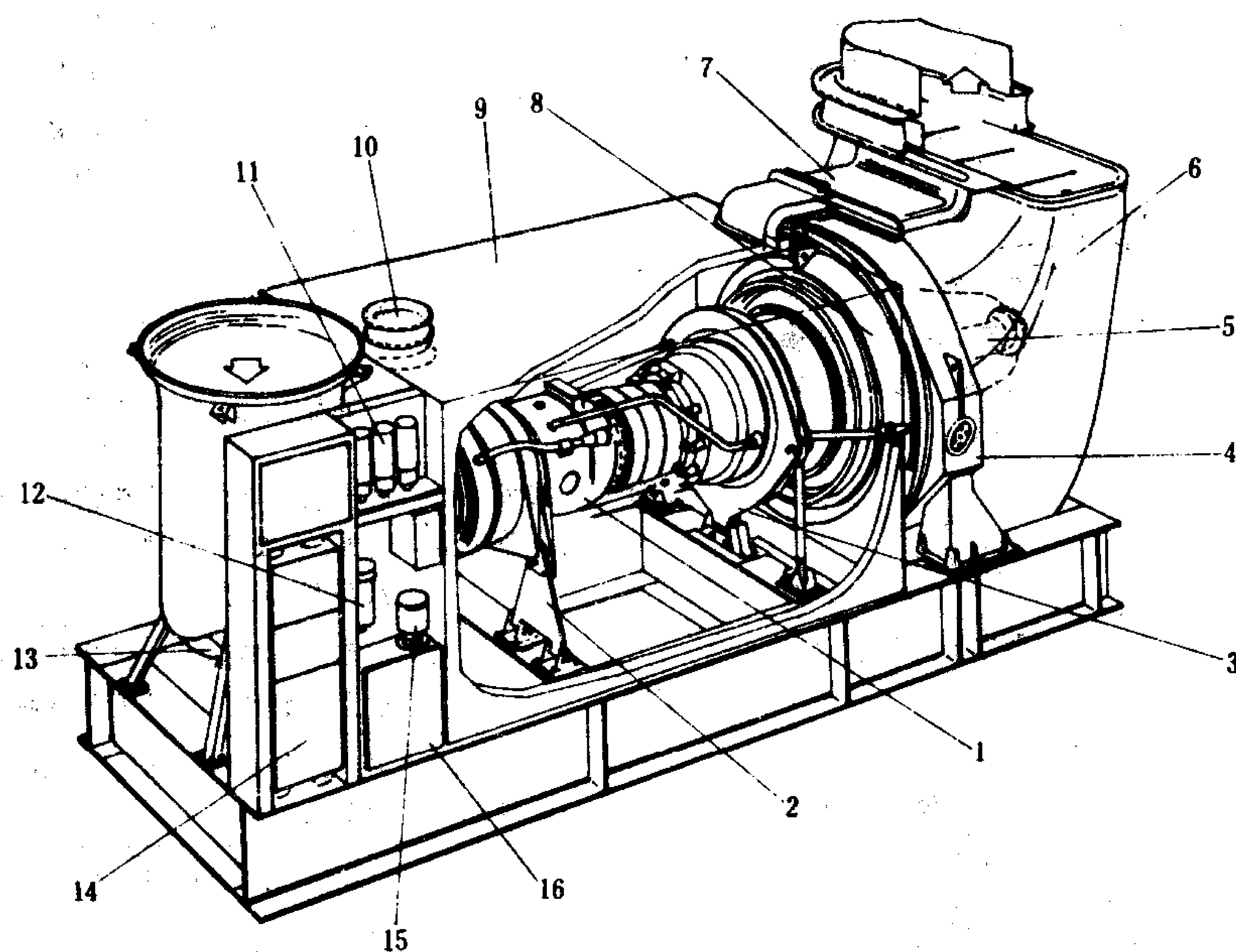


图4.4.6-1 船舶燃气轮机箱装体

1-燃气发生器；2-燃气发生器前支架；3-燃气发生器后支架；4-动力涡轮支架；5-输出轴；6-排气涡壳；7-通风空气出口；8-动力涡轮；9-箱装体；10-通风空气入口；11-灭火瓶；12-滑油过滤器；13 导流叶栅；14-控制盘；15-滑油空气分离器；16-滑油箱

2 支承和滑销系统

机组排列方式和安装结构应保证安装位置正确，联结可靠、基础振动小、机组在各种工

况下均能自由膨胀和热态对中。在满足刚性要求的前提下气缸支承点(其中有一个绝对止点)应尽量减少。对单轴机组,绝对止点常设在温度低的功率输出端。分轴式机组绝对止点常设在低压动力涡轮端。绝对止点应与转子相对止点统一考虑。应以静动部分胀差、机组效率高及安全运行为准。绝对止点支架形式及结构应以气缸横销、纵销和立销综合考虑,以确保气缸中心线在任意工况下与机组中心线同心。绝对止点处气缸支架支承面高度应力求接近机组中心线,以便在受热状态变化时保持气缸支承面与机组中心线之间距离基本不变(图4.4.6-2)。当气缸刚性不足挠度过大时,可在适当位置加装可调式辅助弹性支架。大、中型机组进、排气管路体积和重量都比较大,与气缸联接方式和各自支架要能支持管路重量并确保自由膨胀,以免带来附加推力使气缸变形、转子静子相碰擦、机组振动等事故。

燃气轮机除压气机、燃烧室、涡轮之外,还应配备性能良好、配套合理、自动化程度高、安全可靠的辅助设备和辅助系统。它们是起动设备、传动装置、各种油泵、水泵、管路、阀门和附件;润滑系统、动力油系统、燃料油系统以及冷却空气和水系统等。

成套设备在舰船上,趋向组装式快装机组,以充分体现燃气轮机轻巧、布置安装紧凑、安全可靠、维修方便的特点。做到安装、运行中部件对中正确、热膨胀自如;冷却、隔热、保温良好,管路连接短直;支架负荷均匀。

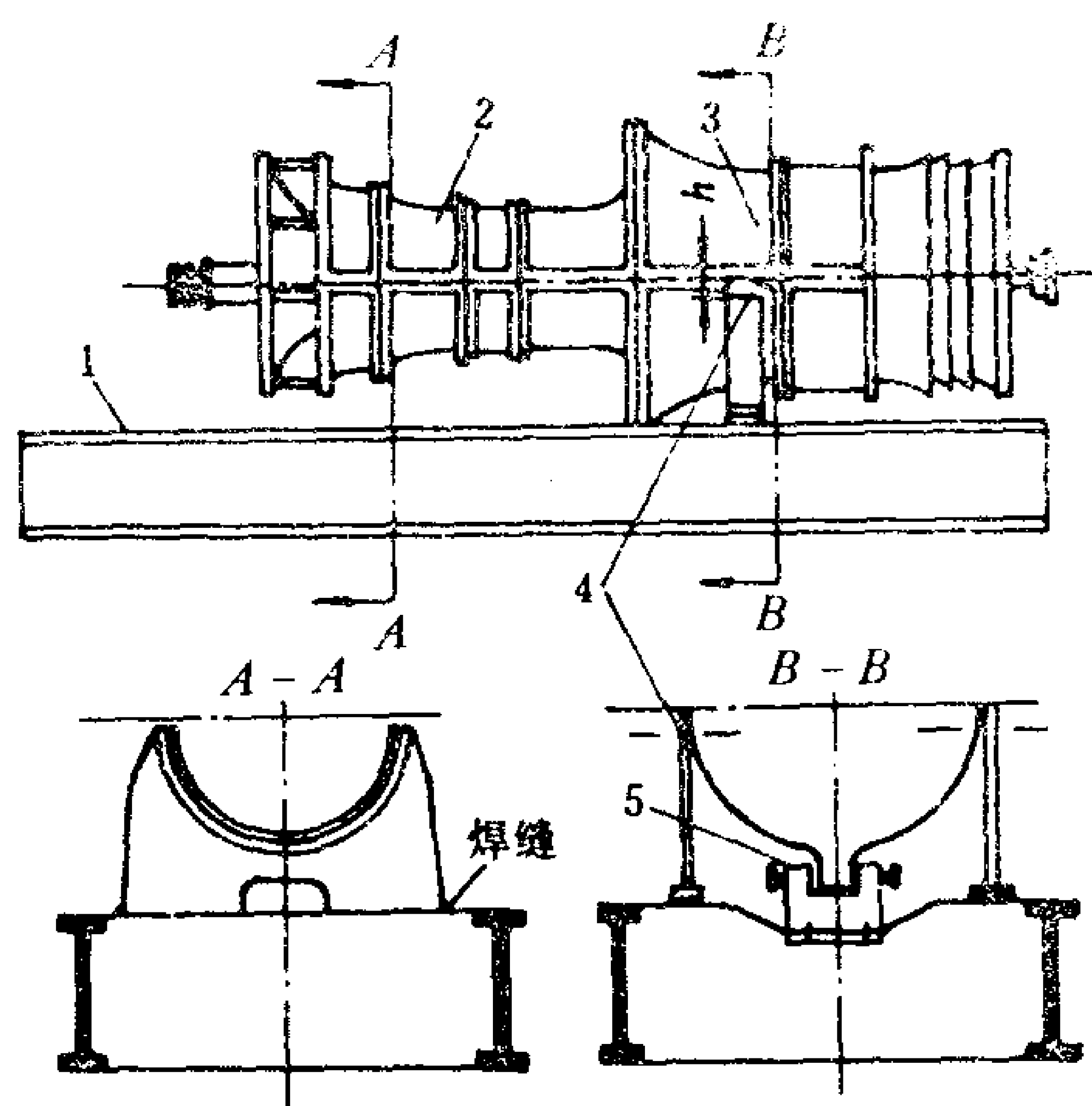


图 4.4.6-2　气缸支承结构

1-公共底盘;2-压气机;3-涡轮

4-绝对止点处气缸支承;5-纵销

3　进排气装置

增大进排气管通流面积、减少弯头、缩短长度、减少通流面积突变,减少表面粗糙度、减少附件等均能减少流阻并提高有效功率。另外,还应考虑进气净化、消声等问题。

3.1　进气净化装置

海洋上的空气会有盐分。含盐量随海区、海情、离海平面的高度及船体本身效应而异。在一定风速下,它随高度增加而减少,并呈抛物线分布。在离海平面 1.5~2.0 m高度处含盐量最高,之后保持不变。空气中盐分以雾、薄雾、气溶盐形式吸入压气机。含盐空气造成叶片积垢、侵蚀、发动机功率降低、油耗率增加。盐分波及高温端时,会加速涡轮叶片的硫化腐蚀。除机组材料、镀层应选耐蚀材料之外,还应防止盐分进入发动机。一般空气含盐量应小于 0.01 ppm。对进气装置,压力损失应小于 1000 Pa(100 mmH_2O),还应设置消声装置、清除水滴过滤器、防水堵塞装置等。

燃气轮机都用进气滤器除去水分。目前,各国广泛采用的有惯性式、编网式和惯性编网组合式等三种。惯性式过滤器在过滤大于 13 μm水滴时效率高,过滤微细液滴时效率低,编网式则相反(图 4.4.6-3、图 4.4.6-4)。一般过滤器设计流量为机组额定空气流量的 120%,空气流速 2 ~ 3 m/s,总压降小于 100~500 Pa。不管哪种滤器都要定时清洗。经常用新鲜海水或清水冲洗,在污阻严重时则用清洗液清洗。编网式或惯性滤器大都采用聚丙烯编织网,

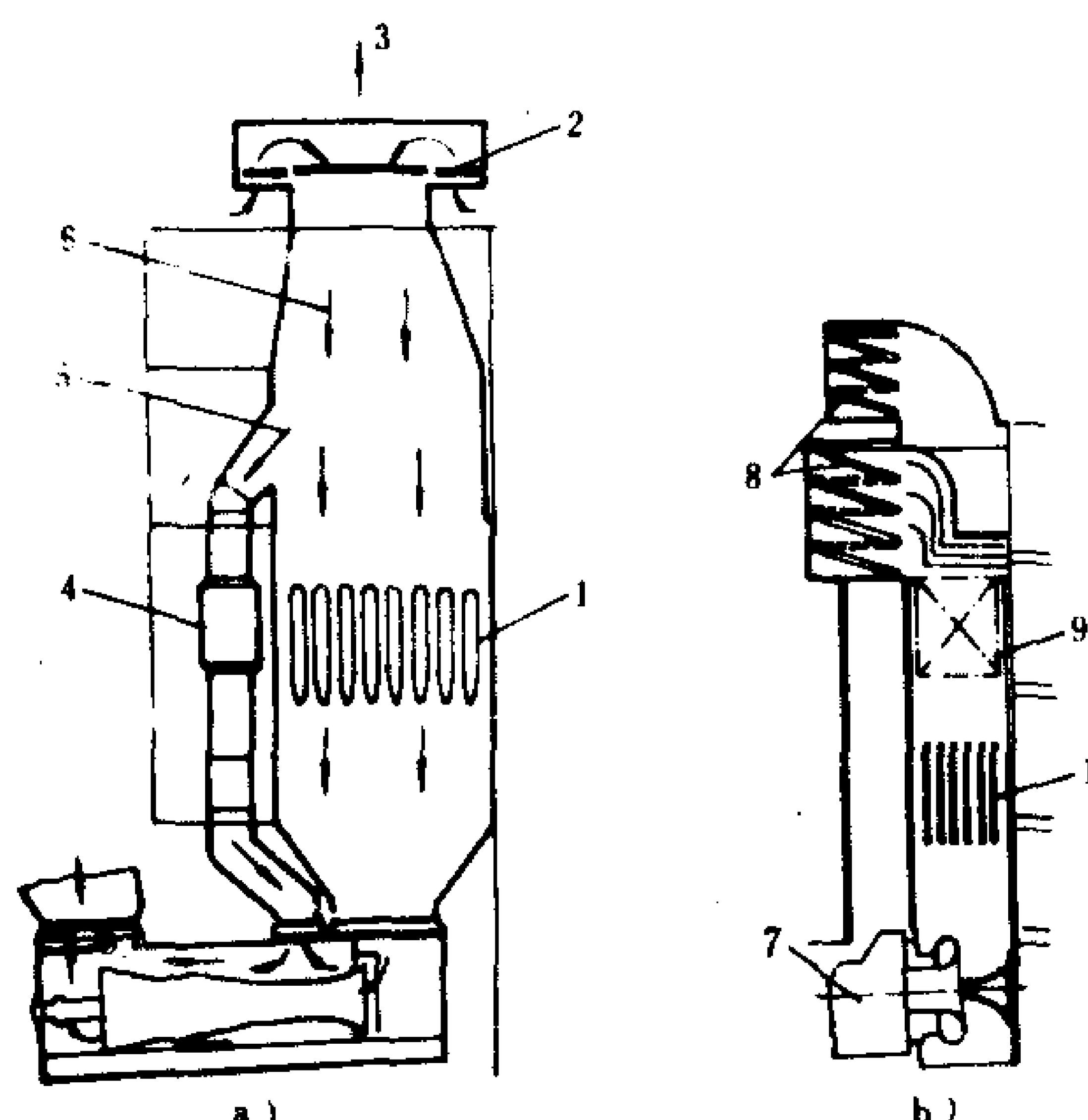


图 4.4.6-3　编网式滤器进气系统

a)A舰动力装置进气系统；b)B舰动力装置进气系统

1-主气流消音器；2-编织网垫；3-发动机装拆部件；
4-冷却气流消声器；5-冷却气流；6-270°转弯主气流；
7-发动机；8-除水滤器；9-进气旁通门

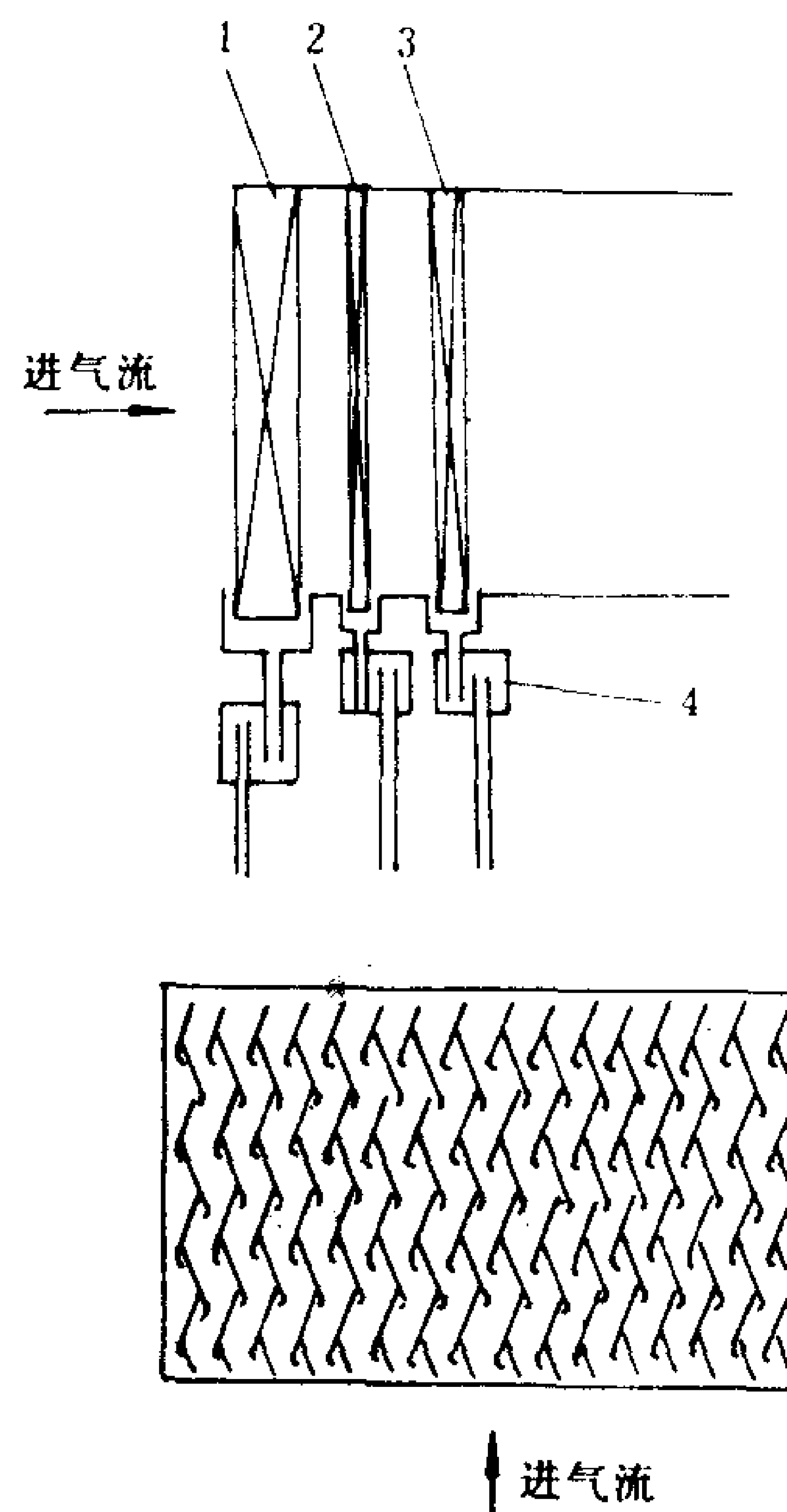


图 4.4.6-4　惯性式滤器进气系统

1-第一级惯性分离器；2-第二级凝结水滤器
3-第三级惯性分离器；4-排水管

为防止老化一般两年需更换一次。

3.2　排气装置

图 4.4.6-5 为排气装置的简图。其尺寸主要由排气速度决定，当排气气流速度>60 m/s时，噪声增加，而<45 m/s则废气可能重新被吸入，故常使速度在 45～60 m/s之间。扩散段设有供内部检查的观察口。

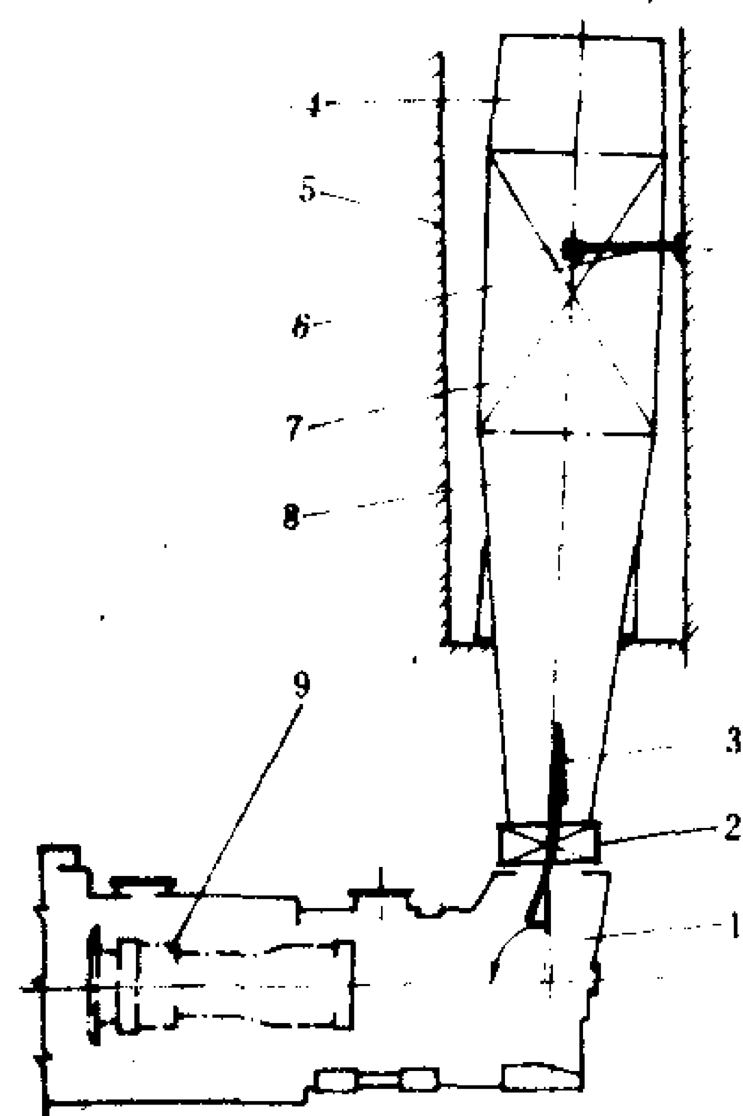


图 4.4.6-5　排气装置

1-排气涡壳；2-波纹管；3-气流方向；4-排气管道；5-船体；6-悬臂式连接构件；7-消声器；8-扩散管道；9-发动机

3.3　消声装置

压气机低压段叶片噪声高达 120 dB左右，频谱分布很广，故必须采取措施加以降低。常用的消声器有抗性消声器、阻性消声器、阻抗复合消声器、微孔消声器等。其中最广泛采用的有阻性消声器。燃气轮机噪声源及防治措施如表 4.4.6-1 所示。还可以用减少向空中辐射能量的表面和改变噪声辐射

方向等措施来降低噪声。机组进排气所产生的噪声强度最大，常用阻性消声器来降低其噪声强度。压气机进口消声器的消声板采用穿孔板夹玻璃棉型式，而涡轮排气则采用串联型双层微孔型的消声片。消声器除应满足声学、气动力学的要求外结构的刚性要好，避免松动、振动与疲劳破坏等。

表 4.4.6-1　　噪声源及防治措施

噪　声　来　源	防　治　措　施
压气机进气：涡流噪声和旋转噪声（高速旋转叶片噪声）	加装进口消声器
涡轮排气：涡轮噪声和旋转噪声（高速旋转叶片噪声）	加装高温消声器
本体：燃烧噪声、管道弯头处气流噪声、结构振动噪声、气封漏气噪声等	改进管道流场使流速均匀，弯头处加装导流片；提高转子动平衡精度、机组刚性、减少结构振动；本体外加装隔热隔声罩壳
传动及驱动：齿轮啮合噪声	提高传动装置啮合精度，减少振动
附属设备：鼓风机、电动机、油冷器泵等噪声	合理安排噪声源加装隔声墙、隔声室等。

4　回热器

回热器利用涡轮排出的废热来加热压缩空气以节约部分燃料。回热度μ越高涡轮效率也越高（图 4.4.2-4）。

回热器可分为再生式和表面式两种。前者用于小功率燃气轮机，后者用于大、中型燃气轮机。它用金属壁（管壁、板壁）将热交换流体隔开，热量由金属壁一侧传向另一侧的流体。表面式回热器有管式和板式两种。

4.1　管式回热器

它是用圆管、扁管、曲管、扭管或螺纹管为元件，将几百根乃至数千根管子构成管式回热器（图 4.4.6-6）。管式回热器能承受高压，管子易清洗和更换，每单位容积传热面积约为 $50\sim500\ m^2/m^3$，为增加辅助导热面可在管表面设肋片、翅片、波形带、螺旋带、线圈或凸刺等。辅助导热面能破坏气流附面层有利于加强紊流度，从而改进传热性能，但清洗困难、压力损失大。当管子挠度太大时可用管板或缆索加强。管口可用电焊、铜焊滚、胀管、套或填料函固定（可按工作压力、温度来选用）。外壳和管束之间应能允许膨胀和保持气密。为此，在外壳或外壳和端面管板联接处设置补偿器（图 4.4.6-7）。

4.2　板式回热器（图 4.4.6-8）

它是由许多凸凹不平的薄板叠合焊接而成。薄板形成的许多格子隔开了冷热两种流体，热量透过薄板传递。板式回热器的回热度较高，价格便宜，制造简便。质量体积比管式回热器小 1/2～1/3，但刚度差、热应力大，清洗困难，易漏气，对密封结构和垫料要求较高。

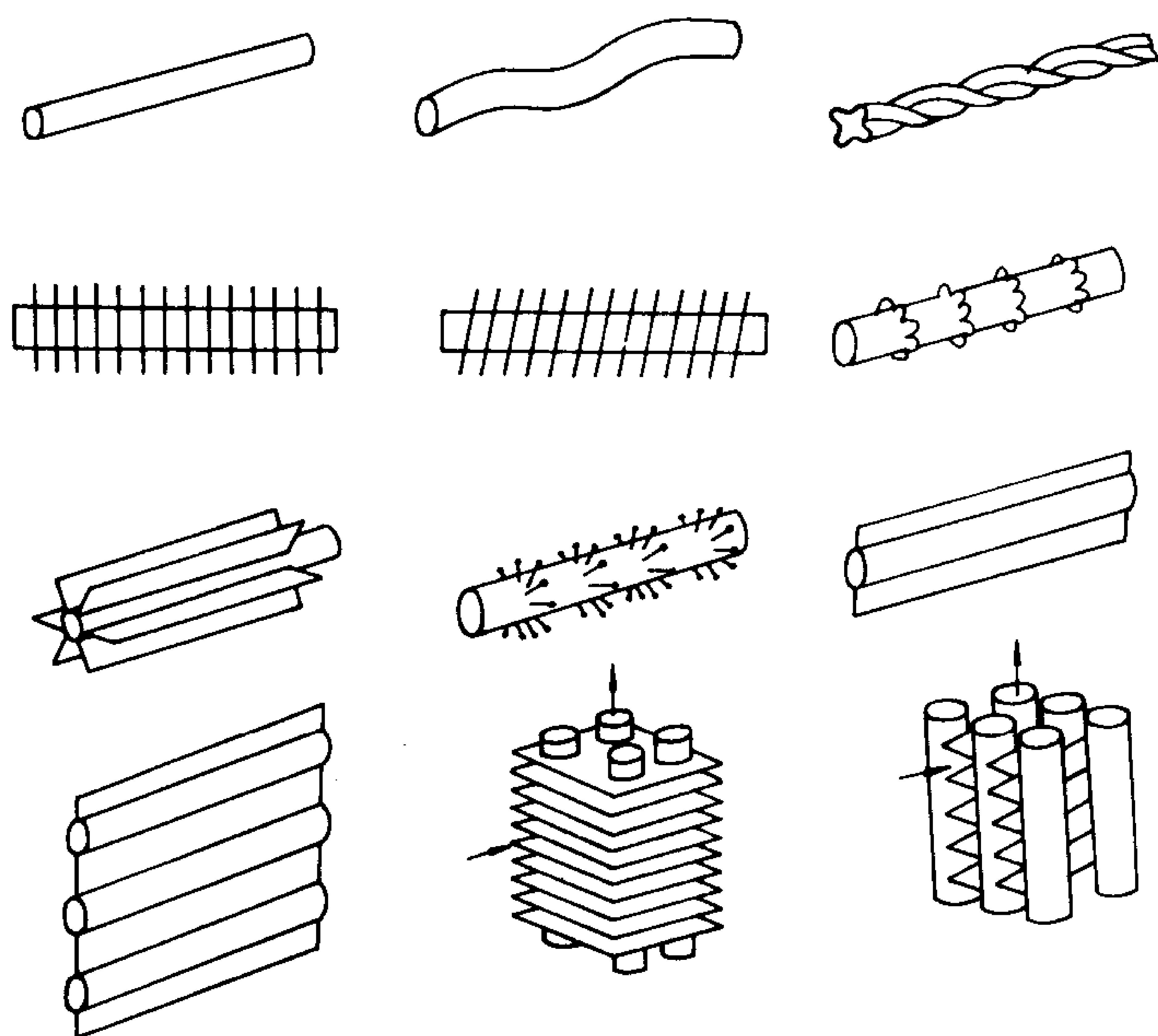


图 4.4.6-6　管式回热器元件

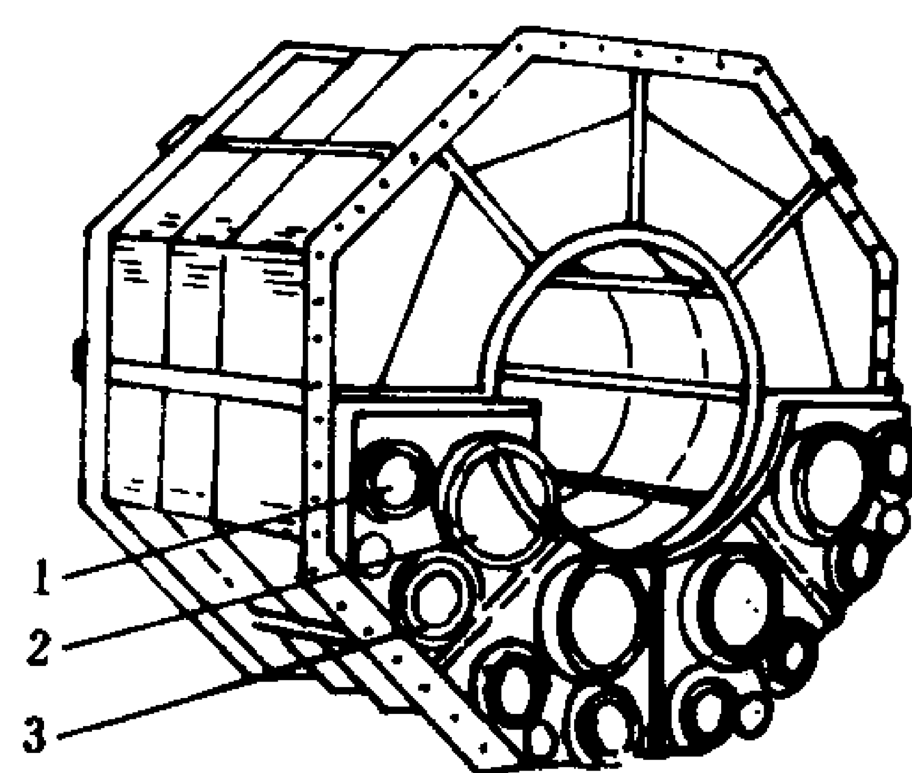


图 4.4.6-7　燃气轮机管式回热器

1-空气进口；2-空气出口

5　防水系统

空气在高速流入压气机后温度降低约 10℃。因此在某些进口温度和湿度下，气流通过金属表面时会产生沉淀水和冷凝水。机组工作时，因振动而脱落的冰粒随气流进入压气机会导致进口导叶、动叶、静叶的弯曲或损坏。在恶劣的海况下，进口除水滤器常因冰雪而堵塞。若无防冰系统可能导致停机。一般在进气装置上开设旁通门(图 4.4.6-9)在低温气候下打开旁通门，可增加空气流量和输出功率。防冰方式有两种：一种是在进气口喷入热空气与进气混合使进气温度达到 0℃以上。有的机组从燃烧室混合段抽取二次空气喷到进口滤器以达到加温目的。此办法耗气量大，影响机组性能。也有从烟道引入燃气加热空气或加装雪罩的空气进口以防积冰(图 4.4.6-10)。另一种方法是用热空气加热易产生冰沉积的表面，以使冰雪无法形成。由于所需加热的,零件表面积有限，这种方法的耗气量少，不大影响机组性能，所以应用较普遍。

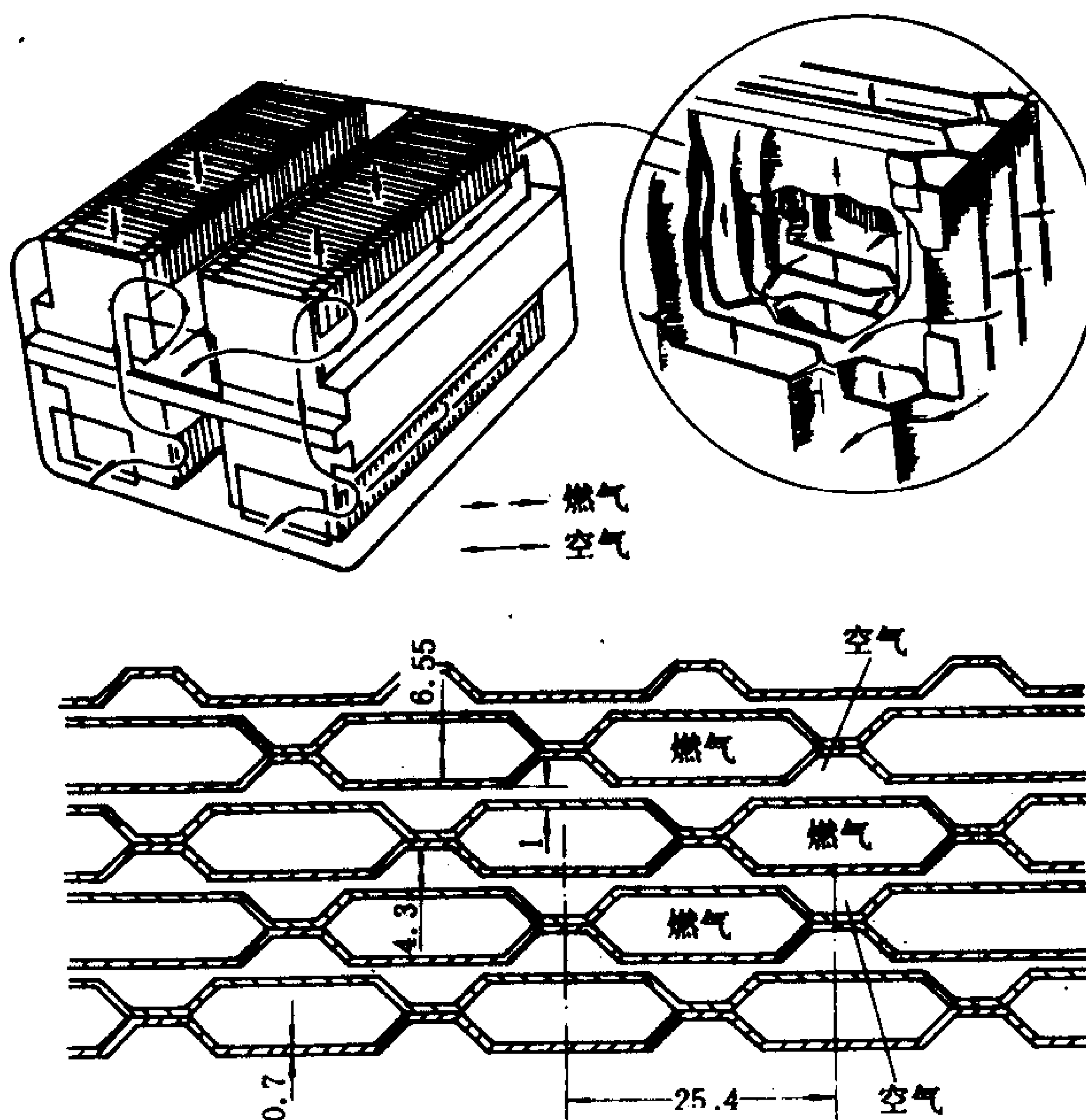


图 4.4.6-8　板式回热器

6 附属系统

6.1 滑油系统

燃气轮机采用压力油润滑和冷却轴承及传动机构。滑动轴承常用国产20号或30号汽轮机油作为滑油，高速轻载轴承用粘度较低的滑油。在润滑系统中，滑油由油箱或油池泵出并减压至额定油压(0.18～0.25 MPa)，送入油冷器冷却。冷却后经分支管引至各处润滑、冷却。各部件回油经回油管、滤器去回油箱。油箱底部有泄水排污阀，顶部有抽气泵或通风管，箱内加装电加热器以降低粘度。主油泵以齿轮泵、螺杆泵较多，通常由机组带动。除了主油泵外还可用回油泵将分散在各个集油槽内的回油，吸回至油箱。有时滑油和调节油合用一台泵，但在滑油管路内加装一个节流减压阀。轴承油压和传动机构油压也不同。为了安全运行，除主油泵外，还设置用电动机带动的备用油泵(或称辅助油泵)，它也兼作起动油泵。大型机组有的装托轴油泵（10～15 MPa）来减少起动扭矩和起动功率。

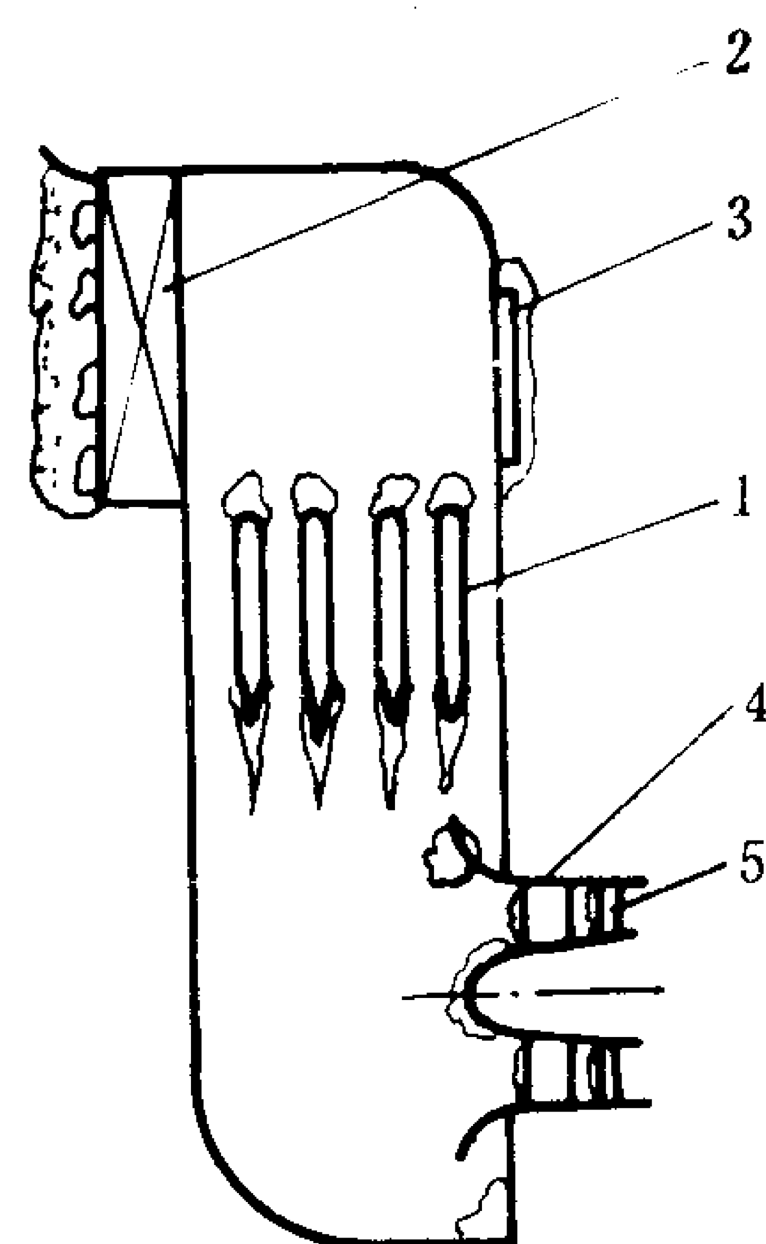


图 4.4.6-9 进气装置各部位积水情况
1-消声器；2-除水滤器；3-旁通门
4-导流支板；5-进口导叶

冷却器常用管壳式，一般为两台，其中一台备用。可以用水或油做为冷却介质，空气冷却滑油器常制成散热筋片式。有的不专设油冷器，而用油箱兼作油冷器。冷却后滑油温度为35～45℃，轴承排油温度小于65℃。但高温滚动轴承进油温度可达60～80℃，此种滑油需经特殊处理或加入添加剂。

滑油滤器常用网格式，网格由金属丝或纤维组成。(如用0.65 mm金属丝有80孔/cm²，0.34 mm金属丝有225孔/cm²的滤网）有时也采用片式或离心式滤油器。滑油滤器须经常清洗。在高压滑油管路和回油管路内可以分别安装几个滤器。一般一处并列两个滤器，进出口联动以备清洗时替换使用。

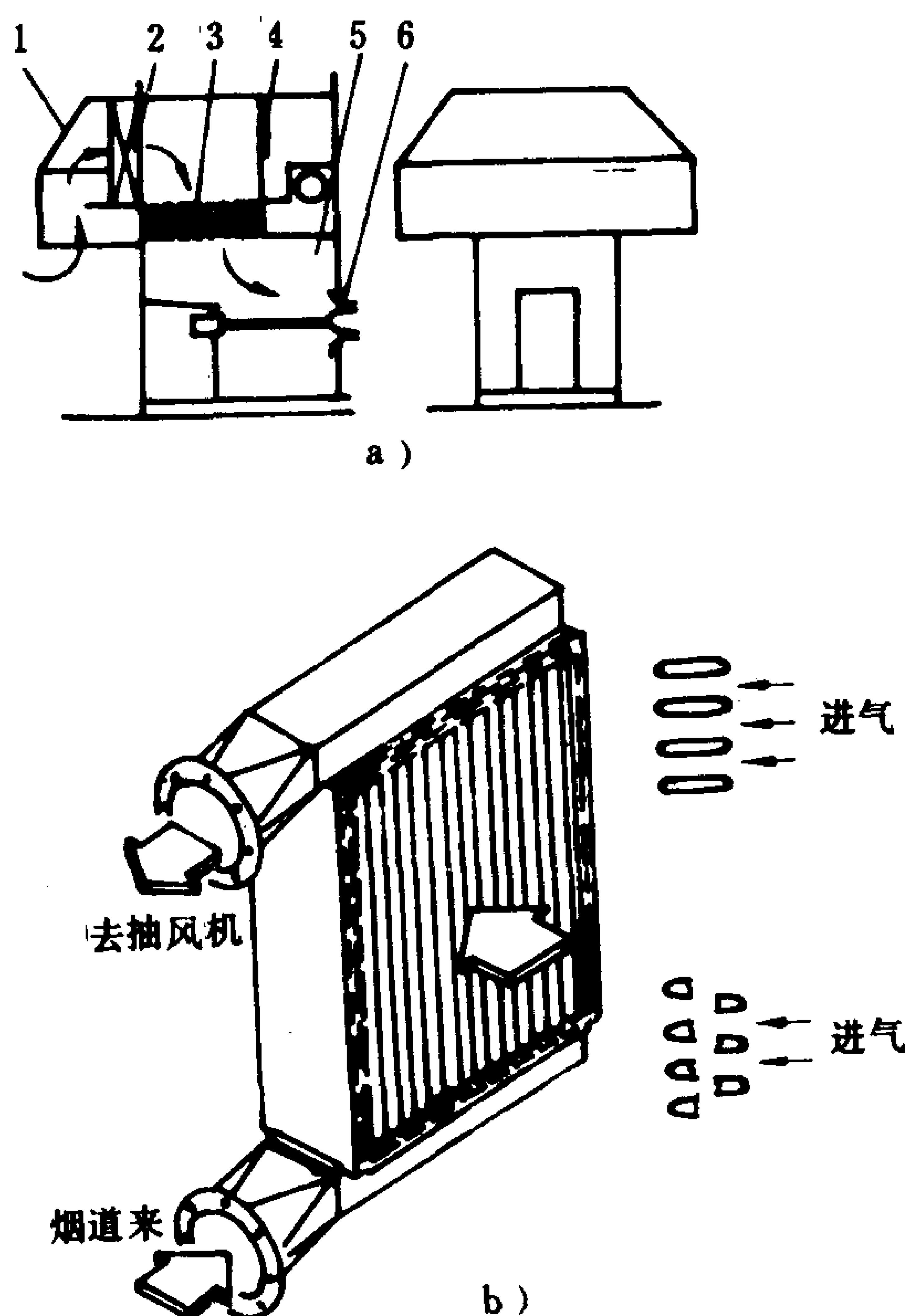


图 4.4.6-10 空气进气雪罩及加热器
a)加装雪罩的空气进口；b)进口空气加热器
1-雪罩；2-V型惯性分离器；3-消声器；4-旁通门；
5-进气室；6-燃气轮机

滑油-调节油的典型系统如图4.4.6-11所示。该系统平时由主油泵供油，经节流孔4、5、6后油分为调节、保安、润滑三路；起动油泵2开动后，再开动托轴油泵21托起压气机、涡轮轴；滑油压力小于0.13 MPa时，压力开关17开动自动备用油泵3；滑油温度大于50℃时，滑油温度控制器8发出信号；燃油温度控制器13作用，使 $T_3^* \leq 620$℃。当 $T_3^* \geq 640$℃时超温

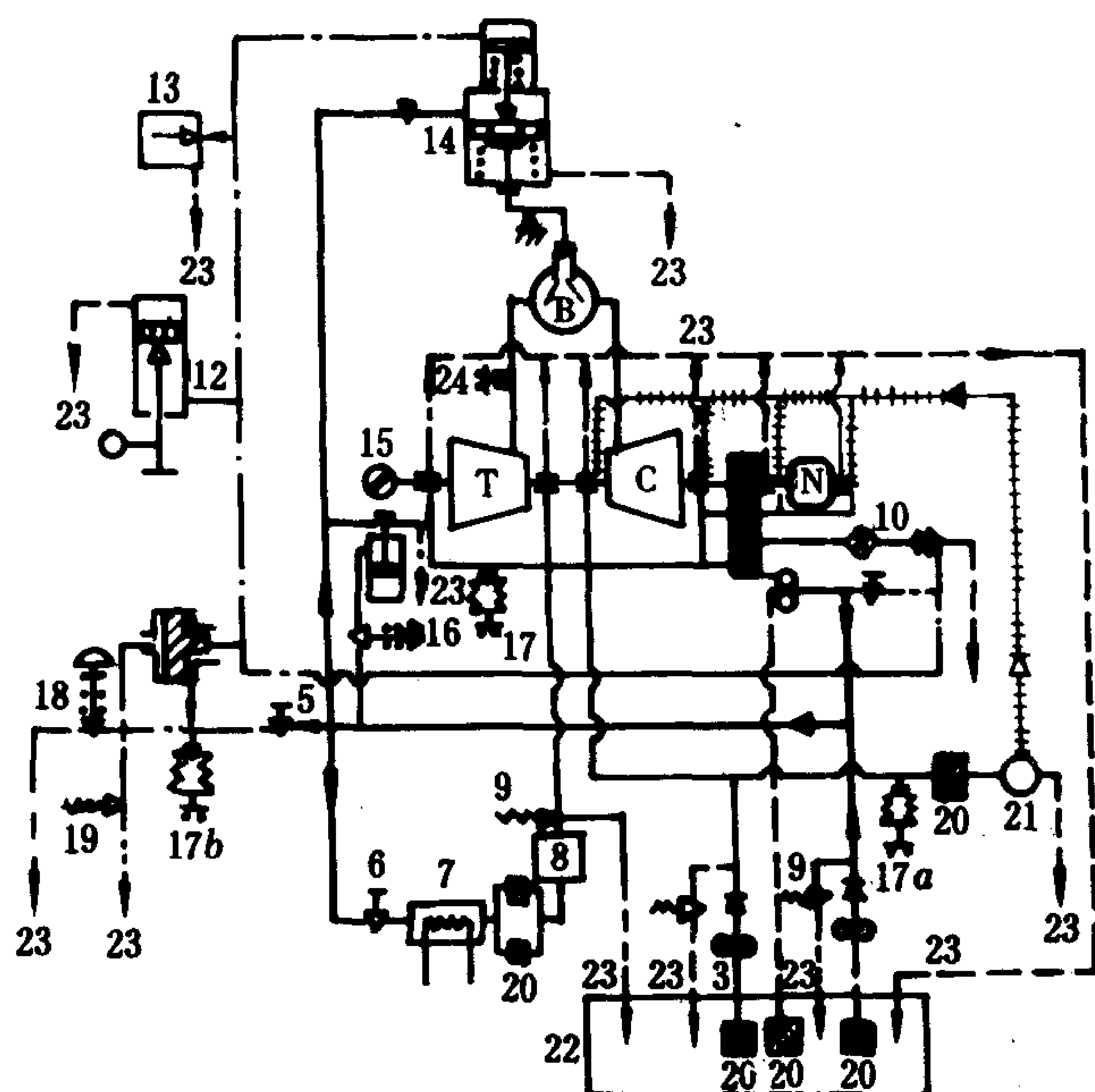


图 4.4.6-11 润滑系统简图

---回油、低压油 10^5Pa； 起动托轴高压油 100×10^5Pa；
——滑油（2～2.5）$\times10^5$Pa； —·—调节油（2.5～4.5）$\times10^5$Pa
———高压油（6～6.5）$\times10^5$Pa； —··—保安油（5.8～6.3）$\times10^5$Pa

1-主滑油泵；2-起动油泵；3-自动备用油泵；4、5、6-节流孔；7-油冷器；8-滑油温度控制器；9-过压阀；10-调速器；11-危急继动器；12-手动及电动起动阀；13-燃油温度控制器；14-油动机；15-超速保安器；16-超速保安复位机构；17、17*a*、17*b*-压力开关；18-手动危急保安器；19-电动保安阀；20-滤油器；21-托轴高压油泵；22-油箱；23-回油；24-超温保安开关

保安开关24动作，关小喷嘴；转速超过额定值8％～11％时，超速保安器15动作，$T_3^*>660$℃时，24动作，滑油油压低于0.18 MPa时压力开关17动作，滑油进口温度大于65℃时，8动作，这些动作都造成紧急停车。调速系统速度变动率为4％～0.5％同步器速度变化范围5％～7％。

滚动轴承供油方式不一。低速轻载的滚动轴承可用油脂或用滑油侵润、飞溅润滑。高速轴承供油方式有：①喷嘴式，在轴承一侧装喷嘴或喷嘴环对轴承喷射滑油；②雾化式，利用高压空气与压力油汇集形成油雾通过轴承进行润滑，它冷却效果好，但泡沫多、轴承结构复杂；③外环小孔式，在滚动轴承外环上开孔进入滑油润滑；④强迫供油式，泵出大量滑油，流经滚子间隙润滑，它用于高速、高负荷工况；⑤二硫化钼润滑，以二硫化钼作润滑剂，它由于短寿命机组中。

6.2 空气起动系统

图4.4.6-12是某机组空气起动系统。气源1引入压缩空气经手动操纵阀2进入机组空气管路。起动机9所需空气须先经50μm过滤器过滤，并保证在-40～130℃范围内都可使燃油喷射系统8工作。起动空气受电磁阀5控制，起动开始后电磁阀5打开，空气经5、压力开关10压力降低到规定值再引向起动机9。起动机9通过套齿与高压压气机相联。发动机起动达到预定转速后，起动机9的离心开关切断电路，使电磁阀5关闭，起动机即停止运行。压力开关3是指示压缩空气可否使用。7的空气是经过减压阀4减压的。燃油喷射系统8由电磁阀6进行控制，起动开始后电磁阀6敞开可给燃油喷射器供气。

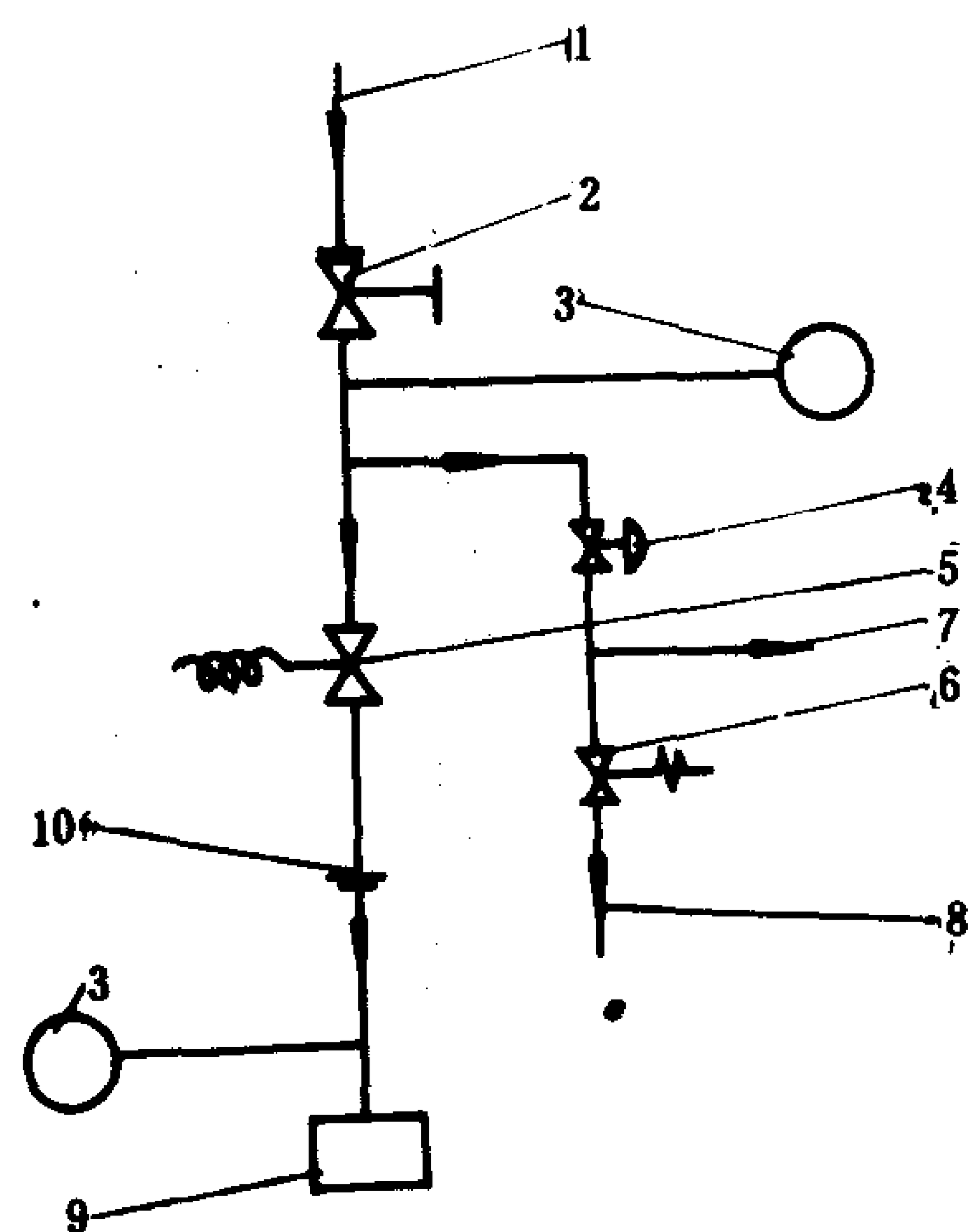


图 4.4.6-12 空气起动系统简图

1-接船上空气源；2-手动操纵阀；3-压力开关；4-减压阀；5-空气起动电磁阀；6-燃油喷射电磁阀；7-滑油箱油位表；8-燃油喷射系统；9-起动机；10-节流孔

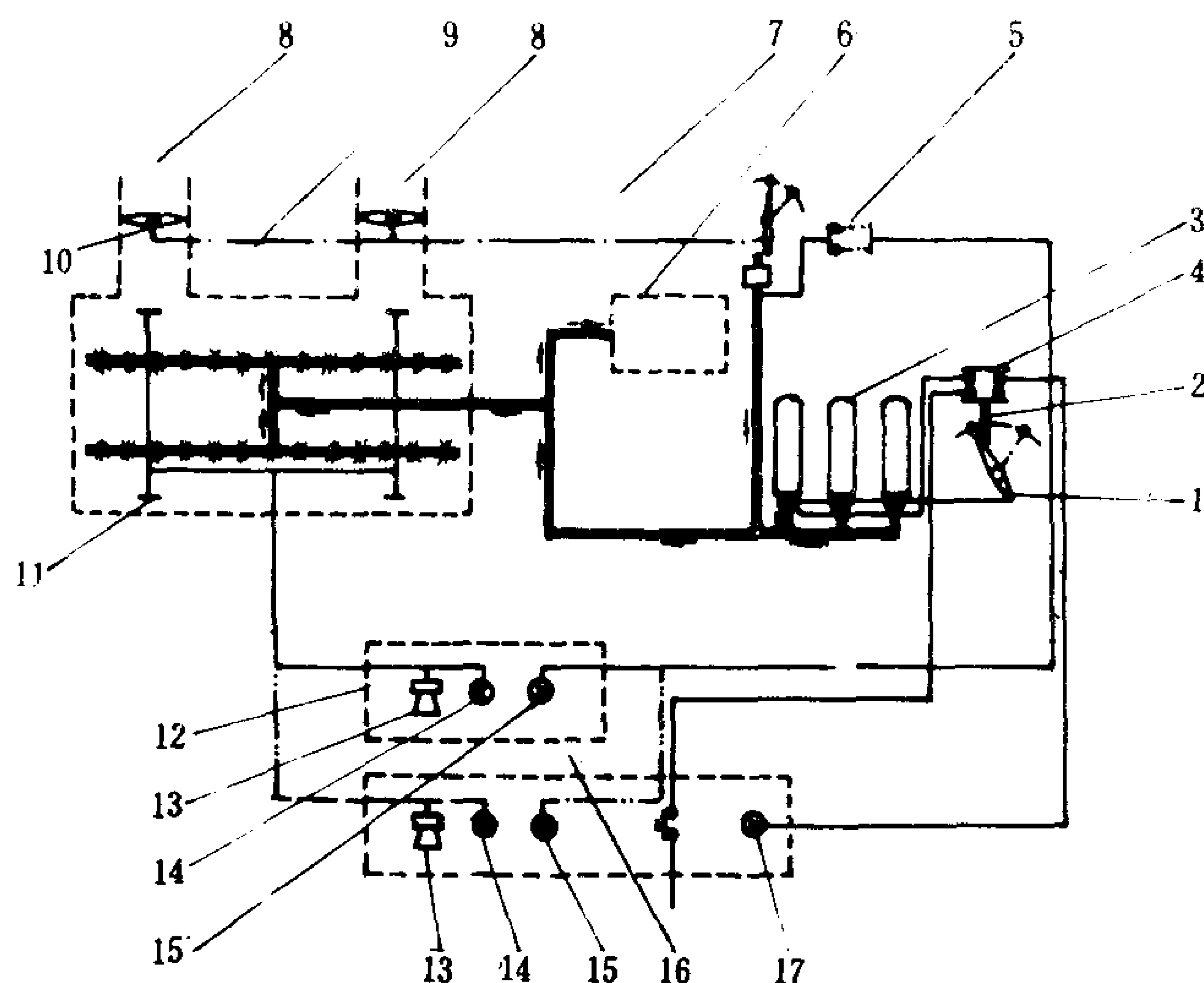


图 4.4.6-13　灭火系统

1-操纵手柄；2-制动杆；3-灭火瓶；4-电力机械制动开关；5-开关；6-功率转速控制器；7-通风口复位杠杆；8-通风口；9-箱体；10-弹力隔离门；11-火警探测器；12-机旁操纵台；13-警铃；14-信号灯；15-指示灯；16-集控室或舰船控制台；17-制动开关控制灯

6.3　灭火系统

图 4.4.6-13 是某燃气轮机灭火系统。灭火剂为溴氯二氟甲烷，它装在箱体 9 上的三个相互连通的灭火瓶 3 内，并靠近检修门和观察窗。火警探测器 11 是装在易起火的关键部位，一旦发生火灾温度超过一定限度时，即向操纵台、控制室 12、16 发出灯光信号和声响警报。箱体内的警笛也发出响声提醒值班人员注意。出现火警时可人工转动操纵手柄 1 打开灭火瓶瓶盖，灭火剂在压力作用下流向 9、6 进行灭火。同时，在灭火剂压力作用下松开通风口复位杠杆使通风系统 10 自动关门并接通压力开关，指示灯 15 亮表示灭火系统正常工作。火警后需换装上新的灭火瓶。关闭压力开关，使操纵手柄复位、打开弹力隔离门 10。火警时在电力机械制动开关 4 中插入和扭转一把钥匙便可切断机械和电力系统的联系。扭转钥匙有三个作用：①接触器自动断开，切断电源；②插入制动杆，锁住操纵手柄；③发出遥控信号，表示系统已经切断。

6.4　清洗系统

海盐沉积在叶片表面上形成盐垢，会改变通流部分的形状，使机组性能下降。当输出功率不变时，因效率下降、空气流量减少、便需增加喷油量，此时涡轮前温度及排气温度亦升高。故通常可用排气温度增加的程度来决定是否需要清洗。清洗一般分两级，一级是在压气机入口喷清洗剂，另一级是在燃油喷嘴处喷入。清洗是在起动机或盘车机带动下工作。第一级喷入清洗剂清洗压气机时，溶于清洗剂中的盐垢随气流流向使后面涡轮端零部件污染。第二级喷入清洗剂将污染涡轮端的硫化物清洗干净。清洗剂一般是在加温下与不同比例的清洁剂混合而成。对单纯海盐污染可用单一去离子水而不能用城市供水。图 4.4.6-14 为某机组用第一级清洗压气机系统。在计量水箱 3 中注满了去离子水，其水位可由进气室外壳上的液面计 5 来指示。利用手摇泵 9 将其抽出，经过滤器输送到压气机进口 10 的喷射环 11。在圆环

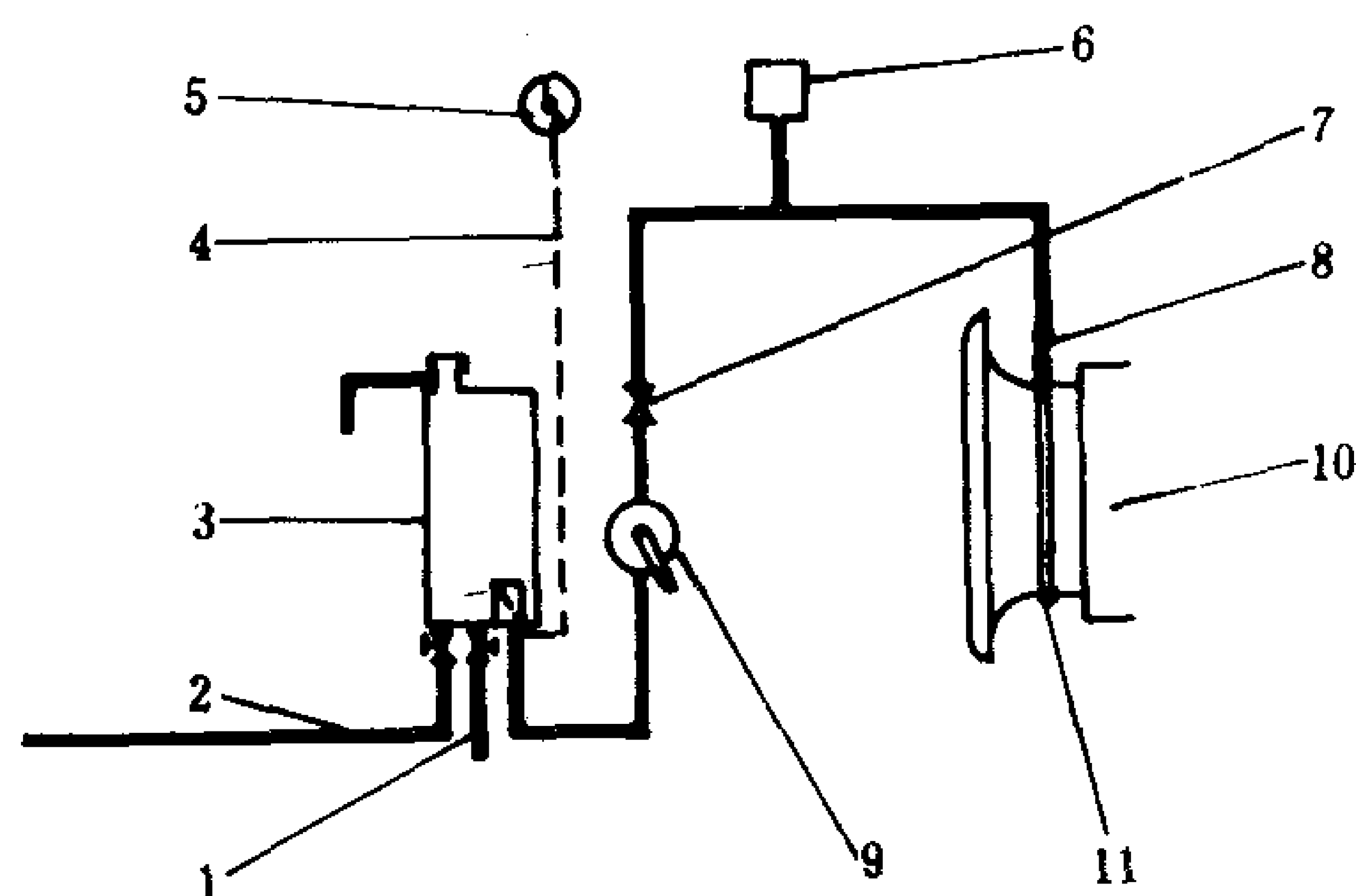


图 4.4.6-14　压气机清洗系统

1-放水管；2-单一的去离子水；3-计量水箱；4-毛细管；5-液面计；6-压力开关；7-控制旋塞；8-挠性接头；9-手摇泵；10-压气机进口；11-喷射环

上开有大量小孔，清洗剂从孔中喷出进入压气机内进行清洗。每次清洗完后停 10 min，再开动起动机进行干燥。

6.5 排泄系统

排泄系统用来排出的积存在机组内的燃油及清洗后污水。图 4.4.6-15 是某机组的排泄系统，它将燃油、污水排到污油柜。燃气发生器排泄物先汇集到燃气发生器后面圆环处，再经一导管引到箱体底盘、污油柜；排气涡壳排泄物由常开的自动排泄阀排出，再经排气涡壳底部排出。燃气发生器起动后，由高压压气机输送管道引出空气关闭排泄阀。进气室与燃气发生器箱体底部各有四个排泄孔将清洗的污水和机组溢出物排到船舶污水柜中。

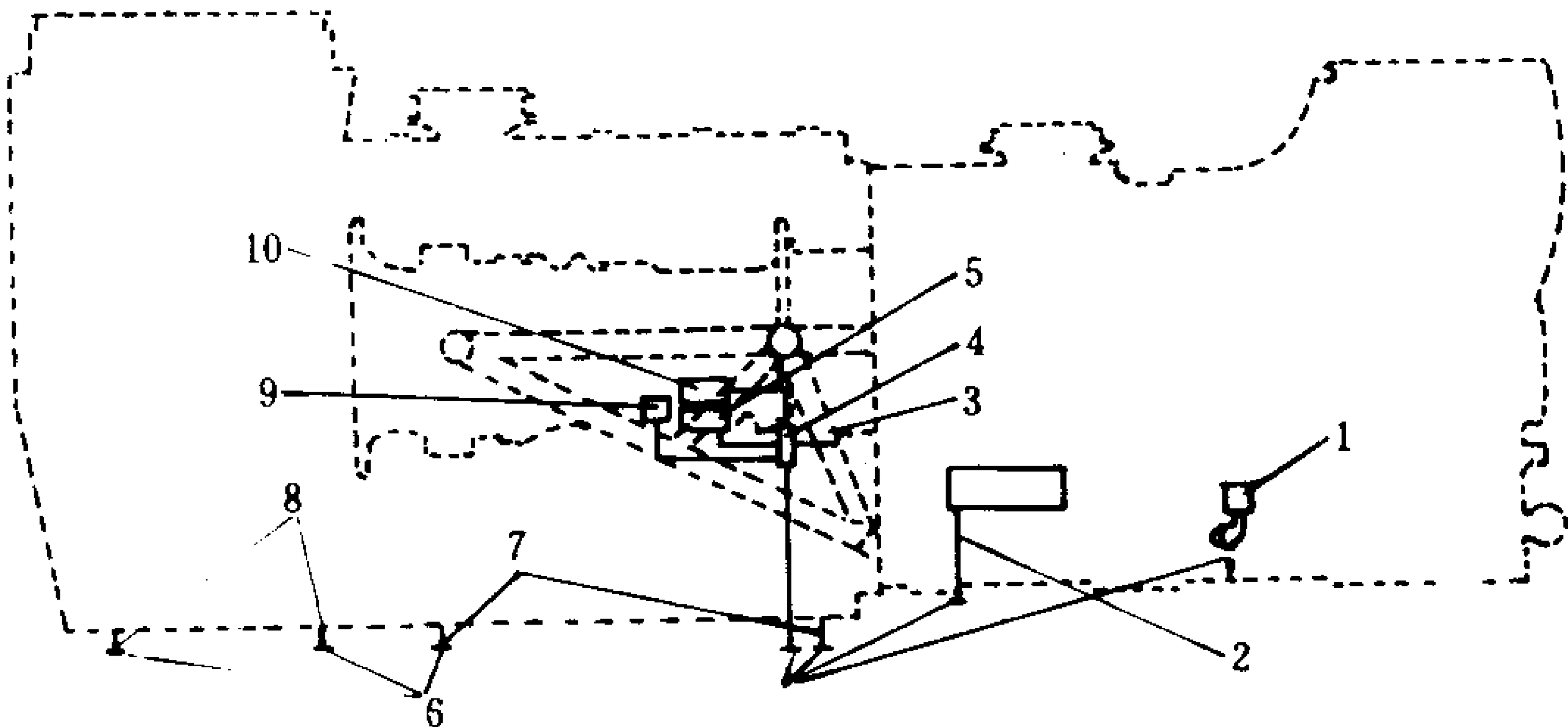


图 4.4.6-15 排泄系统

1-排气涡壳排泄管；2-功率转速控制器排泄管；3-燃烧室排泄池；4-排泄聚集点；5-高压压气机供油泵；6-与船舶排泄系统相连接；7-发生器箱体清洗水排泄管；8-进气室清洗水排泄管；9-旁通阀；10-低压压气机供油泵

6.6 燃油供给系统

燃油供给系统指由船舶油柜到发动机的供油系统。燃油柜出来的燃油经分油机去掉水分再排到日用油柜。日用油柜的大小取决于发动机用油量及分油量。发动机耗油少，分油机分油量大则日用油柜可小点。图 4.4.6-16 为某机组燃油供给系统简图。供油泵 3 把燃油从日用油柜 2 泵往发动机并保证燃油泵进口压力在 0.056～0.2 MPa范围内。燃油进入供油泵之前经过凝聚式过滤器除水。当日用油柜 2 发生故障时，压力油柜 6 可以起补充作用，以保证燃油泵进口压力在 0.056 MPa以上，油柜大小取决于系统恢复正常状态所需时间或转换为紧急供油所需的时间。

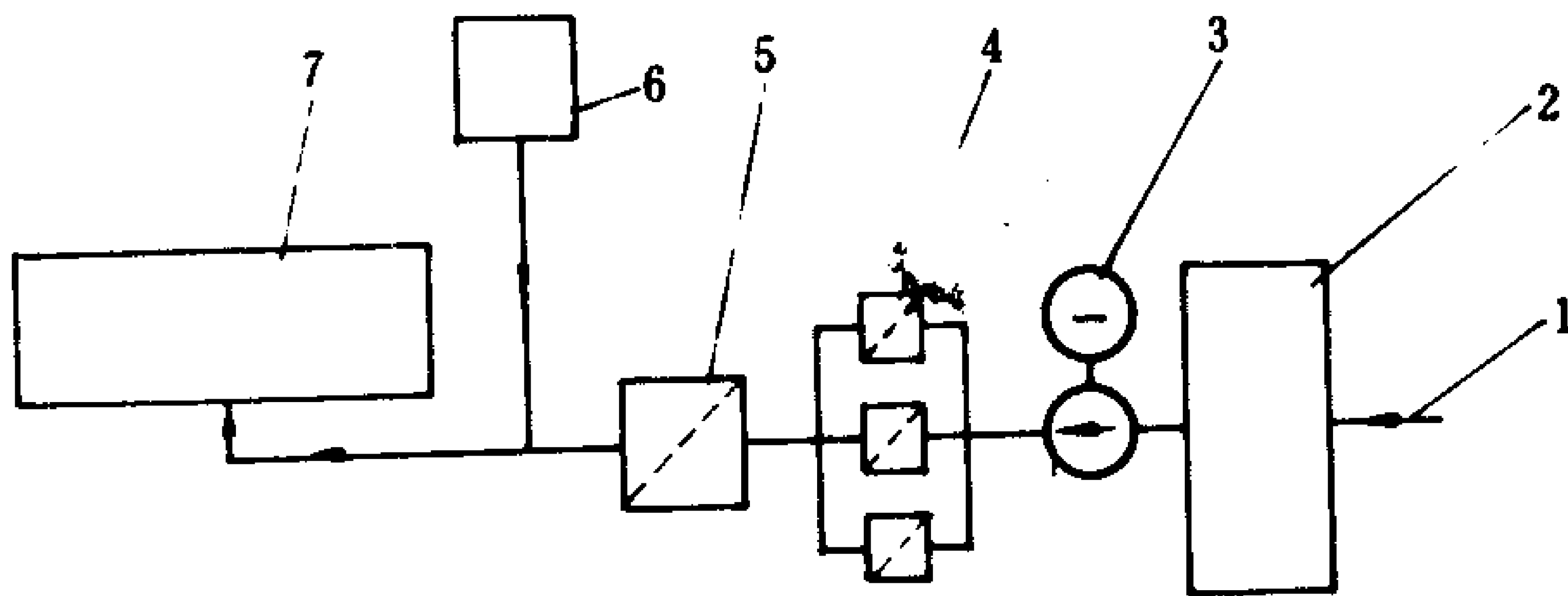


图 4.4.6-16 燃油供给系统

1-来自燃油柜；2-日用油柜；3-供油泵；4-燃油过滤器；5-水分离器；6-压力油柜；7-发动机

7 LM 2500 燃气轮机简介

7.1 LM 2500 燃气轮机的主要性能参数

LM 2500 燃气轮机分工业用与船用两种。船用高压涡轮叶片有特殊的防蚀涂层，能烧柴油，喷油嘴尺寸、结构、控制系统与工业用LM 2500 不同。LM 2500 循环为分轴式，即LC-HT，LT-N。相应功率下参数以及其它一些数据如表 4.4.6-2 所示。

表 4.4.6-2　　　　　　　　LM 2500 主要性能参数

名　称	单　位	数　据	名　称	单　位	数　据
大气温度	℃	15	最大短时功率热效率	%	37
大气压力	MPa (kgf/cm^2)	0.1033 (1.033)	发动机排气温度	℃	530
轴马力	kW(PS)	20212 (27500)	最大短时功率压比		22
燃气发生器转速	r/min	8948	最大连续功率	kW (PS)	20212 27500
动力涡轮转速	r/min	3600	最大连续功率耗油率	g/(kW·h) [g/(PS·h)]	234 (172)
压气机排气温度	℃	430	最大连续功率空气流量	kg/s	65
压气机排气压力	MPa (kgf/cm^2)	1.84 (18.4)	最大连续功率排气温度	℃	503
燃气初温	℃	1170	最大连续功率的压比		18
动力涡轮进口温度	℃	768	$\frac{1}{3}$最大短时功率耗油率	g/(kW·h) [g/(PS·h)]	304 (224)
动力涡轮进口压力	MPa (kgf/cm^2)	0.385 (3.85)	燃气发生器转速范围	r/min	4950/9600
高压涡轮动叶温度	℃	378	高压涡轮效率	%	90
高压涡轮静叶金属温度	℃	813	动力涡轮效率	%	92.5
最大短时功率	kW (PS)	22050 (30000)	发动机重量	kg	4676
最大短时功率耗油率	g/(kW·h) [g/(PS·h)]	228 (168)	发动机外形尺寸 (长×宽×高)	mm	6629×2134×2134
最大短时功率空气流量	kg/s	67			

7.2　LM 2500 燃气轮机结构

LM 2500 燃气轮机是由燃气发生器、动力涡轮、排气箱、底座、滑油储存器、调速器及电子控制柜所组成。图 4.4.6-17 为LM 2500 舰用燃气轮机机组。燃气发生器由压气机、环形燃烧室、高压涡轮、传动齿轮箱、燃气轮机操纵装置和辅助设备组成。压气机共有 16 级，前 6 级和进口导叶均为可调式，中间无放气。压气机设有水平中分面。第 8 、 9 、13、16 级都有抽气。采用全环形燃烧室，气膜冷却，出口温度场均匀。30 个燃油喷嘴安装在发动机外部，有 2 个点火器。高压涡轮为两级，带动压气机及传动齿轮箱，涡轮动叶与蜂窝结构气缸允许发生接触、摩擦以减少漏气。高压涡轮采用空气冷却，燃气初温高达 1170℃，但金属温度不超过 813℃。动力涡轮共 6 级为低转速、低应力、长寿命的轴流式涡轮。由于转速低，齿轮箱的体积、重量较小。级数较多故效率高，变负荷特性好。动力涡轮动叶用合金材料加涂层。起动是由起动机拖动。由风源来的压缩空气经压力调节器调到 0.32 MPa，流量1.36 kg/s将起动机吹动，每次起动需空气量 136 m^3。压气机进气段表面有抗腐蚀涂层，以便最大限度地减少压气机积垢和清洗次数。动力涡轮到排气箱形成一个扩压通道，内外管均由不锈钢板制成。压气机进气空气用压气机抽出的空气加热后再送到进口，使进口温度比环境温度高 11℃。压气机清洗间隔时间小于 250 h。LM 2500 舰用燃气轮机清洗有两种方式(液体清洗和固态清

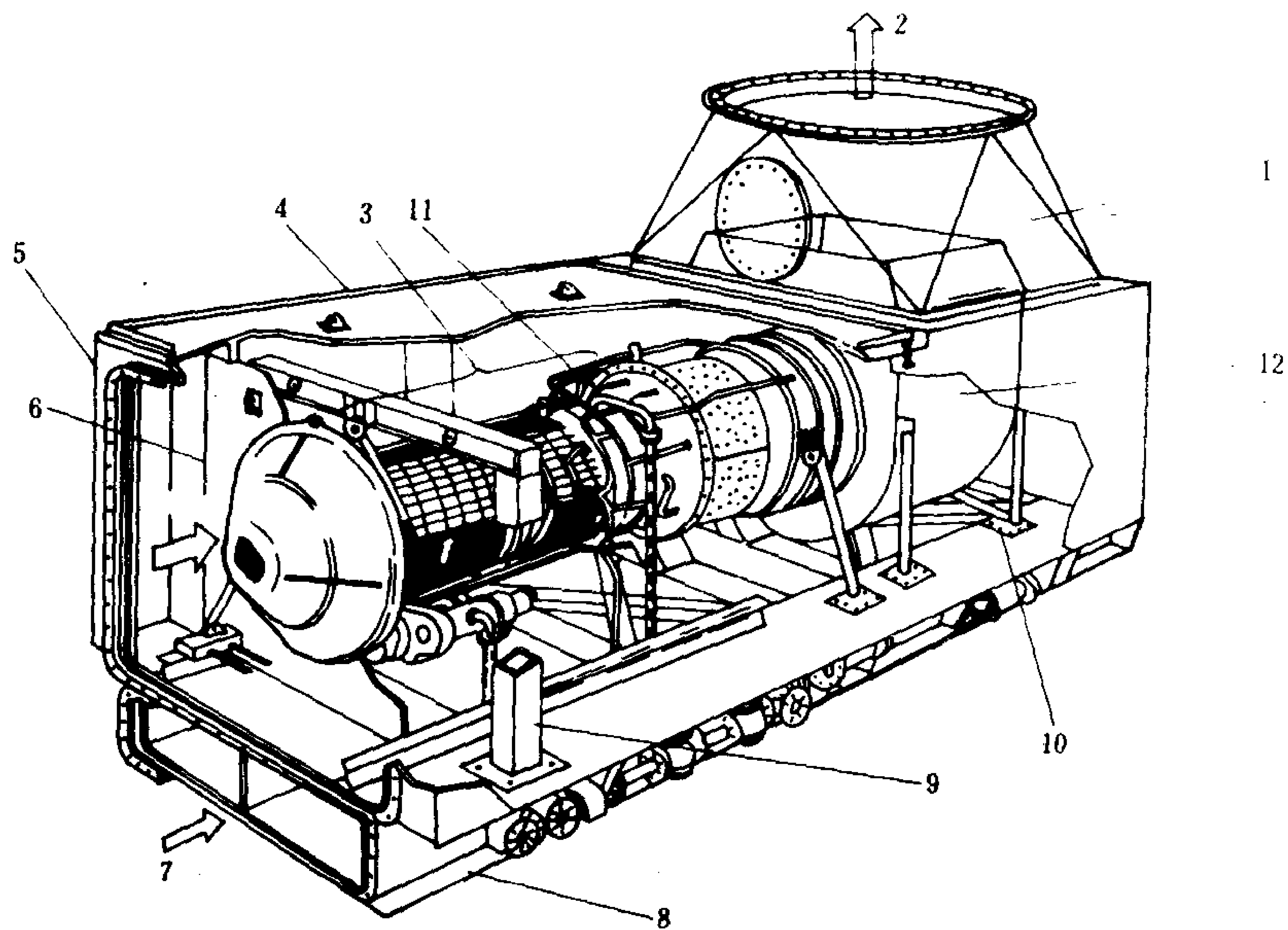


图 4.4.6-17　LM 2500 舰用燃气轮机机组

1-排气接管；2-排气出口；3-LM 2500 机组；4-隔舱室；5-隔舱室前壁；6-前隔墙；7-抽吸换气入口；8-机座及辅机；9-前支柱；10-后支柱；11-动力涡轮；12-排气口

洗)。固态清洗不会引起高压涡轮叶片孔堵塞。液态冷却清洁剂牌号为BB 3100，由起动机带动压气机升速到 2000 r/min，冷吹一段时间，停车，再升速，冷吹，再停车；如此进行约 45 min，一次清洗完毕。

第 7 章　船舶燃气轮机的变工况及技术管理

变工况指整个机组离开设计点运行的各种工况，包括：①稳定工况，如部分负荷、外界大气条件变化或通航部分结垢时的平衡工况；②不稳定的过渡工况，如起动、升速、加减负荷等。变工况性能的优劣，应以机组功率特性、经济性、安全性和加速性等方面综合衡量。机组的各个分部以及所驱动的负荷，各有各的特性，但通过流量G、压比π、功率N等四个参数相互牵连制约。因此，变工况同热力循环、轴系型式及负荷特性等都密切相关。

研究机组变工况目的是：①研究不同机组的变工况过程和特性，以此作为选择机组方案和设计调节系统的依据；②提供机组特性线图；③制定操作管理规程。

1　分轴式燃气轮机变工况

通常为简化计算，采用无量纲参数或折合参数表示机组和各个部分的特性。压气机和涡轮特性线常用$\frac{G\cdot\sqrt{T^*}}{p^*}$、$\pi^*$、$\eta_s^*$、$\frac{n}{\sqrt{T^*}}$等四个折合参数。燃气发生器的涡轮与压气机共同工作，必须满足四个条件：①压气机与涡轮转速相同；②涡轮发出的功率与压气机消耗的功率平衡；③流经涡轮与压气机流量相等（略去冷却、漏泄、燃料所引起的差异）；④压气机出口压力与燃烧室出口压力平衡(略去压力损失)。变工况时的燃烧室热效率和压力损失系数近似作为常数处理。

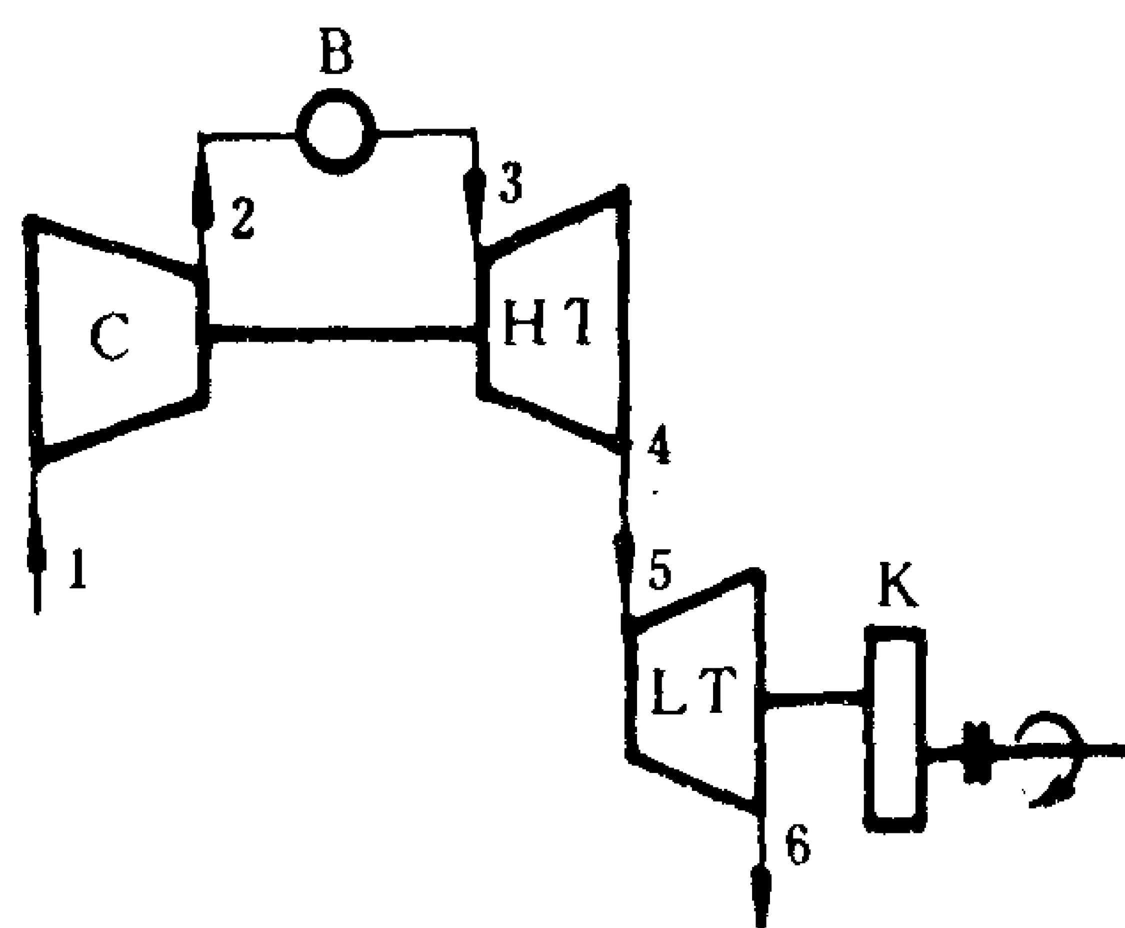


图 4.4.7-1　分轴式燃气轮机示意图

C-压气机；B-燃烧室；HT-高压涡轮；

LT-低压涡轮；K-齿轮箱

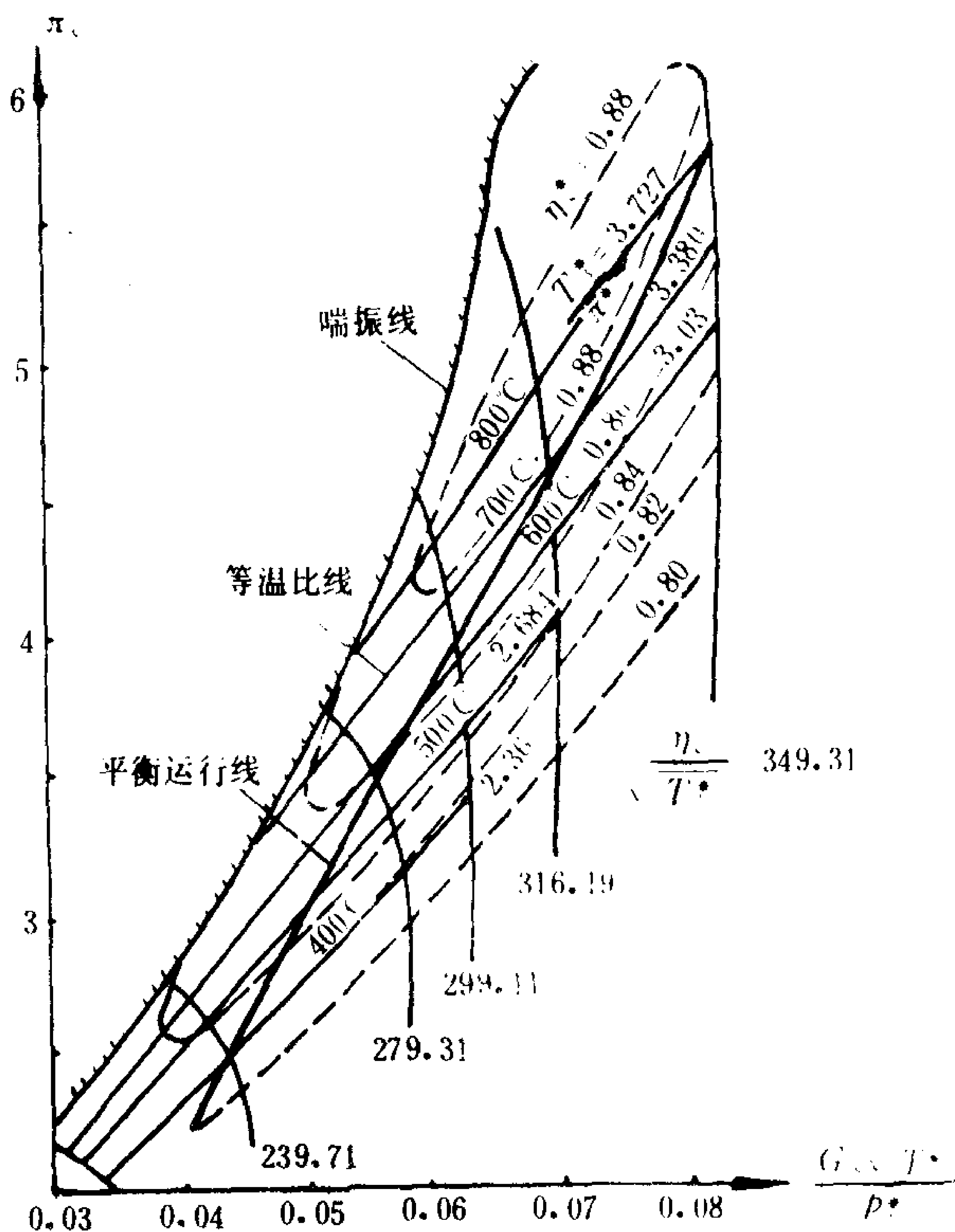


图 4.4.7-2　分轴机组压气机特性

分轴式燃气轮机的型式及各部分特性如图 4.4.7-1、图 4.4.7-2、图 4.4.7-3、

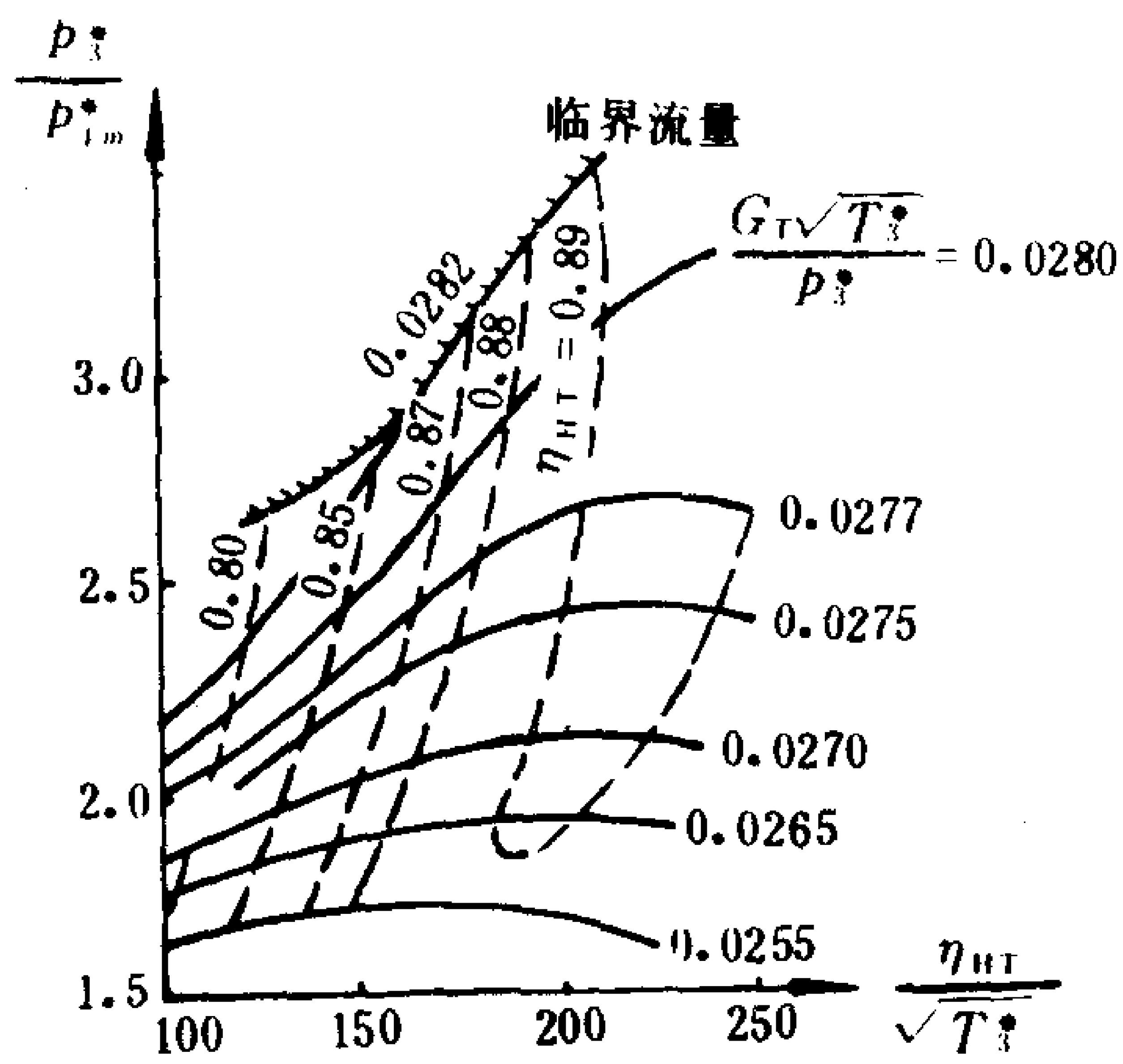


图 4.4.7-3 分轴机组高压涡轮特性

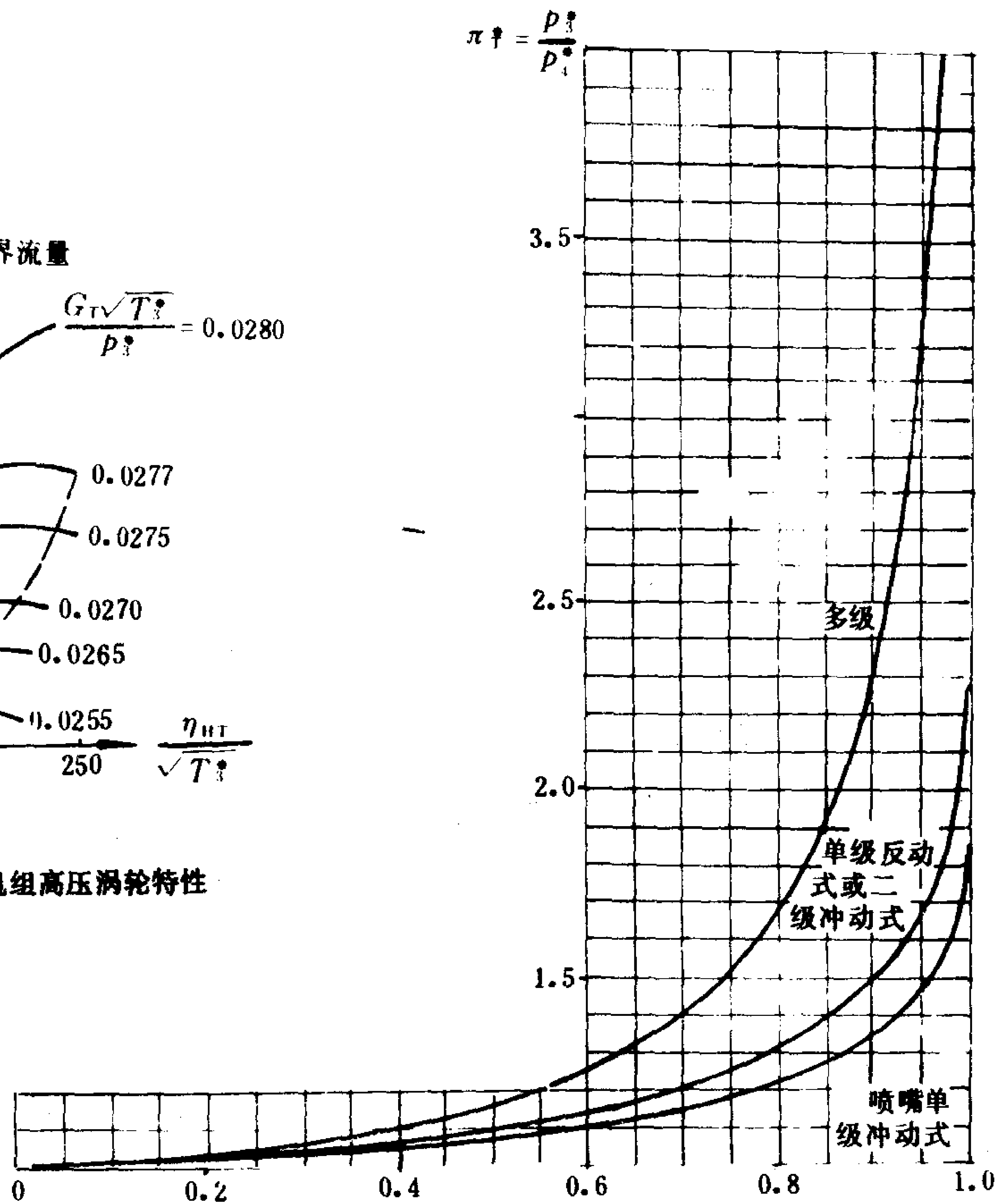


图 4.4.7-4 涡轮$\pi_T^*-\frac{G_T\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}\Big/(\frac{G_T\sqrt{T_3^*}}{p_3^*})_{max}$无量纲特性

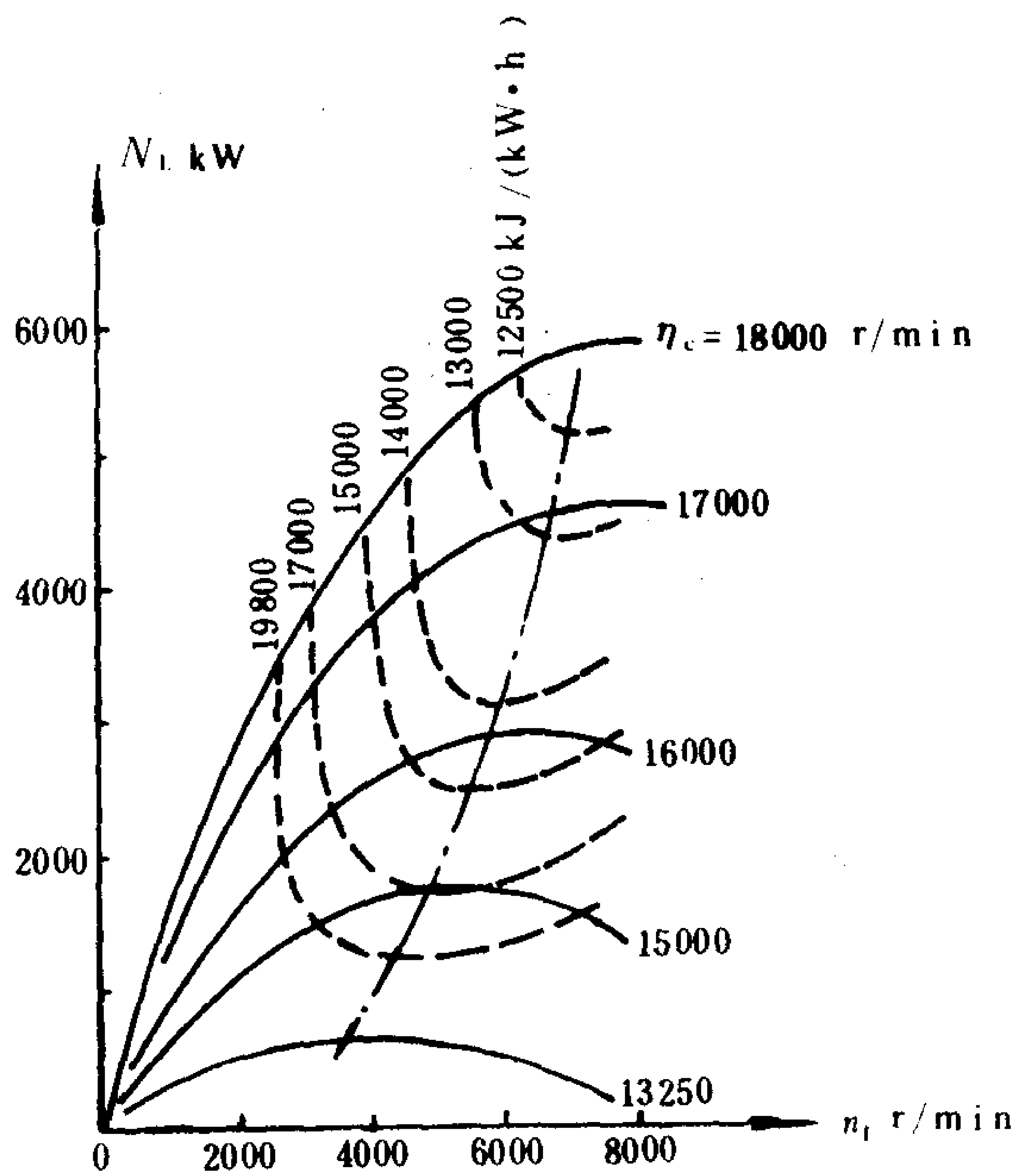


图 4.4.7-5 分轴机组N_L-n_L特性曲线（—·—·—·最低热耗线）

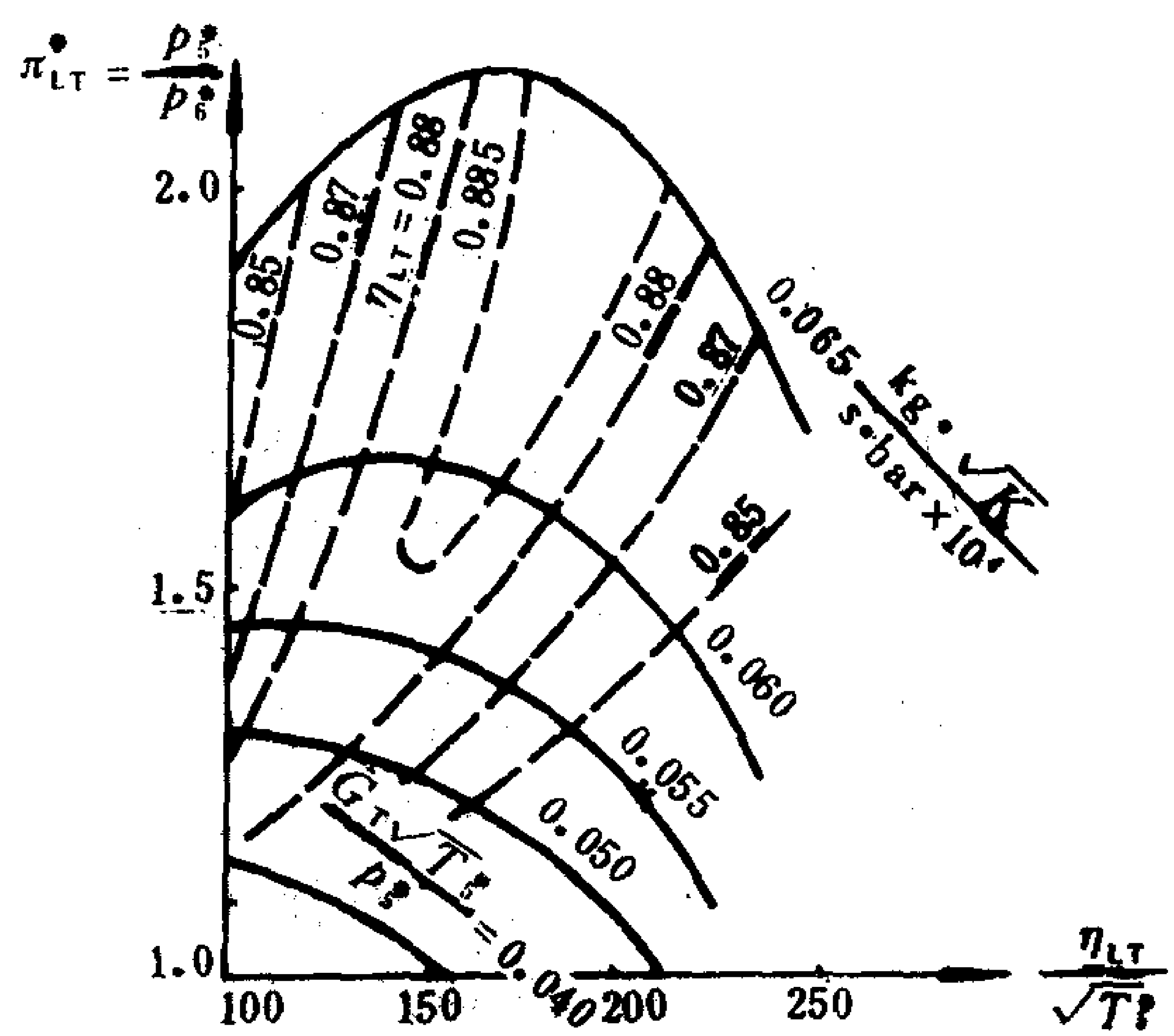


图 4.4.7-6 某分轴机组低压涡轮特性（动力涡轮）

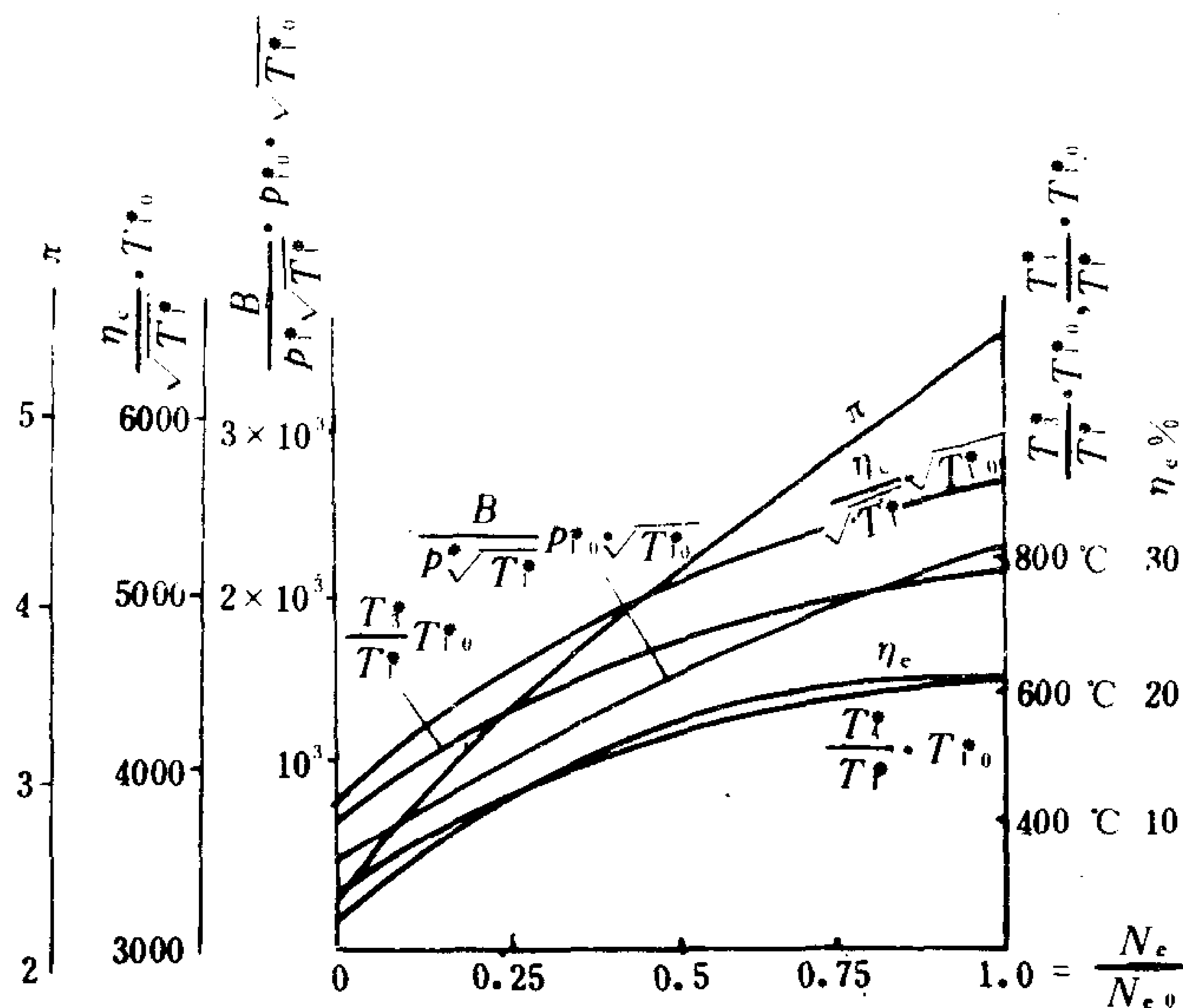


图 4.4.7-7　某分轴机组变工况特性（动力涡轮）

图 4.4.7-4 所示。燃气发生器由压气机、燃烧室和高压涡轮组成，高压轴不输出功率，只供给动力涡轮燃气，其参数为p_4^*、T_4^*、G_T。燃气发生器平衡运行条件应满足压气机特性©（图 4.4.7-2）、高压涡轮特性HT（图 4.4.7-3）和燃烧室特性方程以及n、G、Ne等参数的平衡方程。在p_1^*、T_1^*不变、涡轮背压p_4^*可调情况下，燃气发生器可在T_3^*=常数下作变工况运行。

当燃气发生器与低压涡轮（动力涡轮）串联时，若喉部面积不变，高压涡轮背压p_4^*不能任意调整，因此不同转速时，T_3^*需要改变。机组只能在某一条平衡运行线上工作，（图 4.4.7-5）。图 4.4.7-6、图 4.4.7-7 分别为分轴式机组低压涡轮特性、变工况特性。其具体计算如表 4.4.7-1 所示。

表 4.4.7-1　　分轴式机组变工况计算

序号	名　称	符　号	公式和说明
1	压气机进口滞止参数	p_1^*、T_1^*	B知
2	压气机折合转速	$\frac{n_c}{\sqrt{T_1^*}}$	取定
3	试取运转点A		在©上，$\frac{n_c}{\sqrt{T_1^*}}$=const线上任取
4	压气机折合流量	$\frac{G_c\cdot\sqrt{\pi^*}}{p_1^*}$	由A点定
5	压气机效率	η_c	由A点定
6	压气机压比	π_c^*	由A点定
7	压比	$\frac{p_3^*}{p_1^*}$	$\pi_c^*\cdot(1-\varepsilon)$
8	温比	$\frac{T_3^*}{T_1^*}$	取定T_3^*
9	燃气空气比	$\frac{G_T}{G_C}$	$(1-\frac{G_1}{G_C}+\frac{G_f}{G_C})$

序号	名　称	符　号	公式和说明
10	高压涡轮折合转速	$\frac{n_c}{\sqrt{T_3^*}}$	$\frac{n_c}{\sqrt{\pi^*}}\cdot\sqrt{\frac{T_1^*}{T_3^*}}$
11	高压涡轮折合流量	$\frac{G_T\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}$	$\frac{G_c\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}\cdot\sqrt{\frac{T_3^*}{T_1^*}}\cdot\frac{p_1^*}{p_3^*}\cdot\frac{G_T}{G_c}$
12	高压涡轮压比	π_{HT}	由$\frac{n_c}{\sqrt{T_3^*}}-\frac{G_T\sqrt{T_3^*}}{p_3}$ 在⑪上定出
13	高压涡轮效率	η_{HT}	由$\frac{n_c}{\sqrt{T_3^*}}-\frac{G_T\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}$在⑪上定出
14		$\frac{N_{HT}}{G_T\cdot C_{PHT}\cdot T_3^*}$	$\left(1-\frac{1}{\pi_{HT}^{*\frac{k-1}{k}}}\right)\cdot\eta_{HT}$
15		$\frac{N_c}{G_c\cdot C_{PC}\cdot T_1^*}$	$(\pi_c^{\frac{k-1}{k}}-1)\cdot\frac{1}{\eta_c}$
16	功率平衡	$N_{HT}=\frac{N_c}{\eta_{mHT}}$	$\frac{N_{HT}}{G_T\cdot c_{PHT}\cdot T_3^*}\cdot\frac{G_T}{G_c}\frac{c_{pHT}}{c_{pc}}\frac{T_3^*}{T_1^*}\Longleftrightarrow\frac{N_c}{G_c\cdot c_{pc}T_1^*\eta_{mHT}}$若功率不平衡，则令$\frac{n_c}{\sqrt{T_1^*}}$和$\frac{T_3^*}{T_1^*}$不变，另选$A$点重复试算到功率平衡为止
17	等温比线$\frac{T_3^*}{T_1^*}=$const	$\frac{T_3^*}{T_1^*}$	$\frac{T_3^*}{T_1^*}=$const，不同$\frac{n_c}{\sqrt{T_1^*}}$运行点的联线
18	等温比线族		作不同$\frac{T_3^*}{T_1^*}$等温比线，每个$\frac{T_3^*}{T_1^*}$都作(1)—(17)
19	低压涡轮压比	π_{LT}^*	$\frac{\pi_c^*}{\pi_{HT}}\cdot\frac{p_5^*}{p_a^*}\cdot\frac{p_0}{p_6^*}\cdot\frac{p_3^*}{p_2^*}\cdot\frac{p_1^*}{p_0^*}$
20	温　比	$\frac{T_5}{T_3^*}$	$1-\eta_{HT}\cdot\left(1-\frac{1}{\pi_{HT}^{*\frac{k-1}{k}}}\right)$，$T_4^*=T_5^*$
21	低压涡轮折合流量	$\frac{G_T\cdot\sqrt{T_4^*}}{p_5^*}$	$\frac{G_T\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}\cdot\sqrt{\frac{T_5^*}{p_3^*}}\cdot\pi_{HT}\cdot\frac{p_4^*}{p_5^*}$
22	低压涡轮运行点B		由$\pi_{LT}^*-\frac{G_T\cdot\sqrt{T_5^*}}{p_5^*}$在⑪上定出（图4.4.7-6）看是否在低压涡轮运行区内，否则会$\frac{n_c}{\sqrt{T_1^*}}$不变另选A点重试直至在可运转区域内为止
23	低压涡轮折合转速	$\frac{n_{LT}}{\sqrt{T_5^*}}$	在⑪上由B点定出
24	低压涡轮效率	η_{LT}	在⑪上由B点定出
25	动力涡轮输出功率	N_e	$c_{PLT}\cdot\frac{G_T}{G_C}\cdot\frac{G_c\cdot\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}\cdot\frac{p_1^*}{p_0}\cdot P_0\cdot\frac{T_5^*}{T_3^*}\cdot\left(1-\frac{1}{\pi_{LT}^{\frac{k-1}{k}}}\right)\cdot\eta_{LT}\cdot\frac{T_3^*}{T_1^*}\cdot\sqrt{T_1^*}\cdot\eta_{mLT}$
26	动力涡轮转速	n_{LT}	$\frac{n_{LT}}{\sqrt{T_5^*}}\cdot\sqrt{\frac{T_5}{T_3^*}}\cdot\sqrt{\frac{T_3^*}{T_1^*}}\sqrt{T_1^*}$
27	N_e-N_{LT}曲线		在$\frac{n_c}{\sqrt{T_1^*}}=$const线选多个$A$点计算，并绘出$N_e$-$n_{LT}$曲线，类似图4.4.7-5
28	N_L-n_{LT}曲线		由负荷特性得N_L-n_{LT}，类似图4.4.7-5
29	平衡运行点		由(27)、(28)交点是机组在该$\frac{n_c}{\sqrt{T_1^*}}$时运行点
30	平衡运行线		另一条$\frac{n_c}{\sqrt{T_1^*}}=$const线上，重作(2)至(29)，连接各$A$点得出

2 探 测 器

火灾探测器用于船舶舱室失火报警系统时均为定点型探测器(陆用感温探测器有用线型的)。常用的火灾探测器,其分类如图 7.6.3—4 所示。

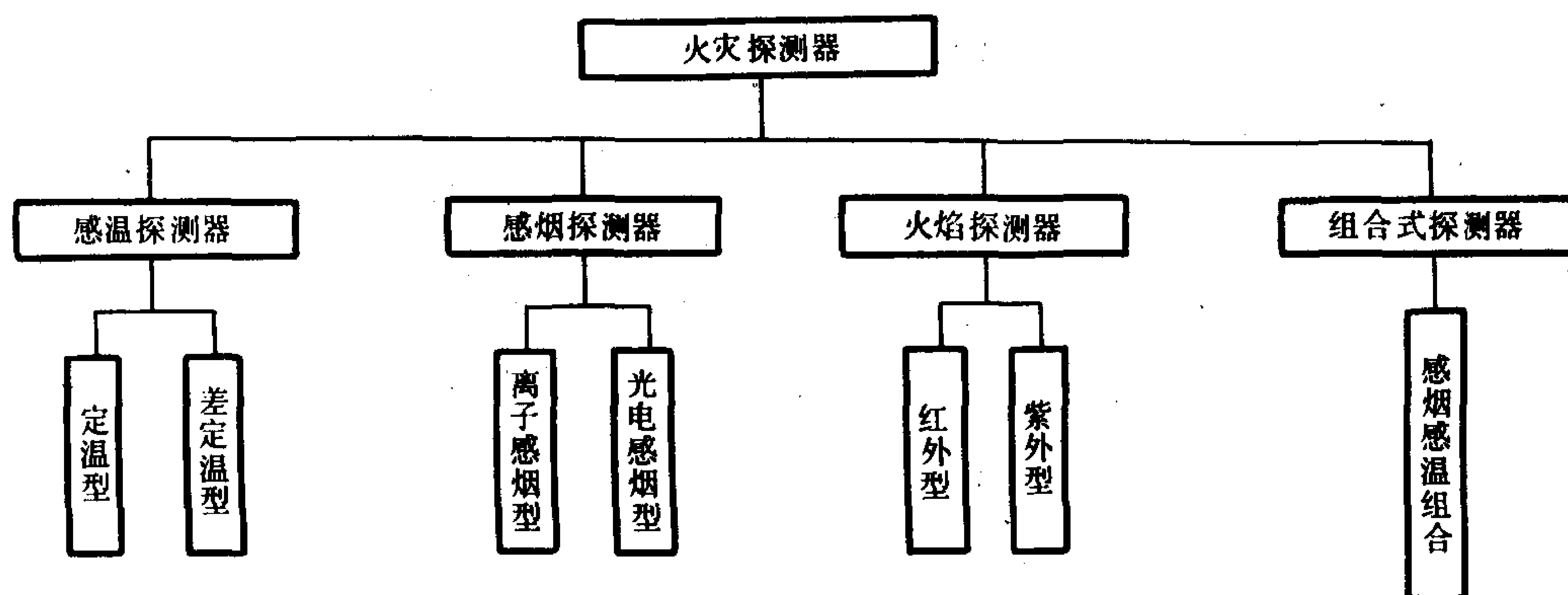


图 7.6.3—4 船舶常用的火灾探测器分类

2.1 感温探测器

感温探测器分定温型、差定温型两种。如果按敏感元件的特点来分又可分为双金属片式、易熔金属式、膜盒式、热敏电阻式等。

2.1.1 定温型探测器

定温型探测器的敏感元件多数用易溶金属或双金属片制造,结构简单,可靠性好,误动作少,动作温度一般分为 60℃,70℃及 90℃三种。

由于冬季或夏季环境温度变化,对探火的反应时间有一定影响,这类探测器灵敏度较差,一般适用于厨房、锅炉间、烘衣间等。

1)双金属片式定温探测器:

双金属片式定温探测器是由热膨胀系数不同的双金属片和固定触点组成。当环境温度升高时,双金属片由于热膨胀系数不同而向上弯曲使触点闭合,输出电信号,属于可恢复使用型探测器,其结构如图 7.6.3—5。

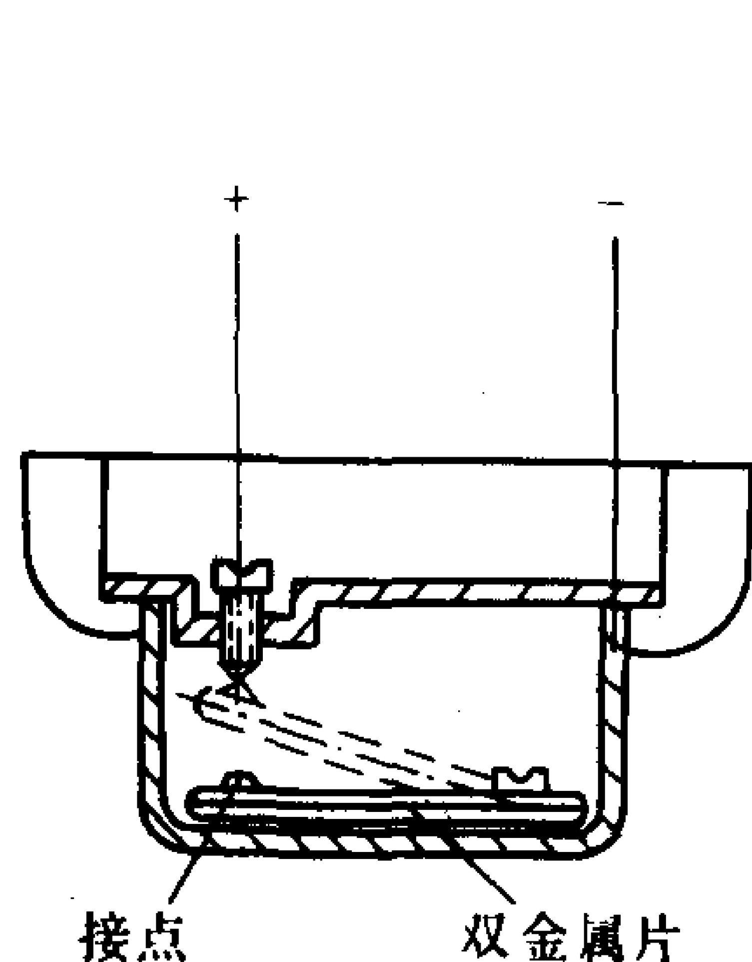


图 7.6.3—5 双金属片式定温探测器

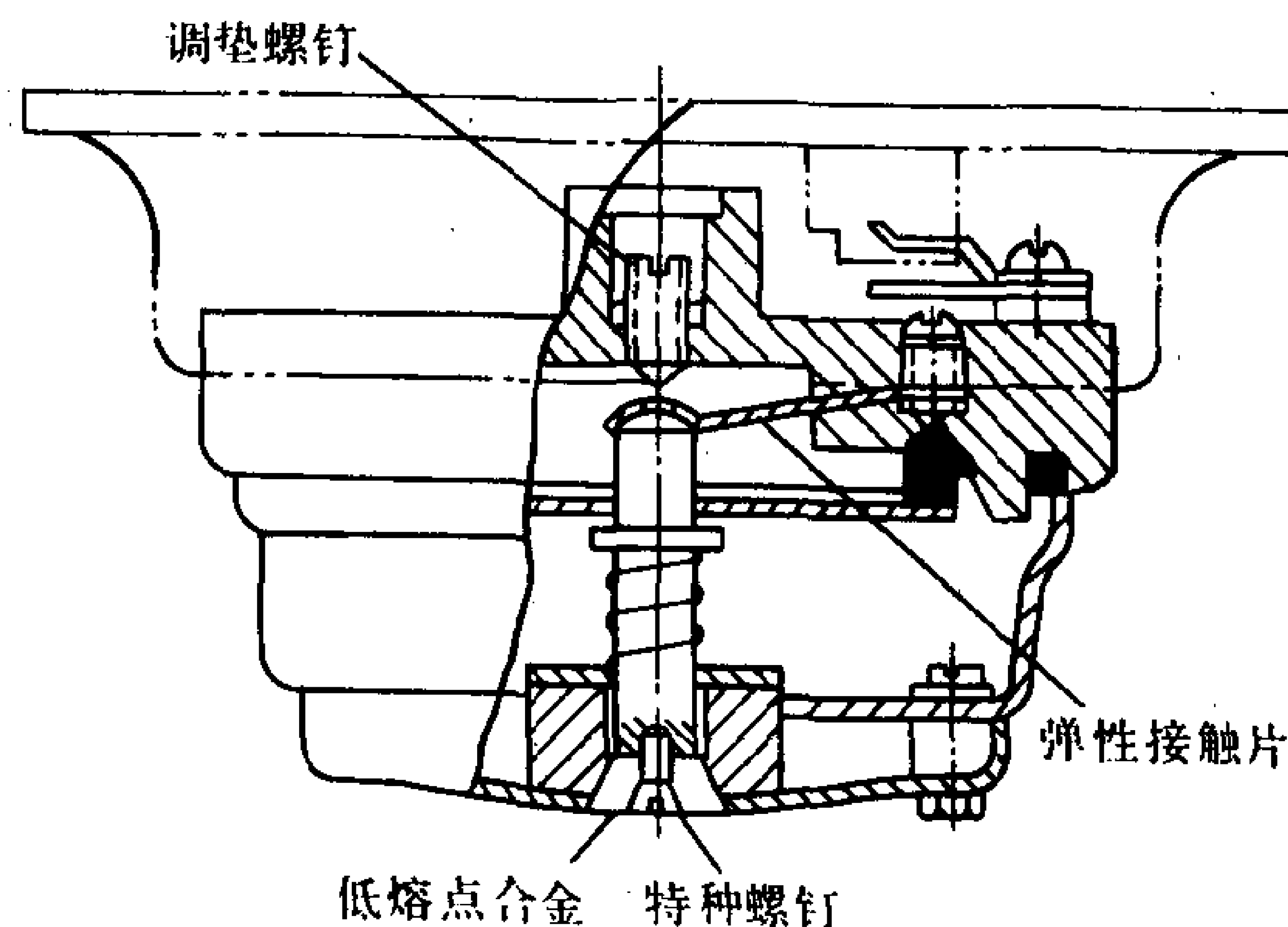


图 7.6.3—6 易熔金属式定温探测器

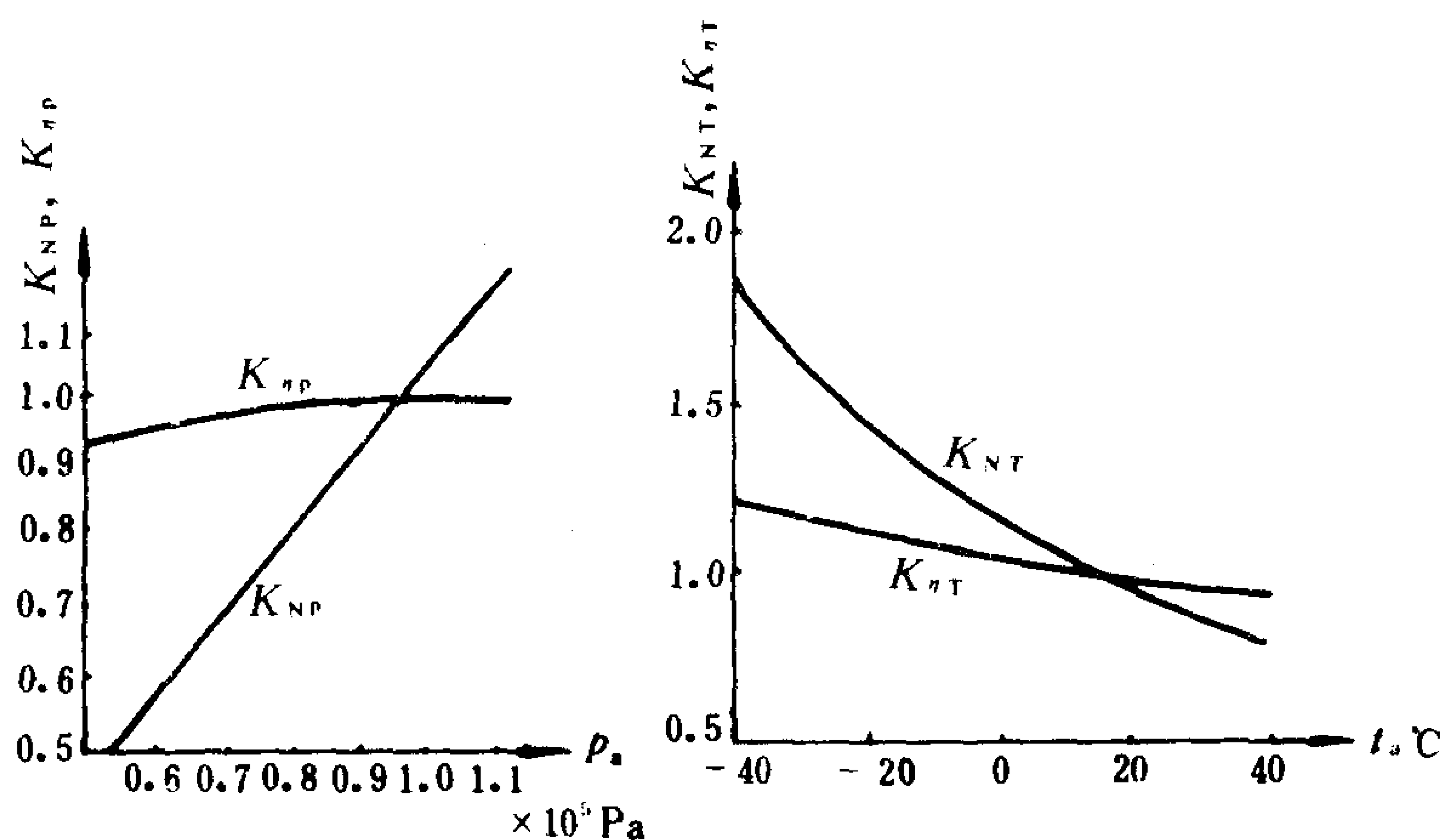


图 4.4.7-8 大气参数对单轴机组特性影响

η_e不变，则T_3^*与T_1^*、n_c与$\sqrt{T_1^*}$都成比例增加。对单轴机组当负荷转速不变时，T_1^*增加，压气机工况移至另一条较低的$\frac{n_c}{\sqrt{T_1^*}}$线上，压比、流量减小，T_3^*需比T_1^*相对增加更多才能补足失去的功率。

4 船舶燃气轮机装置的过渡工况

过渡工况（或称不稳定工况）是指机组从一个平衡工况向另一个平衡工况过渡的过程。过渡工况有加、减速、升、卸负荷和起动、停机过程。在过渡过程中，n、T、p等参数随时间而变，功率互不平衡，但连续方程仍有效。过渡工况的优劣对运输动力机组或紧急备用及尖峰负荷机组尤为重要。

4.1 起动过程

燃气轮机需要起动机带动升速到能向燃烧室喷油点火的转速n_1（约为主机额定转速n_0的15%～25%）。此阶段的驱动功率等于起动机功率。在主机喷油着火后其功率增加直至达到可以切断起动机的转速$n_2=(0.30\sim0.40)/n_0$。切断起动机可由压气机出口压力执行。此后燃气发生器涡轮驱动压气机加速到慢车转速$n_1=(0.45\sim0.60)n_0$，同时机组部件都得到加热，此时涡轮实际耗功与压气机实际耗功平衡。当主机直接驱动螺旋桨时所需起动功率很大。为减小起动功率，常采用负荷离合器或可调螺距螺旋桨等机构。起动机一般装在分轴式机组

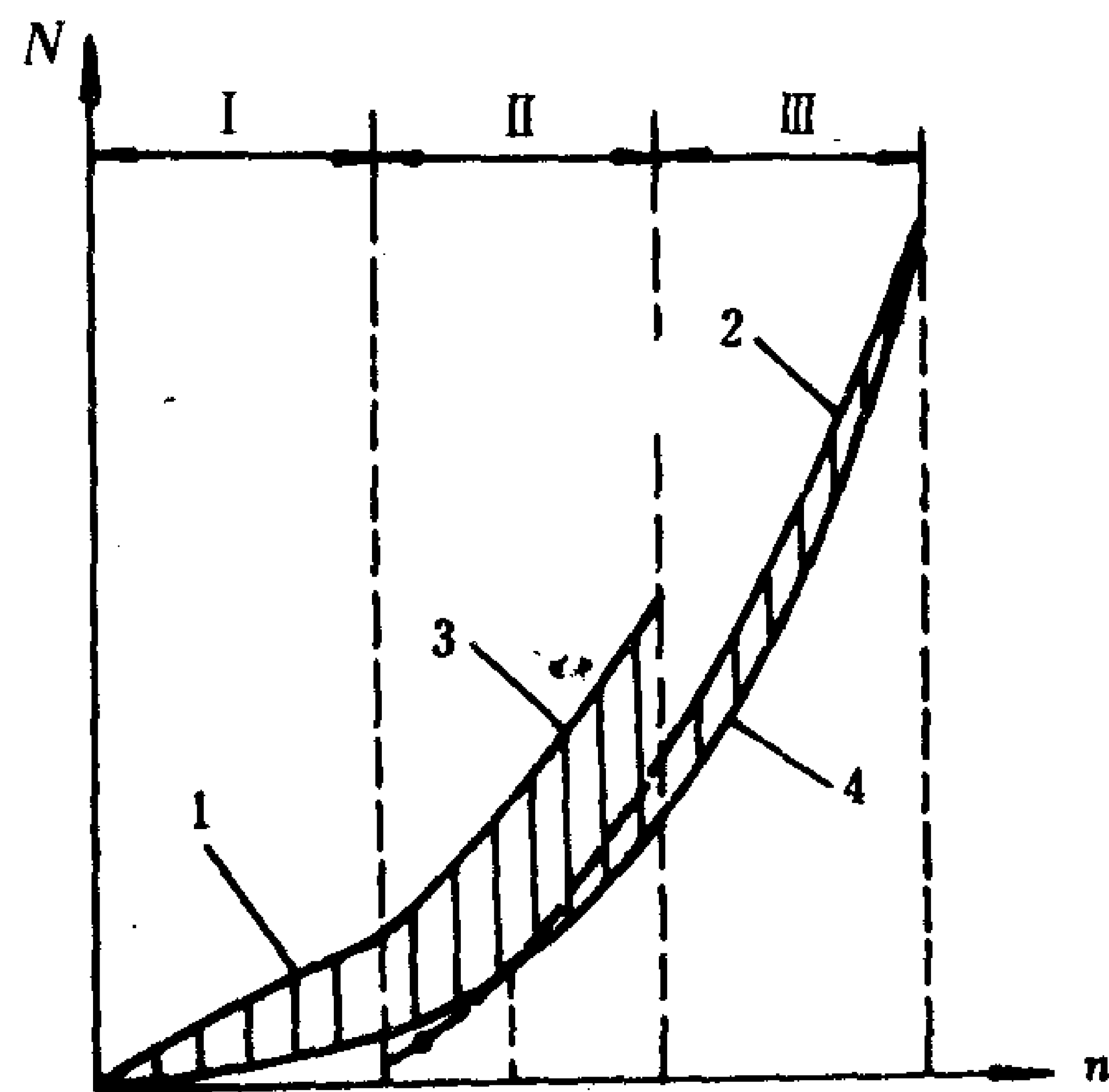


图 4.4.7-9 机组起动过程

1-起动机功率N_{CT}；2-燃气发生器涡轮功率N_{HT}；3-$N_{CT}+N_{HT}$；4-压气机功率 N_C 用可调导叶（图 4.4.7-10）或中间放气等办法来避免喘振和减小起动功率。

感温探测器的动作或不动作的特性应在专用的测试风筒上进行测试，风速为0.8±0.1 m/s，起始温度为25℃。专用测试风筒有开式和闭式两种，英国标准BS5445Part5有详细规定。

1)动作温度和动作时间：

船用定温探测器的动作温度标定值一般为60℃、70℃、90℃、(误差±5%)。《74安全公约》规定，经主管机关认可，在环境温度偏高的干燥室或类似处所，感温探测器的动作许可温度可以较该处所的甲板顶部最高温度增加30℃。

在各种不同的升温速率下，动作时间的上下限要求见表7.6.3—2。

表7.6.3—2 **感温探测器动作时间的上限与下限**

升温速率 ℃/min	动作时间下限		动作时间上限					
	各级		1级		2级		3级	
	动作时间		动作时间		动作时间		动作时间	
	min	s	min	s	min	s	min	s
1	29	0	37	20	45	40	54	0
3	7	13	12	40	15	40	18	40
5	4	09	7	44	9	40	11	36
10		30	4	2	5	10	6	18
20		22.5	2	11	2	55	3	37
30		15	1	34	2	08	2	42

测试定温探测器以及差定温探测器的定温部分，应以升温速率<1℃/min升温至50℃，然后以<0.2℃/min升温速率继续升温。其动作值下限应>54℃；

动作值上限应：

1级<62℃；

2级<70℃；

3级<78℃。

2)探测器灵敏度分类：

1级灵敏度较高，2级次之，3级较差，分别用绿色、黄色和红色标记表示。

探测器除了主要性能要符合以上规定外，还必须通过规定的各种船用环境条件试验，具体要求应符合船检局海船规范和船用电工电子产品型式认可试验规则，并参考BS5445，Part5的规定。

不可恢复使用型的感温探测器，由于不便于定期试验，在船用中势将逐步淘汰。在换新感温探测器时，应不再采用易熔金属熔断作为定温的元件。

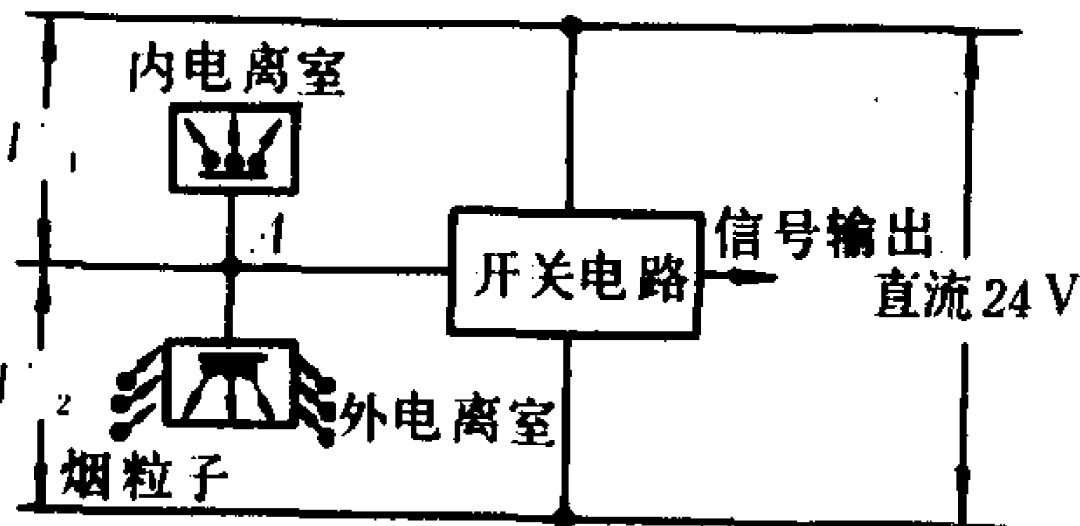


图7.6.3—9 离子感烟探测器工作原理图

2.2 感烟探测器

通常应用较为普遍的为离子感烟型和光电感烟型两种。

2.2.1 离子感烟探测器

这种探测器的主要敏感部件是两个互相串联的电离室，一个与外界基本不相通称为内电

5　船舶燃气轮机装置的技术管理

轮机管理人员必须熟悉制造厂提供的各种技术文件和图纸，严格按照规定的操作规程进行管理。

5.1　装置的起动

装置起动分为四步：起动前准备、冷运转、假起动及起动。①起动前准备，先检查装置内外部零部件状态是否良好，起动备用滑油泵向轴承和减速齿轮啮合处供滑油，轴承油压不应低于0.09～0.1 MPa表压力，齿轮啮合处油压不应低于0.15 MPa表压力；②冷运转（或称冷拖、冷吹）指由起动机带动机组（通常带动燃气发生器高压轴）达到规定转速，运行10 min左右然后关闭起动机，测定怠转时间。所测值不得小于正常值。冷运转还用于机组假起动或在起动失败时，吹掉燃烧室内积油或冷却机件。③假起动指起动机带动机组到燃油喷油点火转速时，只喷燃油不点火。用于启封油封机组，燃油或滑油系统拆装以后，检查燃油、润滑系统密封性及工作情况。它并不是每次正常起动的必须步骤；④起动分为自动起动和手动起动。手动起动是将油门置于停车位置，按“起动”按钮自动起动滑油泵并依次使起动机起动、升速、喷油、点火，机组升速。在规定时间内（8秒左右）将油门手柄缓慢推到“慢车”位置。随着油门手柄移动，机组逐渐进入慢车工况。推油门要注意燃油压力、转速和排气温度变化。若排气温度升高太快应减缓推油门速度。自动起动时，油门置于“慢车”位置，按下“起动”按钮后，由控制箱内继电器及自动调节器动作使机组自动进入慢车工况。备用滑油泵自动切换为主滑油泵。起动失败后，第二次起动前必须进行冷车运转以吹掉内部积油，防止下次起动时超温、烧坏燃烧室火焰管和涡轮动叶或静叶。

5.2　慢车运行

机组应慢车运行一定时间(几秒、几十秒或1～2分钟)，以达到暖机目的，并检查各仪表及燃油、滑油压力是否正常。压气机采用中间放气防喘装置时，燃气初温较高，慢车运行时间不宜过长。如果压气机采用可转导叶防喘装置，则对慢车运行时间不限。

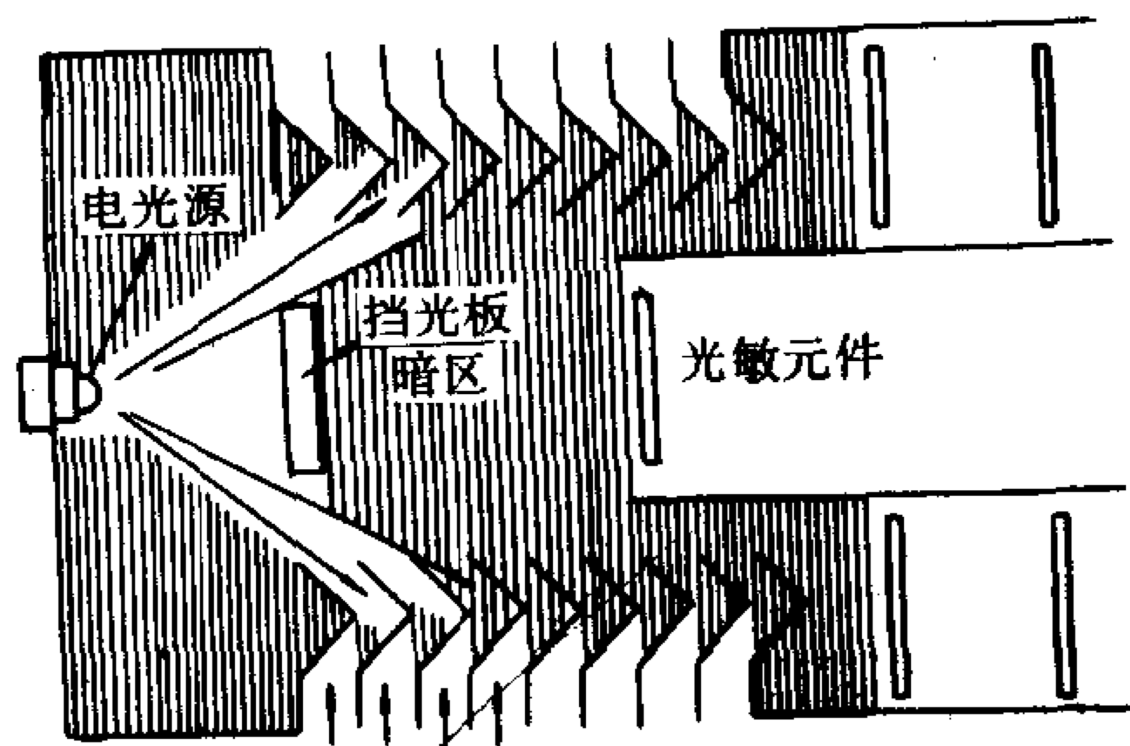
5.3　正常运行

慢车运行一段时间之后，推油门升至所需工况的油门格数。油门推动速度不能太快，应按说明书规定操作。正常运行必须严格遵守操作规程和严密监视。检查仪表读数是否在规定范围内。尤其应监视或监听燃气初温、排气温度、转速、振动值、轴承供油压力、运行声音、燃烧室火焰长度、润滑和燃油系统的工作，按规定认真、详细填写轮机日志。全面记录运行数据和情况。

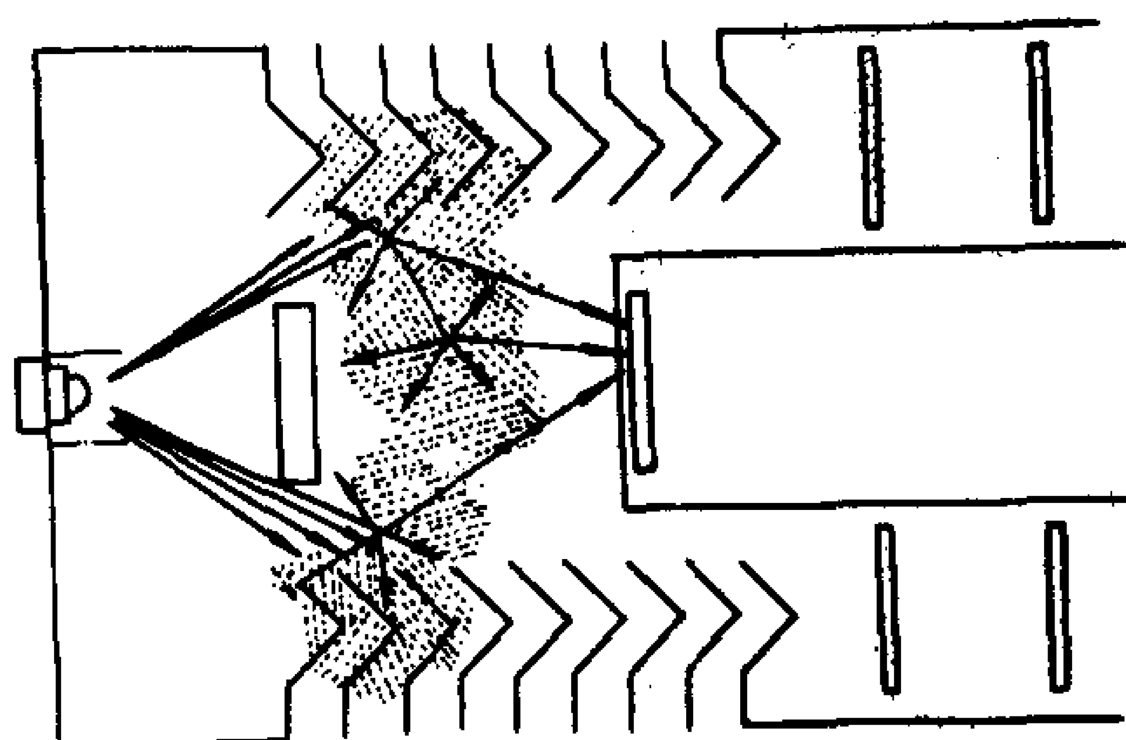
当大气温度或海上情况发生较大变化时，要对调节系统有关自动控制元件进行适当的调整。动力装置的并车、机组转换应在规定工况下进行操作。燃用柴油的机组，应在船舶出港后尽快由轻油切换为柴油运行。

5.4　停机

停机分为正常停机和紧急停机。正常停机时，将燃油手柄拉到停机位置，测定怠转时间应不小于规定值，并倾听转动时有无杂声。停机后应立即进行冷运转。紧急停机是出现故障



a）



b）

图 7.6.3—11 散射型光电感烟探测器原理图

a)为无烟状态;b)为有烟状态

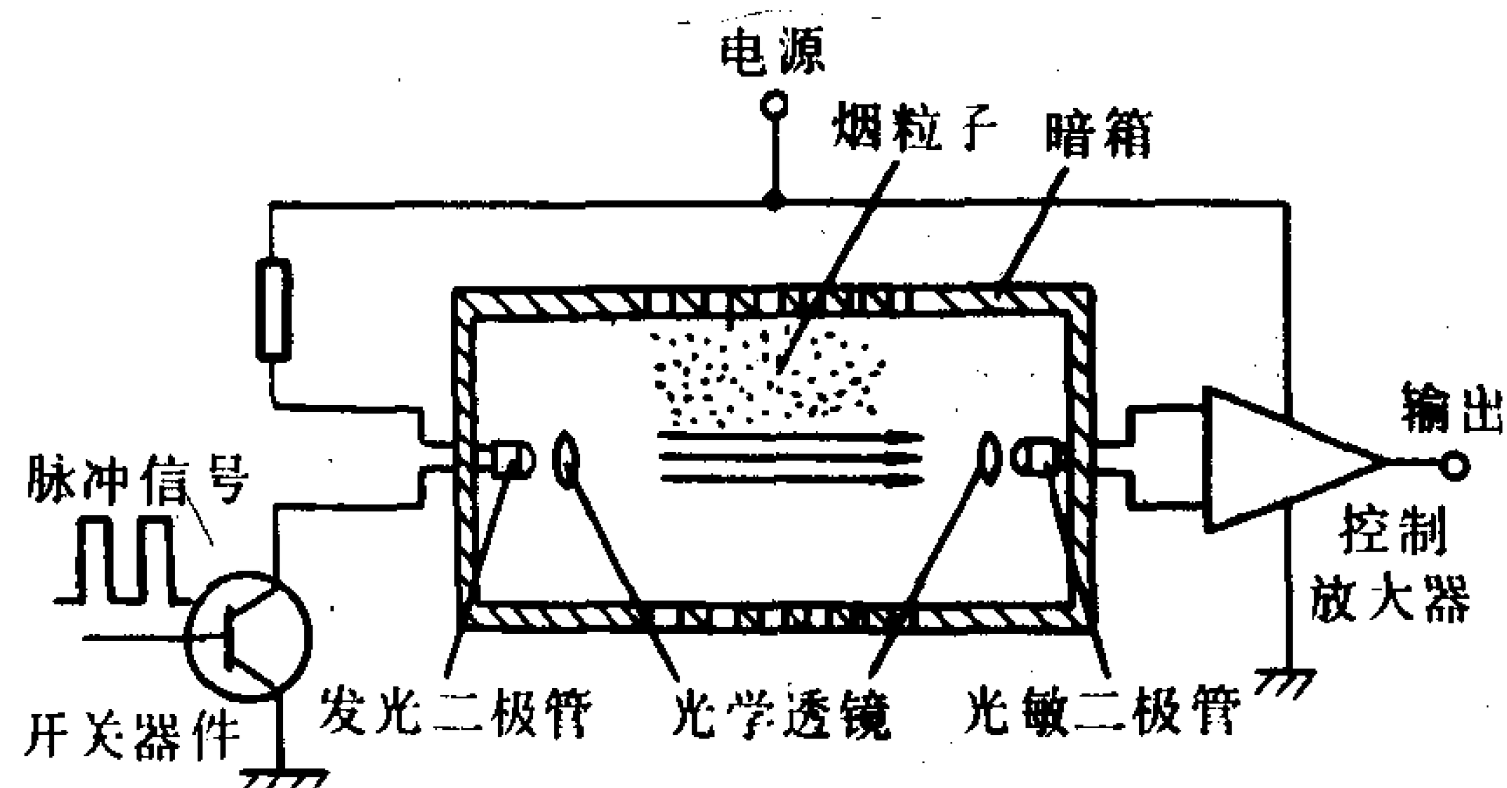


图 7.6.3—12 遮光型光电感烟探测器原理图

2.2.3 感烟探测器的主要性能要求

感烟探测器动作和不动作的灵敏性试验应在专用的测试风筒上进行，专用测试风筒的风速和每分钟产生烟的浓度速率均有规定，可参考 GB4715——84 和英国标准 BS 5446 Part1。

各种不同材料燃烧时所产生烟的颜色，烟粒子的大小均不相同，因此烟的标准难以统一，74 安全公约中只对安装在梯道，走廊和脱险通道的感烟探测器提出性能要求，规定在烟密度未超过每米 2%的减光率之前不动作，但在到达每米 12.5%的减光率前必须动作，这是基于保证逃脱通道的视线而制定的。至于安装在其他处所的感烟探测器，只提出应在主管机关认为满意的灵敏度极限内进行动作，应考虑避免探测器不灵敏或过度灵敏的情况。由此可见 74 安全公约规定很原则，探测器的动作时间也未限制。船舶舱室用感烟探测器的性能标准，可参考 GB4715—84 和 BS5446 Part1。当探测器动作时，正常情况下，感烟探测器上装置的确认灯应在 5m 内可见。

2.3 火焰探测器

它利用火灾产生火焰的辐射光，实现火灾的探测。通常分红外火焰探测器和紫外火焰探测器两种。由于这种探测器对浓烟雾，特别是隐燃火灾，往往不能实现有效的探测，同时容易受到环境干扰，所以在船舶上应用不多，《74 安全公约》规定不允许火焰探测器单独使用，只能用作感烟或感温探测器的额外探测器。

2.3.1 红外火焰探测器

物质燃烧时，火焰辐射均有其相似的特定红外光谱，同时火焰的辐射具有一定闪烁频率，通常在 3～30Hz 之间。红外火焰探测器的电路是利用火焰闪烁特性与一般红外源辐射特性的差别，并尽可能排除其他红外源来的信号，用火焰闪烁产生一定振幅的一系列脉冲信号，使积

续上表

故障现象	原因	处理
推动油门杆转速不增加或发出功率不足	操纵系统接触零件松动、失灵。自动加速器失灵。燃油开关失常，燃油滤器、喷油嘴堵塞	检查操纵系统，紧固松动零件。调整加速器调节元件或更换。检查燃油开关、燃油滤器、喷油嘴并消除缺陷
喷油嘴前燃油压力波动使燃气发生器转速波动	燃油系统堵塞或有空气。燃油开关有缺陷	检查燃油系统，清洁有关零件，排除空气。检查燃油开关并消除缺陷
滑油耗量过大	轴承油封不严、冷却器密封不严、润滑系统漏油、油气分离器工作不正常	检查油封、消除故障。检查冷却器、滑油系统、油气分离器并消除缺陷
滑油压力过低	滑油箱油量不足、滑油滤器堵塞、润滑油系统漏油、滑油泵后卸油阀失灵	加足滑油，清洗滤器，检查润滑系统并消除缺陷，调整卸压阀
滑油温度过高	滑油数量不足，漏油过多，阀开度不足。滑油变质，滑油不清洁造成堵塞。进油温度过高、轴承损坏，轴向推力不平衡推力轴承温度升高、轴承外壳冷却空气不足	加足滑油，排除漏油，调整阀开度，换新滑油。清洁滤器。检查滑油冷却器，加足冷却水量。检查轴承并调整到正常值。调整平衡腔气压；检查冷却空气系统并用压缩空气吹扰空气管
压气机产生噪声或振动	压气机喘振，叶片断裂	消除喘振，更换叶片
排气温度过高	个别喷油嘴积炭，雾化质量差。滑油漏泄进入燃烧室或在涡轮中燃烧。压气机放气阀未关	清洗喷油嘴，判断滑油漏泄部位消除漏泄，关闭放气阀
机组振动，振幅超过允许值	振动拾振器松动，机组机座松动，转子动叶损坏，压气机结冰，涡轮动叶表面积炭破坏动平衡。滑油量不足或滑油温度不符合规定。轴承损坏机组对中遭破坏。机组与船体共振燃气脉动	固紧拾振器。固紧机组机座。检查清洗、修理压气机或涡轮机缺陷。恢复滑油数量和温度。停机检查轴承，机组对中恢复正常值。调整转速、消除共振。清洗喷油嘴、压气机
超速、超扭矩等保护装置不报警不能自动停机	自动保护装置失灵	调整更换有关自动保护装置的零件
停机后冒烟	燃油开关关闭不严，停机后漏油入燃烧室，泄油阀失灵，油管不通畅，燃烧室积油未排尽	研磨燃油开关针阀或更换燃油开关。检查泄油阀、油管并消除缺陷
轴承，减速齿轮并车齿轮表面锈蚀	滑油含水、盐分过多，机舱温度太大	每天进行一次滑油除水、分渣，并按规定向有关部位供应滑油 15~20 min加强机舱通风保持干燥
滑油中含有燃油	燃油、滑油换热器：漏泄，燃油泵密封填料不严或损坏。燃油工作调节器部件漏油	检查换热器并消除缺陷或更换。更换密封填料或燃油泵、填料，放出漏油
检查涡轮动叶、排气涡壳时，发现“挂铅”现象	铅制零件损坏、烧损	查明损坏零件，修复、更换有关零件或返厂修理

第5篇　核　动　力

第1章　原子核物理基础

1　原子核的结构

1.1　原子的组成及大小

原子是化学元素的最小颗粒，它的中心是一个小而重的带正电荷的原子核。周围有若干个带负电荷的电子绕原子核旋转，原子核带的正电荷与周围电子的负电荷数值相等。故原子呈中性。

若将原子看作球形，其直径约为 2×10^{-10}m。

1.2　原子核的组成及大小

1911 年卢瑟福用散射实验，证实了原子是有核的。它是由 Z 个质子和 n 个中子组成。质子与中子统称为核子。

若将原子核看作球形，实验表明核半径 R 与质量数 A 有关，其关系可近似地为：

$$R=R_0A^{1/3}\quad \text{m} \tag{4.5.1-1}$$

式中：$R_0=(1.4\sim1.5)\times10^{-15}$　m。

1.3　质子、中子的质量

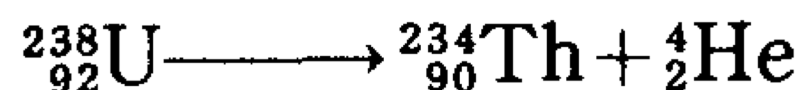
按国际规定，以 ^{12}C原子质量的 $\frac{1}{12}$ 为 1 原子质量单位u，如 ^{16}O的原子量为 5.9994 原子质量单位。1 原子质量单位 $=1.66056\times10^{-27}$ kg，故质子、中子的质量为：

$$M_p=1.675\times10^{-27}\ \text{kg}=1.008665\quad \text{u}$$
$$M_n=1.673\times10^{-27}\ \text{kg}=1.007277\quad \text{u}$$

2　原子核衰变

2.1　α衰变

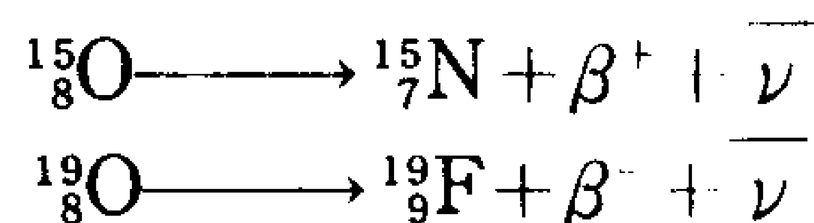
α粒子即 $^4_2$He核，它由两个质子和两个中子组成。



$$^{238}_{92}\text{U}\longrightarrow{}^{234}_{90}\text{Th}+{}^4_2\text{He}$$

2.2　β衰变

β衰变有 β^+ 和 β^- 两种衰变



$$^{15}_{8}O \longrightarrow ^{15}_{7}N + \beta^{+} + \overline{\nu}$$

$$^{19}_{8}O \longrightarrow ^{19}_{9}F + \beta^{-} + \overline{\nu}$$

式中$\overline{\nu}$为中微子。

2.3 γ衰变

经$\beta\pm$或α衰变生成的子核，仍处在激发态上。子核从较高的激发态跃迁到较低的激发态或基态，要放出γ射线，按幅射量子理论，γ射线的能量以光子形式发射，当其经过物质时，不是每个光子速度逐渐减小，而是光子的数目逐渐减少。

2.4 衰变规律

原子核衰变过程所遵循的普遍规律为：

$$n(t)=n(o)e^{-\lambda t} \tag{4.5.1-2}$$

式中$n(t)$是到t时刻未衰变的核数。$n(0)$是$t=0$时的原子核数。λ是衰变常数，s^{-1}它被定义为一个放射性同位素的原子核在单位时间内发生衰变的几率。无论α衰变或$\beta^{\pm}$衰变，相应的λ是一个确定的常数。它只与本身的特性有关，而与外界条件如温度、压力、电磁场等因素无关。

原子核衰变一半所需的平均时间$T_{1/2}$称为半衰期。按定义$t=T_{1/2}$时，$n=n(0)/2$由(4.5.1-2)得：

$$\frac{n(0)}{2}=n(0)e^{-\lambda T_{1/2}}$$

则

$$T_{1/2}=\frac{\ln 2}{\lambda}=\frac{0.693}{\lambda} \tag{4.5.1-3}$$

单个原子核的寿命有长有短，但大量原子核所得的平均寿命τ是一定的，τ与衰变常数λ或$T_{1/2}$有关：

$$\tau=\frac{1}{\lambda} \tag{4.5.1-4}$$

$$\tau=\frac{T_{1/2}}{\ln 2}=1.44\,T_{1/2} \tag{4.5.1-5}$$

3 核结合能

3.1 质量亏损与核结合能

反应堆内核裂变放出来的能量，是由原子核结合能提供的。实验表明，Z个质子和$(A-Z)$个中子结合成的核$^{A}_{Z}X$，其质量M_A总比Z个质子及$(A-Z)$个中子的质量之和为小。令该核的质量亏损为：

$$\Delta M=ZM_P+(A-Z)M_n-M_A \tag{4.5.1-6}$$

如用中性原子的质量来表示，上式可写成：

$$\Delta M=Z(M_p+m_e)+(A-Z)M_n-(M_A+Zm_e) \tag{4.5.1-7}$$

式中m_e为电子的静止质量。若电子结合到原子中的质量亏损可略去不计，则M_p+m_e与氢原子质量M_H近似相等，M_A+Zm_e与核的中性原子质量M近似相等。则(4.5.1-7)式可写成：

$$\Delta M \approx ZM_H + (A-Z)M_n - M \quad (4.5.1\text{-}8)$$

可通过中性原子质量M，相当精确地计算相应原子核的质量亏损。

物理学家爱因斯坦提出的质量与能量相当的关系式为：

$$E = Mc^2 \quad (4.5.1\text{-}9)$$

式中c为光速，$c=2.9979\times10^8$ m/s，因此 1 原子单位的质量与 931.5 兆电子伏（MeV）的能量相当。当核子结合成原子核时，质量要亏损。在结合过程中有能量从该原子核系统中释放出来。用能量单位来表示的某原子核的质量亏损值，就等于各核子结合成该原子核时所释放出来的能量。反之，要把原子核中所有的核子完全分开，就须提供这么多的能量。这个能量称为该原子核的结合能。

$$\Delta E = \Delta Mc^2 \quad (4.5.1\text{-}10)$$

即 $$\Delta E = [ZM_p + (A-Z)M_n - M_A]c^2 \quad (4.5.1\text{-}11)$$

或 $$\Delta E \approx [ZM_H + (A-Z)M_n - M]c^2 \quad (4.5.1\text{-}12)$$

例如一个质子与一个中子结合成氘核。氘的原子质量$M_D=2.0141$u，氢($^1_1$H)的原子质量$M_H=1.00783$u中子质量$M_n=1.008665$u　$Z=1$　$A=2$

$\Delta M = 1.00783+1.008665-2.0141=0.0024$u

$\Delta E = 0.0024\text{u}\times931\text{MeV}=2.234$MeV

3.2　比结合能曲线

原子核由一个核子的平均结合能，称为比结合能f。按(4.5.1-12)式得：

$$f=\frac{\Delta E}{A}\approx[M_n-\frac{Z}{A}(M_n-M_H)-\frac{M}{A}]c^2 \quad (4.5.1\text{-}13)$$

比结合能f随质量数A变化曲线如图 4.5.1-1 所示。

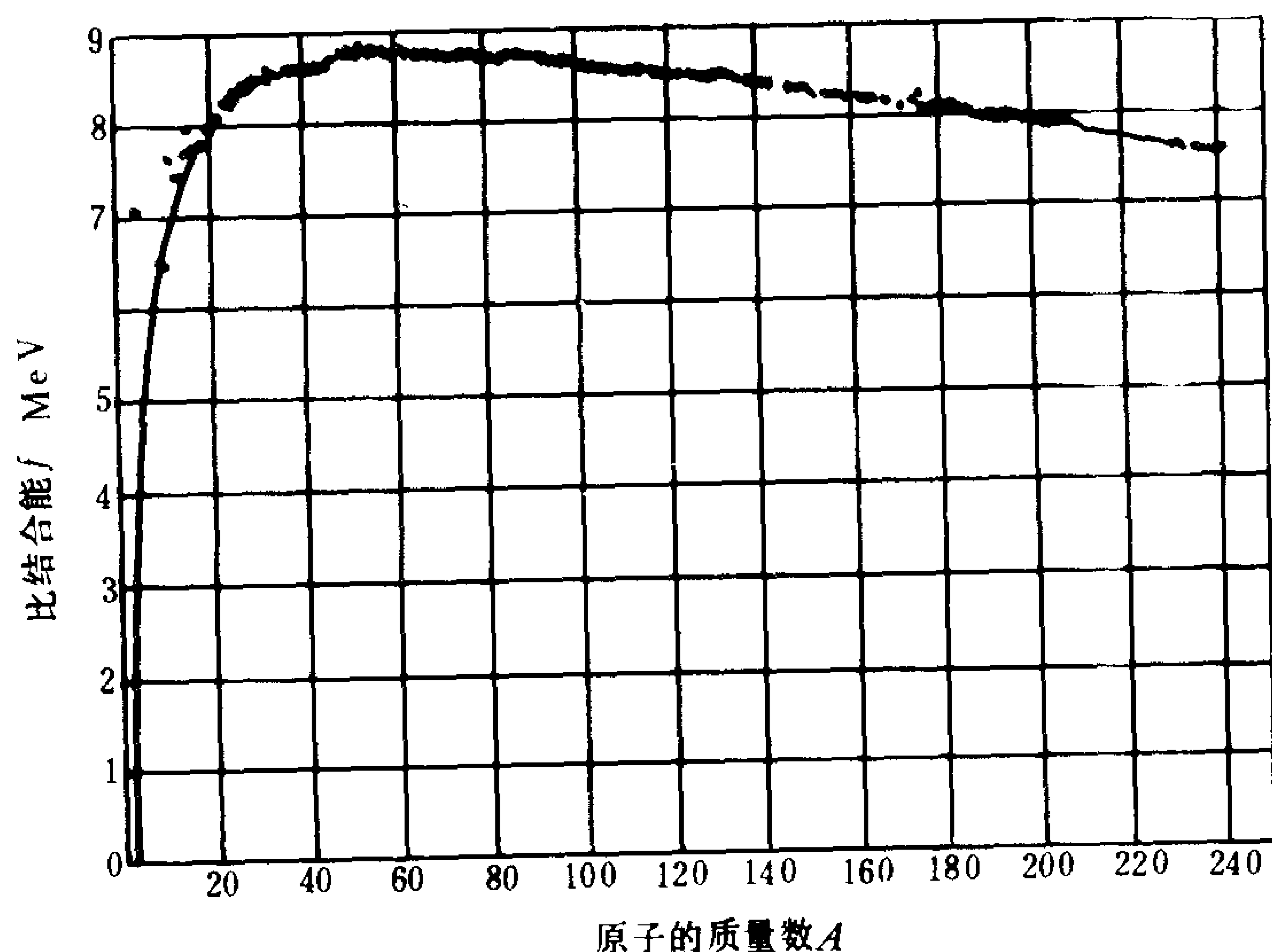


图 4.5.1-1　比结合能随原子质量数的变化

f先随A增加很快，A从 50～60 开始曲线随A下降，且较平稳；A在 60～120 之间，f基本上为一常数，约为 8.4MeV，$A>$120 以后，f逐渐下降到 7.5MeV 左右。

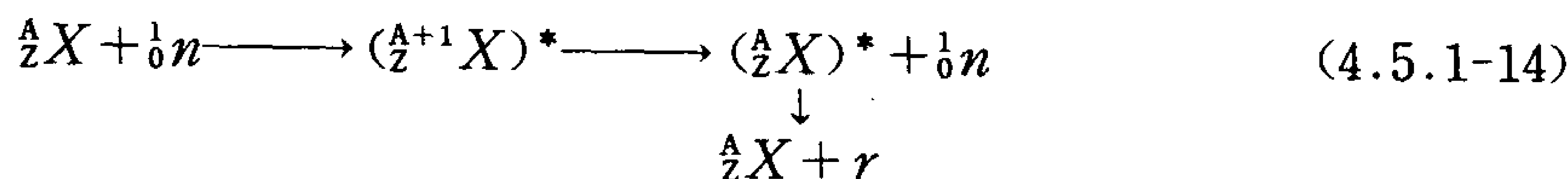
3.3　裂变能

当重核裂变成两个中等核时，比结合能增大，于是便有一定能量释放出来。例如$^{235}_{92}$U核裂变为两个中等核($A=117$，$A=118$)则结合能净增$(117+118)\times8.4-235\times7.5$ MeV $=$ 212MeV，这个过程称为核裂变。这是反应堆中能量的来源。

4 中子核反应

4.1 中子的散射

4.1.1 非弹性散射(*n*, *n′*)



$$ {}^{A}_{Z}X + {}^{1}_{0}n \longrightarrow ({}^{A+1}_{Z}X)^{*} \longrightarrow ({}^{A}_{Z}X)^{*} + {}^{1}_{0}n \quad (4.5.1\text{-}14)$$
$$\downarrow$$
$${}^{A}_{Z}X + r$$

4.1.2 弹性散射(*n*, *n*)



$$ {}^{A}_{Z}X + {}^{1}_{0}n \longrightarrow ({}^{A+1}_{Z}X)^{*} \longrightarrow {}^{A}_{Z}X + {}^{1}_{0}n \quad (4.5.1\text{-}15)$$



$$ {}^{A}_{Z}X + {}^{1}_{0}n \longrightarrow {}^{A}_{Z}X + {}^{1}_{0}n \quad (4.5.1\text{-}16)$$

式(4.5.1-15)是共振弹性散射，式(4.5.1-16)是势散射。

4.2 中子吸收反应

4.2.1 辐射俘获(*n*, *r*)



$$ {}^{A}_{Z}X + {}^{1}_{0}n \longrightarrow ({}^{A+1}_{Z}X)^{*} \longrightarrow {}^{A+1}_{Z}X + r \quad (4.5.1\text{-}17)$$

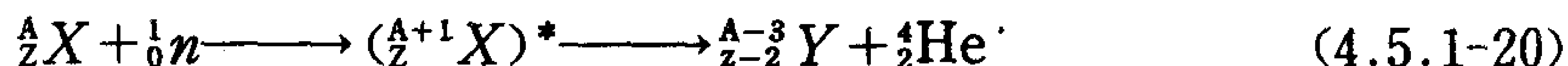


$$ {}^{238}_{92}\mathrm{U} + {}^{1}_{0}n \longrightarrow {}^{239}_{92}\mathrm{U} + r \quad (4.5.1\text{-}18)$$

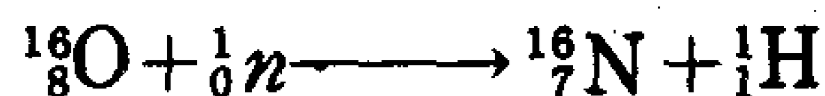


$$ {}^{239}_{92}\mathrm{U} \ \frac{\beta^{-}}{23m} \ {}^{239}_{93}\mathrm{Np} \ \frac{\beta^{-}}{2.3d} \ {}^{239}_{94}\mathrm{Pu} \quad (4.5.1\text{-}19)$$

4.2.2 放出带电粒子的反应(*n*, *p*)(*n*, *d*)



$$ {}^{A}_{Z}X + {}^{1}_{0}n \longrightarrow ({}^{A+1}_{Z}X)^{*} \longrightarrow {}^{A-3}_{Z-2}Y + {}^{4}_{2}\mathrm{He} \quad (4.5.1\text{-}20)$$



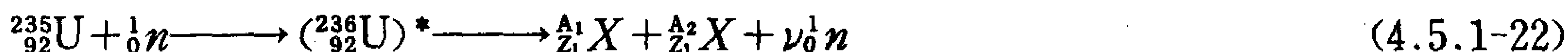
$$ {}^{16}_{8}\mathrm{O} + {}^{1}_{0}n \longrightarrow {}^{16}_{7}\mathrm{N} + {}^{1}_{1}\mathrm{H}$$



$$ {}^{10}_{5}\mathrm{B} + {}^{1}_{0}n \longrightarrow {}^{7}_{3}\mathrm{Li} + {}^{4}_{2}\mathrm{He} \quad (4.5.1\text{-}21)$$

4.2.3 核裂变(*n*, *f*)

${}^{235}_{92}\mathrm{U}$核裂变一般为:



$$ {}^{235}_{92}\mathrm{U} + {}^{1}_{0}n \longrightarrow ({}^{236}_{92}\mathrm{U})^{*} \longrightarrow {}^{A_1}_{Z_1}X + {}^{A_2}_{Z_1}X + \nu {}^{1}_{0}n \quad (4.5.1\text{-}22)$$

式中${}^{A_1}_{Z_1}X$、${}^{A_2}_{Z_2}X$分别为中等质量的核，叫碎片。ν为每次裂变平均放出的中子数。

5 中子截面

中子与原子核的相互作用可以用截面的概念加以定量描述。

5.1 微观截面定义及公式

设有一束均匀而且平行的单能中子，每平方米I个中子，在给定时间内垂直射到厚度为dx的一薄层靶物质上，其密度每立方米有N个核，因而每平方米上有Ndx个靶核。令C是每平方米上发生的核反应数。因此微观截面的定义为，每个靶核每个入射中子发生核反应的平均数:

$$\sigma = \frac{C}{(Ndx)I} \quad \mathrm{m}^2 \qquad (4.5.1\text{-}23)$$

其单位，习惯上用每个核 10^{-28} m^2表示核截面，这个单位叫靶恩，用b表示。

5.2 微观截面种类及其关系

微观非弹性散射截面 σ_{ie}

微观弹性散射截面 σ_e

微观吸收截面 σ_a

微观俘获截面 σ_r

微观裂变截面 σ_f

微观总截面 σ_t

其关系示于下式及表 4.5.1-1.

$\sigma_s = \sigma_{ie} + \sigma_e$; $\sigma_a = \sigma_r + \sigma_f$; $\sigma_t = \sigma_a + \sigma_s$

表 4.5.1-1 **热中子(0.0253 eV)截面数据**

同位素	σ_a b	σ_s b	σ_f b
$^{233}_{92}U$	575.3	12.1	529.9
$^{235}_{92}U$	680.9	14.4	583.5
$^{239}_{94}Pu$	1011.2	7.2	744.0
$^{241}_{94}Pu$	1378	10.8	1015
$^{238}_{92}U$	2.7	8.9	—

5.3 宏观截面

定义：$\Sigma = N\sigma$ m^{-1} (4.5.1-24)

式中N是每立方米内原子核数目。与微观截面对应的宏观截面为：

$\Sigma_{ie} = N\sigma_{ie}$; $\Sigma_e = N\sigma_e$; $\Sigma_a = N\sigma_a$;

$\Sigma_r = N\sigma_r$; $\Sigma_f = N\sigma_f$; $\Sigma_f = N\sigma_t$ (4.5.1-25)

$\Sigma_s = \Sigma_{ie} + \Sigma_e$; $\Sigma_a = \Sigma_r + \Sigma_f$; $\Sigma_t = \Sigma_a + \Sigma_s$ (4.5.1-26)

6 核裂变

6.1 核裂变能

裂变能的主要部分(80%以上)以裂变碎片的动能形式出现，并且立即表现为热能形式。其余20%左右的能量从受激裂变碎片发射瞬发γ射线的形式和以裂变中子动能形式释出。铀-235裂变能的分布示于表 4.5.1-2 中

表 4.5.1-2 **每一次裂变能量的近似分布**

	MeV
裂变碎片的动能	168
瞬发γ射线能量	7
裂变中子的动能	5
裂变产物放出的β粒子	7
裂变产物放出的γ射线	6
中微子ν带走的能量	10
总裂变能	~200

6.2 中子通量、反应率和反应堆功率

$$\phi=\eta\cdot v\quad 1/(m^2\cdot s) \tag{4.5.1-27}$$

中子通量等于该点的中子密度η与该点中子速度v的乘积。它表示1 m^3内所有的中子在1秒内飞行的总距离(以m为单位)所以称为径迹长度。

$$中子反应率=\sum\phi\quad 1/(m^3\cdot s) \tag{4.5.1-28}$$

式中$\sum$是每立方米靶恩中所有的核的有效面积，m^{-1}；ϕ是中子通量。如裂变反应率$=\sum_f\phi$，吸收反应率$=\sum_a\phi$等等。

在一个体积为V m^3的热中子反应堆内每秒将发生$V\sum_f\phi$次裂变，产生1 W热功率要求的裂变率为3.1×10^{10} 裂变数/s，因而，以瓦特表示的热功率P由下式给出：

$$P(热)=\frac{V\sum_f\phi}{3.1\times10^{10}}\quad W \tag{4.5.1-29}$$

6.3 瞬发中子

由俘获一个中子形成的受激复合核首先分裂成两个核碎片，这种受激不稳定的核碎片常在它形成后的极短时间(裂变后约为10^{-17} s)内放出一个或更多的中子。有99%以上的中子是在裂变的瞬间发射出来的，把这些中子叫瞬发中子。

6.4 缓发中子

某些裂变碎片，经过β衰变后，生成了新的原子核。这些核又立即衰变，并放出中子，这就是缓发中子。由热中子引起$^{235}_{92}U$裂变生成的缓发中子先驱核，可以将它们大致归成六组。份额β：是第i组缓发中子占总裂变中子的百分比。缓发中子的总份额$\beta=\sum_{i=1}^{6}\beta_i$，表4.5.1-3示出了热中子引起$^{235}_{92}U$裂变的缓发中子数据。

表4.5.1-3 热中子引起$^{235}_{92}U$裂变的缓发中子数据

组　别	半衰期 s	衰变常数λ s^{-1}	产　额 (每次裂变的中子数)	份　额 β_i
1	55.72	0.0124	0.000 52	0.000 215
2	22.72	0.030	0.003 46	0.001 424
3	6.22	0.111	0.003 10	0.001 274
4	2.30	0.301	0.006 24	0.002 568
5	0.61	1.14	0.001 82	0.000 148
6	0.23	3.01	0.000 66	0.000 273

总产额 0.0158

总缓发中子份额(β)0.0065

第2章 压水堆结构材料的选择

核反应堆是用人工控制核裂变进行链式反应的装置。在这里实现核能转变为热能。核反应堆由压力壳、反射层、堆芯和控制棒组成(图4.5.2-1)。

1 燃料元件材料

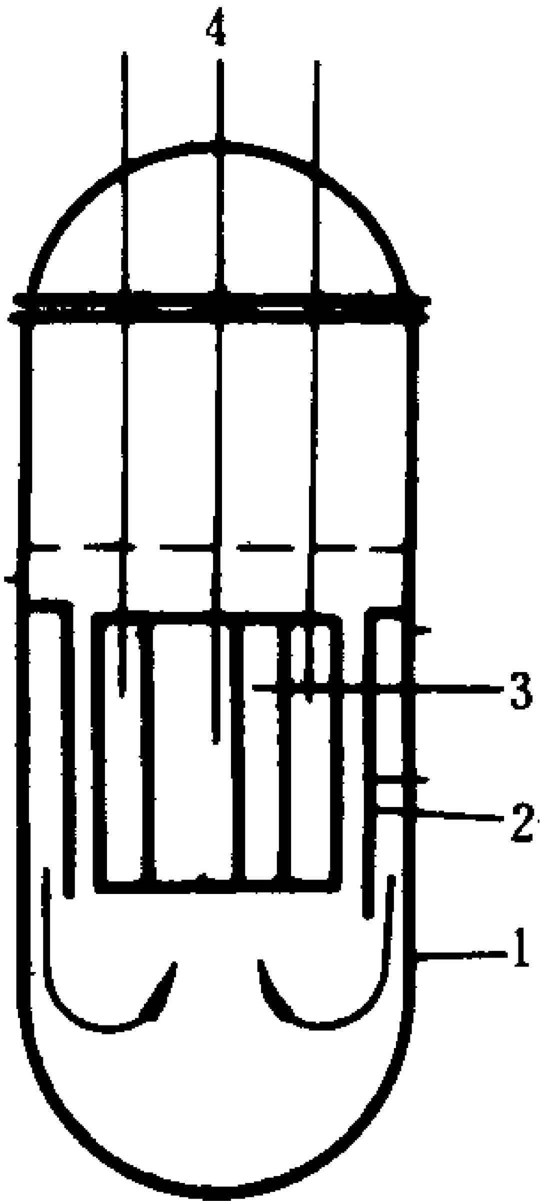


图4.5.2-1 压水堆(PWR)
1-反应堆压力壳；2-反射层；3-堆芯；4-控制棒

核反应堆所产生的能量，来源于堆中装载的核燃料。核燃料元件是堆芯内的主要部件，压水堆较多地用棒状和片状。其芯部为核燃料，表面为覆盖层所覆盖，覆盖层使燃料与冷却剂分开，阻止冷却剂进入元件内浸蚀和腐蚀燃料。并防止核裂变进入冷却剂，引起放射性污染。

在核反应堆堆芯的整个寿命期中，燃料元件受裂变碎片与中子的辐照损伤，仍希望其保持物理上、力学上及化学上的稳定性。因此燃料材料必须具备下列特性：

1)具有较高的导热性能，以便承受高功率密度与高比功率而不产生过高的燃料温度梯度；

2)燃料材料应能抵抗辐照损伤而不会因膨胀、开裂或蠕变引起变形。同时其物理性质以及力学性质也不应在辐照后发生很大变化；

3)需要具有化学稳定性，特别是与冷却剂不发生化学反应；

4)需要具有较高的熔点；

5)需要具有易于加工的物理与力学性质。

没有一种材料同时满足以上所有要求，在实际应用中，选择燃料材料时必须采取折衷的办法。

1.1 金属铀

早期核反应堆多数均采用金属铀作燃料，这是由于其单位体积内所含的铀原子数最多。但金属铀的力学性质不良，并易受辐照损伤，所以后来的动力堆不用其作燃料。

金属铀的密度、α-相金属铀的力学性质示于表4.5.2-1、表4.5.2-2。

表4.5.2-1 金属铀的密度

性质	α-相	β-相	γ-相
温度 ℃	625	720	800
密度 Mg/m^3	18.4	18.11	18.06

表4.5.2-2 α-相金属铀的力学性质

抗拉强度 MPa	344～1380
屈服强度0.2%偏离 MPa	172～900
弹性模量 10^5MPa	10～1.7

α-相的导热系数

25℃	~25 W/(m·K)
665℃	42 W/(m·K)

1.2 铀合金

金属铀抗腐蚀性能差。为提高核燃料在反应堆中的稳定性，比较有效的办法是在铀中加入少量适宜的其它元素的金属，促使γ-相或β-相稳定。主要几种合金是：铀-钼、铀-铬、铀-铝、铀-锆、铀-硅等合金、铀-锆合金是综合性能比较好的一种，已知道用于压水堆中的只有铀-锆合金。因为锆有吸收中子截面小、熔点高、抗腐蚀性能好等特点。

1.3 二氧化铀

二氧化铀UO_2是陶瓷材料中最典型、应用最广泛的一种。用UO_2做燃料，多数是将UO_2烧结成高密度的圆柱体，装在金属管子内，成燃料元件棒。

1.3.1 UO_2的特点

1）UO_2中的氧，俘获热中子的截面很小(0.002 b)中子损失少；

2）熔点高、高温稳定性好；

3）抗辐照能力强；

4）抗腐蚀性能好；

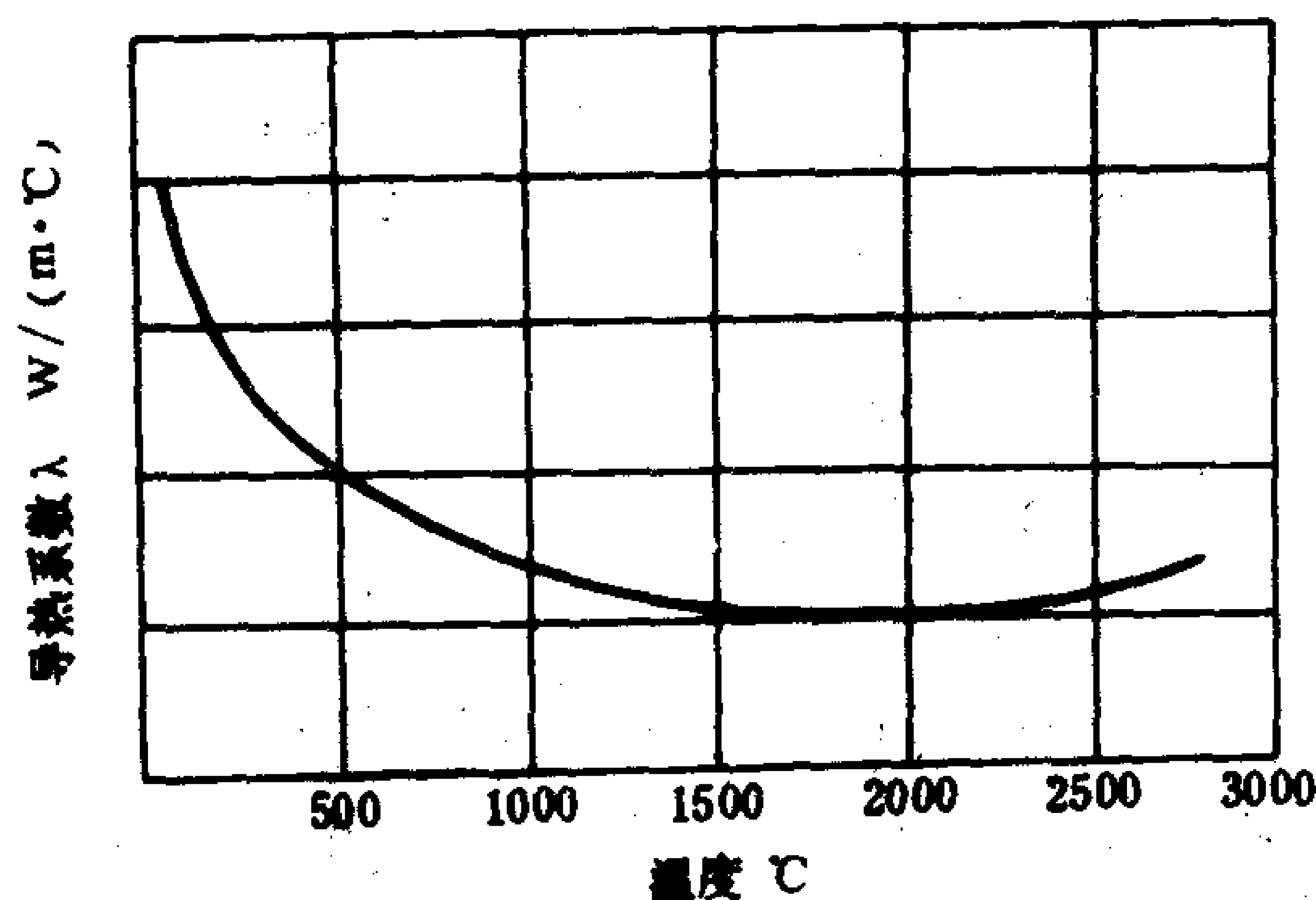


图 4.5.2-2 二氧化铀的导热系数

5）在辐照下尺寸变化很小；

6）与包壳材料相容性好；

7）化学性能稳定。

其主要缺点是导热性能差。

表 4.5.2-3 二氧化铀的性质

熔点 ℃	2865± 5
理论密度 Mg/m^3	10.96
导热系数 W/(m·K)	~8.6(20℃以下)
热膨胀系数 1/℃	$\sim1\times10^{-5}$(0~1500℃)
弹性模量 10^5MPa	2.0 (在 20℃以下)

1.3.2 UO_2的性质(表 4.5.2-3)

二氧化铀的导热系数由图 4.5.2-2 所示。在 1300℃后的λ值是按 1300℃前曲线趋势计算外推的。

2 燃料包壳材料及堆芯结构材料

2.1 燃料包壳材料

压水堆目前最普遍采用锆-4 合金为燃料的包壳材料。其力学与抗腐蚀性能都优于纯锆。锆合金中所含的微量元素如下(%)：

	Sn	Fe	Cr	Ni
锆-2	1.50	1.50	0.10	0.05
锆-4	1.50	0.20	0.10	0.007

锆合金的导热系数、室温下的机械性能如表 4.5.2-4、表 4.5.2-5 所示。

表 4.5.2-4 锆-2合金和锆-4合金的导热系数

温 度 ℃		100	200	300	400	500	600	700	800	850
导热系数 W/(m·℃)	锆-2	13.4	14.5	15.6	17.0	18.4	19.9	21.5	23.1	23.1
	锆-4	13.6	14.3	15.2	16.4	18.0	20.1	22.5	25.2	26.6

表 4.5.2-5 室温下的机械性能

性 能	锆	锆-4
抗拉强度 MPa	195	490
屈服强度 0.2%偏离 MPa	100	350
延伸率 %	38	22

锆-4合金具有下列特点:

1)有很小的热中子吸收截面(0.18 b)铁 2.43 b 镍 4.5 b;

2)在高温下具有良好的抗水腐蚀性能;

3)具备了所要求的机械强度;

4)吸氢率低,只有锆-2合金的 50%~60%。

2.2 堆芯结构材料

核反应堆工程中常用奥氏体不锈钢。这种钢在高温下具有如下特点:

1)很好的综合机械性能;

2)良好的抗氧化性能;

3)良好的耐腐蚀性能。

奥氏体不锈钢的化学成分如表 4.5.2-6 所示。

表 4.5.2-6 奥氏体不锈钢的化学成分

钢 号	化 学 成 分 %							
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Ti
OCr18Ni9Ti	0.08	1.0	2.0	0.03	0.045	17~19	8~11	
1Cr18Ni9Ti	0.12	0.80	2.0	0.03	0.035	17~19	8~11	0.80

1Cr18Ni9Ti不锈钢具有较高的抗腐蚀性能和良好的热稳定性。另外还有良好的焊接性能和加工性能。因此是堆芯结构材料用得最多的一种。

3 控制棒材料

压水堆功率的变化,当前是采用上下移动固体控制棒的方法来达到的。

控制棒的材料是能非常有效地俘获中子的物质。对控制棒材料有如下要求:

1)有较大的热中子和超热中子的俘获截面;

2)在高温下具有抗腐蚀和抗磨损性能;

3)抗辐照性能好;

4)低密度;

5)良好的导热性能;

6)适当的强度;

7)材料易于加工,成本低。

目前用在各种热中子反应堆中有铪(Hf)、银(Ag)-铟(In)-镉(Cd)合金和含硼(B)的材料(表 4.5.2-7)。

表 4.5.2-7　俘获热中子截面较大的一些元素

元　素	原子量	密　度 $10^3kg/m^3$	热中子俘获截面 σ_c b	共振中子俘获截面 σ_c b
$_{72}Hf$	178.6	13.3	105	1865
	179	13.3	65	—
$_{48}Cd$	112.4	8.65	2550	—
$_{47}Ag$	107.88	10.5	62	700
$_{49}In$	114.82	7.28	190± 5	2700
	115	7.28	207±21	2294
$_5B$	10.82	2.45	755	—
	10	2.45	3813	—

3.1 铪(Hf)

3.1.1 铪的物理性能

铪的熔点为 2150℃其导热系数及线膨胀系数分别于表 4.5.2-8 和表 4.5.2-9 中。

表 4.5.2-8　导 热 系 数 λ

温度 ℃	50	100	200	300	400	500
λ W/(m·℃)	23.3	22.0	21.5	21.0	20.7	20.5

表 4.5.2-9　线 膨 胀 系 数

从 20℃到	50	100	150	200	250	300	400	450
	℃							
线膨胀系数 10^{-6}/℃	6.83	6.66	6.63	6.59	6.54	6.54	6.49	6.46

3.1.2 铪的核性能

铪的原子量为 178.6，热中子俘获截面为 105 b当铪俘获热中子经(n, r)反应后，仍有较大的俘获截面，使控制棒效率损失很小，具有长寿命的特点，估计铪在压水堆中的工作期可为 20 年，是一种比较理想的船用反应堆控制棒材料。

3.1.3 铪的优点

1)有适当的热中子俘获截面以及在超热中子范围内有良好的共振俘获;

2)铪发生(n, r)反应每代产物都是铪的同位素，因此使用寿命长;

3)铪的抗腐蚀性能好，在高温中耐腐蚀;

4)铪有适当的机械性能和良好的焊接和加工性能。

3.2 银(Ag)-铟(In)-镉(Cd)合金

Ag-In-Cd合金是一种高效能吸收中子的材料，这种合金成分由 80%Ag-15%In-5%Cd 组成。在压水堆中的控制效率与Hf相近。

3.2.1 Ag-15%In-5%Cd合金的物理性能

Cd俘获热中子截面为 2550 b 而Ag只有 62 b 可是Ag的共振俘获截面有 700 b，In的俘

获截面不如Cd，但In的共振俘获截面为 2700 b 因此Ag-In-Cd合金控制棒具有很高的控制效率。另外它的抗辐照性能良好，在高温水中具有可满足要求的耐腐蚀性且容易熔炼和加工。

3.3 含硼材料

天然硼有B^{10}和B^{11}两种同位素。主要俘获中子的是B^{10}，其俘获热中子截面为 3813 b，在热中子中，广泛采用硼作控制棒，可燃毒物管和中子屏蔽材料，在压水堆中则通常采用含硼材料(B_4C)为控制棒材料。

3.3.1 碳化硼

. 在大多数情况下，因碳化硼(B_4C)作控制材料，可以满足高温反应堆的要求。在碳化硼中提高B^{10}元素的浓度，可以提高硼材料的控制效率。碳化硼的密度为 $2.51\times10^3 kg/m^3$，熔点为 2450℃ 热膨胀系数(20～800℃)为 4.5×10^{-6}/℃

B^{10}的(n，α)反应，会使材料产生辐照损伤，特别是高燃耗时，辐照损伤更为严重。

3.3.2 可燃毒物管材料

为降低反应堆运行初期的过剩反应性。减少控制棒数量，以及补偿堆寿期末，由于燃耗和中毒效应所引起的过剩反应性下降，一般堆内普遍应用可燃毒物，压水堆可燃毒物管常用硼-硅酸盐玻璃制成。$B^{10}(n,\ \alpha)Li^7$反应，从而达到降低堆运行初期的过剩反应性和补偿堆运行末期的反应性下降的目的。硼玻璃辐照后，容易脆化，因此常把玻璃管装入不锈钢包壳管中。

4 冷却剂材料

用来带出堆内燃料元件发生的热量的物质。这种物质可以是气体(如氢等)也可以是液体(如水等)压水堆是用水作冷却剂和慢化剂的。水是一种良好的冷却剂同时还可兼作慢化剂。水的主要优点是成本低，唧运动率成本也低，慢化能力强。感性放射性的核性能也较满意。水的严重缺点是沸点低，其次是俘获热中子截面比较大。

5 压力壳材料

历力壳是反应堆的关键部件。它长期在高温高压条件下工作，并受到强大的中子和r射线的辐照，因此压力壳材料要求满足下列要求：

1)高强度。目前压水堆的设计压力约为 175×10^5Pa，温度约在 340℃左右。通常用含锰、钼和镍的高强度低合金钢或优质碳钢制造。

2)耐高温腐蚀。在压力壳内壁堆焊一层 304 型不锈钢衬层，防止冷却剂对压力壳的腐蚀。

3)抗辐照。

6 反射层材料

反射层是将堆芯泄漏出去的中子反射回堆芯，减少中子的损失。同时还可使堆芯的中子通量分布展平。提高输出功率水平。

通常同一反应堆的慢化剂和反射层是采用相同的材料。对其要求是：这种材料必须具有小的中子俘获截面；原子核的质量数低；对中子具有高的散射截面。

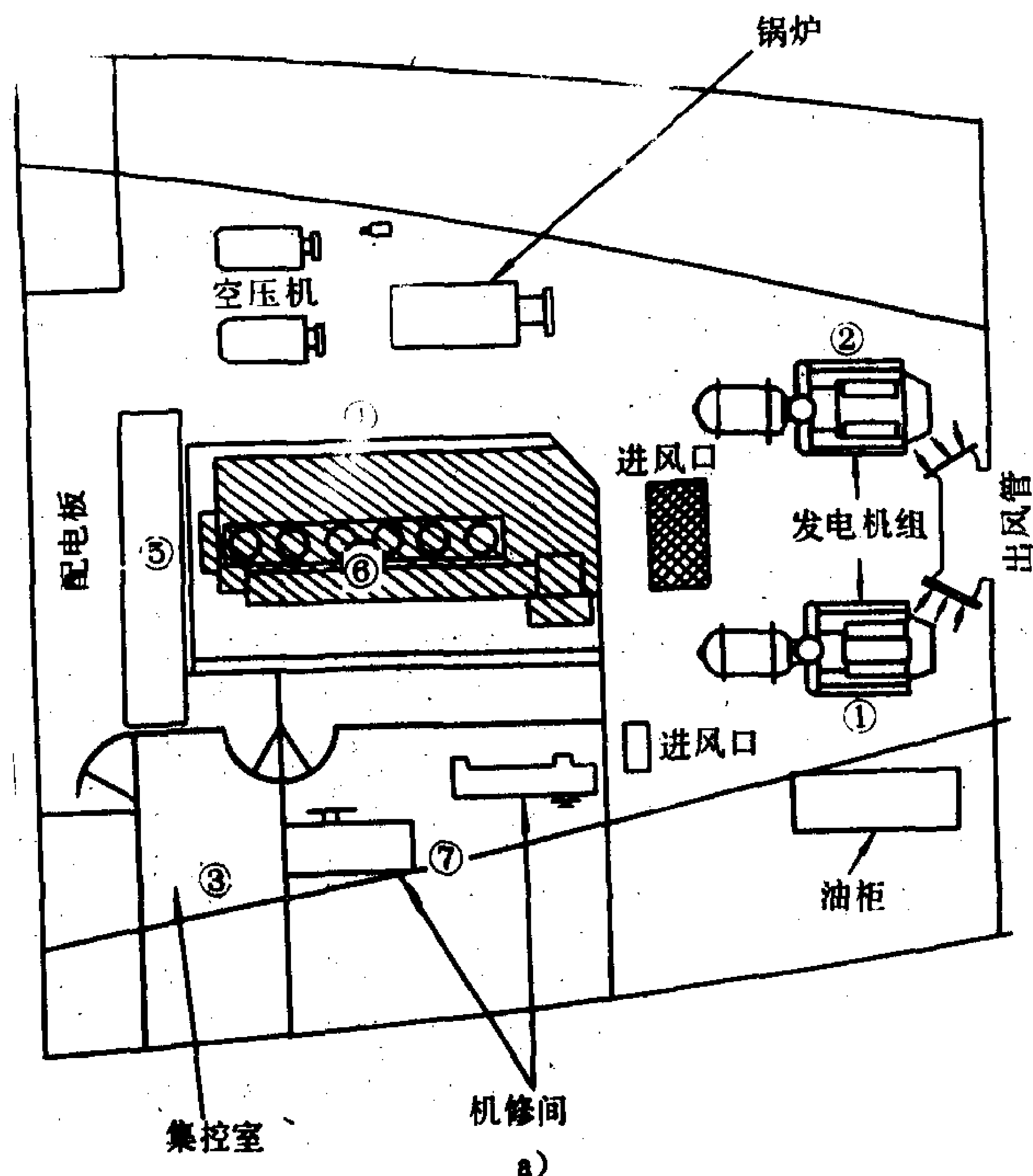


图 7.6.3—30a） 机舱平面图—二层甲板

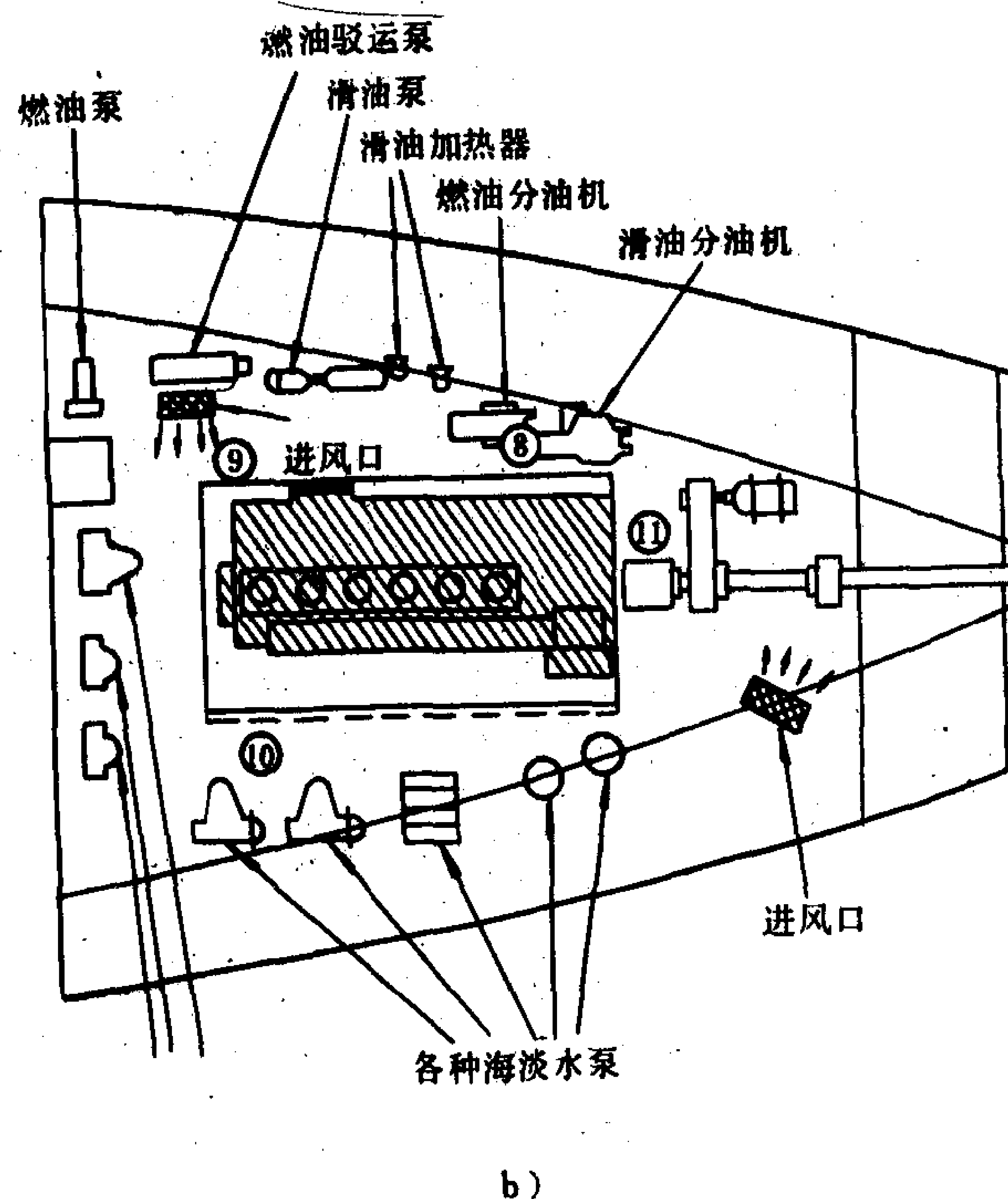


图 7.6.3—30b） 机舱平面图—底平面（图上圈号表示探测器的号码和安装的部位）

图中探测器①和②为感烟探测器，主要监护发电机组，安装部位略偏于机组的外侧，对周围区域起到监护作用。

探测器③监护集控室，宜用光电感烟型或差定温探测器；大型船舶集控室的配电板后面人员不常进入的区域可用离子感烟型探测器。

输运平均自由程λ_{tr}代替散射平均自由程λ_s，这时菲克定律可写成：

$$\vec{J}=-\frac{\lambda_{tr}}{3}\mathrm{grad}\phi \quad (4.5.3\text{-}5)$$

$$D=\frac{\lambda_{tr}}{3} \quad (4.5.3\text{-}6)$$

$$\lambda_{tr}=\frac{\lambda_s}{1-\overline{\mu_0}} \quad (4.5.3\text{-}7)$$

式中：$\overline{\mu}_0$——实验室系统内的平均散射角余弦，在质心系中各项同性的情况下：

$$\overline{\mu}_0=\frac{2}{3A} \quad 即 \quad (4.5.3\text{-}8)$$

$$\overline{\cos\phi}=\frac{2}{3A} \quad (4.5.3\text{-}9)$$

菲克定律是扩散理论的基础。在反应堆物理分析中应用这一近似时，应注意菲克定律的适用范围。

1.4 单速中子扩散方程

单速中子扩散方程为：

$$\frac{1}{V}\cdot\frac{\partial\phi(r,\ t)}{\partial t}=S(r,\ t)+D\nabla^2\phi(r,\ t)-\Sigma_a\phi(r,\ t) \quad (4.5.3\text{-}10)$$

式中$S(r,\ t)$为中子源强度；$D\nabla^2\phi(r,\ t)$为泄漏率；$\Sigma_a\phi(r,\ t)$为吸收率。

$\frac{\partial\phi(r,\ t)}{\partial t}$为中子通量$\phi(r,\ t)$随时间的变化率。若其值为零，即中子通量不随时间变化时，则方程(4.5.3-10)可以化为：

$$D\nabla^2\phi(r)-\Sigma_a\phi(r)+S(r)=0 \quad (4.5.3\text{-}11)$$

上式称为稳态单速中子扩散方程；∇^2是拉普拉斯算符。

由于式(4.5.3-10)是以菲克定律为基础推导出来的，因此中子通量随空间变化强烈，通量各向异性强烈的情况下，式(4.5.3-10)和式(4.5.3-11)是不适用的。

1.5 稳态单速扩散方程的解

1.5.1 扩散方程的边界条件

在求解扩散方程时，常用的边界条件是：

(1)在扩散方程成立的区域内，中子通量的数值必须是正的，有限的实数；

(2)在两种不同介质的交界面上，垂直于分界面的中子流密度相等，中子通量相等；

(3)介质与真空交界的外表面上，在物理边界以外的外推距离边界上，中子通量为零。

外推距离$d=\frac{2}{3}\lambda_{tr}$

按输运理论(渐近的)有：$d=0.71\lambda_{tr}$(图 4.5.3-1)。

利用输运理论求出的外推距离作为扩散方程的边界条件，可以在许多情况下得到比较满意的近似结果。

1.5.2 非增殖介质内中子扩散方程的解

稳态扩散方程为：

$$D\nabla^2\phi-\Sigma_a\phi+S=0$$ 即为式(4.5.3-11)。

在中子源位置以外的无源区域，扩散方程为齐次式：

$$\nabla^2\phi-K^2\phi=0 \tag{4.5.3-12}$$

$$\nabla^2\phi-\frac{1}{L^2}\phi=0 \tag{4.5.3-13}$$

其中

$$L^2=\frac{1}{K^2}=\frac{D}{\Sigma_a} \tag{4.5.3-14}$$

L称为中子的扩散长度。简单几何条件下波动方程(4.5.3-12)的普遍解见表 4.5.3-1。

表 4.5.3-1　　波动方程 $\nabla^2\phi\pm B^2\phi=0$ 在一些几何情况下的解

	解的形式	
	$+B^2$	$-B^2$
一维平板	$A\sin Bx+C\cos Bx$	$Ae^{-Bx}+Ce^{Bx}$或$A\,\mathrm{sh}Bx+C\,\mathrm{ch}Bx$
球	$A\frac{\sin Br}{r}+C\frac{\cos Br}{r}$	$A\frac{e^{-Br}}{r}+C\frac{e^{Br}}{r}$或$A\frac{\mathrm{sh}Br}{r}+C\frac{\mathrm{ch}Br}{r}$
一维圆柱	$AJ_0(Br)+Cy_0(Br)$	$AI_0(Br)+CK_0(Br)$

1)无限介质点源的情况

这里研究的是在无限均匀介质内有一个每秒各向同性的放出S个中子的点源情况，采用球坐标系，把坐标原点放在点源的位置上。这种球对称情况下的扩散方程为：

$$\frac{d^2\phi(r)}{dr^2}+\frac{2}{r}\frac{d\phi(r)}{dr}-\frac{\phi(r)}{L^2}=0\ (r>0) \tag{4.5.3-15}$$

$r=0$处这个方程不成立。其边界条件为：

(1)除$r=0$外，中子通量各处为有限值；

(2)中子源条件：$\lim\limits_{r\to 0}4\pi r^2J(r)=S$

由边界条件确定的中子通量为：

$$\phi(r)=S\cdot\frac{e^{-r/L}}{4\pi Dr} \tag{4.5.3-16}$$

2)无限介质内无限平面源的情况

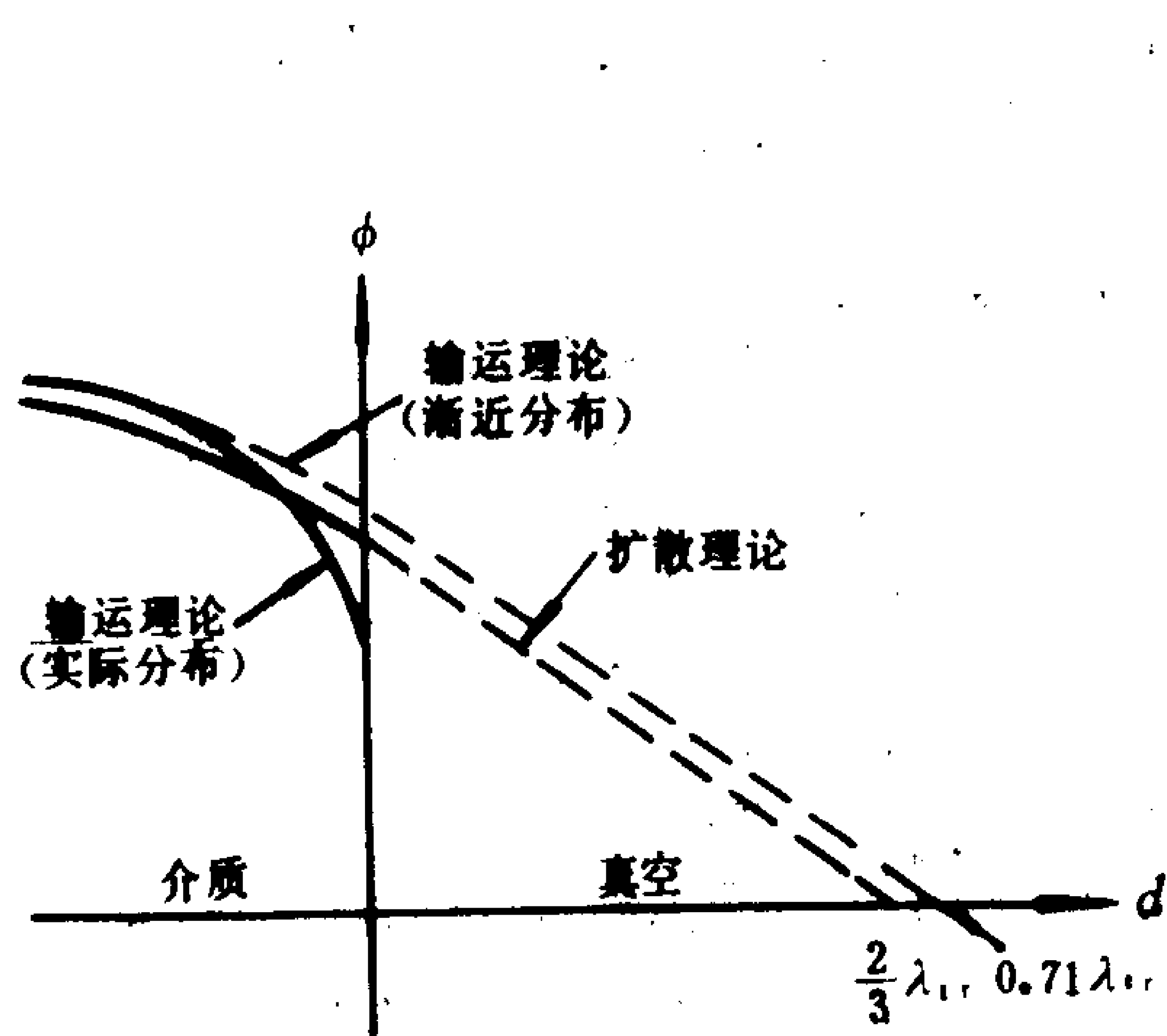


图 4.5.3-1　在平面界面上输运理论和扩散理论的外推

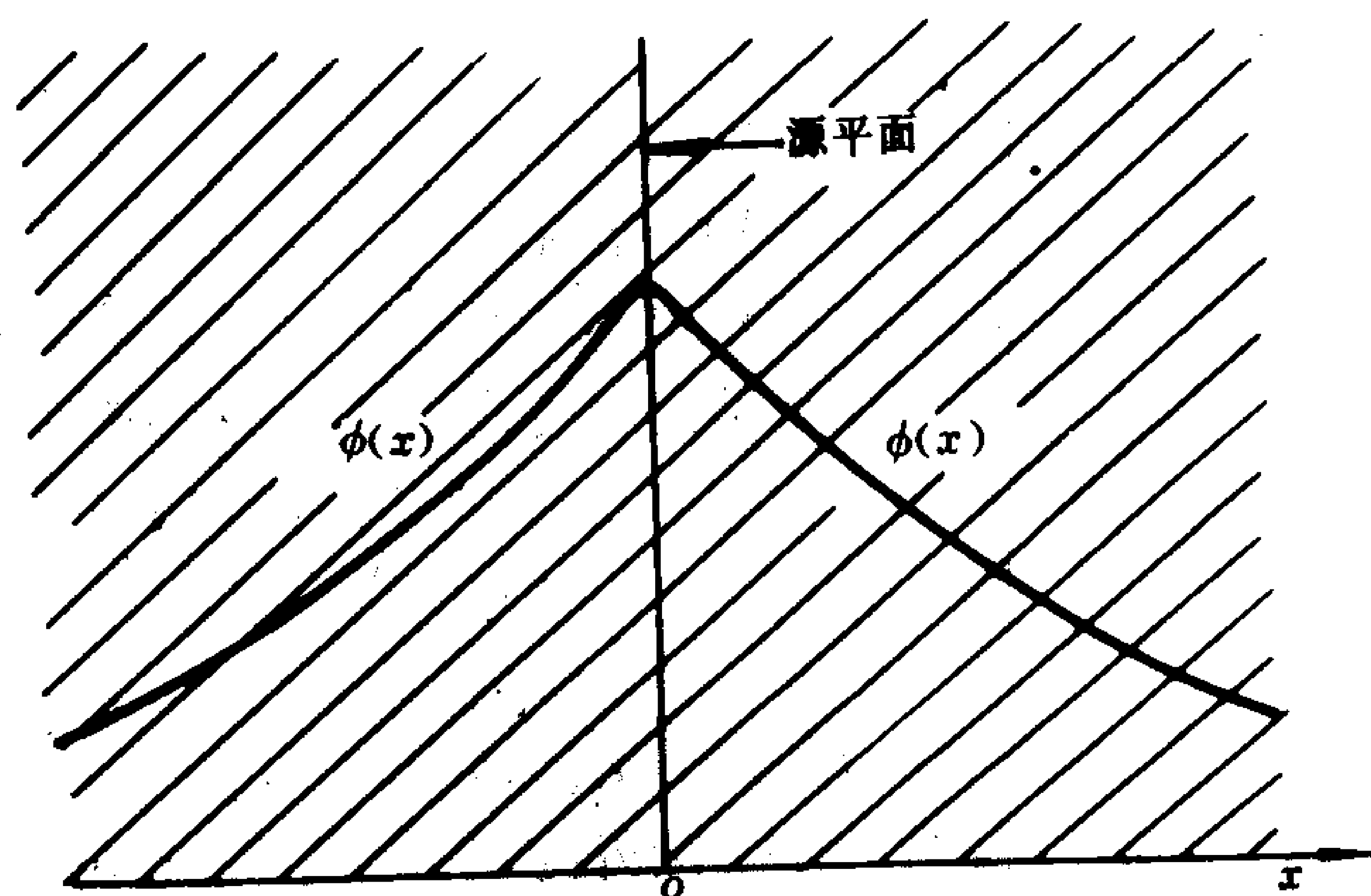


图 4.5.3-2　无限介质平面源情况

这里研究的条件、坐标的选取如图 4.5.3-2 所示。

这时的扩散方程为：

$$\frac{d^2\phi(x)}{dx^2}-\frac{\phi(x)}{L^2}=0 \qquad x\neq 0 \tag{4.5.3-17}$$

其边界条件为：

（1）除$x=0$外，ϕ值有限；

（2）$\lim\limits_{x\to 0}J(x)=\frac{S}{2}$

由边界条件和对称性式(4.5.3-17)的解为：

$$\phi(x)=\frac{SL}{2D}e^{-|x|/L} \tag{4.5.3-18}$$

1.6 扩散长度L

在式(4.5.3-4)中曾定义过扩散长度平方为：

$$L^2=\frac{1}{K^2}=\frac{D}{\sum_a}=\frac{\lambda_a\lambda_{tr}}{3} \tag{4.5.3-19}$$

或

$$L^2=\frac{\lambda_a\lambda_s}{3(1-\overline{\mu_0})}=\frac{1}{3}\frac{1}{\sum_a\sum_s(1-\overline{\mu_0})} \tag{4.5.3-20}$$

对于混合物则用其各量的平均值计算。对热中子式中的$\sum_a$和$\sum_s$用对热中子能谱的平均。

在反应堆设计中常用到的热中子扩散参数示于表 4.5.3-2。

表 4.5.3-2　　慢化剂的热中子扩散参数(温度 293 K)

慢化剂	密度 t/m³	L m	D mm
水	1.00	0.0275	1.6
重水	1.10	1.00	8.5
铍	1.85	0.21	5.4
石墨(堆用等级)	1.70	0.54	8.6

扩散长度平方L^2的物理意义是：在无限介质点源情况下，扩散长度的平方等于热中子从产生地点到被吸收地点穿行的直线距离均方值的六分之一。即$\overline{r^2}=6L^2$　　(4.5.3-21)

式中：r——直线穿行距离；

$\overline{r^2}$——直线穿行距离的均方值。

2 中子的减速

2.1 中子减速的过程

反应堆内由裂变产生的中子，具有相当高的能量，其平均能量为 2 MeV。这些中子在反应堆内与介质的原子核发生弹性和非弹性碰撞，使中子能量降低(速度减小)，这个过程叫做中子的减速或慢化过程。

2.2 弹性散射时中子能量的变化

设中子在碰撞前在L系内动能为$E_1=\frac{1}{2}mv_1^2$碰撞后动能为$E_2=\frac{1}{2}mv_2^2$

$$\frac{E_2}{E_1}=\frac{A^2+2A\cos\theta+1}{(A+1)^2} \tag{4.5.3-22}$$

式中：A——慢化剂原子核的质量数；

θ——C系中的散射角；

令

$$\alpha\equiv\left(\frac{A-1}{A+1}\right)^2 \tag{4.5.3-23}$$

$$\frac{E_2}{E_1}=\frac{1}{2}\left[(1+\alpha)+(1-\alpha)\cos\theta\right] \tag{4.5.3-24}$$

从式(4.5.3-24)中看出，一次碰撞中子可能损失的最大实际能量为：

$$\Delta E_{max}=(1-\alpha)E_1 \tag{4.5.3-25}$$

2.3 平均对数能量缩减

每次碰撞中子能量的自然对数减少的平均值叫做每次碰撞的平均对数能量缩减，记为：

$$\xi=\ln\frac{\bar{E}_1}{E_2}=1+\frac{\alpha}{1-\alpha}\ln\alpha \tag{4.5.3-26}$$

对于质量数$A>10$的情况，可采取近似公式：

$$\xi=\frac{2}{A+\frac{2}{3}} \tag{4.5.3-27}$$

2.4 初始能量为 2 MeV的中子减速到 1 eV与慢化剂核需发生的平均碰撞次数n

$$n=\ln\left(\frac{2\times10^6}{1}\right)/\xi=14.5/\xi \tag{4.5.3-28}$$

核的散射性质示于表 4.5.3-3。

表 4.5.3-3　　核的散射性质

元素	质量数	α	ξ	到 1 eV的碰撞次数
H	1	0	1.000	15
D	2	0.111	0.726	20
Be	9	0.640	0.207	70
C	12	0.716	0.158	92
O	16	0.779	0.120	121
U	238	0.983	0.0083	1700

2.5 “勒”

定义：个量u，称u为“勒”

$$u=\ln\frac{E_0}{E} \tag{4.5.3-29}$$

通量取E_0为较大的值，如 10 MeV，反应堆内中子都低于该值。所以“勒”为正值。

由式(4.5.3-29)可得:

$$E=E_0e^{-u} \tag{4.5.3-30}$$

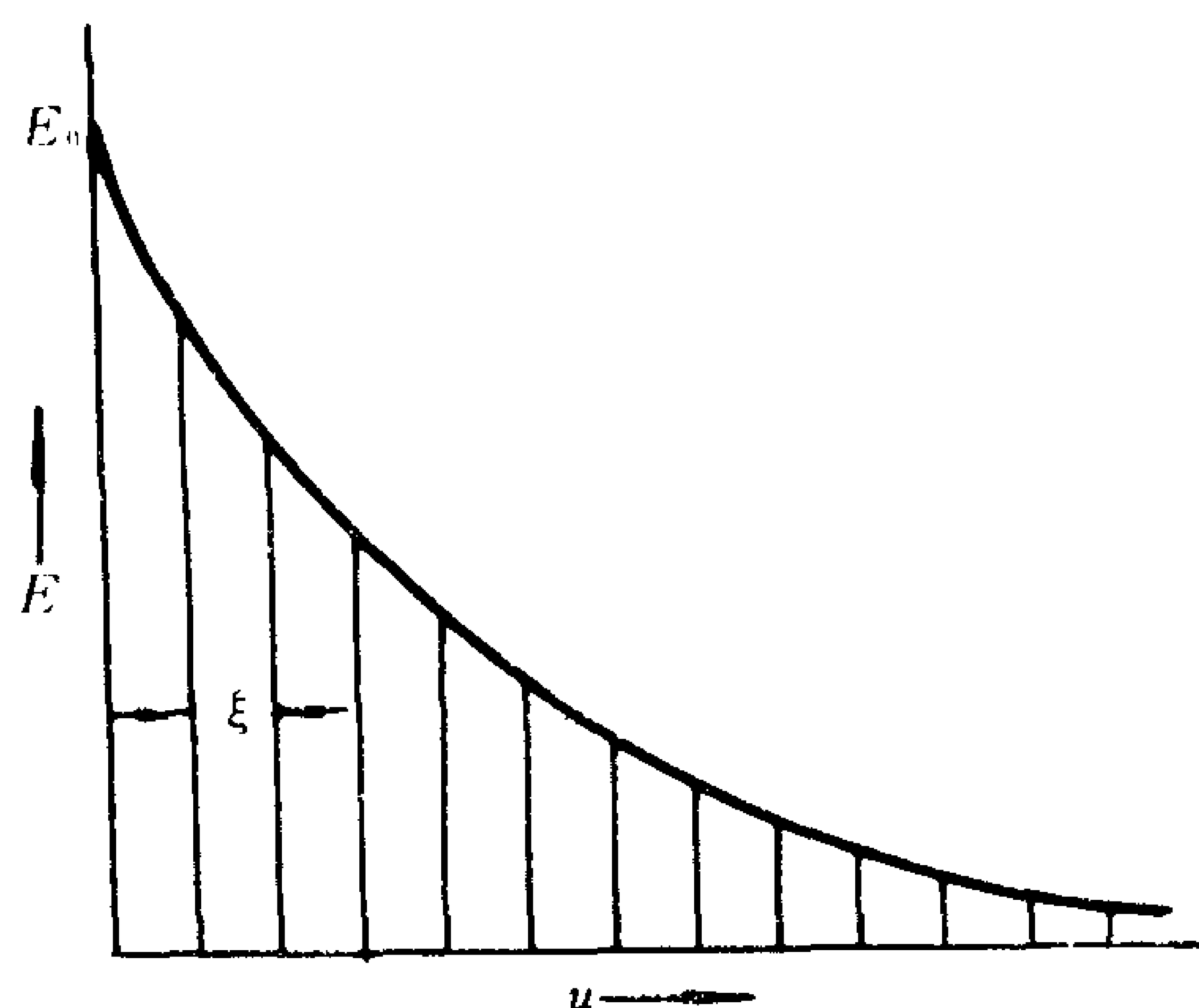


图 4.5.3-3 能量和勒之间的关系

图 4.5.3-3 为能量E随“勒”u变化的曲线。

2.6 无限介质内中子的慢化

2.6.1 碰撞密度和慢化密度

碰撞密度的定义是:每秒在$\vec{r}$处的单位体积,单位能量间隔内所发生的中子与核互相作用的总次数,记为:

$$F(\vec{r},\ E)$$

$$F(\vec{r},\ E)=(\Sigma_s+\Sigma_a)\phi(\vec{r},\ E) \tag{4.5.3-31}$$

慢化密度的定义是:在$\vec{r}$处每秒每单位体积内慢化到能量为E以下的中子数,记为:

$$q=(\vec{r},\ E)q(\vec{r},E)$$
$$=\int_E^\infty dE'\int_0^E\Sigma_s(\vec{r},\ E')f(\vec{r},\ E'\to E)\phi(\vec{r},\ E')dE \tag{4.5.3-32}$$

式中$f(\vec{r},\ E'\longrightarrow E)$为散射函数。它表示能为$E'$的中子散射后能量变为$E$的几率。

2.6.2 无限均匀无吸收的中子慢化

中子在无限大无吸收的介质内慢化时,有

$$q(E)=S(\text{源强})$$

$$\phi(E)=\frac{S}{E\xi\Sigma_s(E)} \tag{4.5.3-33}$$

$$\phi(u)=\frac{S}{\xi\Sigma_s(E)} \tag{4.5.3-34}$$

2.6.3 有吸收的中子慢化

在有吸收的中子慢化问题中,逃脱共振吸收几率$P(E)$是个重要的物理量。它的定义是:源中逃脱俘获并慢化到低于共振区域某一特定能量E的分额。

$$P(E)=\frac{q(E)}{S}=1-\frac{\text{从}E_0\text{到}E\text{的吸收}}{S} \tag{4.5.3-35}$$

式中:E_0——源中子能量;

$q(E)$——慢化密度。

利用小x值近似关系$\ln(1-x)\approx-x$,得N_R近似关系式(窄共振近似):

$$P(E)\approx\exp\left[-\frac{1}{\xi}\int\frac{\Sigma_{aF}}{\Sigma_{aF}+\Sigma_s}\cdot\frac{dE}{E}\right] \tag{4.5.3-36}$$

其中积分在共振区进行。有时用到的进一步近似是窄共振无限质量(或NR 1 m)近似,在这一近似中吸收剂的质量取无限大,这时Σ_s只计及慢化剂的散射截面,$\bar{\xi}$也等于慢化剂的ξ。

利用关系式$\frac{\sum_{aF}}{\sum_{aF}+\sum_s}=\frac{N_F\sigma_{aF}}{\sum_s}\cdot\frac{\sum_s}{\sum a_F+\sum_s}$可以引出逃脱共振吸收几率的另一种表达式：

$$P(E)\approx\exp\left[-\frac{N_F}{\bar{\xi}\sum_s}\cdot\int\frac{\sum_s}{\sum_{aF}+\sum_s}\sigma_{aF}\cdot\frac{dE}{E}\right] \quad (4.5.3\text{-}37)$$

N_F为系统每单位体积内燃料的核数目，并假定$\bar{\xi}$和$\sum_s$与能量无关。

式(4.5.3-37)中的积分叫做有效共振积分I，即$I\equiv\int\frac{\sum_s}{\sum_{aF}+\sum_s}\cdot\sigma_{aF}\cdot\frac{dE}{E}$ (4.5.3-38)

于是式(4.5.3-37)就得到：

$$P(E)\approx\exp\left[-\frac{N_F I}{\bar{\xi}\sum_s}\right] \quad (4.5.3\text{-}39)$$

2.6.4 非均匀系统内的共振吸收

实际反应堆是非均匀系统，即燃料分为许多独立单元，在慢化剂内布置成一定栅格。如果燃料棒相距很远，使得共振中子不能直接从一根棒到达另一根棒，这些棒称为“孤立棒”。这时逃脱共振吸收几率为：

$$P(E)\approx\exp\left[-\frac{N_F V_F I}{\bar{\xi}_m\sum_m V_m+\bar{\xi}_F\sum_{sF}V_F}\right] \quad (4.5.3\text{-}40)$$

其中下标m和F分别指慢化剂和燃料，Vm和V_F分为堆芯内两者相应体积。

按理论预计，“孤立棒”系统共振积分的实验测量的结果整理成如下形式：

$$I=a+b\sqrt{A/M} \quad (4.5.3\text{-}41)$$

其中a和b对给定的核燃料物质为常数，A和M为燃料的面积(m^2)和质量(kg)，对于天燃金属铀(密度为19.7×10^3kg/m^3)和二氧化铀(密度为10.2×10^3kg/m^3)，a和b的值为：

	a	b
铀	2.95	81.5
二氧化铀	4.45	84.5

这里算得的I值是以靶为单位的。对于稠密栅，式(4.5.3-41)的有效面积略小于实际面积。

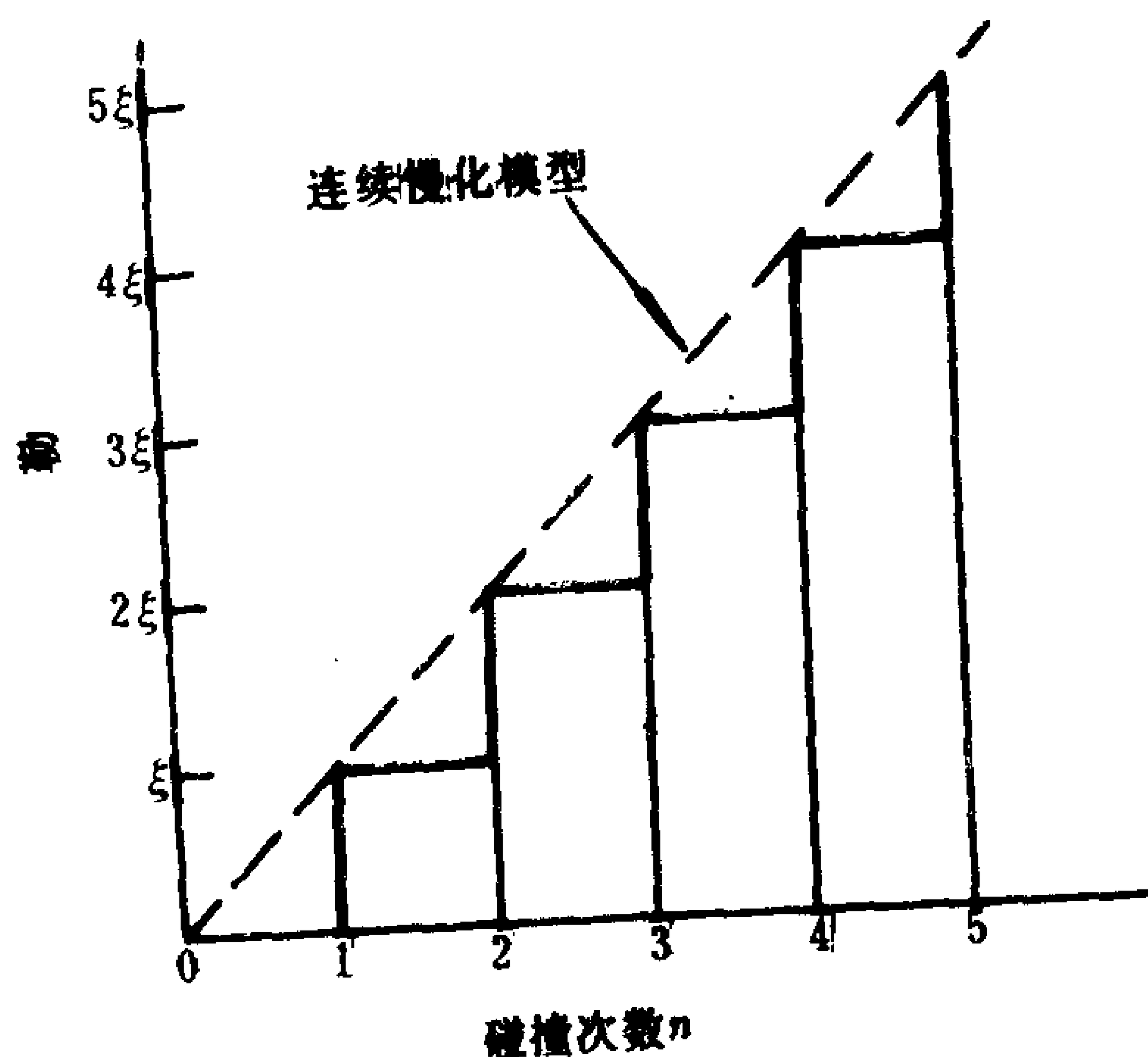


图 4.5.3-4 连续慢化近似

2.7 慢化中子的空间分布

2.7.1 费米年龄模型

费米年龄模型是连续慢化模型。在这一模型中，假定在C系内散射是各向同性的，因此平均对数能量缩减ξ与中子能量无关。每次碰撞中每个中子刚好获得ξ单位的“勒”增量。若情况确实如此，则在慢化区内可能的勒值只是由散射碰撞次数决定的离散值$n\xi$，其中$n=0$，1，2，3等。然而这近似模型中作了如下基本假定：勒是碰撞数的连续函数，对于所有的整数n它都正好所需的值$n\xi$，如图 4.5.3-4 所

近至远将火扑灭。如扑救油火，干粉气流不要直接冲击油面，以免油液溅出引起火灾蔓延。灭火后，将管内、枪内余粉认真清除干净。不可泄气留粉，以防堵塞胶管。

4)维护保养和检查：

(1)检查存放地点的环境温度是否在$-10°\sim45℃$范围内。

(2)每年一次检查CO_2的贮气量，当缺少量达$\frac{1}{10}$时应补充新气。

(3)检查拖曳转动部位是否转动正常。

(4)检查干粉有无结块现象，如发现结块，须即更换。

(5)检查安全阀装置是否正常，如发现故障应即修理。

(6)每隔三年，干粉贮罐需经2.5MPa水压试验，CO_2钢瓶需经22.5MPa的水压试验。

(7)经常检查各种密封部位是否严密。

1.3 CO_2灭火器

它主要用于扑救贵重设备、档案资料、仪器仪表、600V以下的电器及油脂等火灾。

1.3.1 MT型手提式CO_2灭火器

1)构造：

手提式CO_2灭火器的结构型式分为下列四种：

(1)按喷筒和阀门的连接方式分为刚性连接和软管连接。

(2)按气瓶底部结构型式分为球形不带底座、底凸起不带底座和镶底座式。

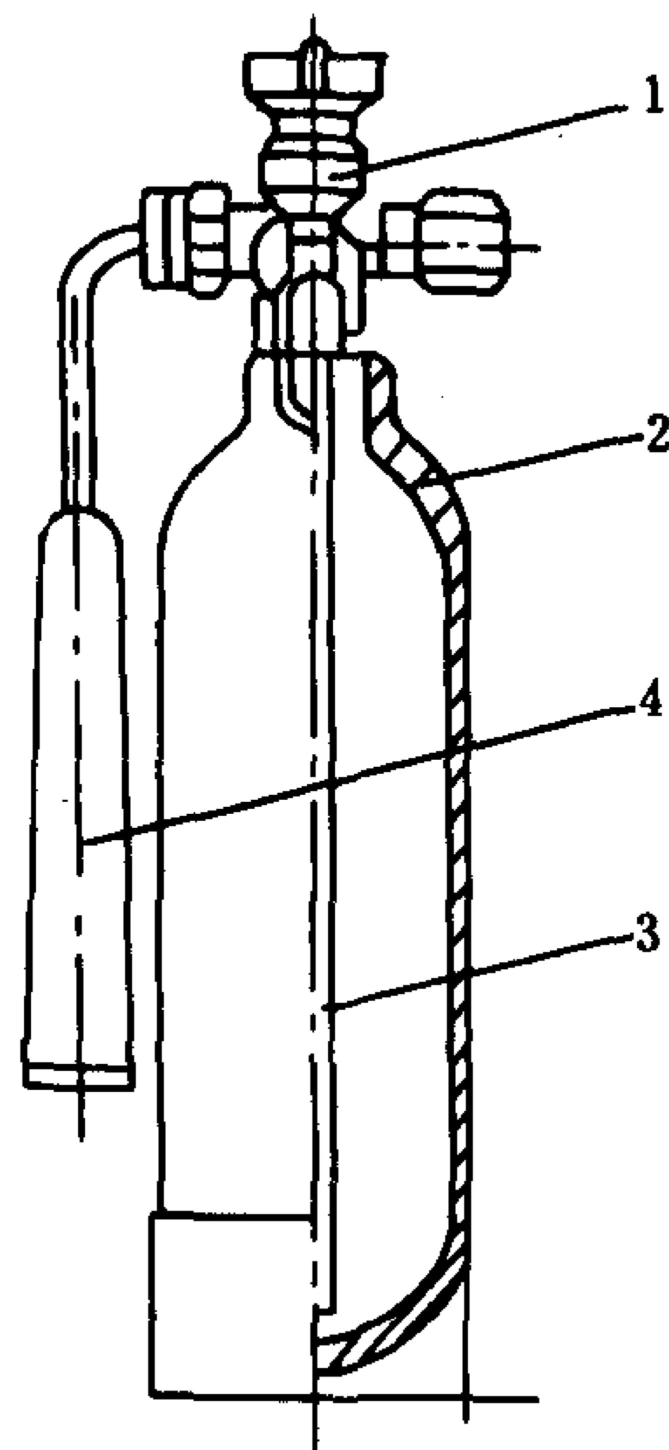


图7.6.4—6 MT2、MT3型手提手轮式CO_2灭火器

1—阀门；2—瓶体；3—虹吸管；4—喷筒

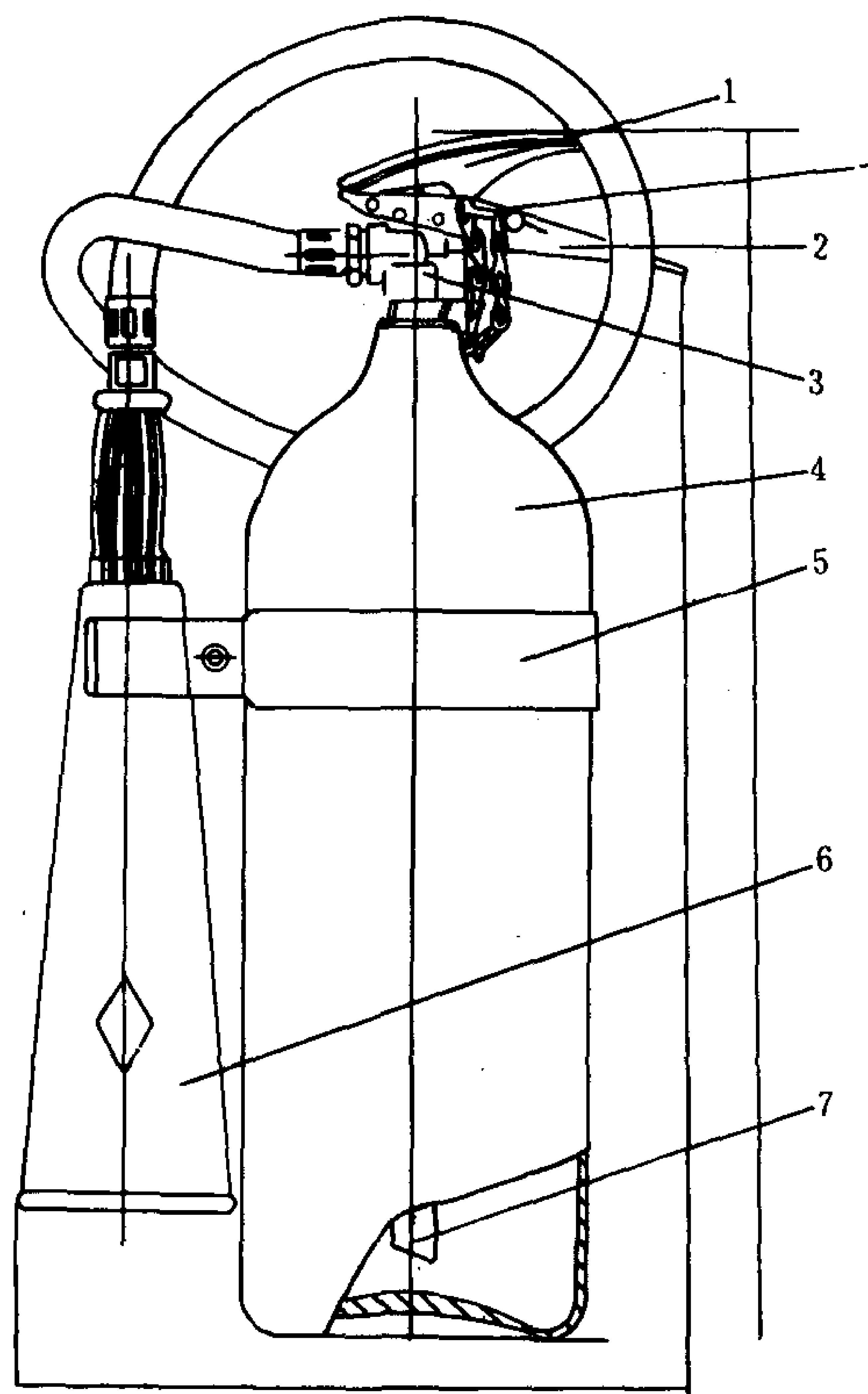


图7.6.4—7 MT5型手提鸭嘴式CO_2灭火器

1—压把；2—提把；3—阀体；4—筒体；5—连接带；6—喷筒；7—虹吸管

有些核裂变，不靠外界作用，就可以使系统自持地不断的发生裂变反应(图 4.5.3-5)，称其为自持链式裂变反应。

3.2 四因子公式

3.2.1 热中子裂变因数η

它是燃料每吸收一个热中子释放的中子平均数。对^{235}U和^{238}U组成的燃料：

$$\eta=\frac{\nu_5\sum_{f5}}{\sum_{a5}+\sum_{a8}} \tag{4.5.3-46}$$

式中：ν_5——^{235}U核每次裂变放出的平均中子数。

3.2.2 快中子裂变因数ε

——它是慢化越过铀-238裂变阀的(快)中子总数和热中子裂变中产生的快中子数之比。

3.2.3 逃脱共振吸收几率p

它是在慢化过程中，有些中子可能被非裂变吸收，逃脱损失的份额，就叫逃脱共振吸收几率。

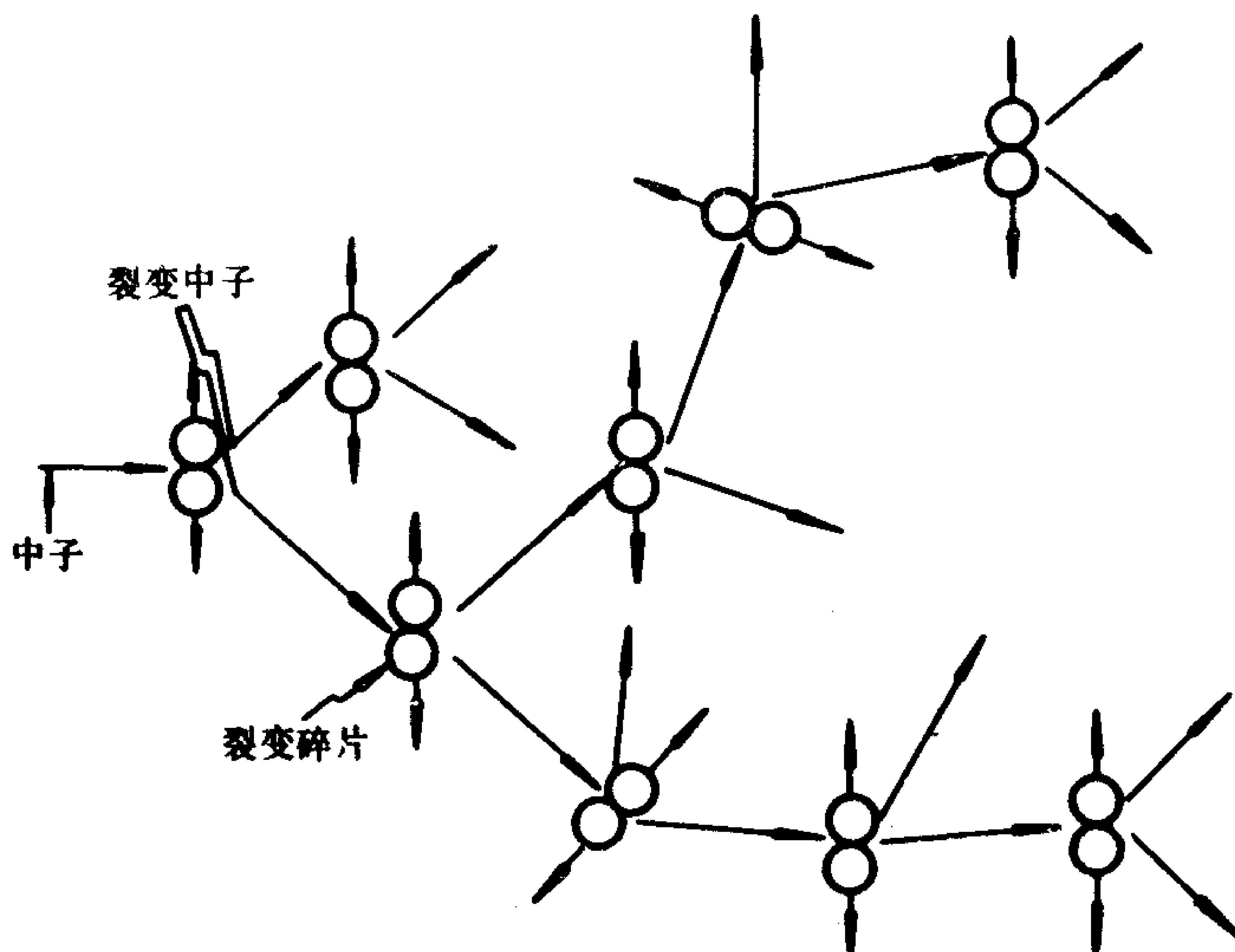


图 4.5.3-5 链式裂变反应示意图

3.2.4 热中子利用系数f

燃料吸收热中子的份额，可以表达为：

$$f=\frac{V_F\sum_{aF}\phi_F}{V_F\sum_{aF}\phi_F\mp V_m\sum_{am}\phi_m+V_p\sum_{ap}\phi_p} \tag{4.5.3-47}$$

其下标F、m和p指燃料、慢化剂和寄生吸收体。

在无限大介质内，没有泄漏，任何一个代内中子的产数和吸收数是相同的。可以定义为：

$$K_\infty=\frac{\text{某一代内吸收的中子数}}{\text{上一代内吸收的中子数}}=\eta\varepsilon pf \tag{4.5.3-48}$$

K_∞为无限介质内的增殖因子，$\eta\varepsilon pf=K_\infty$为四因子公式。

3.2.5 不泄漏几率P，是由快中子不泄漏几率P_F和热中子不泄漏几率P_T乘积组成：

$$P=P_F\cdot P_T \tag{4.5.3-49}$$

$$P_F=\frac{\text{留在堆内的快中子数}}{\text{留在堆内的快中子数}+\text{逃到堆外的快中子数}}=e^{-B_g^2\tau} \tag{4.5.3-50}$$

$$P_T=\frac{\text{留在堆内的热中子数}}{\text{留在堆内的热中子数}+\text{逃出堆外的热中子数}}=\frac{1}{1+L^2B_g^2} \tag{4.5.3-51}$$

$$K_{eff}=\varepsilon\eta\cdot pfP \tag{4.5.3-52}$$

K_{eff}为反应堆内的有效增殖系数。

4　均匀裸堆的临界问题

4.1　反应堆的临界概念

当反应堆的$K_{eff}=1$时，反应堆内的裂变中子数不变，即保持常数，这时的反应堆称为临界状态。

4.2　一群临界方程与临界尺寸

4.2.1　一群临界方程

反应堆的一群临界方程为：

$$K_\infty \cdot \frac{1}{1+L^2B_m^2}=1 \qquad (4.5.3\text{-}53)$$

式中：B_m^2——材料曲率。

4.2.2　临界尺寸

对于无限宽的有限厚平板堆，临界时，其厚度满足：

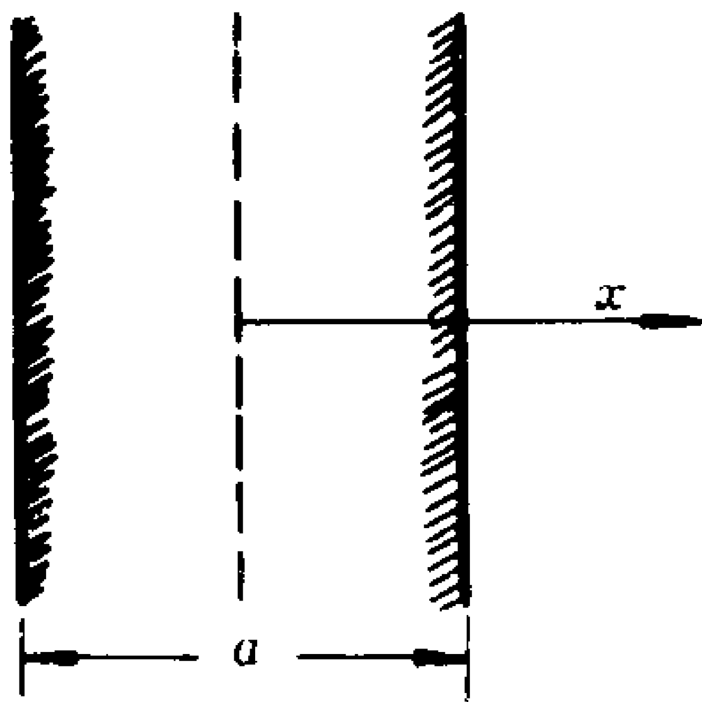


图 4.5.3-6　无限宽有限厚的平板均匀裸堆

$$B^2=\frac{K_\infty-1}{L^2}=\left(\frac{\pi}{a}\right)^2 \qquad (4.5.3\text{-}54)$$

$$a=\frac{L\pi}{\sqrt{K_\infty-1}} \qquad (4.5.3\text{-}55)$$

对于有限高圆柱堆，当临界时，其高度H与半径R须满足：

$$B^2=\left(\frac{2.405}{R}\right)^2+\left(\frac{\pi}{H}\right)^2=\frac{K_\infty-1}{L^2} \qquad (4.5.3\text{-}56)$$

4.2.3　几何曲率

不同形状反应堆的几何曲率是不同的。对于常见的反应堆的几何曲率B_g^2示于表4.5.3-6中。

表 4.5.3-6　**临界均匀裸堆的几何曲率**

堆芯几何形状	无限平板	直角长方体	圆柱体	球形体
几何曲率B_g^2	$\left(\frac{\pi}{a}\right)^2$	$\left(\frac{\pi}{a}\right)^2+\left(\frac{\pi}{b}\right)^2+\left(\frac{\pi}{c}\right)^2$	$\left(\frac{2.405}{R}\right)^2+\left(\frac{\pi}{H}\right)^2$	$\left(\frac{\pi}{R}\right)^2$

4.2.4　中子通量的分布

不同几何形状的反应堆，临界通量分布是不同的。

1）平板堆

一个无限宽有限厚平板均匀裸堆，其厚度如图 4.5.3-6 所示。其解示于表 4.5.3-7。

表 4.5.3-7　**临界均匀裸堆的通量分布**

堆芯几何形状	无限平板	直角长方体	圆柱体	球形体
通量分布	$A\cos(\frac{\pi}{a}x)$	$A\cos(\frac{\pi}{a}x)\cos(\frac{\pi}{b}x)\cos(\frac{\pi}{c}z)$	$AJ_0(\frac{2.405}{R}r)\cos(\frac{\pi}{H}z)$	$A\frac{1}{r}\sin(\frac{\pi}{R}r)$
$\phi_{max}/\bar{\phi}$	1.57	3.88	3.64	3.29

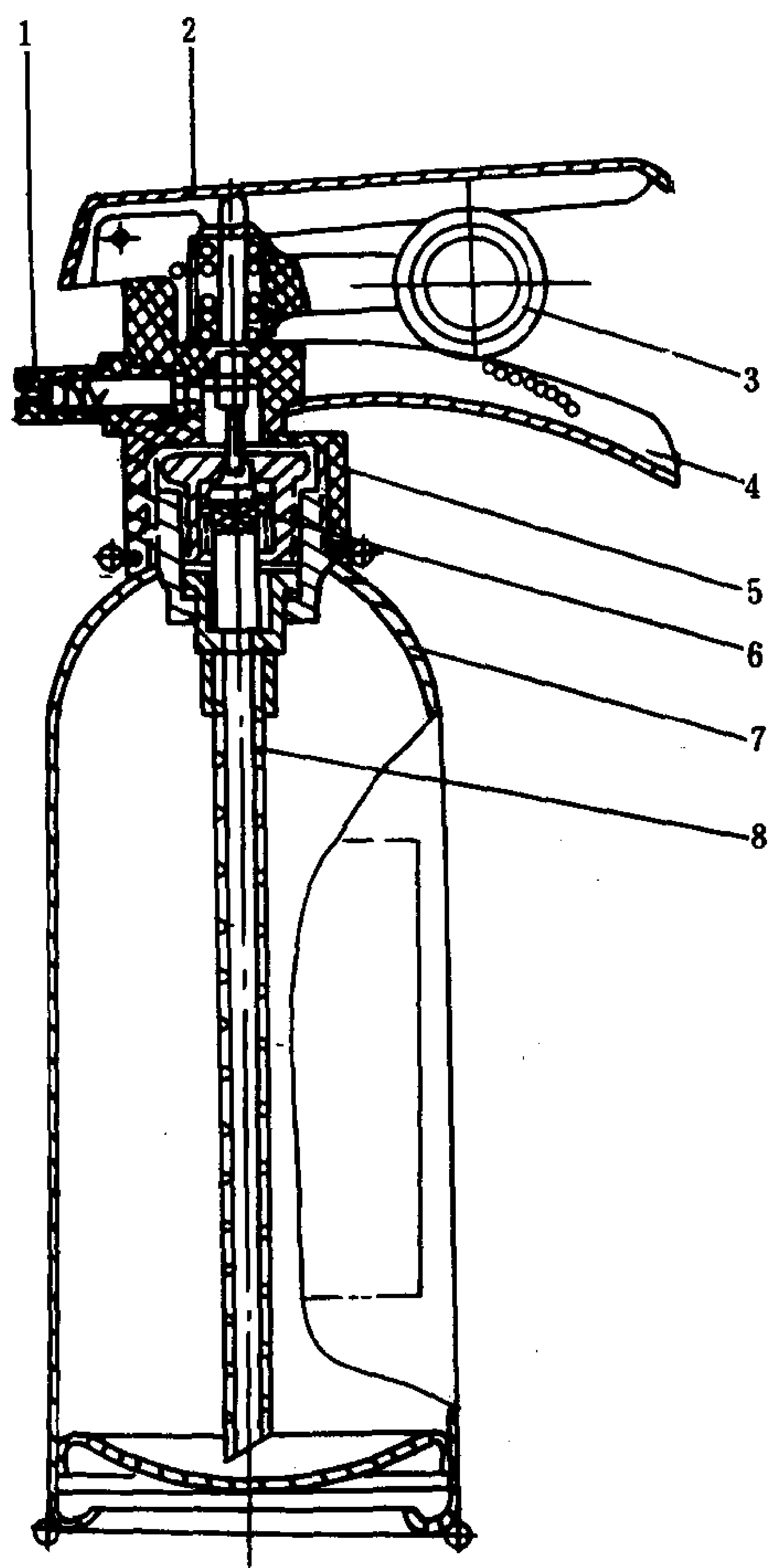


图 7.6.4—9　手提式 1211 灭火器构造图

1—喷嘴；2—压把；3—保险卡；4—提把；

5—筒盖头；6—密封机构；7—筒体；8—吸管

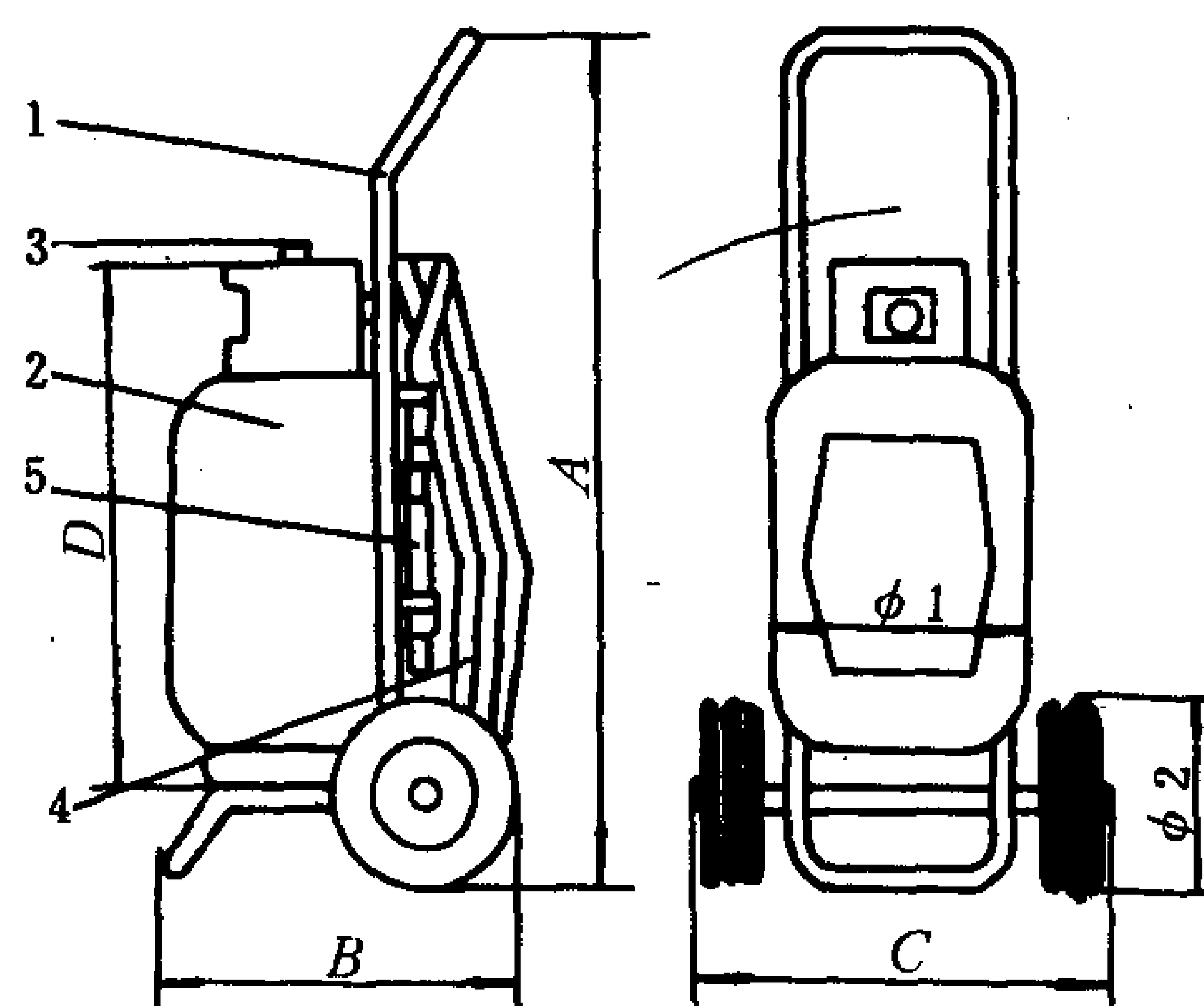


图 7.6.4—10　推车式 1211 灭火器示意图

1—推车；2—气瓶；3—阀门；

4—胶管；5—伸缩喷管和喷嘴

2)规格性能：

灭火器的主要技术性能见表 7.6.4—7。

表 7.6.4—7　**MY 型 1211 灭火器技术性能表**

型号	灭火剂量 (kg)	充装系数 (kg/L)	充氮气压力 (20℃) (MPa)	密封性试验压力(20℃) (MPa)	适用温度范围 (℃)	有效喷射距离 (m)	有效喷射时间 (s)	灭 B 类火级别 (m^2)
MY0.5	0.5—0.02	≤1	1.5	2.5	−20～55	≥1.5	>6	0.2
MY1	1.00—0.02					≥2.5	>6	0.4
MY2	2.00—0.04					≥3.5	≥8	0.8
MY4	4.00—0.08					≥4.5	≥9	1.6
MY6	6.00—0.12					≥5	≥9	2.4

5.4 后备反应性及其分配

5.4.1 后备反应性

用ρ_0表示反应堆的后备反应性。它是新堆储备的除满足首次冷态临界外的所有可释放的反应性。

5.4.2 后备反应性的分配

后备反应性的分配，主要在如下三方面：

1)补偿温度效应反应性；

2)补偿中毒反应性；

3)补偿燃耗反应性；

不同的反应堆，上面这三项反应性大小是不同的，表 4.5.3-8 中列举几个国外压水反应堆的反应性分配情况。

表 4.5.3-8　　压水堆反应性分配

船　名	补偿温度效应反应性 %	补偿中毒反应性 %	补偿燃耗反应性 %	堆内最大反应性 %
“萨瓦娜”	4.1	2.7	3.6	13.4
“缅因”·“扬基”	4.8	3.2	6.5	14.3
“齐翁”	3.3	3.2	8.0	16.5
“鲁滨逊-2”	4.2	4.2	7.7	18.0

6 温度效应

6.1 温度效应的意义

因为反应堆温度变化而引起反应性的变化，称为反应性的温度效应，简称为温度效应。

6.2 温度系数

反应堆芯每单位温度变化所引起的反应性的变化量，称为温度系数。用α_T表示温度系数，则

$$\alpha_T=\frac{d\rho}{dT} \tag{4.5.3-63}$$

$$\alpha_T=\frac{d}{dT}\left(\frac{K-1}{K}\right) \tag{4.5.3-64}$$

在反应堆临界附近，有$K\approx 1$，则

$$\alpha_T=\frac{1}{K}\frac{dK}{dT} \tag{4.5.3-65}$$

6.3 温度系数对反应堆安全的意义

若反应堆为负温度系数时，反应堆有自调性，因此在设计反应堆时，一般要设计成负的温度系数。压水堆的特点之一是有比较显著的负温度系数。因此，这种堆型很安全。

6.4 压水堆的慢化剂温度系数

压水堆堆内慢化剂所占体积基本不变，但物理密度可变。

$$\eta_{TM}=\frac{d(\ln K)}{dT}=\frac{d}{dT}\left[\ln(\varepsilon\eta)+\ln f+\ln p+\ln P\right] \qquad (4.5.3\text{-}66)$$

$\varepsilon\eta$是与燃料有关的量，而与慢化剂无关。所以

$$\alpha_{TM}=\frac{1}{f}\frac{df}{dT}+\frac{1}{P}\frac{dP}{dT}+\frac{1}{P}\frac{dp}{dT} \qquad (4.5.3\text{-}67)$$

式中：T——慢化剂温度；

f——热中子利用系数；

p——逃脱共振吸收几率；

$P=P_F\cdot P_T$为热中子不泄漏几率P_T与快中子不泄漏几率P_F的乘积，为总的不泄漏几率。

可以设计成$\alpha_{TM}<0$

6.5 燃料温度系数

燃料的反应性温度效应，主要是由U^{238}核共振吸收引起的。因此，燃料温度效应主要是由四因子中的逃脱共振吸收几率p所决定。

$$\alpha_{TF}=\frac{1}{K}\frac{dK}{dT}=\frac{\alpha(\ln K)}{dT}=\frac{d(p)}{pdT} \qquad (4.5.3\text{-}68)$$

式中：T——燃料的温度，

p——逃脱共振吸收几率。

6.6 功率系数

功率系数是指反应堆功率变化 1MW引起反应性变化量。记为α_W，单位为$\Delta\rho$/MW。

7 中毒效应

7.1 中毒和结渣的物理概念

以U^{235}为燃料的反应堆在运行的过程中，U^{235}的核不断裂变，因此产生各种新的原子核(碎片)。这些新产生的原子核中，有些具有很大的中子吸收截面。按其寿命的长短定义中毒和结渣。

由短寿命的放射性核引起的中子吸收，叫做中毒。

由稳定的或长寿命的同位素引起的中子吸收，叫做结渣。

氙-135(^{135}Xe)这种物质，在所有的已知裂变产物的核中吸收中子截面最大。^{135}Xe热中子吸收截面是 2.70×10^{11}Pa。可见^{135}Xe的热中子吸收截面是相当大的。几乎全部中毒都是由^{135}Xe引起的。氙-135 的产生途径有两种：

(1)铀-235 裂变直接产生，其产额$\gamma_{Xe}=0.3\%$；

(2)碘-135 衰变产生氙-135，其产额$\gamma_I=5.9\%$。由这两种方式产生的氙-135，吸收热中子，使反应性下降，这种效应称为氙中毒效应。

7.2 氙的平衡中毒

只要反应堆在一定功率下稳定运行，开始氙-135 随运行时间的增加其浓度(Xe^{135}的核数目)$x(t)$也增加，到一定时间之后，氙-135 的浓度不随时间变化，即达到了动平衡，这个

平衡时的氙-135对中子的吸收，称为氙的平衡中毒。

氙的浓度$x(t)$的净增长率为：

$$\frac{dx(t)}{dt}=\lambda_I I+\gamma_{Xe}\Sigma_f\phi-\lambda_{Xe}x(t)-\sigma_{Xe}x(t)\phi \qquad (4.5.3\text{-}69)$$

式中：λ_I——碘-135的衰变常数，$2.8\times10^{-5}s^{-1}$；

λ_{Xe}——氙-135的衰变常数，$2.1\times10^{-5}s^{-1}$。

在平衡时$\frac{dx(t)}{d(t)}=0$，此时中子通量为ϕ_0，碘-135浓度为I_0，氙-135浓度为x_0，则：

$$x_0=\frac{(\gamma_I+\gamma_{Xe})\Sigma_f\phi_0}{\lambda_{Xe}+\sigma_{Xe}\phi_0} \qquad (4.5.3\text{-}70)$$

$$I_0=\frac{\gamma_I\Sigma_f\phi_0}{\lambda_I} \qquad (4.5.3\text{-}71)$$

由毒性定义，平衡时毒性为q_u^0

$$q_u^0=\frac{x_0\sigma_{Xe}}{\Sigma_u} \qquad (4.5.3\text{-}72)$$

$$q_u^0=\frac{\sigma_{Xe}(\gamma_I+\gamma_{Xe})\Sigma_f\phi_0}{(\lambda_{Xe}+\sigma_{Xe}\phi_0)\Sigma_u} \qquad (4.5.3\text{-}73)$$

平衡中毒的毒性q_u^0与中子通量ϕ_0有关，其最大值约为5.3%，一般压水堆的平衡中毒在3%～5%之间。

在不同的中子通量ϕ_0下，可以有不同的毒性(表4.5.3-9)。

表4.5.3-9　反应堆运行过程中平衡t 中毒的反应性当量

热中子通量 ϕ	平衡中毒$\Delta\rho_0$
10^{16} u/(m²·s)	−0.005
10^{17} u/(m²·s)	−0.023
10^{18} u/(m²·s)	−0.036
10^{19} u/(m²·s)	−0.038

7.3 "碘坑"

氙毒有一个重要现象，就是反应堆在一定的功率下(特别在高功率)长时间稳定运行之后，将其停堆，在停堆后的一定时间内，氙毒还不断增加。而且增加到一定值之后，不再增加了。这个毒性的最大值，称为"碘坑"。

令"碘坑"时氙毒为

$$q_{坑}=\frac{x(t)\sigma_{Xe}}{\Sigma_u}$$

$$=\sigma_{Xe}\cdot\phi_0\frac{\Sigma_f}{\Sigma_u}\left[\frac{\gamma_I+\gamma_{Xe}}{\lambda_{Xe}+\sigma_{Xe}\phi_0}e^{-\lambda_{Xe}t}+\frac{\gamma_I}{\lambda_{Xe}-\lambda_I}(e^{-\lambda_I t}-e^{-\lambda_{Xe}t})\right] \qquad (4.5.3\text{-}74)$$

式中：t——停堆开始计算的时间。

再令式(4.5.3-74)的一个导数为零。可求出$q_{坑}$最大值所需的时间t_{max}为：

$$t_{max}=\frac{1}{\lambda_{Xe}-\lambda_I}\cdot\ln\left\{\frac{\lambda_{Xe}}{\lambda_I}\left[1+(1+\frac{\gamma_{Xe}}{\gamma_I})\frac{\phi_I-\phi_{Xe}}{\phi_0+\phi_{Xe}}\right]\right\} \qquad (4.5.3\text{-}75)$$

式中：

$$\phi_I=\frac{\lambda_I}{\sigma_I} \qquad (4.5.3\text{-}76)$$

续上表

项目		型号						
		BJ7	BJ10	BJ15	BJ20	BJ22	BJ25D	R170F
汽油、柴油发动机	缸径×行程(mm)	76.2×82	75×70	75×65	75×70	75×64	75×64	70×70
	压缩比	6.2	7~7.2	7.5	7	6.1	6.1	20
	最大功率(kW)	5.2	7.46	11.2/10	14.9/13.4	16.4	18.6	3.7
	最大功率时转速(r/min)	3200	4000	5000/4700	4200/3800	3900		3000
	燃油箱容量(L)	5.5	4		7	18	21	
	燃油混合比(汽油∶机油)			15∶1		10∶1	15∶1	
	起动方式	手拉绳轮	自复起动及手拉绳轮	手拉绳轮	自复起动及手拉绳轮	手拉绳轮	电动或手拉绳轮	手动
水泵	型式	单级离心泵	同左	同左	同左	同左	同左	自吸式(离心泵)
	进水口径(mm)	65	65	75	75	90	90	
	出水口径(mm)	50	65	65	65	65	65	
	水轮口压力(MPa)	0.48	0.5	0.55	0.6	0.6~0.7	0.64~0.85	0.45
	出水量(L/min)	370	510	560	750	600/960	660/1000	250
	吸程(m)	3.5		3.5		3.5	7	
一般数据	外形尺寸(mm)(长×宽×高)	475×540×580	530×490×620	510×485×595	640×700×600	700×610×700	700×610×700	540×540×640
	总质量(kg)	61	60	64	80	65	84	100
备注		总重不包括燃润料、工具及附件	总重不包括燃润料	总重不包括燃润料、工具及附件	总重不包括燃润料			

则 $$\rho_{Xe}=q_u\frac{1}{1+y}=-q_u\cdot f \qquad (4.5.3\text{-}80)$$

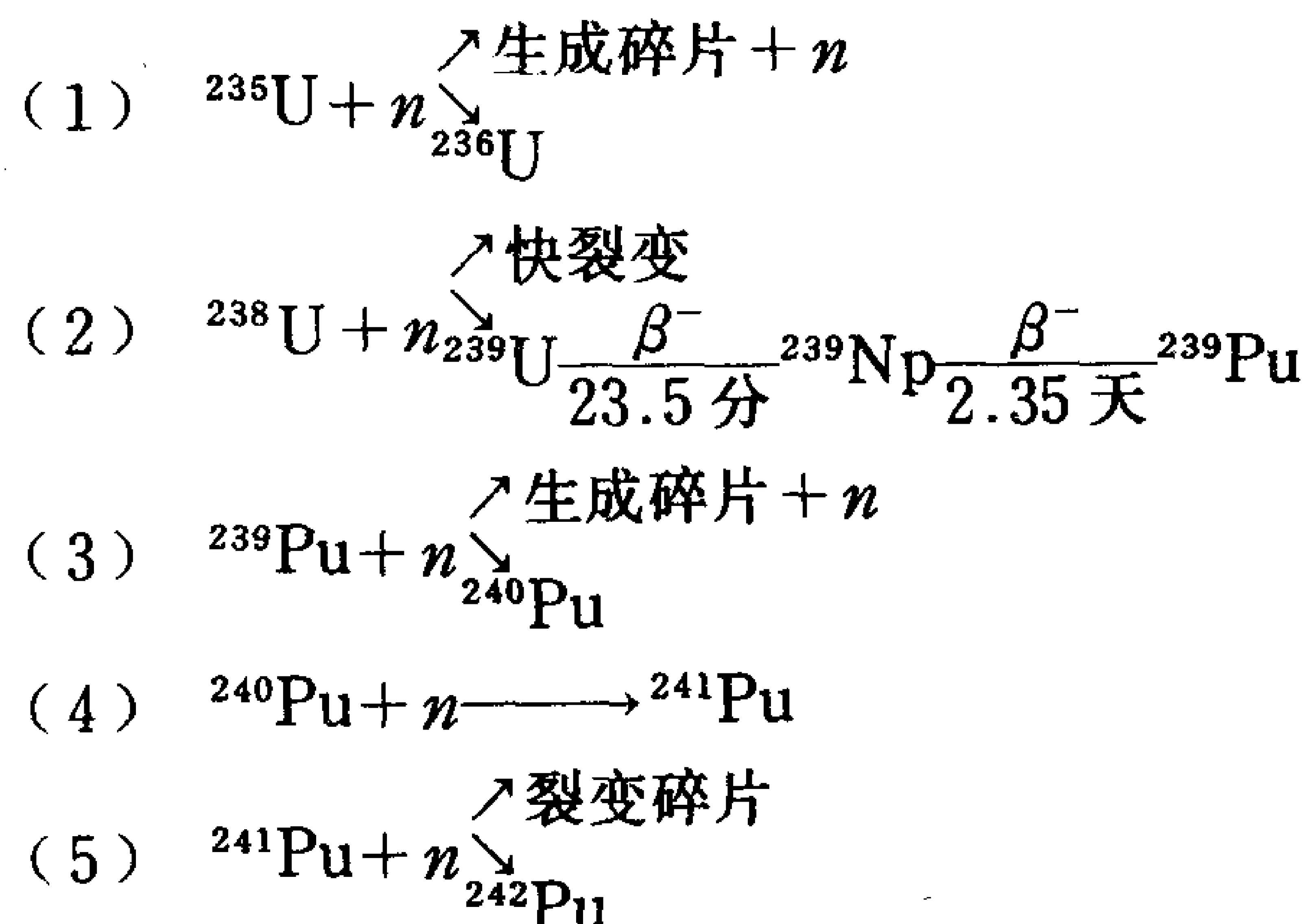
8 反应堆燃耗

8.1 核燃料内同位素的变化

核反应堆运行一开始，核燃料就开始消耗、变化。随着反应堆的运行，核燃料内同位素成分不断地发生变化。这些变化的原因是：①由于核燃料不断变化的结果，产生裂变碎片，其中有许多种新的原子核；②某些原子核吸收了中子，而变成了新的原子核。

8.2 核反应堆内核反应的几个主要物理过程

对低浓铀为燃料的压水堆，其燃耗的主要物理过程是：



8.3 简要说明

这里不计^{236}U、^{239}U、^{239}Np对中子的吸收；

忽略^{235}U、^{238}U、^{239}Pu、^{240}Pu、^{241}Pu的衰变；

除^{238}U外，不考虑中子在慢化过程中的吸收和倍增，并认为反应堆足够大。

8.4 铀-235和钚-239的原子数的变化

用5、8、9、0、1分别表示^{235}U ^{238}U ^{239}Pu ^{240}Pu、^{241}Pu的有关量。

铀和钚的原子数变化的方程为：

$$\frac{dN_5}{dt}=-\phi\sigma_5N_5 \qquad (4.5.3\text{-}81)$$

$$\frac{dN_9}{dt}=\phi\sigma_8N_8+\varepsilon(\overline{\nu}_5\sigma_5N_5+\overline{\nu}_9\sigma_9N_9)(1-p)\phi-\phi\sigma_9N_9 \qquad (4.5.3\text{-}82)$$

$$\frac{dN_0}{dt}=\phi(\sigma_9-\sigma_{f9})N_9-\phi\sigma_0N_0 \qquad (4.5.3\text{-}83)$$

$$\frac{dN_1}{dt}=\phi\sigma_0N_0-\phi\sigma_1N_1 \qquad (4.5.3\text{-}84)$$

式中N_5：铀-235的核浓度；N_9：钚-239的核浓度；N_0：钚-240的核浓度；N_1：钚-241的核浓度；ϕ：热中子通量，$\phi=nv$；ε：快中子增殖系数；p：逃脱共振吸收几率；σ：微

观截面，σ_5、σ_8、σ_9、σ_0、σ_1表示^{235}U、^{238}U、^{239}Pu、^{240}Pu、^{241}Pu的微观吸收截面。

$$\overline{\nu}_5=\nu_5\frac{\sigma_{f5}}{\sigma_5}\qquad \overline{\nu}=\nu_9\frac{\sigma_{f9}}{\sigma_9}$$

σ_{f5}、σ_{f9}分别为^{235}U和^{239}Pu的裂变微观截面；ν_5、ν_9是^{235}U和^{239}Pu每次裂变放出的中子数。

令$dz=\phi\sigma_5 dt$ (4.5.3-85)

式(4.5.3-81)、(4.5.3-82)、(4.5.3-83)、(4.5.3-84)在一定条件下是可以解出N_5、N_9、N_0、N_1随时间的变化关系的。

8.5 K_∞随z的变化

这里的K_∞随z的变化，就是根据N_5、N_9、N_0、N_1随z的变化，而算出K_∞与z的关系。

四因子的变化

$$K_\infty=\eta\cdot\varepsilon\cdot p\cdot f$$

在低浓铀反应堆中，ε和p随时间变化很小，认为ε，p不变，则：

$$K_\infty(z)=\varepsilon p\cdot f(z)\eta(z) \tag{4.5.3-86}$$

$$\eta(z)=\frac{\nu_5\sigma_{f5}N_5(z)+\nu_9\sigma_{f9}N_9(z)+\nu_1\sigma_{f1}N_1(z)}{\sigma_8N_8+\sigma_5N_5(z)+\sigma_9N_9(z)+\sigma_0N_0(z)+\sigma_1N_1(z)} \tag{4.5.3-87}$$

$$f(z)=\frac{\sigma_5N_5(z)+\sigma_8N_8(z)+\sigma_9N_9(z)+\sigma_0N_0(z)+\sigma_1N_1(z)}{\sigma_5N_5(z)+\sigma_8N_8(z)+\sigma_9N_9(z)+\sigma_0N_0(z)+\sigma_1N_1(z)+\sum_j\sigma_jN_j(z)} \tag{4.5.3-88}$$

式中：$\sum_j\sigma_jN_j(z)$——除燃料外所有其它材料吸收之和。

把式(4.5.3-87)，(4.5.3-88)代入式(4.5.3-86)则得：

$$K_\infty(z)=\varepsilon\cdot p\frac{\nu_5\sigma_{f5}N_5(z)+\nu_9\sigma_{f9}N_9(z)+\nu_1\sigma_{f1}N_1(z)}{\sigma_5N_5(z)+\sigma_8N_8(z)+\sigma_9N_9(z)+\sigma_0N_0(z)+\sigma_1N_1(z)+\sum_j\sigma_jN_j(z)} \tag{4.5.3-89}$$

对于压水型反应堆来说，$K_\infty(z)$曲线的大致形状如图4.5.3-9所示。

A点表示冷态时的K_∞值；B点表示热态时的K_∞值；C点表示平衡中毒时的K_∞值；D点表示$K_{eff}=1$时的K_∞值。

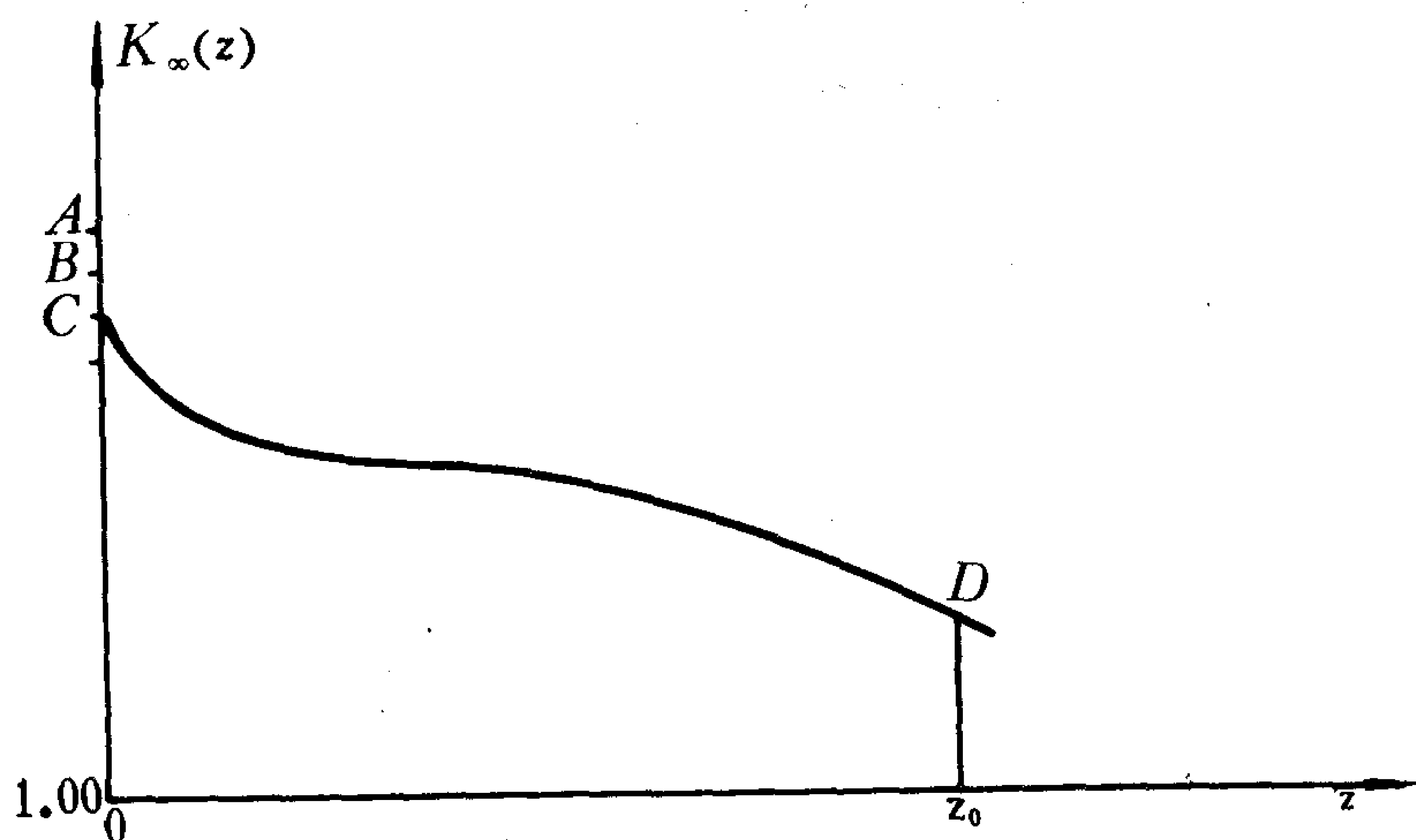


图 4.5.3-9　压水堆$K_\infty(z)$变化曲线示意图

由A到C这段时间是很短的，即一个反应堆由冷态到热态及平衡中毒，所需的时间与燃料消耗引起K_∞的

表 7.6.4—13　　消防平斧技术性能表

型　号	材　质	刃口硬度 HRC	外形尺寸(长×宽×高)(mm)	重量(kg)
GFP890	优质钢头、木把		890×185×32	3.5
A601—3ibs	45#钢头、木把	48～56 53～58	711×174×30	1.4
A601—4ibs	45#钢头、木把	48～56 53～58	813×184×32	1.8

3.1.3　消防尖斧

尖斧亦是破拆工具，用于灭火时劈破门窗等木质结构，也可凿洞、拆墙。

尖斧外形见图 7.6.4—15，技术性能如表 7.6.4—14。

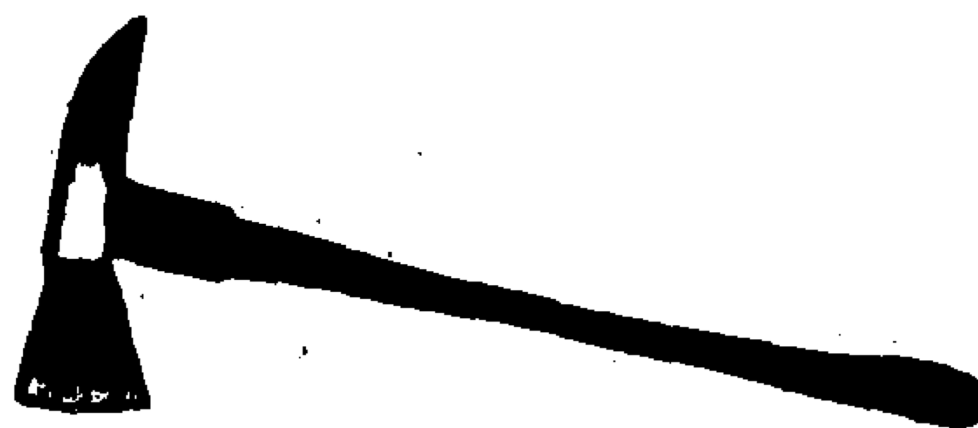


图 7.6.4—15　消防尖斧

表 7.6.4—14　　消防尖斧技术性能表

型　号	材　质	刃口硬度 HRC	外形尺寸(长×宽×高)(mm)	质量(kg)
GFJ817	优质钢头、木把		817×330×46	3.5
A602—41bs	45#钢头、木把	48～53	711×300×28	1.8
A602—61bs	45#钢头、木把	48～53	812×330×31	2.7

3.1.4　万能铁铤

万能铁铤是火场破拆工具。

铁铤外形见图 7.6.4—16，技术规格见表 7.6.4—15。

表 7.6.4—15　　万能铁铤技术规格表

型　号	外形尺寸(长×宽×高)(mm)	质量(kg)
GT1	1000×120×42	4.5

3.1.5　尖形杆钩

尖形杆构也是火场破拆工具，可在较远距离钩拉燃烧物。

尖形杆钩外形图 7.6.4—17，技术规格见表 7.6.4—16。

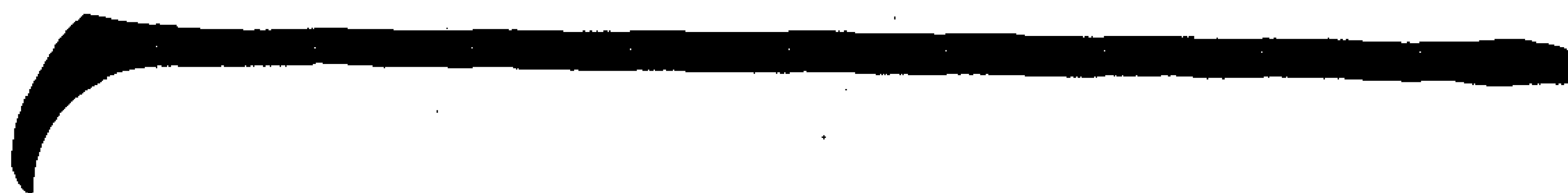


图 7.6.4—16　万能铁铤



图 7.6.4—17　尖形杆钩

10.1 无外中子源时的扩散方程

$$D\nabla^2\phi-\Sigma_a\phi+S=\frac{dn}{dt} \tag{4.5.3-94}$$

式中：S——单群裂变中子源项，是裂变中子的生成率。

瞬发中子总生成率$=K_\infty\Sigma_a\phi(1-\beta)$　　(4.5.3-95)

缓发中子总生产率$=\sum_{j=1}^{6}\lambda_j C_j$　　(4.5.3-96)

代入式(4.5.3-94)得：

$$D\nabla^2\phi-\Sigma_a\phi+K_\infty\Sigma\phi(1-\beta)+\sum_{j=1}^{6}C_j\lambda_j=\frac{dn}{dt} \tag{4.5.3-97}$$

在这一表达式中，ϕ和n及C_i是有限大小反应堆中空间和时间的函数。

10.2 "点堆"动力学方程

作为一种近似，把反应堆看作一个集中参数系统，即用一个没有空间分布的点堆模型来描写反应堆。

在反应堆离临界状态不远时，考虑六组缓发中子效应时，有如下联立方程：

$$\frac{dn}{dt}=\frac{\rho-\beta}{l}n+\sum_{j=1}^{6}\lambda_j C_j+q \tag{4.5.3-98}$$

$$\frac{dc_j}{dt}=\frac{\beta_{jn}}{l}-\lambda_j C_j(j=1,\ 2,\ \cdots,\ 6) \tag{4.5.3-99}$$

式中：$n=n(t)$——堆内平均中子密度；

$C_j=C_j(t)$——第j组缓发中子先驱核平均浓度；

$q=q(t)$——外加中子源的平均强度；

$\rho=\frac{K-1}{K}$——反应性；

l——瞬发中子一代平均寿期$l=l_0/K$，l_0为有限大小反应堆的平均寿命。

上述方程，在ρ随时间变化时，这七个一阶变系数的方程只能用数值解，处理这种方程是相当麻烦的。在小反应性阶跃变化时，外加中子源忽略不计，这个方程组有解析解，其解的形式是：

$$n(t)=n_0\sum_{m=1}^{n}A_m l^{\omega_m t} \tag{4.5.3-100}$$

ω_m可由反应性方程求解，即

$$\rho=\frac{l_0\omega}{1+l_0\omega}+\frac{\omega}{1+l_0\omega}\cdot\sum_{j=1}^{6}\frac{\beta_j}{\omega+\lambda_j} \tag{4.5.3-101}$$

这个方程为ω的一个七次多项式，它有七个根。求解这微分方程组的问题，便化为求解反应性方程(4.5.3-101)的问题。

这可用图解法求得。(图 4.5.3-10)。

10.3 单组缓发中子的动力学方程

把六组缓发中子等效为一组来代替，则式(4.5.3-98)、(4.5.3-99)可简化为：

(1)当客船时：

按旅客处所和服务处所的合计长度，每80m及其零数应备有2套消防员装备。

(2)当油船时：

另设两套消防员装备。

2)国内航行客船上的消防员装备和个人配备上可适当减少。

第 4 章　反应堆热工基础

1　反应堆系统内的热源

反应堆内的热量来自核裂变时所释放的能量。核反应堆是实现核裂变能转换为热能的装置。

1.1　燃料内的释热

反应堆内核裂变释放的能量是以各种形式出现，但主要的形式是裂变碎片的动能、裂变中子的动能以及由裂变产物放射性衰变产生的β粒子的动能。裂变碎片在燃料中的射程约为0.0127 mm。高能β粒子在锆这样的包壳材料中可以穿行 2 mm的距离，因此，这种粒子的大部分可能从燃料元件逸入冷却剂中，但它们不会逃出反应堆的堆芯。裂变中子在与慢化剂原子发生的最初几次碰撞中损失其大部分能量，因此其大部分能量由慢化剂获得，只有一小部分因非弹性散射交给堆内的结构材料。因此，可以看出，在占释放总能量约 90%以上的这三种所述的能源中，绝大部分热量均释放在反应堆堆芯内。

核裂变产生的还有不到 10%的总能量，则为裂变产物和中子俘获产物的β和γ射线的衰变能量。这些能量是在不等的时间内逐渐释放出来。其中约有 5 %在慢化剂中转换成热能，而余下不足 5 %则在反射层和防护层等部件中转换成热能。$^{235}_{92}U$核每次裂变的裂变能可取200 MeV，裂变碎片和各种射线所占的裂变能份额近似分配如表 4.5.4-1 所示。

表 4.5.4-1　**裂变能量近似分配表**

释　热　地　点	瞬发　%	缓发　%	总计　%
燃料元件内	裂变碎片动能　83	裂变产物β　4	87
分散在燃料、结构材料和慢化剂内	中子动能　2.5	辐射俘获γ　3	5.5
	γ射线能量　4	裂变产物γ　3.5	7.5
总　和	89.5	10.5	100

由于裂变产物的衰变仍然产生热量，所以在反应堆停闭后的相当长时间内，还要继续冷却燃料元件和其它反应堆部件。这时，堆内的热源分布将不同于它在运行情况下的分布。例如，在反应堆停闭一小时后，燃料元件内的释热率仅为运行数值的 1.5%，而在反射层和防护层中，这时的释热率却近似为运行过程中的 10%。这种差别是因为停堆后释放的热量大部分是由于吸收了裂变产物衰变所放出的γ射线的缘故。

1.2　反应堆堆芯内热源的空间分布

核裂变所放出的大部分能量以热的形式在离裂变发生处极短的距离内释放。总释热率正比于裂变率，即正比于$\Sigma_f\phi$或$N\sigma_f\phi$。这里ϕ为中子通量，σ_f为微观裂变截面，N为燃料每单位体积内的易裂变核数。如果反应堆的某区域内N是空间均匀分布的，则由功率密度表示的热源函数的空间分布可以取与中子通量空间分布相同的形式。

对一个燃料均匀分布的带反射层圆柱形反应堆，堆芯和反射层内的通量分布可近似表示

为：

$$\frac{\phi}{\phi_{max}} = J_0\left(2.405\frac{\gamma}{R'}\right)\cos\frac{\pi}{H'}z \quad (4.5.4\text{-}1)$$

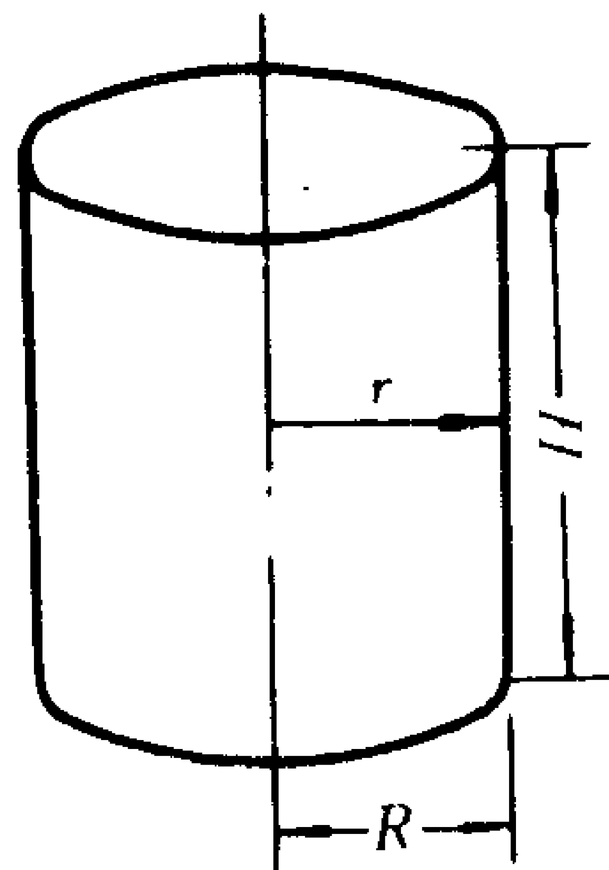


图 4.5.4-1 有限圆柱形反应堆

式中ϕ_{max}为堆芯中心点的通量，该处的通量为全堆的最大值；J_0为零阶的第一类贝塞尔函数，r和z如图 4.5.4-1 中画出的径向和垂直坐标，R'和H'分别为考虑了反射层后反应堆的有效半径和高度。

堆芯内的平均中子通量为：

$$\phi_{av} = \frac{1}{\pi R^2 H}\int_0^R \int_{-H/2}^{H/2} \phi \cdot 2\pi r dr dz \quad (\cdot\ \ ,.4\text{-}2)$$

式中R和H为含燃料区域的实际半径和高度。将通量ϕ的表达式(4.5.4-1) 代入并算出积分结果为：

$$\frac{\phi}{\phi_{max}} = \frac{2RR'J_1\left(2.405\frac{R}{R'}\right)}{2.405R'} \cdot \frac{2H'\sin\left(\frac{\pi}{2}\cdot\frac{H}{H'}\right)}{\pi H} \quad (4.5.4\text{-}3)$$

式中J_1为一阶贝塞尔函数。

若整个堆芯内的易裂变物质是均匀的，可取功率密度正比于中子通量。这时可以得出式 (4.5.4-3) 的倒数等于P_{max}/P_{av}，即最大功率密度与平均功率密度之比。对于一个带反射层的圆柱形反应堆，R/R'和H/H'大致可以取 5 / 6 因此：

$$\frac{P_{max}}{P_{av}}\ (有反射层) \approx 2.4$$

对于一个不带反射层的堆，R/R'和H/H'都等于 1，这时：

$$\frac{P_{max}}{P_{av}} = \frac{2.405}{2J_1(2.405)} \cdot \frac{\pi}{2} = 3.64$$

1.3 功率和通量的展平

要提高反应堆功率的输出，可以通过使功率密度分布更加均匀的方法来实现。把这种措施称为功率分布或中子通量的“展平”。

为了获得更均匀的功率分布，除了采用反射层以外，还可以利用其它一些方法。如改变堆芯各处单位体积内的易裂变原子核数。在中子通量最高的中心区内，燃料的浓集度可以比外区的低一些。这样可以使中子的利用得到改善，因此可降低反应堆生产动力的成本。另一种方法是调整控制棒的插入程度，使得在中子通量原来高的那些区域内的中子俘获量加大。或把某种中子吸收剂掺在燃料物质中，亦可以达到相同的效果。

1.4 慢化剂内的释热

慢化剂内所产生的热量来自裂变中子的慢化，裂变产物放出的β粒子的减速以及各种来源的γ射线的吸收。这一部分热量约占整个反应堆系统释热量的 5%。由于裂变中子的大部分动能在最初几次碰撞中损失，因此由这一来源产生的热量的分布取决于快中子的平均自由程。在平均自由程很短的反应堆内，为在用普通水作慢化剂的反应堆内，慢化剂的热量分布大致与热中子通量的分布相同。为平均自由程很长，由裂变中子慢化形成的热量在整个反应堆堆芯内的分布将更为均匀。

1.5 反射层和屏蔽体内的释热

反射层和屏蔽体内释放的热量约占总释热量的5%，其中大部分是由于吸收了从反应堆堆芯逸出的中子和γ辐射而引起的。逸出反射层的快中子在屏蔽层内由于非弹性和弹性散射碰撞而被慢化，这时它们的能量几乎全部都转化为热能。同样伴随着裂变的瞬发γ射线和裂变产物衰变放出的γ射线在从堆芯射出并在屏蔽体内被吸收时，它们的能量也转化为热能。还有，中子俘获γ射线和屏蔽体本身俘获中子所形成的放射性产物在衰变时发射的γ射线，这两种γ源对于释热量也有显著的贡献。

2 反应堆内的传热

将燃料芯块内产生的热量输出堆外，一般要经过燃料元件内的导热、元件壁面与冷却剂之间的对流放热、冷却剂的载热以及由冷却剂将热量输送到堆外的输热等四个过程。

2.1 热传导

传导是指物质不发生任何宏观位移前提下仅由分子的相互作用所引起的传热，由传导产生的热流决定于傅里叶方程的下列关系式：

$$q=-KA\frac{dt}{dx} \quad (4.5.4\text{-}4)$$

式中q是沿着x方向，穿过与之垂直的平面（面积为A）的热传导速率（单位时间），该点的温度梯度为dt/dx，由式(4.5.4-4)定义的量K就是热导率。在国际单位制中，q以J/s(或W)表示；A用m^2；dt/dx用℃/m(或K/m)；因此，K的单位为$(W/m^2)(m/K)$，通常写成W/（m·K）的形式。

热导率K是传导热量的介质的一个物理参数。对于各向异性物质，K的值是方向的函数，但在大部分热传导问题的解析解法中都忽略这种变化。热导率虽随温度而变化，但经常将K值取为常数。尤其是当温度变动的范围不大时更是如此。

2.2 热的对流

热量穿过固体表面（如元件包壳表面）与流体（如冷却剂）直接接触时的传输，通常通过对流传热进行。在对流放热过程中，除了还存在着流体的导热外，流体的宏观运动(对流)通常起很重要的作用。亦即对流放热与冷却剂质点的运动密切相关。因此，对流放热的强弱与引起流体运动的原因(自然对流或强迫对流)、流速、流动状态、流体的种类、流体的热物性、流体的相态等有关，此外还与流体相毗邻的固体表面形状、粗糙度等许多因素有关。由此可见，对流放热过程是极其复杂的。然而，不论是自然对流还是强迫对流，对流传热的基本方程都是所谓牛顿冷却定律，它可以写成：

$$q=dA\ (T_c-T_w) \quad (4.5.4\text{-}5)$$

式中q是单位时间内，经放热面积A所传递的热量，称为热流率，W或J/s；d是对流放热系数，以W/m^2为单位；A是放热面积，m^2；T_c是元件包壳表面温度，℃；T_w是在流动截面上冷却剂主流的平均温度，℃；其定义如下：

$$T_w = \frac{\int_{A_w} \rho c_p v t dA_w}{\int_{A_w} \rho c_p v dA_w}$$

式中ρ、c_p和v分别是冷却剂的密度kg/m³；定压比热，J/(kg·℃)和流速，m/s；A_w是冷却剂通道截面积，m²。在强烈紊流的情况下，通道截面上流体温度分布较平坦，其主流平均温度可以取为通道中心处的流体温度T_{wc}。

2.3 冷却剂的载热和输热

冷却剂获得堆内释热后，温度升高或发生相变(沸腾)，这便是冷却剂的载热。冷却剂再将其热量输送到堆外的过程，称为输热过程。冷却剂从堆芯进口到位置Z处的输热量为：

$$Q(z) = Wc_p\Delta t_w(z) = A_w v \rho c_p \Delta t_w(z) = W\Delta H_w(z) \qquad (4.5.4\text{-}6)$$

式中$Q(z)$是从冷却剂通道进口至堆芯位置z处所传出的热功率，W，W是冷却剂的质量流量，kg/s；c_p是冷却剂的定压比热，J/(kg·℃)；ρ是冷却剂的密度，kg/m³；v是冷却剂的流速，m/s；A_w是冷却剂的流通截面积，m²；$\Delta H_w(z)$是冷却剂通道进口至位置z处的冷却剂焓升，J/kg；$\Delta t_w(z)$从冷却剂通道进口至堆芯位置z处冷却剂的温升,℃，即

$$\Delta t_w(z) = t_w(z) - t_{win} = \frac{Q(z)}{Wc_p}$$

式中t_w（z）是在位置z处的冷却剂温度,℃；t_{win}是冷却剂的进口温度,℃。

3 燃料元件及冷却剂的温度分布

3.1 燃料元件及包壳与冷却剂的径向温度分布

在反应堆内，燃料元件所产生的热能以热传导的方式，将核裂变所产生的热能，逐次经过燃料及燃料包壳，传送到燃料包壳与冷却剂通道的分界面。由此热能以对流放热的方式传递到冷却剂，使低温的冷却剂被加热，温度升高。图4.5.4-2所示的燃料元件、包壳及冷却剂的径向温度分布。

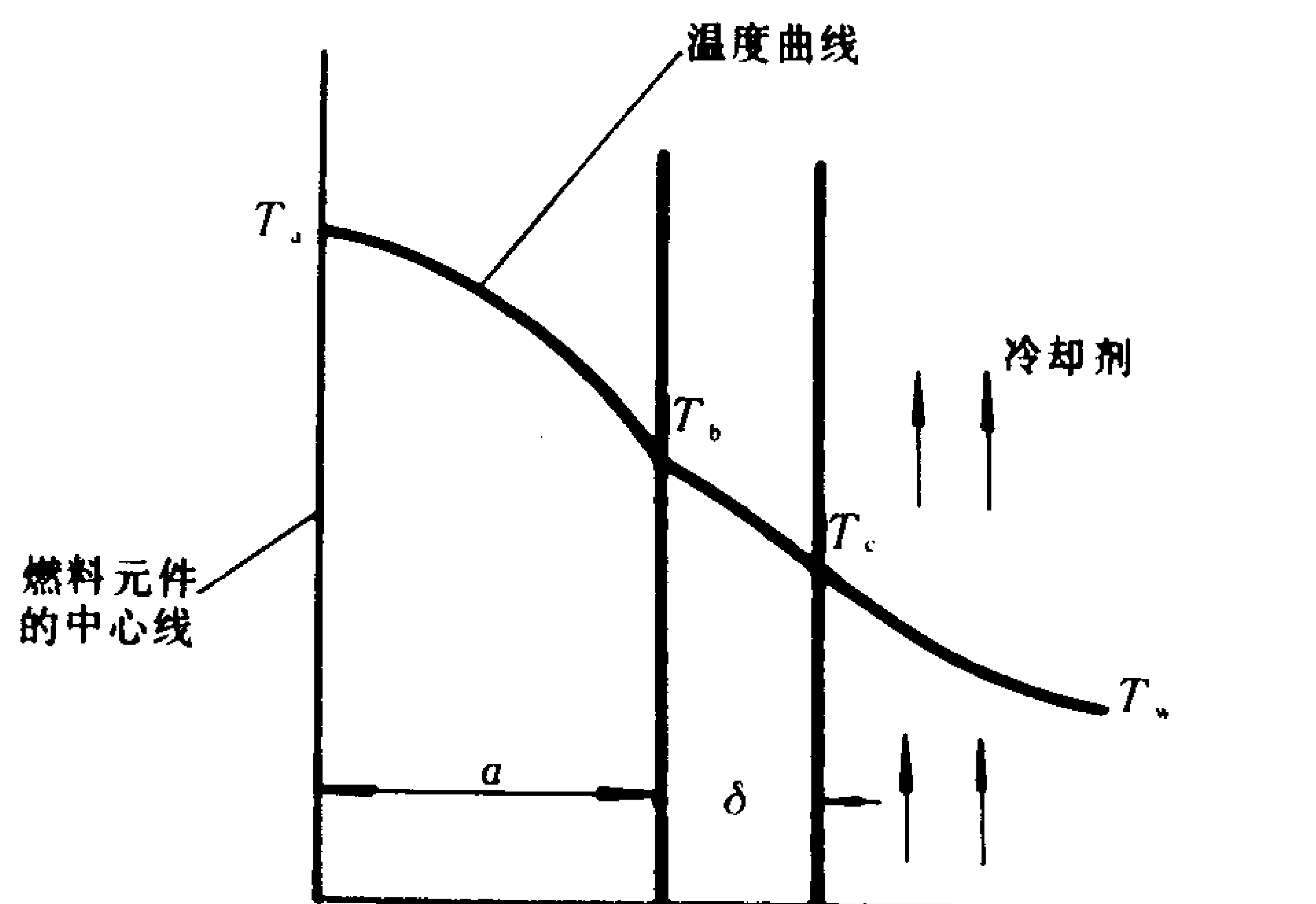


图4.5.4-2 燃料元件，包壳及冷却剂的径向温度分布（a=燃料的半径，δ=包壳的厚度）曲线

3.2 燃料元件、包壳及冷却剂的轴向温度分布

堆芯内燃料元件与冷却剂的轴向温度分布取决于元件内中子通量ϕ和体积释热率$\dot{q}$的分布。体积释热率$\dot{q}$是单位时间内堆芯某点邻域的单位体积所释放的能量，W/m³。堆芯燃料内任意点的$\dot{q}$值与该点邻域的易裂变核的密度及中子通量成正比。因此

$$\dot{q}=1.602\times10^{-13}N\sigma_f\phi E_f \qquad (4.5.4\text{-}7)$$

式中N是每立方米中易裂变物质的粒数；σ_f是每个核的微观裂变截面，m^2；ϕ是单能中子的通量，$1/(m^2\cdot s)$；E_f是燃料中平均每次核裂变所释放的能量，MeV。

由上式看出$\dot{q}$是随中子通量ϕ而变化，堆芯温度分布除径向热传递外，应同时考虑沿冷却剂流的方向（即轴向）的温度分布。

沿燃料元件的轴向中子通量分布写成：

$$\phi(z)=\phi_0\cos\frac{\pi}{H'}z \qquad (4.5.4\text{-}8)$$

故每单位体积的燃料元件的释热率$\dot{q}$为：

$$\dot{q}(z)=\dot{q}_0\cos\frac{\pi}{H'}z \qquad (4.5.4\text{-}9)$$

在上两式中，ϕ_0及$\dot{q}_0$分别为燃料元件高度的中心部分的中子通量及燃料元件的释热率。如图 4.5.4-3 所示。

根据能量守恒定律，在燃料元件高度dz处所产生的热量，需由冷却剂完全吸收，则

$$\dot{q}(z)A_0dz=\dot{m}c_pdT_w \qquad (4.5.4\text{-}10)$$

式中A_0是燃料元件的截面积，m^2；$\dot{m}$及c_p分别是冷却剂质量流速，kg/s；c_p是冷却剂的定压比热，J/(kg·℃)；dT_w是冷却剂在燃料元件轴向z及$(z+dz)$间的温升，℃。

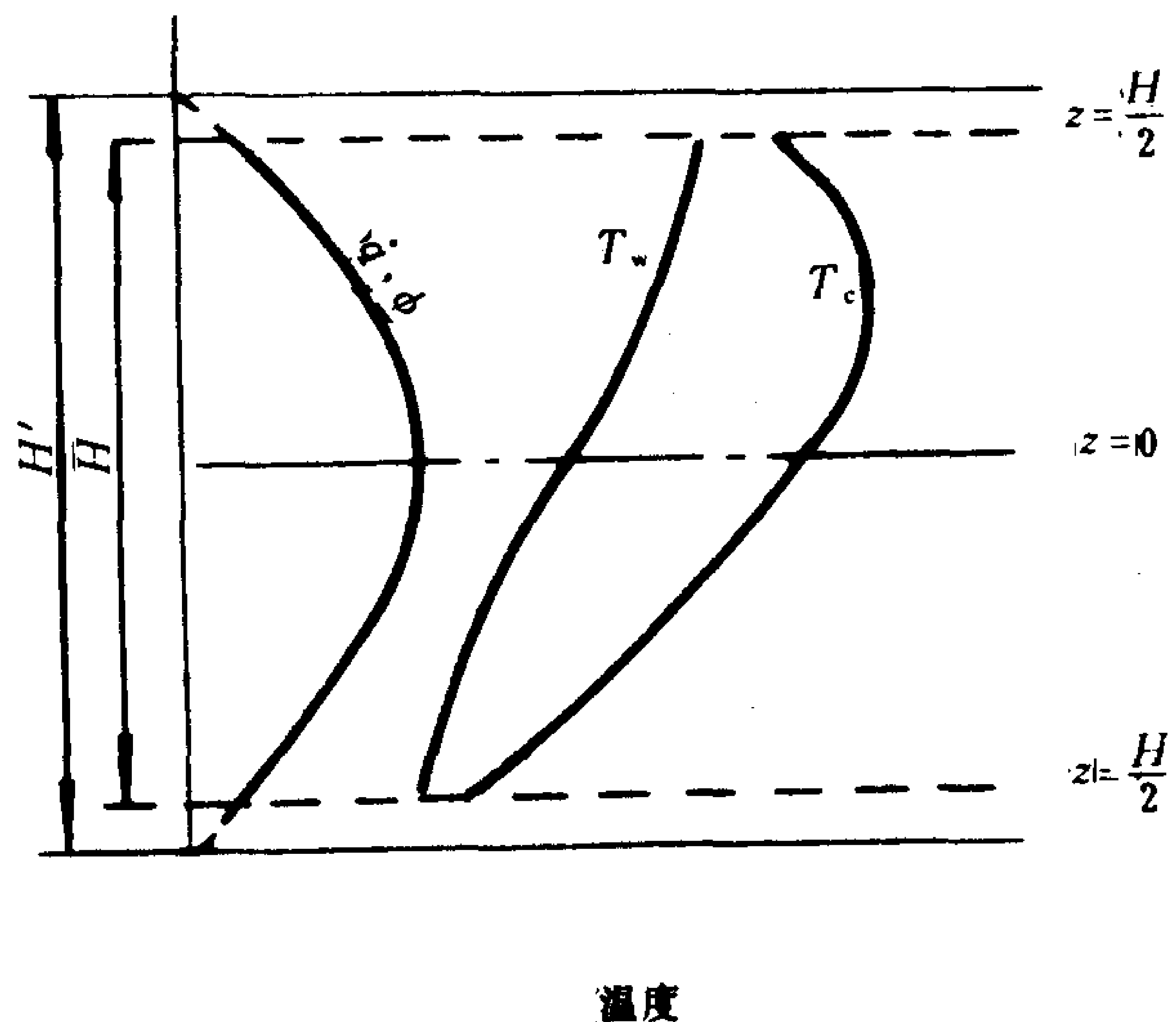


图 4.5.4-3 燃料元件、包壳及冷却剂的轴向温度分布

将式(4.5.4-9)与式(4.5.4-10)合并，积分得：

$$\dot{q}A_0\int_{-\frac{H}{2}}^{z}\cos\frac{\pi}{H'}zdz=\dot{m}c_p\int_{T_{w1}}^{T_w(Z)}dT_w$$

上式整理化简后，可得冷却剂在燃料元件任何高度z处的温度$T_w(z)$为：

$$T_w(z)=T_{w_1}+\frac{\dot{q}_0A_0H'}{\dot{m}c_p\pi}\left(\sin\frac{\pi}{H'}z+\sin\frac{\pi}{2H'}z\right) \qquad (4.5.4\text{-}11)$$

式中T_{w1}是冷却剂在燃料元件进口处的温度，相当于燃料元件在$z=-\frac{H}{2}$处的温度；H是燃料元件的实际高度；H'是燃料元件增加外推距离后的高度，相当于中子通量等于零时的高度。

由式(4.5.4-11)可推导出冷却剂在燃料元件出口处（即$z=\frac{H}{2}$）的温度T_{w_2}为：

$$T_{w_2}=T_{w_1}+\frac{2\dot{q}_0A_0H'}{\dot{m}c_p\pi}\sin\frac{\pi H}{2H'} \qquad (4.5.4\text{-}12)$$

利用上述各式，也可推导出燃料元件的包壳表面温度$T_{c(z)}$沿轴向变化的关系式。假定冷却剂与包壳表面之间的热传递系数h_c，是沿燃料元件全高度取平均值则式(4.5.4-10)可写

成:

$$\dot{q}A_0dz = h_0(sdz)[T_c - T_w]$$

或

$$T_c = T_w + \frac{\dot{q}A_0}{h_cS} = T_w + \frac{A_0}{h_cS}\dot{q}_0\cos\frac{\pi}{H'}z$$

如忽略外堆长度,即$H \approx H'$则

$$T_c(z) = T_{w1} + \frac{\dot{q}_0A_0H}{\dot{m}c_p\pi}\left(1 + \sin\frac{\pi Z}{H}\right) + \frac{\dot{q}_0A_0}{h_cs}\cos\frac{\pi}{H}z \tag{4.5.4-13}$$

式中:S——包壳的周长,m。

T_w和T_c的轴向分布如图4.5.4-3所示。包壳表面温度T_c等于相应点冷却剂的温度T_w加上该点的膜温压($T_c - T_w$)。由于T_w是z的正弦函数,($T_c - T_w$)是z的余弦函数,因而两者之和T_c有如下变化规律:

燃料元件下半段($z < 0$)的T_w和($T_c - T_w$)均随z而增加,因而它们的和T_c也随z而升高;在$z = 0$处,($T_c - T_w$)达最大值。过了中点($T_c - T_w$)开始下降,但T_w仍然上升,在$z > 0$某区域内T_w的增加速率超过($T_c - T_w$)的下降速率,故T_c仍随z而增加,但增加速率却逐渐变小。再向上,由于T_w上升速率变慢,($T_c - T_w$)下降速率加快,因而终于会在$z > 0$某点上T_c达最大值。在此点以后T_c将逐渐下降。

第 5 章　辐 射 防 护

1　常用辐射量及其单位

1.1　放射性活度

放射性活度A是在给定时刻处于特定能态的一定量放射性核素在dt时间内发生自发核跃迁数的期望值dN除以dt，

即
$$A=\frac{dN}{dt}$$

放射性活度的SI单位是贝可〔勒尔〕符号为Bq、1 Bq= 1 s^{-1}

暂时与SI并用的专用单位名称是居里，符号为Ci，1 Ci=3.7×10^{10}Bq

1.2　照射量

照射量X定义为dQ除以dm所得的商，即

$$X=\frac{dQ}{dm}$$

其中dQ是当光子在质量为dm的空气中释放出的全部电子(正电子和负电子)被完全阻止于空气中时，在空气中形成一种符号离子总电荷的绝对值。

照射量是描述x或γ射线在空气中产生电离能力大小的物理量，它仅适用于x或γ射线，不能用于其它类型射线和其它物质。

照射量的SI单位是库仑每千克，符号为C/kg。暂时与国际单位制并用的专用单位是伦琴，符号为R，1 R=2.58×10^{-4}C/kg（精确值）。

伦琴原定义是：在 1 伦琴x或γ射线照射下，在 0.001293 g空气中释放出来的次级电子在空气中形成总电荷量为 1 静电单位的正离子或负离子。即

$$1\,\text{R}=\frac{1\text{ 静电单位电荷}}{0.001293\text{ g}}=2.58\times10^{-4}\text{C/kg}$$

受 1 伦琴照射相当于电离空气的离子对数为 2.083×10^{9}离子对；相当于空气吸收能量为 2.083×10^{9}×33.85=7.05×10^{10}电子伏（eV），或 0.113 尔格（erg）。

带电粒子在空气中形成一个离子对所消耗的平均能量$\overline{W}$为 33.85 eV。

照射率$\dot{X}$定义为时间间隔dt内照射量的增量dx除以dt的商。即$\dot{X}=dx/dt$。

照射率的SI单位为库仑每千克/秒（C/（kg·s））。暂用专用单位为伦琴/小时（R/h）或毫伦琴/小时（mR/h）等。

1.3　吸收剂量

吸收剂量D定义为任何电离辐射授予质量为dm的物质的平均能量$d\bar{\varepsilon}$除以dm，即

$$D=\frac{d\bar{\varepsilon}}{dm}$$

吸收剂量是用来描述电离辐射与物质相互作用时，该物质单位质量所吸收能量程度的一

[10] Fire defection in unattended machinery/spaces, J. D. Bolding, Trans. I. Mar. E, 1975. VOL87

[11] AFA—Minerva, information on marine fire alarm control indicating equipment

2 电离辐射对人体的损伤

2.1 急性损伤效应

大剂量全身照射急性损伤效应，一般早期就出现症状。急性损伤效应的症状大致如表4.5.5-3所示。

表 4.5.5-3 大剂量全身照射急性损伤可能效应

临床症状	受照剂量 Gy
血相轻度变化（白细胞减少），无其它临床症状	0.5
血相显著变化、恶心、疲劳、可能呕吐、轻度急性放射病	1
恶心、呕吐，一周后脱毛、厌食、全身虚弱及腹泻等	2
恶心、呕吐、受照几小时内发生，二周内可见毛发脱落、厌食、全身虚弱、体温升高，四周内出现苍白、鼻血、腹泻、迅速消瘦。50%人死亡，活者六个月内可恢复健康。	4 半致死剂量
恶心、呕吐、腹泻、受照 1 ～ 2 小时内发生，第二周出现死亡，死亡率可达 100%	≥ 6 致死剂量

2.2 远期损伤效应

远期效应是指受照后几年以上所出现的效应。可分为躯体晚期效应和遗传效应两种。

2.2.1 躯体晚期效应

当受急性照射恢复后或长期接受超容许水平的低剂量照射时，可能发生晚期效应。这种损伤效应可能有白血病、恶性肿瘤等。

1）白血病　它被看作是造血器官的癌症，表现为白细胞无限制增加。白血病的发生率与受照剂量和剂量率有关。例如，日本原子弹爆炸受害者，其白血病发生率明显高于其它居民。最高发病率要高出其它居民的十倍以上。

受照 1 至 5 Gy时，白血病发生率与剂量成线性关系。辐射诱发白血病的发生率，观察结果，在照后几年内达到最高峰。

2）恶性肿瘤　辐射致癌的发生率和剂量、剂量率大小有关。有人对日本原子弹爆炸受害者调查甲状腺癌发生率结果表明甲状腺癌有所增加。其发生率明显随剂量增加而升高。且女性高于男性。

2.2.2 遗传效应

对日本广岛、长崎原子弹爆炸地区辐射遗传效应的观察和对高本底地区的调查研究表明没有显现出遗传的明显危害。这方面研究还很不充分，特别是来自人体的遗传资料较少。尚未明确辐射对人有遗传危害。

2.3 小剂量慢性照射生物效应

小剂量是指多大剂量尚无统一规定。一般多指职业性照射的剂量当量限值以下的剂量。小剂量慢性照射的生物效应是人们最关心的。它是制订和执行辐射防护标准的重要依据。

小剂量慢性照射生物效应主要是远期效应，其特点是潜伏期长、发生率低。只能用统计学方法对群体调查或大量动物实验。

对高本地区进行遗传学调查结果与对照区比较表明，未发现明显差异。

图 7.7.1—2　现代油船货油管路系统

3.2 推定限值

采用一定模式由基本限值推导出来的限值。属于推定限值的有：导出空气浓度(DAC)、表面污染控制水平等。

3.3 管理限值和参考水平

管理限值或称特准限值是由主管部门或单位管理部门制定的限值。一般比推定限值要求更严一些。如核工业管理限值大约等于基本限值的 1 /10 到 1 /20。

参考水平是为防护工作采取某种行动而建立的测定量水平，超过此水平就采取行动。如有记录水平(1/10 年限值)、调查水平(3/10 年限值)、干预水平(不作规定)。

第 6 章　核动力装置

1　船舶核动力装置的组成

目前各国的船舶核动力装置大都采用压水堆动力装置，其系统和设备可分为核的及常规的两大部分，即核反应堆装置（由其产生热能）和汽轮机动力装置（由其将热能转变为机械能）。如图 4.5.6-1 所示，以蒸汽发生器为界，左侧为密闭水循环回路，通常称一回路系统；右侧为汽水循环回路，称为二回路系统。

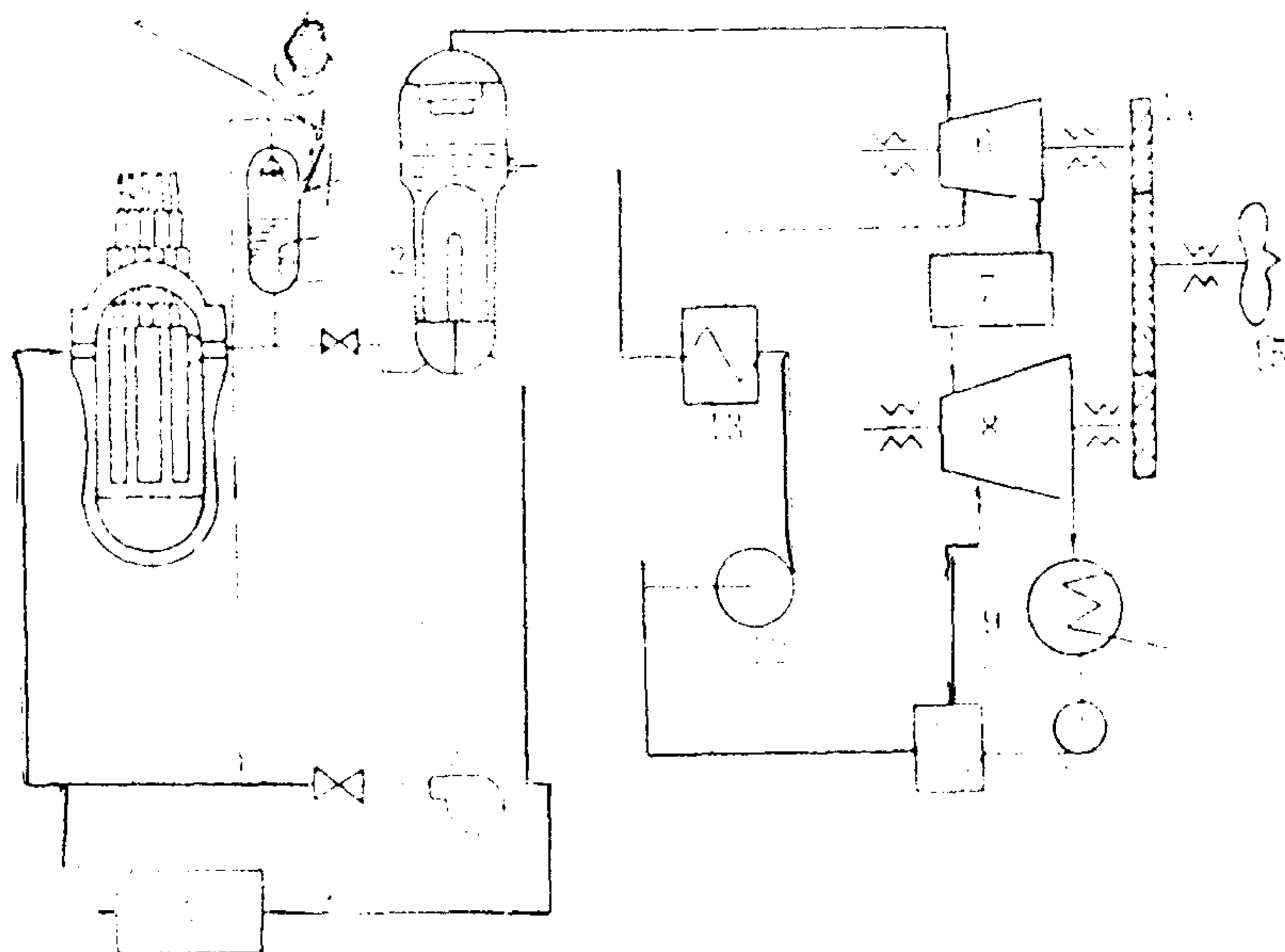


图 4.5.6-1　船用压水堆动力装置原理流程图

1-反应堆；2-蒸汽发生器；3-回路冷却剂主泵；4-稳压器；5-回路辅助系统；6-高压缸汽轮机；7-汽水分离再热器；8-低压缸汽轮机；9-冷凝器；10-凝水泵；11-低压加热器；12-给水泵；13-给水预热器；14-减速器；15-螺旋桨

一回路系统，是利用反应堆核燃料裂变释出的热，使之产生蒸汽的装置。船用压水堆的一回路系统通常是单堆两条主冷却剂循环回路的配置形式。它是由完全相同的，各自独立且相互对称，平行而并联在反应堆压力壳的进出口接管上的密闭环路。图 4.5. 6-2 示出"陆奥"号核商船的主冷却剂系统组成形式。它采用双环路方式。其主要设备有一台反应堆，二台蒸汽发生器，两台冷却剂主循环泵，一台稳压器以及与反应堆进出口接管处相连接这些设备的主冷却剂回路管路和管路上的隔离阀等。此外，一回路辅助系统还包括：压力安全系统，危急冷却系统、安全注射系统、补水系统、净化系统、废水系统、设备冷却水系统、化学停堆以及取样分析系统等。

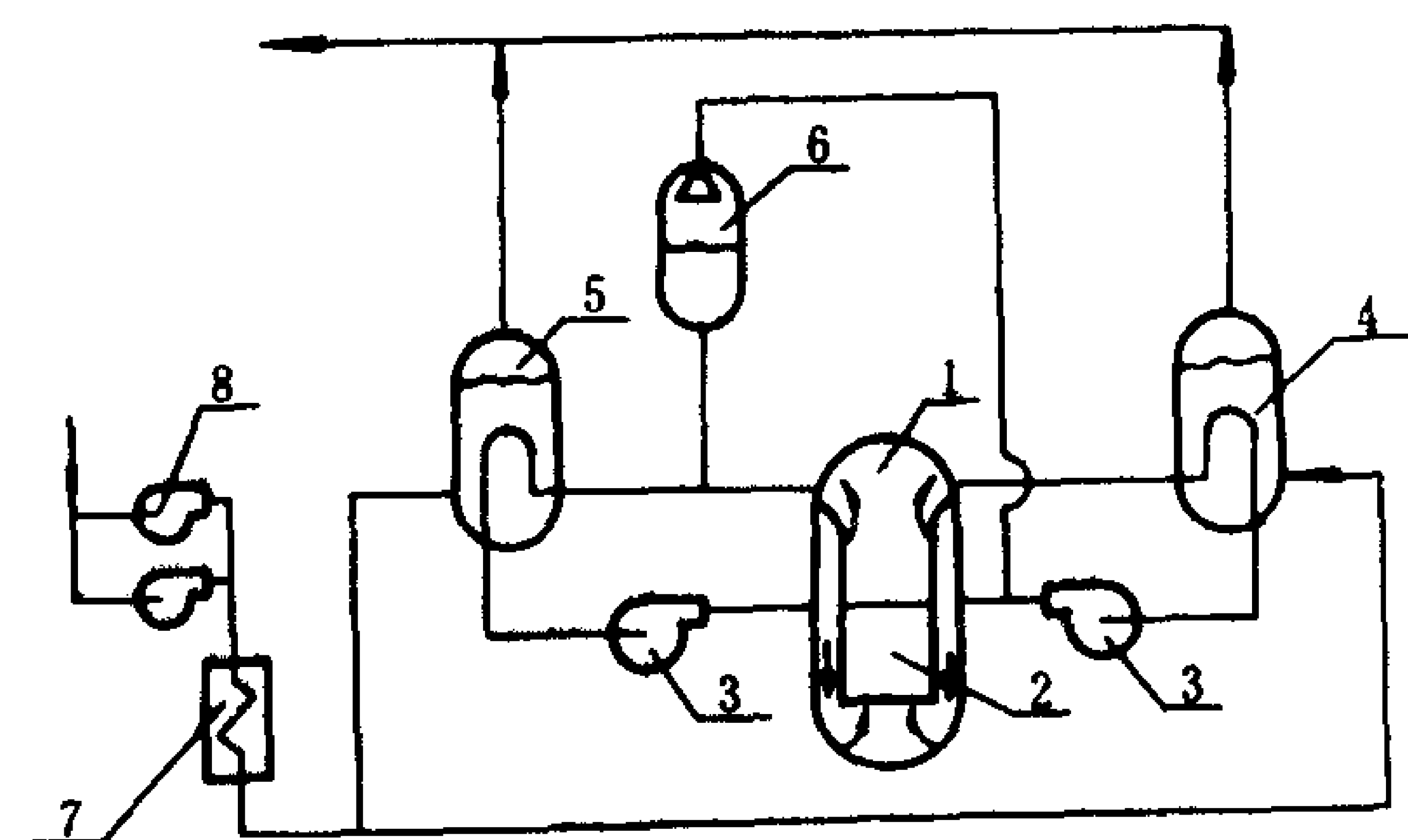


图 4.5.6-2　"陆奥"号核商船的主冷却剂系统示意图

1-反应堆；2-堆芯；3-主泵；4-1号蒸汽发生器；5-2号蒸汽发生器；6-稳压器；7-给水预热器；8-给水泵

二回路系统，是将蒸汽的热能转换为机械能和电能的装置。二回路系统主要是由汽轮机、主冷凝器、凝水泵、给水预热器，除氧器、给水泵、循环水泵、中间汽水分离器和相应的阀、管路组成。为了维持汽轮机的安全运行，二回路系统也设有若干辅助系统，如主蒸汽排放系统，汽轮机再热及抽汽系统，

(7)专用压载舱的吸、排管路必须完全独立，单独设置海底阀。

图 7.7.1—7 是一典型原油油船货油泵舱管路布置图。

3)甲板货油管路：

甲板货油管路由泵排出端伸向甲板的垂直管、甲板水平管、接岸短管和绕过货油泵直接装油的下舱管等组成。接岸短管必须配有各种尺寸接头，以便与不同尺寸的港口输油管连接。接岸短管下面应装漏油接受槽，接受的漏油，可通过短管回流至货油舱内，甲板管路布置如图 7.7.1—8 所示。

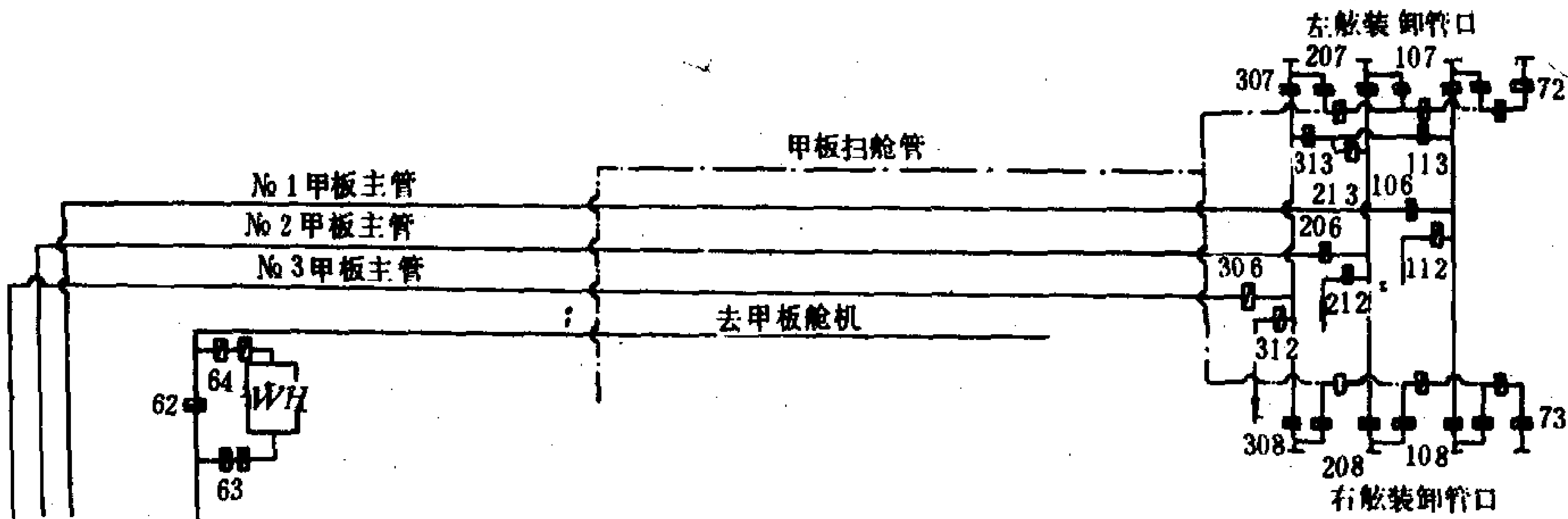


图7.7.1—8　甲板货油管路

1.1.2　货油管路尺寸的确定

货油管的内径依据货油泵排量、管内允许流速来选定。货油在管内的流速，应考虑可能产生静电的影响，一般限制在 4m/s 以下，各种油在管内允许的流速见表 7.7.1—1。

表 7.7.1—1　**各种油在管内的允许流速**

油类品种	流速(m/s)	
	吸入管	排出管
原油	1.25～1.5	2.0
轻柴油及重柴油	1.25～1.5	2.0
燃料油	1.25～1	1.0
煤油及汽油	1.25～1.5	2.0～2.5

管壁厚度由强度要求，加上一定的腐蚀裕量来确定。按货油泵排量确定的实际各种载重吨的油船货油管尺寸，见表 7.7.1—2。

表 7.7.1—2　**油船主货油管尺寸实例**

载重吨 (t)	货油泵排量	管径 (mm)
2400	$850m^3/h\times2$ 台	100
60000	$2000m^3/h\times3$ 台	400
74000	$2000m^3/h\times3$ 台	445
100000	$2500m^3/h\times3$ 台	550
220000	$3500m^3/h\times3$ 台	550
270000	$4500m^3/h\times4$ 台	700

在船舶核动力装置中，仍然采用全密封泵。这种泵是将电动机与泵体一起用密封外壳包围起来，允许水进入电动机的定子与转子之间，而定子和转子分别用金属壳套包住。这样就可消除高压水通过轴与轴承间的隙缝漏出来。

日本“陆奥”号上，采用立式全密封泵作为主泵。该泵为单级离心泵，流量为 900 t/h，扬程是 0.35 MPa。电机定子用屏蔽套与冷却剂隔离，转子和轴承用屏蔽覆盖使其与冷却剂接触，定子屏蔽套的外侧用设备冷却水冷却。

2.2 压力安全系统

压力安全系统的功用是在反应堆启动时，给一回路升温升压，将一回路的压力提高到要求范围；在稳定工况下，维持一回路系统压力在允许的范围内；在提升或下降功率的过渡过程中可限制系统的压力波动在允许范围内；在回路系统压力不正常地上升时，可为反应堆装置提供超压保护。因此，压力安全系统在正常功率变化和事故工况下，担负着一回路系统压力的调节和保护作用。该系统主要设备有稳压器及其附属管路、电磁阀、电动阀、安全阀以及热工仪表等。

稳压器目前常用的为立式圆筒型蒸汽稳压器。“陆奥”号所用的稳压器，两端带有椭圆球封头的圆柱体耐压容器。它由壳本体、电加热器、喷雾管及波动管等部分组成。在正常运行时，在容积内部保持有饱和状态的水和蒸汽两相介质。上部为蒸汽空间，下部为水空间。在稳压器的底部装有波动管与主冷却剂系统的热管段相连。稳压器上部装有喷雾喷头，喷雾管与主冷却剂系统冷管段相连。当稳压器内压力升高超过规定值，由喷雾头喷入冷却剂，将稳压器的部分蒸汽冷凝，使其压力降至规定值。稳压器内的水由装在底部的电加热器进行加热，保持蒸汽相的压力。

瞬时负荷变化时，反应堆发出的热量不等于蒸汽发生器所移出的热量，引起冷却剂的温度和体积的变化，从而引起系统压力发生变化。当外负荷瞬时增加时，蒸发器移出的热量多于堆发出的热量，冷却剂温度下降，体积收缩，部分稳压器的水通过波动管流到主回路系统补偿冷却剂体积收缩。此时稳压器水位下降，称为负波动状态。稳压器的蒸汽空间增大，蒸汽体积膨胀有部分水又蒸发为蒸汽，从而阻止压力下降的幅值。反之，当负荷瞬时下降时，蒸发器所移出的热量小于反应堆发出的热量时，冷却剂温度上升，体积膨胀，有部分冷却剂通过波动管流入稳压器，水位下降，称为正波动状态。这时稳压器中的蒸汽被压缩，系统压力上升。当压力升高超过喷雾压力的定值点时，则喷雾阀开启，向蒸汽空间喷淋冷水，冷凝一部分蒸汽，从而限制压力上升的幅值。在反应堆事故工况下，为了防止一回路系统超压，稳压器必须排除一部分蒸汽。因此在稳压器顶部装设了蒸汽释放阀和安全阀。为了防止蒸汽释放阀和安全阀泄漏而引起卸压事故，则在它们的前面管路上各串联一个电动闸阀。

2.3 危急冷却系统

它是一回路系统的事故保护系统之一。它的作用是在反应堆事故紧急停堆期间，冷却反应堆，移去堆芯中的衰变热，防止堆芯的燃料元件烧毁或熔化。正常热停堆是用二回路消耗蒸汽的办法，移去反应堆衰变热，如有必要也可投入本系统。

本系统主要设备是危急冷却器和管路上的阀等。危急冷却器是一个U形管筒式换热器，接于主泵出入口两端管路上，同主冷却剂系统相通。冷却器的冷却水用设备冷却水冷却或引用海水冷却。

2.4 安全注射系统

安全注射系统又称应急堆芯注水系统。在失水和主蒸汽发生器U形管破裂事故工况下，使用该系统向堆芯应急注水，以除去衰变热，防止堆芯烧毁。

系统管路破损或反应堆出入口接管处断裂而引发的失水事故可分为小、中、大三种不同程度。安全注射水的要求是根据上述三种不同事故程度分别采取三种不同的处理措施。

在“陆奥”号上，当主冷却剂系统管路断裂时，稳压器水位下降，压力也随之降低，并发出应急堆芯注水信号，同时可启动两台安注泵中的一台。在小失水事故时，由于破口小，压力降落缓慢，故是在高压下注水，由容积控制系统向容积控制波动箱中注水。中等失水事故时，压力降落为中等程度，用补给水泵（9.6 m^3/h）或将应急用水箱的水用应急衰变热除去泵向堆芯注水。大失水事故时，冷却剂流出速度大，压力降低得也快，是在低压下注水，此时将一次屏蔽水箱内的水用安注泵（100 m^3/h）向堆芯注水。根据安注信号和堆舱（安全壳）内压力升高信号的同时作用，启动两台安全喷淋泵中的一台，将非常用水箱的水喷淋到堆舱内。与水箱及其它用水用完时，可将舱底水用排污泵注射到堆芯内，此时称为转成再循环工况。

2.5 补水系统

补水系统是用于制造贮存和补充一回路的用水。反应堆运行前稳压器和净化系统充水，补水波动箱贮存水。在“奥特·汉”核动力船上，一回路补水与二回路用水的水质标准是相同的，因此可用二回路冷凝器脱氧的冷凝水。“陆奥”号是用脱氧除盐水作为补水，因此在补水系统中另外设置了离子交换器，经处理后的水作为补水。该系统是由补水冷却器、补水泵、补水波动箱及离子交换器组成。其职能是将来自二回路经除氧后的给水供给到容积控制系统、取样系统、设备冷却水系统等用水系统。

2.6 废物处理系统

它用来收集、贮存和排放核动力装置的放射性废物。废物来源有主冷却剂系统冷启动的膨胀水；稳压器的安全阀、释放阀的超压排放；一回路系统管、阀的泄漏排水；取样系统的排水等；净化系统的废离子交换树脂和沾污了的废纸、拭布、棉纱及工具等固体废物。

船舶核动力装置废物处理的基本原则是：①利用自然衰变，使废物中的短半衰期的放射性同位素降低活性；②稀释到允许排放标准后排放；③船内浓缩贮存，陆上处理。美国海军核动力装置废物处理的方针是尽量减少在12 n mile以内海域及港口中排放废物，但在12 n mile以外，允许向海洋排放。

废物处理的基本方法，一般废液贮存箱、浓集贮存箱、船内浓集贮存，陆上处理的办法。这种办法对海洋污染小，但占用了船内的空间是不利的。

2.7 设备冷却水系统

有些一回路设备，如主泵、控制棒驱动机构、非再生热交换器和一次屏蔽水的冷却等，为了防止海水直接与这些设备接触，防止带有放射性的一回路冷却剂进入海水而污染环境，需要用独立于一回路冷却剂和海水的设备冷却水冷却。因此，设备冷却水系统就是为向一回路各所需冷却的设备提供冷却水。设备冷却水是处于一回路冷却剂与海水中间闭式的冷却水。

系统中的冷却水是采用脱矿质的淡水。

它由设备冷却水热交换器、设备冷却水泵、设备冷却水波动箱、辅助海水泵等构成。设备冷却水在设备冷却水泵的驱动下循环，流过设备冷却水热交换器壳侧，被另一侧的海水冷却后送往各需冷却设备，然后再返回热交换器，如此构成一个闭式的中间冷却回路。海水是在辅助海水泵驱动下循环。设备冷却水中需加入一种缓腐剂——重铬酸钾(K_2CrO_3)，以使设备的腐蚀减低至最小程度。把缓腐剂装入添加箱中，然后通过该箱的循环冷却水，将缓腐剂带入系统中。

2.8 净化系统

净化系统的作用是通过过滤、离子交换等手段连续除去冷却剂中溶解的和不可溶解的杂质，保证冷却剂中的杂质浓度在允许值以下，降低冷却剂的放射性水平。为了使不锈钢的腐蚀作用降至最低限度，它也用于控制氢离子的浓度（pH 值）。此外，还作为反应堆化学停堆后去除硼酸溶液之用。

“陆奥”号上的净化系统与容积控制系统、化学物添加系统合为一个共用系统。主冷却剂循环是用充填泵压送的。该系统的冷却剂从二号主回路的主冷却剂泵的吸入侧抽出，经再生热交换器冷却，用减压抽出阀将冷却剂压力由 11 MPa 减至 1.5 MPa，该阀可控制抽出流量。当冷却剂经停堆冷却系统的停堆冷却器冷却到所要求的温度后，通向反应堆辅机舱内的离子交换器进行净化，再经冷却剂过滤器进入反应堆舱内的体积控制波动箱，冷却剂由充填泵加压，在再生热交换器中加热后，返回二号主回路冷却剂泵的出口侧（图 4.5.6-4）。“陆奥”号净化系统的净化流量为 1.45 t/h，可以保证每小时将全部冷却剂净化 10%以上。净化系统的离子柱中的交换树脂属于一次性使用。当离子交换树脂失效后，则送往岸上进行专门处理。为了防止对运行人员的辐照，离子交换器外壳用铅屏蔽保护。

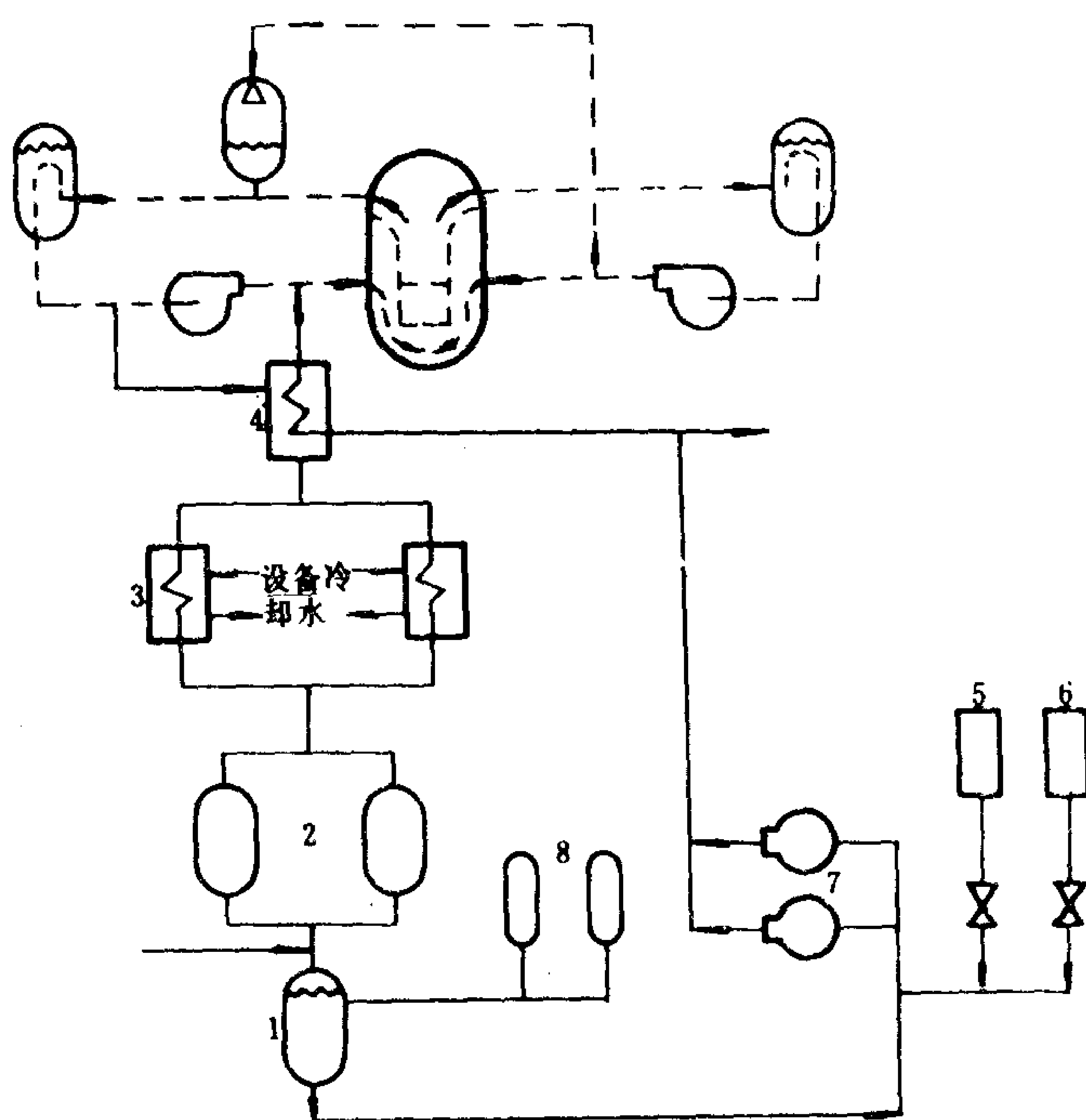


图 4.5.6-4 “陆奥”号的净化系统

1-容积控制波动箱；2-离子交换器；3-非再生热交换器；4-再生热交换器；5-硼酸箱；6-联氨箱；7-充填泵；8-氢气瓶

2.9 化学物添加系统

化学物添加系统用于向主冷却剂系统中添加联氨，pH 控制剂及氢。目的是除去和减少冷却剂中的溶解氧和水电离辐照分解的氧，抑制介质对设备、管系材料的腐蚀。通常在高温状

态下除氧用添加氢，低温状态下除氧用添加联氨。该系统与容积控制、净化系统公用。系统中设有联氨箱，添加物用充填泵向主冷却剂系统中添加。

2.10 取样系统

取样系统是把少量的一回路高温高压水引到取样间进行减温减压，使之合乎仪表或手动方式监测水质。具体说就是测量水的含氢量、含氧量、氯离子、水的pH值和电导率等指标是否符合要求。

2.11 其它的辅助回路系统

除上述辅助回路系统外，还有一次屏蔽水系统、化学停堆系统、去污系统和换料充排水系统。这些系统在正常运行时很少操作或根本不需要操作而是为一回路维修或换料时使用。

3 二回路系统

3.1 蒸汽系统

蒸汽系统的功用就是输送蒸汽。从蒸汽发生器向主汽轮机输送蒸汽的系统，称为主蒸汽系统。供辅机用汽及辅助换热设备用汽的系统，称为辅蒸汽系统。为了方便起见，将这些系统合称为蒸汽系统。

"陆奥"号的主蒸汽系统是由两台蒸汽发生器分别用管路分舷连接通向机舱的主蒸汽管路。主蒸汽管路的直径为ϕ200 mm，蒸汽流量为 61.2 t/h。蒸汽发生器二次侧的蒸汽压力是随着反应堆功率变化而变化，其变化范围在 4 MPa到 6.25 MPa。从蒸汽发生器的出口到主汽轮机入口的蒸汽压降为 0.25 MPa。为了消除主蒸汽中的湿度，在主管路上装有汽水分离器。在机舱中装有隔舱阀，当机舱发生事故时，可以用它紧急切断蒸汽，它也可从甲板上远距离操作。

辅蒸汽从干管上引向各用汽设备。由于用汽设备所需蒸汽压力的不同，所以辅蒸汽系统管路上的蒸汽压力有的是直接利用主蒸汽管路的压力，如汽轮给水泵、汽轮发电机、汽轮循环水泵等；有的使用减压蒸汽，如各种加热器、海水蒸发器、海底门吹除等。其压力大小视各用汽设备的需要而定，用减压设备进行减压。

3.2 蒸汽排放系统

蒸汽排放系统是船舶核动力装置所特有的系统。其用途是把蒸汽发生器产生的多余蒸汽，经减温减压后排入主或辅冷凝器中，防止主蒸汽管内压力越限。在负荷大幅度变化及事故工况下，均能使主蒸汽系统超压，这时均应排放一部分蒸汽，将压力降至额定值以下。负荷大幅度变化时的排放，称为机动性排放工况，在事故工况下的排放，称为安全排放工况。

在动力装置负荷急速降低的过渡过程中，蒸汽发生器的蒸汽产量由于一回路堆功率的滞后现象不能马上跟随改变，而用汽量减少，这样使蒸汽发生器的蒸汽压力急剧增加，甚至会超过允许值。为了安全，此时须要将多余的蒸汽经减温减压后旁通至冷凝器，使二回路装置所消耗功率与堆功率之间相平衡。"萨瓦娜"号核商船在 3 s 内，蒸汽流量由 100%流量下降到 20%时，即负荷变化率为 26.7%/s，就需向主冷凝器进行机动排放。"陆奥"号在 1 秒内，蒸汽流量从 100%突然减至 18%时，也要向主冷凝器进行机动性排放。

安全排放工况是在发生事故时，引起蒸汽压力增高，须要向主冷凝器中排放一部分蒸汽以降低系统压力，同时也冷却了反应堆堆芯。实际上，安全排放起安全保护作用。

该系统是由主蒸汽管上接出的一分支管、主排放阀及节流减压器组成。减压器可将蒸汽由初压减至 0.21 MPa。主排放阀由压力信号自动控制，当两台蒸发器中一台蒸汽压力超过 6.3MPa 时主排放阀自动打开。

3.3 凝水-给水系统和循环水系统

蒸汽发生器产生的蒸汽进入主汽轮机作功变成低压蒸汽后，排入主冷凝器。在主冷凝器内被冷凝为水，称为凝水。凝水再经加热、脱脂、除氧等处理后，由给水泵输送给蒸汽发生器使用，称为给水。在汽水循环中使用的水，均为高纯度的蒸馏水。凝水泵将主冷凝器中的凝水输送到给水系统中去的管路及设备，称为凝水系统。把符合给水要求的水，通过给水泵，给水预热器后，可靠地向蒸汽发生器输送，在这过程中所用到的管路和设备称为给水系统。由于它们是串联工作，故这里统称为凝水-给水系统。本系统的主要设备有：主、辅冷凝器，凝水泵，热水井，喷射泵，除氧器，给水泵以及给水预热器等。

循环水系统的功用是供主冷凝器的冷却水，用以冷凝进入主冷凝器内的蒸汽，同时还供给其它辅助设备所需的舷外水。

这些系统与常规蒸汽动力装置所属的相应系统基本相同。

3.4 润滑系统

润滑系统的功用是用来润滑主辅设备的机械摩擦部件，并冷却这些部件。同时，还担负供给主机遥控系统及保安设备压力油的任务。其中分为主、辅润滑系统。主润滑系统是润滑和冷却主汽轮机组的轴承和减速器；辅润滑系统是润滑辅助泵的轴承等。一般都采用闭式循环回路，所用的设备与常规蒸汽动力装置上的润滑系统设备相同。

第 7 章 核动力装置的控制及运行

1 反应堆控制及其方案

反应堆及其装置的控制系统的任务是实现反应堆及其装置的启动、停闭和根据推进负荷的要求来升降功率，并确保反应堆及其动力装置的安全运行。为此，需要设置的控制系统有：反应堆功率调节装置、反应堆保护装置、一回路冷却剂系统压力控制、蒸发器二次侧水位控制以及核测量仪表和热工参数测量仪表等。

1.1 反应堆控制的基本原理

反应堆控制是控制堆芯的反应性。堆芯总的反应性ρ由下式表示：

$$\rho=\sum\rho_i+\delta k \quad (4.5.7\text{-}1)$$

式中：δk——控制棒移动所提供的反应性；

ρ_i——堆芯各种反馈反应性，如燃耗反应性ρr，中毒反应性 ρ_{xe}，燃料温度效应所提供的反应性ρ_f，慢化剂温度效应所提供的反应性ρ_m以及其它因素所造成的反应性。

从式 (4.5.7-1) 看出，只要控制棒组有足够的反应性控制能力，总是可以通过改变控制棒的反应性 δk，使总的反应性ρ等于零、大于零或小于零，从而达到控制反应堆功率的目的。

1.2 运行控制方案

在反应堆功率运行时，一回路和二回路的温度和压力相差很大，一回路平均温度 T_{av} 与二回路的蒸汽温度 T_s 之差正比于由一回路传到二回路的热功率Q，因此：

$$Q=KF(T_{av}-T_s) \quad (4.5.7\text{-}2)$$

式中：Q——由一回路传给二回路的热功率，kJ/h；

F——蒸汽发生器的换热面积，m^2；

K——与传热特性有关的传热系数，kJ/ (m²h · ℃)。

在不同负荷下稳定运行时，蒸汽发生器一、二次侧的主要参数的变化规律是不确定的。但只

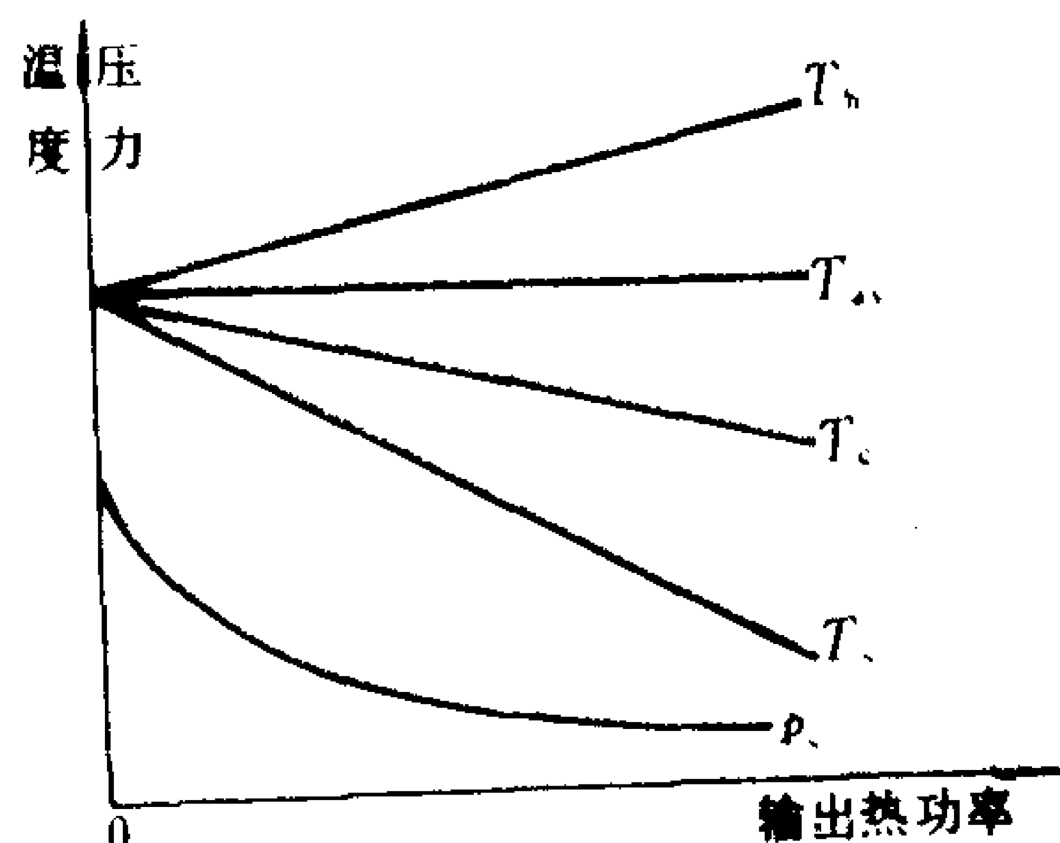


图 4.5.7-1 冷却剂平均温度不变的运行控制方案

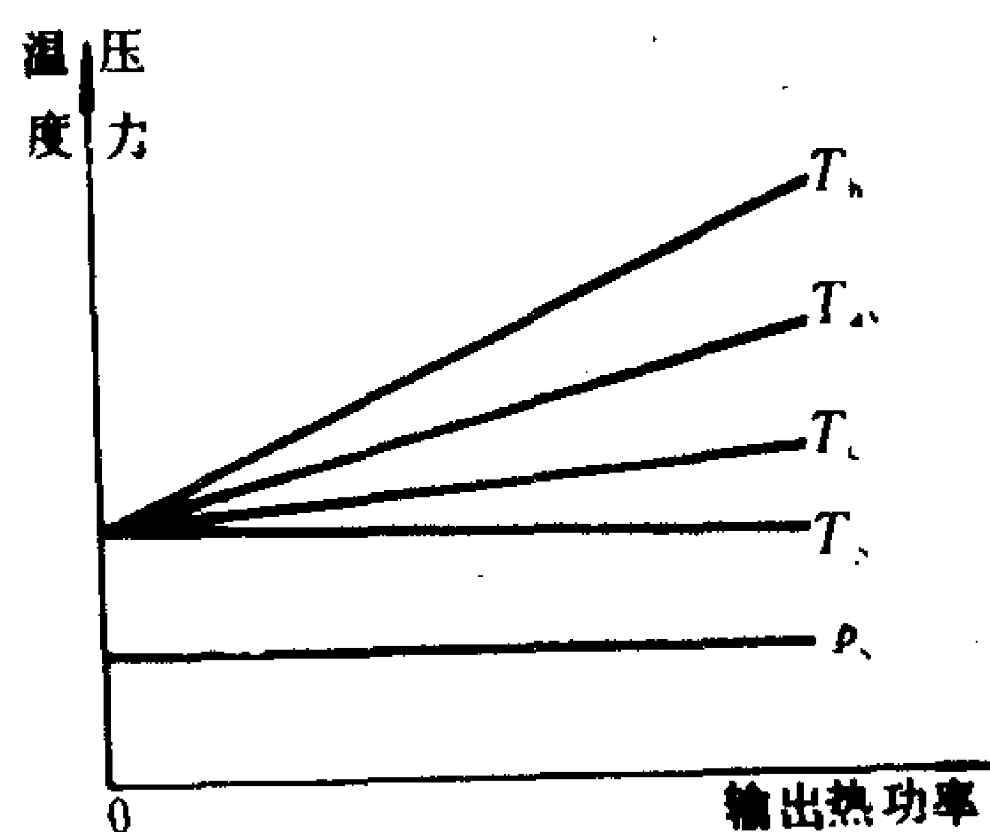


图 4.5.7-2 蒸汽压力不变的运行控制方案

要把 T_{av} 和 T_s 中的一个参数的变化规律按预定方案加以限制，那么其它参数的变化规律也就相应地确定了。这种限制某一参数的预定方案，称为装置的运行控制方案。

1.2.1 主冷却剂平均温度不变的方案

该方案的特点是，主冷却剂的平均温度 T_{av} 不随动力装置负荷变化（图 4.5.7-1）。这种运行控制方案的优点是，有利于反应堆的功率控制，并可自动适应功率的需要。当忽略了燃耗和中毒效应时，则在正常运行中可不需要外部的功率控制系统，仅靠反应堆的负温度效应就能保持功率的稳定。因 T_{av} 不变，使一回路冷却剂体积随负荷的波动量小，这对于稳压器的压力调节就非常有利。

该方案的缺点是负荷变化大，引起蒸汽发生器二次侧的蒸汽温度 T_s，和压力 p_s 变化的幅值亦大这给二回路设备如给水泵等带来复杂的问题。

1.2.2 二回路蒸汽压力 p_s 不变的方案

该方案的特点是，二回路侧蒸汽压力不随负荷变化的方案。如图 4.5.7-2 所示。其优点是由于蒸汽参数不变，给二回路设备运行带来许多方便，对汽轮机、给水泵等设备运行有利。但由于 T_{av} 变化很大，反应堆的反应性变化也大，要求控制棒有较大的位移。同时要求稳压器有更大的容积补偿能力。所以它的缺点是对一回路反应堆工作不利，使反应堆适应负荷变化的能力较差。

1.2.3 组合运行控制方案

它是上述两种方案的组合。通常在低负荷段内采用蒸汽压力 p_s 不变的运行控制方案，以适应较少较慢的负荷变化。而在高负荷段内，则采用平均温度不变的运行控制方案，以适应较大较快的负荷变化。这样，就可充分的发挥了上两种方案的优点，克服了它们的各自的缺点，所以这种方案目前采用的较多。

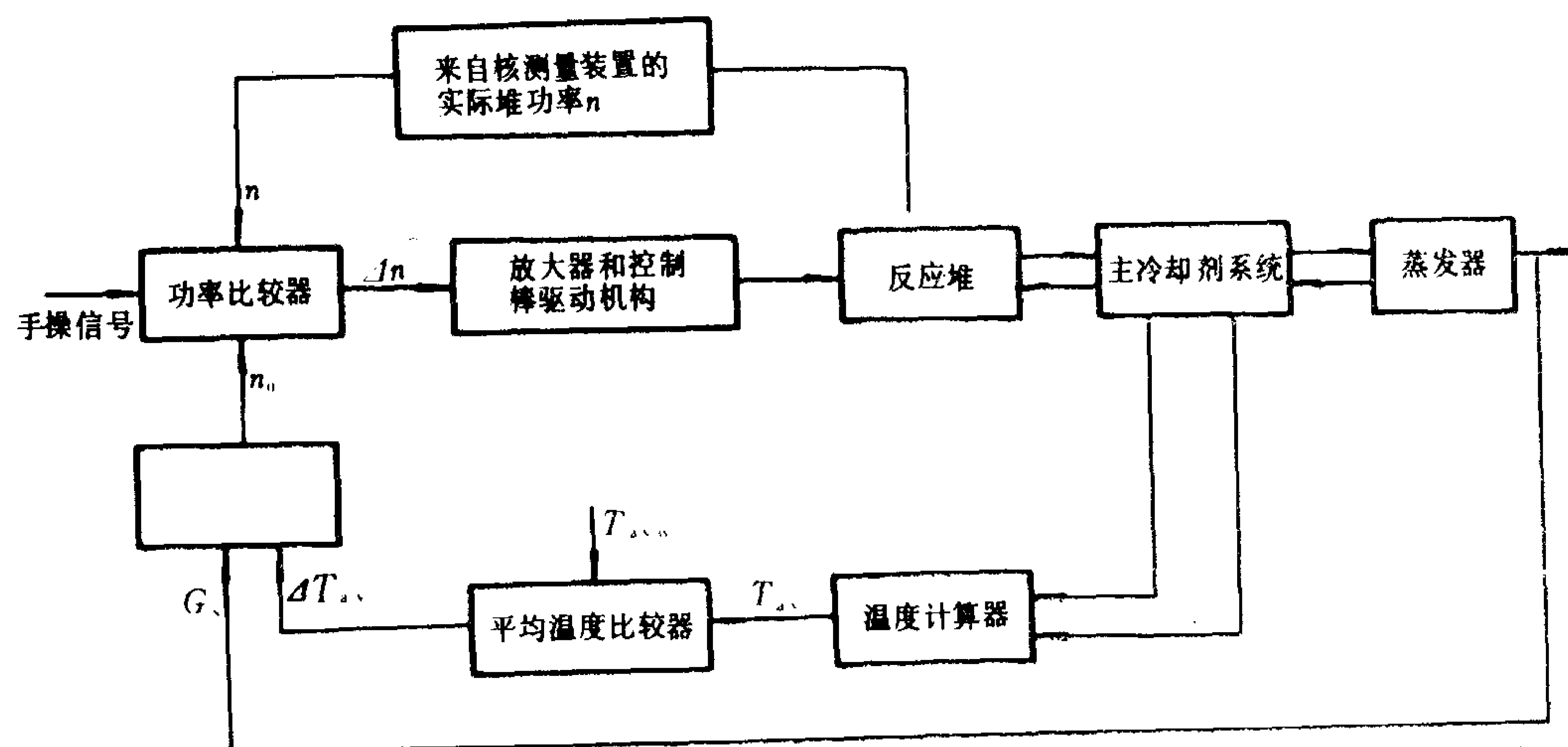


图 4.5.7-3 冷却剂平均温度不变的堆功率调节装置方框图

2 反应堆功率调节装置

反应堆功率调节装置的功用是根据船舶推进负荷的要求，用适当的控制方式改变反应堆功率，使其与二回路负荷的需要相一致。

我们以冷却剂平均温度不变的反应堆功率调节装置为例来说明它的组成和工作过程（图4.5.7-3)。首先从主冷却剂系统测得反应堆进出口温度，送入平均温度计算器中计算出平均温度，再送入比较器与设定值 T_{avo} 比较，得到ΔT_{av}。将 ΔT_{av} 信号送入需求功率计算器。而需求功率计算器按下列算式运算:

$$n_0 = k_1 G_s + k_2 (T_{avo} - T_{av}) + \frac{k^3}{\tau} \int (T_{avo} - T_{av}) dt \qquad (4.5.7\text{-}3)$$

式中： n——需求功率，%；

k_1，k_2，k_3——为系数；

G_s——蒸汽流量相对值（与负荷成正比），%；

τ——为积分器的时间常数，s；

T_{avo}——为冷却剂平均温度设定值。

等式右边的第一项为二回路负荷信号，用 G_s 来表示，它使反应堆具有一定的跟踪负荷的能力；第二项是稳态运行控制方案所需求的平均温度恒定；第三项是积分项，用以改善调节品质，消除调节过程中平均温度的余差。

该装置的工作过程是，当二回路负荷上升时，蒸汽流量 G_s 增加，蒸汽温度 T_s 下降。由于堆仍保持原功率水平，一、二回路失去热平衡，冷却剂平均温度下降。一方面由温度效应的反馈，靠自调能力，使堆功率上升；另一方面，负荷信号 G_s 及平均温度偏差ΔT_{av} 信号送入需求功率计算器，算出需求功率n_0，进入功率比较器将需求功率 n_0与反应堆实际运行功率n进行比较，产生Δn差值信号，经放大后驱动控制棒向上提升，堆功率随之上升，当反应堆功率与汽轮机功率平衡，并且冷却剂平均温度恢复到预定值时，控制棒回到相应位置，堆芯反应性为零，反应堆动力装置进入一个新的功率水平上稳定运行

降负荷的过程与上述升负荷过程相反，调节过程相同。

3 反应堆保护系统

为了确保反应堆的运行安全可靠，专门设置了保护装置。它的作用是，当运行着的反应堆出现异常状况而危及反应堆安全时，保护系统应能根据各保护参数越限的程度，给出相应的报警信号，并同时实施降功率或停闭反应堆，以确保反应堆的安全。

安全保护系统由以下三部分组成:

1)事故测量部分　它包括测量、放大、定值三个环节；

2)控制部分　它主要由各种逻辑元件组成，其作用是接受各保护参数信号，经过比较判断，然后向执行部分发出控制信号；

3)执行部分　它包括声、光信号系统，控制棒的传动装置和刹车线路、快速插入(反插)控制棒线路等。执行部分的作用是接受控制信号，并根据控制信号的要求完成其安全保护的动作。

为了提高安全保护控制电路工作的可靠性，要求任何部件发生故障时都必须不丧失它的机能。因此，要设置两套作用相同的部件，使之具有冗余性。为了避免由于安全保护系统出

故障而产生误动作或拒动作，在冗余电路中采用3取2的方式，提高其可靠性。

反应堆安全保护的内容有：超功率保护、短周期保护、堆出口高温保护、低压保护、主泵断电保护和电离室失电保护等。

4 其它控制系统

4.1 稳压器的压力控制系统

当负荷变化时，一回路冷却剂因温度变化而引起体积波动。注入或流出稳压器的波动流量，将使稳压器的水位和压力发生变化。为了维持系统压力恒定，则要设置压力控制系统。它由三部分组成：

1）压力测量元件及变送器　压力测量元件是压力传感器。由设置在稳压器蒸汽腔的压力传感器测得的压力信号，经变送器转变为电信号送到压力调节器中；

2）压力调节器　根据由变送器送来的稳压器动态过程中的压力电信号，温度的电信号，按预定的调节方案，实施控制执行机构。一般压力调节器是继电式或PID式调节器。

3）执行机构　该系统的执行机构有喷雾电磁阀，排放蒸汽电磁阀，安全阀及其多组的电加热元件。它们是根据调节器送来的信号动作的。

压力控制器的工作过程是，当控制器接收到一回路系统压力较低信号时，接通电加热器的电源而投入电加热。当接收到压力上升信号时，根据定值可开启喷雾阀向稳压器汽腔喷淋冷水，抑制压力上升。若喷雾阀全开，而不能制止压力的上升时，则通过排放蒸汽方式而开启电磁释放阀和安全阀以进一步的抑制压力上升。此外还有稳压器的水位控制器等。

4.2 蒸汽发生器的水位控制

它与常规蒸汽动力装置相同。采用三冲量控制方式，即根据引入给水流量，主蒸汽流量和蒸汽发生器水位三个信号调节给水流量，控制阀的开度，以保持给水流量和蒸汽流量的均衡，并维持蒸汽发生器的预定的静态水位特性。

5 测量系统

5.1 堆外核测量系统

核测量系统用来测量和记录反应堆功率水平及其变化速率，指示反应堆功率和周期，为功率调节装置和保护装置提供功率信号和周期信号。由于反应堆从启动到功率运行时，中子通量水平要从10^2中子/（$m^2 \cdot s$）变化到10^{14}中子/（$m^2 \cdot s$）的水平。对于这样宽阔的中子通量，任何单一种的中子探测器是不能满足全量程的测量的。为此，采用分区测量技术，将堆芯中子通量水平变化范围划分为三个量程区域，即源量程区域，中间量程区域和功率量程区域。根据每一区域的特点，选择合适的中子探测器。

在压水堆中源区是采用BF_3计数管和裂变室，它们的测量范围分别为$10^2 \sim 10^7$中子/（$m^2 \cdot s$）和$10^4 \sim 10^9$中子/($m^2 \cdot s$)。都在5个量级左右。中间区和功率区都采用γ补偿电离室，它的测量范围为$10^7 \sim 10^{14}$中子（$m^2 \cdot s$）。

为了保证堆的中子通量水平能被连续而可靠的测量，要求三个区域内的中子探测器测量中子通量水平范围要有一定的重叠，一般重叠范围都在1.5～2个量级左右。

例如，在日本的“陆奥”号核动力船中，源区是用B^{10}计数管，配以比例放大器；在中间区用γ补偿电离室，配以对数放大器和直流放大器；而在功率区是用γ非补偿电离室，配以直流放大器。源区和中间区重叠范围是2个量级，中间区与功率区重叠范围是4个量级(因γ非补偿电离室的测量范围为10^{10}中子/（$m^2\cdot s$）～10^{14}中子/（$m^2\cdot s$)。

5.2 堆外热工参数测量系统

热工参数测量系统用于测量并指示反应堆和一、二回路各系统在各种运行工况时的热工参数。包括温度、压力、水位和流量。为运行人员提供操作依据，为控制和保护系统提供必要的控制和保护信号。显示这些热工参数是根据它们对运行的重要程度，分别置于主控制台屏或就地显示仪表屏或报警保护装置上。

5.3 堆芯测量

自给能式中子探测器用于堆芯测量。

近年来，已出现将自给能式中子探测器用于堆芯中子通量测量。在堆芯中，当自给能中子探测器被中子和γ射线辐照时，它的电极因发射具有一定能量的电子而产生正电荷，因此电极不需要外界电源供电。它的最常用的形式是由一个中心发射体电极的同轴电缆，金属氧化物绝缘物和一个作为外壳的外部集电极构成。最常用的发射体材料是铑和钒；高纯度的氧化铝，氧化镁用作绝缘体，不锈钢作外护套。这种探测量的灵敏度为$1.33\times10^{-19}A/$(中子通量·m)。

6 反应堆的物理启动

反应堆物理启动是反应堆初次装料后的第一次启动，所以又叫做初次启动。通过初次启动来做临界试验，零功率和有功率的物理特性试验等。用取得的试验数据来校核设计的理论计算，准确的掌握新堆的性能为实际的运行操作提供根据。

6.1 临界试验

临界试验的主要目的是确定反应堆的临界控制棒位置。在控制仪表和保护装置调整好，并投入正常运行后，根据理论计算所确定的提升控制棒方式来开始手操断续的提升控制棒，同时观察中子通量及周期表的指示数据，用外堆临界的方法向临界位置逼近。

断续提升控制棒的速率不能太快，但也不能太慢。太快，则达到临界位置时的中子功率水平就太低，使核测量仪表指示的数据误差较大给操作者带来困难。但提控制棒太慢，临界时的中子功率水平就太高，太高的中子功率水平将引起堆芯温度升高，并引入温度效应，同时亦会出现氙毒效应。这将会影响初次启动的临界控制棒位置。试验时，还必须十分谨慎、小心，以防止短周期事故。

6.2 零功率试验

反应堆在小于1％额定功率时的试验称为零功率试验。此时，设备的状况应和正常运行时完全相似。利用新堆在没有氙毒和剩余功率的条件下，测得的参数来校核原设计的理论计算结果。主要的试验项目有停堆深度测量和卡棒规范试验，来确定反应堆的可控性能；通过对堆中子通量分布的测量来了解堆芯功率分布状况；通过控制棒的刻度试验来确定控制棒的

反应性当量；通过冷却剂流量的测量来调整冷却剂流量，使其满足设计要求以及校验核功率表和保护定值等。

6.3 功率试验

在进行功率试验前，反应堆动力装置各系统都经过试车校验过，情况正常并能投入运行。通过正常启动反应堆动力装置的程序把反应堆装置启动起来，然后提升功率。

反应堆可以逐级提升功率，一般分15%、25%、50%、75%和100%额定功率5个功率水平。在每一级功率水平上都要严格地检查反应堆和汽轮机组运行是否正常，进行必要的调整和试验，分析安全可靠性，通过各项试验校核各项指标是否符合设计要求，然后决定是否可继续提升功率。

7 启动运行

启动运行是指正常（例行）反应堆的启动运行工况，它是反应堆装置在人为的有计划停闭或事故下停闭后的启动。

具体的操作程序应根据反应堆的堆型和装置设备的实际情况来确定。船用反应堆动力装置的一般正常启动按着堆内初始温度的不同可分为冷启动和热启动的两种运行方式。

7.1 反应堆冷启动

它是从具有一定停堆深度的冷态次临界反应堆开始提升控制棒，使之达到所需功率水平的热态稳定运行的过程。这个过程反效了反应堆状态的变化，一是使一回路冷却剂从冷态(常温常压）升到热态（运行的额定温度和压力）；二是使反应堆从次临界提升到临界，经过短暂的超临界，再返回到临界状态。

7.1.1 启动前准备

对电气设备供电，对回路及其设备进行冲水，同时要投入为启堆服务的辅助回路系统运转；投入各控制设备及其仪表工作。当上述设备和仪表工作正常后，就完成了启动前的准备工作。

7.1.2 提升控制棒开堆

在具备开堆条件下，按照规定的提升控制棒的程序进行手动操作控制棒。在接近临界时，要采用断续提升控制棒的方式，使反应堆向临界逼近。

反应堆在冷启动过程中，由于核测量仪表灵敏度较低，在提控制棒操作过速的情况下，堆内中子通量迅速增长又未能很快从核测仪表上反映出来。当发现中子通量迅速上升，已发生了短周期事故。若不能及时处理，还会发生一回路系统瞬时超压事故。所以，此时应严格限制提升控制棒的速率，以防止短周期事故。

7.1.3 升温升压

在升温升压过程中，视情况来调节控制棒位置和增加或减少稳压器的电热元件的投入量，以达到控制升温速率的要求。在回路升温过程中，系统压力伴随上升，而且压力变化比温度变化更快。所以要注意限制压力上升速率。

这种先开堆，后升温升压，建立稳压器蒸汽空间的过程，叫做核加热过程。而另一种加热形式是通过主泵高速运转和稳压器的电热元件的联合加热，升温升压直到建立稳压器蒸汽空间之后，再开堆的过程，叫做外热源加热。

7.1.4 启动二回路设备，主汽轮机带负荷

当蒸汽发生器的蒸汽压力达到1～1.5 MPa可向二回路供汽，进行暖机暖管。然后启动各辅机。此时手操控制棒跟踪负荷功率，在堆功率接近20%时，可投入功率自动，随后就转为自动跟踪负荷状态。

7.2 反应堆热启动

当稳压器有蒸汽空间，并维持系统有一稳定的压力时，堆芯又有相应较高的温度。在这种状态下启动反应堆时，称为热启动。

热启动时必须注意温度效应对反应性的影响。因此从堆中提出的控制棒数目比冷启动时要多，操作上也安全些。

有时，稳压器蒸汽空间和堆芯高温是因上次停堆距本次启堆的时间短，利用衰变热来维持系统热态。在这种情况下的热启动，除了考虑温度效应外，还要注意氙毒积累对反应性的影响。此时堆芯的γ射线和中子通量都比冷启动时为高，这有利于启动反应堆的操作。

8 功率运行

船舶核动力装置必须具有适应船舶各种航运工况的能力。频繁的改变负荷，负荷变化的幅度和速率都比核电站大，这是船舶核动力装置功率运行的特点。

8.1 有外控的功率运行

当功率在15%额定功率以上时，控制是自动的，反应堆输出的功率是靠功率调节装置自动的跟踪二回路主汽轮机组所需的负荷功率。

在功率运行中，稳压器中压力保持在额定值范围内，以避免堆芯冷却剂有产生沸腾或超压的危险。为此，喷雾阀，排放蒸汽的泄压阀以及电加热器的功率运行组都必须投入自动控制状态。立泵也要投入自动状态。

8.2 无外控的功率运行

当功率在15%额定功率以下时，一般不投入功率调节装置，而采用手动操纵方式。由于压水堆有良好的自稳自调特性，手动跟踪二回路负荷，调节堆功率，操作上容易，也可靠。

此时，操纵人员可以二回路蒸汽压力不变的运行方案来操作跟踪负荷，也可以用冷却剂平均温度不变的运行方案来手操跟踪负荷。

9 反应堆及其装置的停闭

熄灭反应堆活性区的核裂变链式反应的过程，叫做反应堆的停闭。分为正常停闭和事故停闭的两种形式。正常停闭又分为冷停堆和热停堆的两种停堆状态。

9.1 冷停堆

冷停堆通常是由于装置设备检修，更换燃料或长期休整的需要，而将反应堆动力装置从具有一定功率运行的热态，直接冷却到常温状态，与其对应的启动是反应堆的冷启动。

它的停堆次序是先停主机，二回路设备，再把所有控制棒插入堆芯，熄灭核裂变链式反应；投入堆芯冷却系统，移除剩余功率，直到把堆芯温度降至所需要的冷态为止。

减少→气动马达的回转力减少→在钢带的作用下气动马达产生逆转→浮子下降→链轮回转→指示新的液位。液位上升时，上述动作过程相反。

由于钢带上的洞孔与链轮的凸齿相啮合，则钢带的移动量能正确地转换成链轮的回转角度，从而在指示计上以数字形式示出液面的位置，同时发出液位遥测指示的脉冲信号。

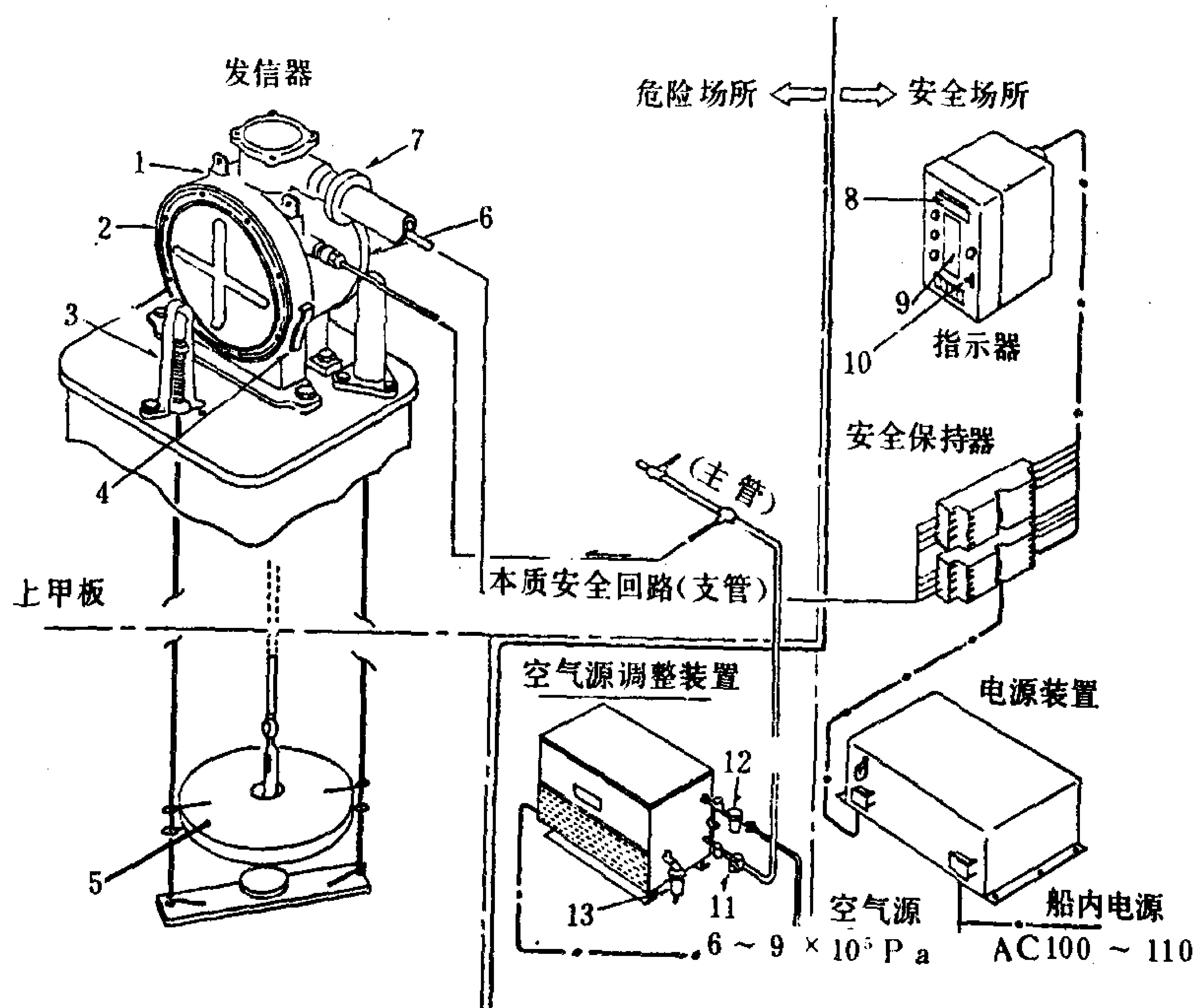


图 7.7.1—24 安全型浮子式液位计系统

1—指示器；2—气动马达卷筒；3—钢缆保护罩；4—浮子固定手柄；5—浮子；6—电控器；7—电线入口；8—数字型指示器；9—模拟指示器；10—浮子操作开关；11—减压阀；12—滤器；13—泄水分离器

4.2.2 液位的遥测指示

在发送器的电控器内，装有脉冲发生器，它可将链轮的回转角度转换成电气信号。当设置在发光元件和感光元件之间的遮光板由链轮带动回转时，相应于液位每变化 1cm 发出一个脉冲电气信号，指示器则由此产生相差 1/4 周期的两种脉冲信号，判别浮子上升或下降，再通过光电转换元件，传递到间接指示器，以数字形式指示出液位。

4.3 吹气式液位计

吹气式液位计是由水银压力计、吹气单元、吹气管、供气管、信号管和转换控制阀等组成，其系统如图 7.7.1—25 所示。

吹气单元是一个节流单向阀，它只允许压缩空气进入油舱，而不让油舱中油气倒流。测量时，从供气管 11 来的压缩空气，经吹气单元 6 中的节流孔，进入吹气管 13，将吹气管内液体从其末端挤出，使吹气管内压缩空气的压力与吹气管末端处的静电平衡，而多余空气从斜口冒出，呈气泡状上升到液面上部空间，此时，系统处于动平衡状态。通过信号管 10 将管内压力传送到水银计 2，则水银计所反映的压力，正好是吹气管末端的静压，该静压除从液体重度便可得到液面至吹气管末端的液位高度，再加上吹气管末端至舱底距离，便得到液位总高度。

高压并带有放射性的水漏于堆舱，引起舱室大面积污染、剂量水平增高。

为了防止失水事故的扩展，应采取紧急停堆并投入安全注射系统运行。安全注射有两个作用：一个是力图维持对堆芯进行良好的冷却；另一个作用是力图保证堆芯被重新淹没或保持淹没，而进一步的实施冷却，使反应堆堆芯不被烧毁。

参考文献

〔1〕谢仲生主编：核反应堆物理分析，原子能出版社 1985

〔2〕凌备备等编著：核反应堆工程原理，原子能出版社 1982

〔3〕S. 格拉斯登等著，吕应中等译：核反应堆工程，原子能出版社，1986

〔4〕于平安等编著：核反应堆热分析，原子能出版社，1985

〔5〕汤烺孙等著，袁乃驹等译：压水反应堆热工分析，原子能出版社，1983

〔6〕《汇编》编写小组编 核反应堆用材料性能资料汇编，原子能出版社，1975

〔7〕王子义等：考虑缓发中子在内的中子倍增公式的建立、简化及应用，核动力工程，1987（6）

〔8〕王兆祥等编著：船舶核动力装置原理与设计，国防出版社，1980 年第一版

〔9〕机械工程手册
电机工程手册编辑委员会：电机工程手册第 17 篇原子能发电，机械工业出版社

第6篇　船舶联合动力装置

第1章　概　　论

1　船舶联合动力装置概述

船舶作为水上运输工具，其推进动力的发展经历了“人力→风力→机械动力”的漫长历史。1812年蒸汽机船“慧星（Comet）”号的试航标志着开创船舶上应用机械动力的新纪元。随着1897年第一艘汽轮机船“透平尼亚（Turbinia）”号的下水，1910年“沃尔卡努斯（Vulcanus）”号柴油机船的诞生就开始了蒸汽动力与柴油机动力之间的竞争（其中亦包括往复式蒸汽机与汽轮机之间的竞争）。自20世纪50年代起燃气轮机和核动力被应用于船舶上，又增添了新的竞争对手。历史的发展必然是这样：随着科技和管理水平的提高与完善，建造费用和燃料费用发生的变化，劳动力价值的提高，竞争态势亦在发生变化。如果说20世纪40～50年代前，蒸汽机船处于优势地位，那么当前不仅蒸汽机船已频临绝迹，汽轮机船亦仅保留了不大的领域，而柴油机船的发展达到了顶峰。

但是，随着石油消费的猛增和石油资源的渐趋贫乏，如何合理地利用能源，各类动力装置扬其所长，避其所短，提高动力装置各种工况的综合经济性已成为当务之急。

集中各类动力装置的优点——柴油机装置的高经济性，汽轮机的可靠性高、维修工作量小、使用期长、可用低质廉价燃料，燃气轮机的体积小、质量轻、起动迅速、吊装快、辅助系统简单，克服各类动力装置的缺点——柴油机装置的体积、质量、振动、噪声大，汽轮机装置要求大量辅助系统、不能迅速起动，燃气轮机装置使用期限短、停车困难、排气温度高、进排气装置体积大，建立一个综合的动力装置，这就是船舶联合动力装置。这种新型动力装置使各种工况（低速、中速、全速）的经济性都得到改善，或者还有可能降低装置的总质量和总体积。这种新型的联合动力装置已被应用在运输船舶和舰艇上。可以预见，在今后的舰船动力中它们将会获得一定的发展。

2　船舶联合动力装置的定义及其分类

2.1　船舶联合动力装置的定义

由两台或两台以上不同类型的热力发动机如燃气轮机和汽轮机、柴油机和燃气轮机、柴油机和汽轮机、核动力和燃气轮机，或不同型号的两台或两台以上的燃气轮机供船舶推进和其它船舶设备所必需的能源，或只供船舶推进所需能源的装置称为船舶联合动力装置。

2.2　船舶联合动力装置的分类

通常以不同发动机热力学上有无联系分成两大类。

2.2.1 热力学上有联系的经济型船舶联合动力装置

属于经济型船舶联合动力装置的有:

1)燃气-蒸汽联合动力装置(COGAS)。这种联合动力装置以燃气轮机为基本动力装置，它可以归纳为两种型式，即

(1)燃气轮机单机推进与余热蒸汽发电联合式;

(2)燃气轮机、余热汽轮机双机推进与发电联合式;

2)蒸汽-燃气联合动力装置(COSAG)。这种联合动力装置以汽轮机为基本动力装置，它可以归纳为三种型式，即

(1)汽轮机单机推进与燃气轮机锅炉增压联合式;

(2)汽轮机、燃气轮机双机推进与锅炉增压联合式;

(3)汽轮机单机推进、燃气轮机锅炉增压与发电联合式;

3)柴油机-蒸汽联合动力装置(CODAS)。这种联合动力装置以柴油机为基本动力装置，它可以归纳为三种型式，即

(1)柴油机单机推进与余热利用联合式;

(2)柴油机单机推进与余热发电联合式;

(3)柴油机、余热汽轮机双机推进与发电联合式。

2.2.2 热力学上无联系的加速型船舶联合动力装置

属于加速型船舶联合动力装置的有:

1)以柴油机为基本动力装置的加速型联合动力装置，它可以归纳为两种型式，即

(1)柴油机与加速燃气轮机共用联合式($CODAG_a$);

(2)柴油机与加速燃气轮机交替联合式($CODOG_a$);

2)以汽轮机为基本动力装置的加速型联合动力装置:汽轮机与加速燃气轮机(共用)联合式($COSAG_a$);

3)以燃气轮机为基本动力装置的加速型联合动力装置，它可以归纳为两种型式，即

(1)燃气轮机与加速燃气轮机共用联合式($COGAG_a$);

(2)燃气轮机与加速燃气轮机交替联合式($COGOG_a$);

4)以核动力为基本动力装置的加速型联合动力装置:核动力与加速燃气轮机(共用)联合式($CONAG_a$)。

图4.6.1-1示出了船舶联合动力装置的分类情况。

3 船舶联合动力装置的使用领域

如图4.6.1-2所示[1]，各类船舶动力装置的50%航行时间:轻型舰艇动力装置是在相对负荷系数μ不超过5%的功率下运行(曲线1);某一破冰船动力装置是在μ不超过45%的功率下运行(曲线3);另一破冰运输船动力装置是在μ不超过70%功率下运行(曲线4);通常油船动力装置是在μ等于96%的功率下运行(曲线2)。动力装置功率超过80%长期运行的:在舰艇上实际上没有;在破冰船上仅有7%的航行时间使用(曲线3);在破冰运输船上亦只有36%的航行时间使用(曲线4);相反，油船上确有98%的航行时间使用。

由此可见，排水型船舶如油船、集装箱船等都是在接近全速的设计工况下运行的，因此这里的注意力主要集中在如何提高和改善整个航行期间的经济性如柴油机推进装置和燃气轮机推进装置排气的充分利用，而柴油机-蒸汽、燃气-蒸汽等经济型联合动力装置就能充分达

- 船舶联合动力装置
  - 经济型
    - 燃气-蒸汽联合动力装置(COGAS)
      - 燃气轮机单机推进与余热发电联合式
      - 燃气轮机、余热汽轮机双机推进与发电联合式
    - 蒸汽-燃气联合动力装置(COSAG)
      - 汽轮机单机推进与燃气轮机锅炉增压联合式
      - 汽轮机、燃气轮机双机推进与锅炉增压联合式
      - 汽轮机单机推进、燃气轮机锅炉增压与发电联合式
    - 柴油机-蒸汽联合动力装置(CODAS)
      - 柴油机单机推进与余热利用联合式
      - 柴油机单机推进与余热发电联合式
      - 柴油机、余热汽轮机双机推进与发电联合式
  - 加速型
    - 以柴油机为基本动力装置的加速型联合动力装置
      - 柴油机与加速燃气轮机共用联合式CODAGa
      - 柴油机与加速燃气轮机交替联合式CODOGa
    - 以汽轮机为基本动力装置的加速型联合动力装置
      - 汽轮机与加速燃气轮机(共用)联合式COSAGa
    - 以燃气轮机为基本动力装置的加速型联合动力装置
      - 燃气轮机与加速燃气轮机共用联合式COGAGa
      - 燃气轮机与加速燃气轮机交替联合式COGOGa
    - 以核动力为基本动力装置的加速型联合动力装置
      - 核动力与加速燃气轮机(共用)联合式CONAGa

图 4.6.1-1 船舶联合动力装置的分类

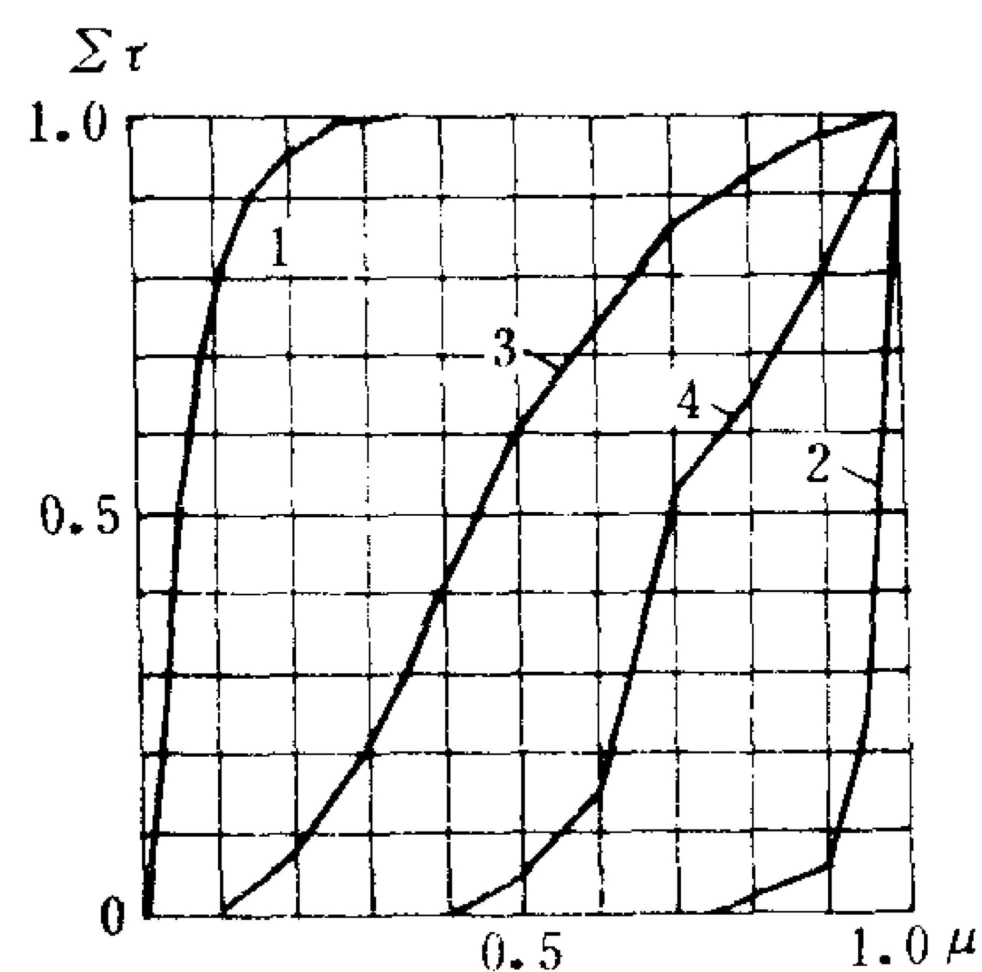


图 4.6.1-2 累积工况相对持续时间与相对负荷系数的关系

$\sum\tau$-累积工况相对持续时间;
μ-相对负荷系数

到提高经济性这一目的。对于破冰船、破冰运输船及舰艇联合动力装置，除了满足经济航行（装置低功率运行）以外，关键在于如何满足破冰和战斗全速的特殊需要，带加速机的加速型联合动力装置主要是满足它们的需要而出现的。

对于民用运输船舶，经济型联合动力装置将是一种较有发展前途的新型动力装置。对于特种船舶及舰艇，加速型联合动力装置将得到进一步的改善与提高。

4 船舶联合动力装置的特殊要求及其发展趋势

4.1 船舶联合动力装置的特殊要求

不论是热力学上有联系的经济型船舶联合动力装置，抑或热力学上无联系的加速型船舶联合动力装置，较之单一机型的船舶动力装置在使用与管理上要复杂些。为了保证装置的运行可靠性和维护管理方便必须对联合动力装置提出一些特殊的要求：

1）不论是基本动力装置，抑或余热利用装置，从结构和热力学观点出发必须尽可能简单可靠，例如燃气-蒸汽联合动力装置（COGAS）中的余热推进汽轮机装置的热线图通常不采用复杂的抽汽系统加热给水，这不仅提高了该装置的可靠性，而且还简化了它的管理，从充分利用燃气轮机基本动力装置排气的余热角度来观察亦不无裨益；

2）不论是经济型船舶联合动力装置，还是加速型船舶联合动力装置，为了减少管理中的困难，用同一品种的燃油运行最有利且切实可行，这一点对柴油机-加速燃气轮机等加速型联合动力装置更为重要；

3）必须使联合动力装置中的各组成部分在特殊情况下能独立运行。例如在燃气轮机、余热汽轮机双机推进的情况下，在燃气轮机发生故障时，可以利用辅锅炉产生蒸汽供给汽轮机，以部分维持推进装置的运行能力；

4）联合动力装置的运行不论是哪一种运行方式，操纵必须简单并能摇控，而且主要操作过程如负荷转移、轴系同步，离合器的离合必须是自动化的；

5）联合动力装置在机舱内的布置必须考虑到使用寿命短的机组(例如加速型联合动力装置的加速燃气轮机、涡轮压气机组等）吊装更换方便；

6）正倒车换向由于联合装置的复杂性通常都借助外部设施进行，例如采用倒车减速器、电力推进和可调螺距螺旋桨等。

4.2 船舶联合动力装置的发展趋势

对于经济型船舶联合动力装置：由于柴油机动力装置的高经济性（它是目前船舶动力装置的主力），以它为基本动力装置组成的柴油机-蒸汽联合动力装置（包括单机推进与余热利用联合式，单机推进与余热发电联合式，柴油机、余热汽轮机双机推进与发电联合式）是最值得使用的一个领域，它具有重大的经济意义；从燃气轮机连续运行时数的不断增长，加强了燃气轮机动力装置的竞争能力，因此燃气-蒸汽联合动力装置的发展前景亦是十分良好的，目前各国在这一领域作了大量研究并已应用于实船。

对于加速型船舶联合动力装置：柴油机与加速燃气轮机联合式特别是柴油机电力推进与加速燃气轮机联合式在破冰船、破冰运输船上得到优先考虑；燃气轮机与加速燃气轮机共用联合式，特别是燃气轮机与加速燃气轮机交替联合式在舰艇上获得广泛应用；汽轮机与加速燃气轮机联合式或汽轮机与加速燃气轮机电力推进联合动力装置的应用，目前受到了限制而处于停滞状态，前途不很乐观。

第 2 章　船舶联合动力装置的原则线图

1　经济型船舶联合动力装置的原则线图

1.1　燃气-蒸汽联合动力装置（COGAS）原则线图

1.1.1　燃气轮机单机推进与余热蒸汽发电联合式

图 4.6.2-1 所示为某远洋干货船联合动力装置的原则线图。

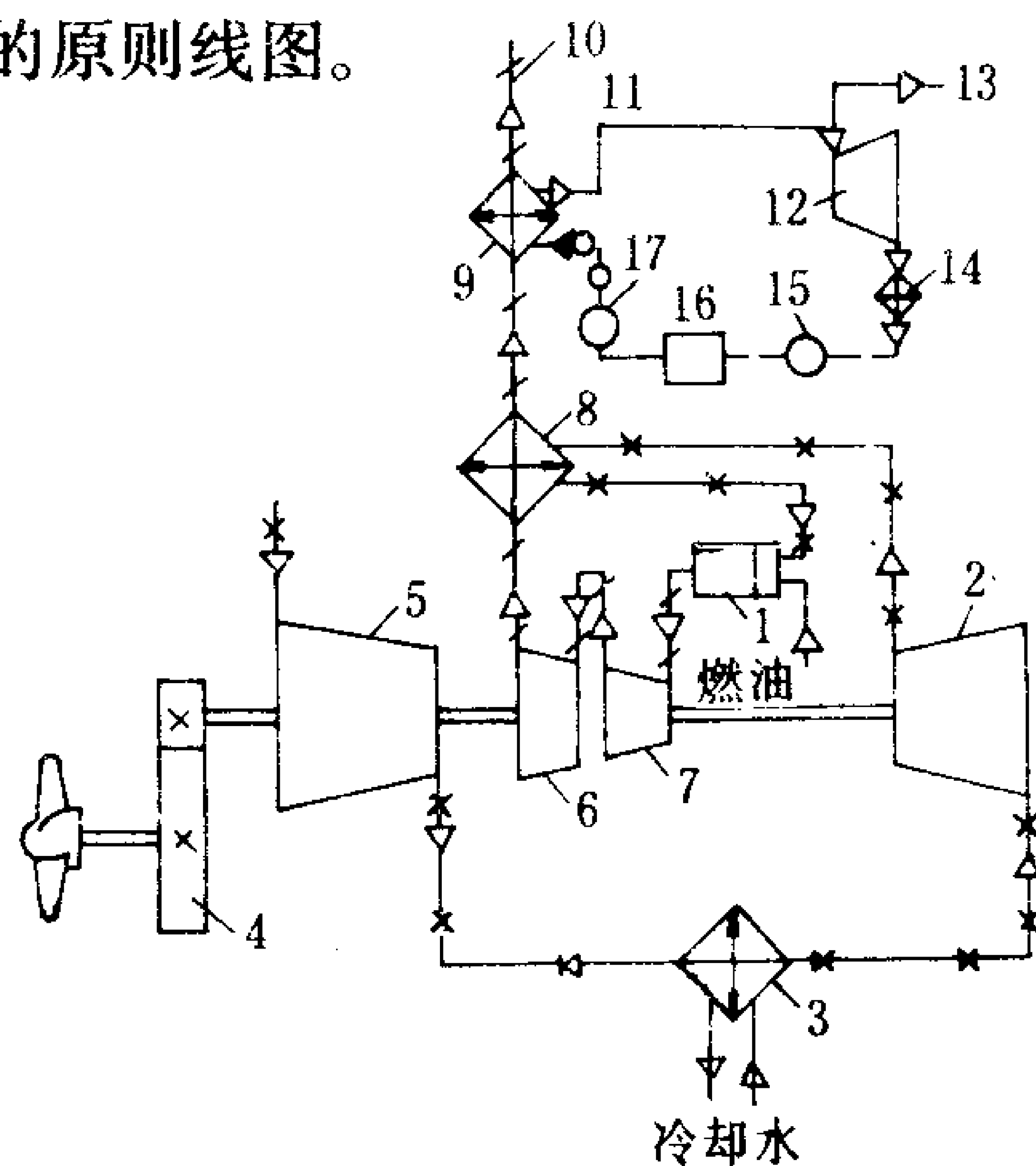


图 4.6.2-1　某远洋干货船联合动力装置的原则线图（燃气轮机单机推进与余热蒸汽发电联合式）

1-燃烧室；2-高压压气机；3-中间空气冷却器；4-双级链式减速器；5-低压压气机；6-低压涡轮（动力涡轮）；7-高压涡轮；8-回热器；9-余热锅炉；10-烟囱；11-蒸汽管路；12-余热发电汽轮机；13-蒸汽管系（供其它需热设备）；14-冷凝器；15-凝水泵；16-热水井；17-给水泵

燃气轮机基本动力装置的工作过程如下：空气在低压压气机 5 内压缩后，经中间空气冷却器 3 被冷却后进入高压压气机 2 被压缩，之后经回热器 8 吸收由低压涡轮（动力涡轮）6 排气放出的热量并进入燃烧室 1 供燃油燃烧，燃烧后的高温燃气进入高压涡轮 7 带动高压压气机 2 作功，之后燃气至低压涡轮 6 作功带动低压压气机并把机械能通过双级链式减速器 4 传递给螺旋桨。燃气轮机基本动力装置的排气离开回热器 8 后进入余热蒸汽发电回路，它的工作过程如下：排气进入余热锅炉[①] 9 使锅炉内的给水加热、蒸发或过热，产生的饱和或过热蒸汽经管路 11 供余热发电汽轮机 12 运行，部分蒸汽至蒸汽管系 13 供其它需热设备。作功后的乏汽排入冷凝器 14 内凝结成水并由凝水泵 15 抽出经热水井 16（其它需热设备中的凝水亦进入热水井）之后由给水泵 17 把给水泵入余热锅炉。

1.1.2　燃气轮机、余热汽轮机双机推进与发电联合式

图 4.6.2-2 所示为某远洋滚装船联合动力装置的原则线图。

与图 4.6.2-1 相类似，燃气轮机基本动力装置的工作过程如下：空气进入由中压涡轮 21 带动的低压压气机 17、由高压涡轮 20 带动的高压压气机 18 后，进入燃烧室 19 参加燃烧。燃烧后的燃气在高、中、低压涡轮中作功后进入余热蒸汽回路进一步被利用。这里低压涡轮 22 所作的功经双级链式减速器 3 传递给螺旋桨。

燃气轮机内作功后的排气进入余热利用回路，它的工作过程如下：燃气挨次经余热锅炉的过热器 6、蒸发器 7、经济器 8 后排入烟囱 23。来自汽水分离器 9 的饱和蒸汽在过热器内过热后一路送往蒸汽管系供余热发电汽轮机作功，另一路进入余热推进汽轮机 2 作功并传递给螺旋桨组成双机推进。汽水分离器 9 内的另一部分饱和蒸汽至蒸汽管系 10 供全船需热设备。余热推进汽轮机的乏汽在冷凝器 1 内被凝结后由凝水泵 15 送入热水井 14，同时来自其它需热设备以及余热发电汽轮机装置的凝水 16 亦汇集于热水井，之后由给水泵 13 将给水泵入汽

① 余热锅炉即利用排气余热的锅炉，亦称废热锅炉或废气锅炉。

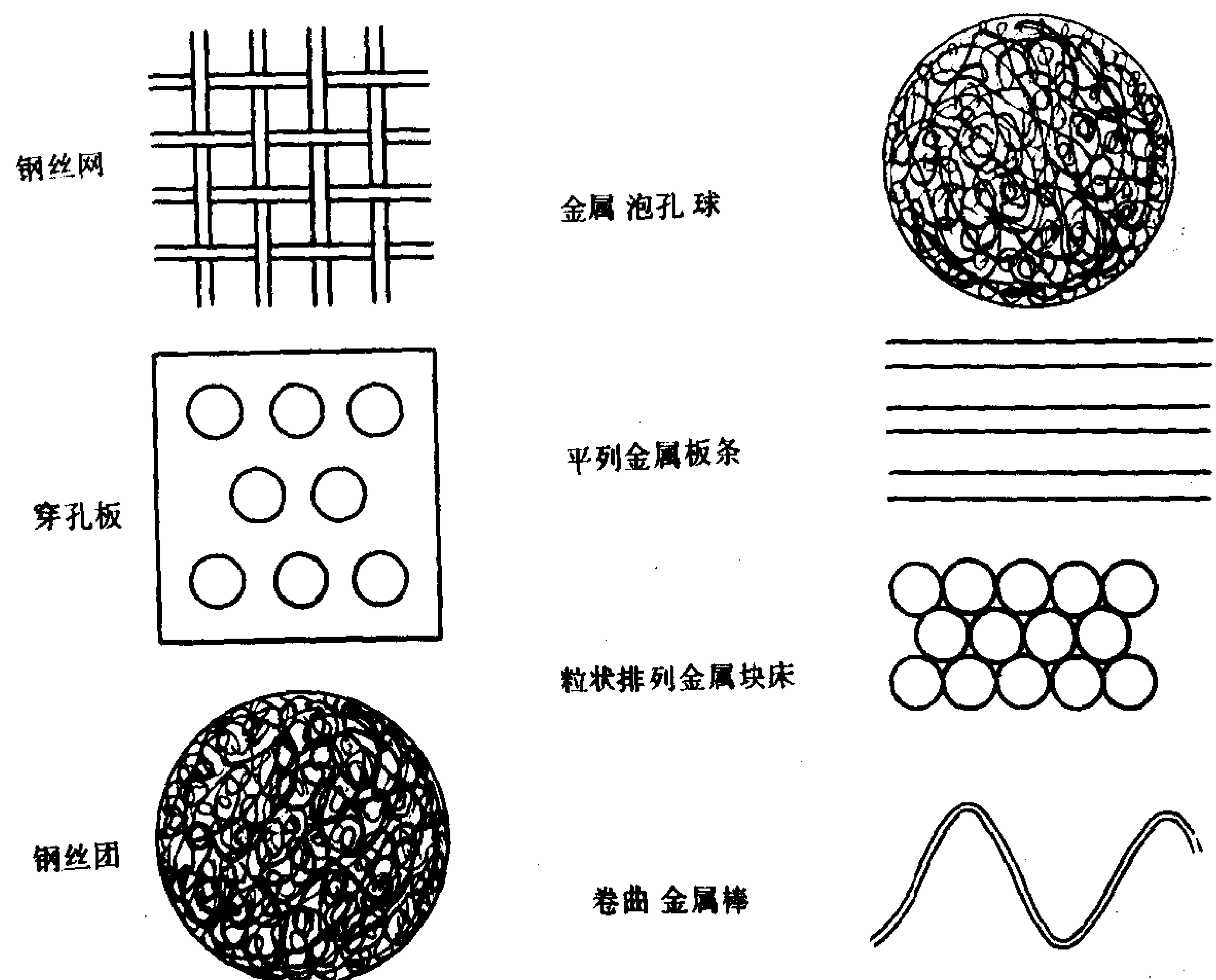


图 7.7.2—9 机械式阻火构件

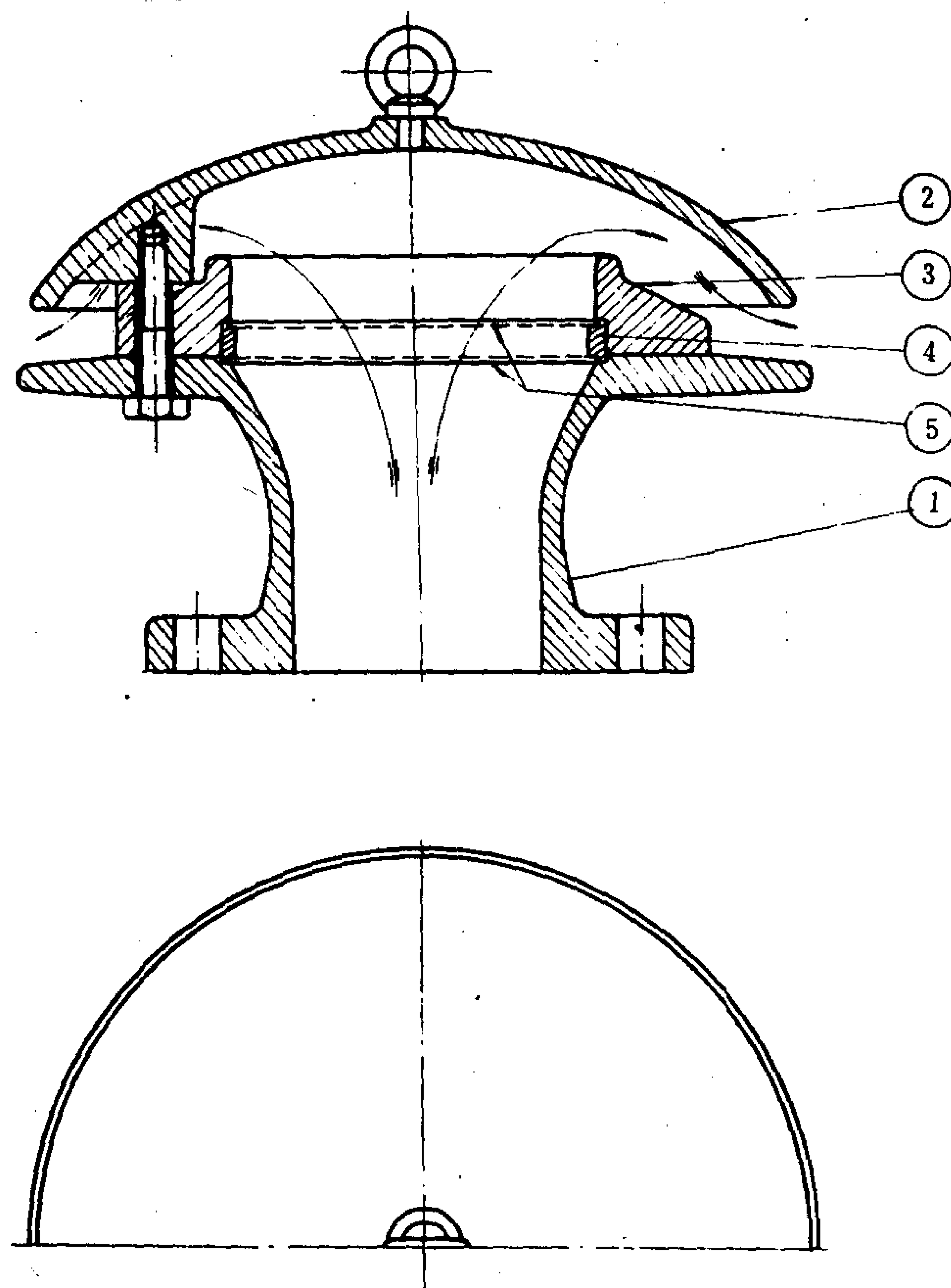


图 7.7.2—10 透气桅管顶部的网式阻火装置

1—本体；2—顶盖；3—喉颈法兰；4—网环；5—双层金属网

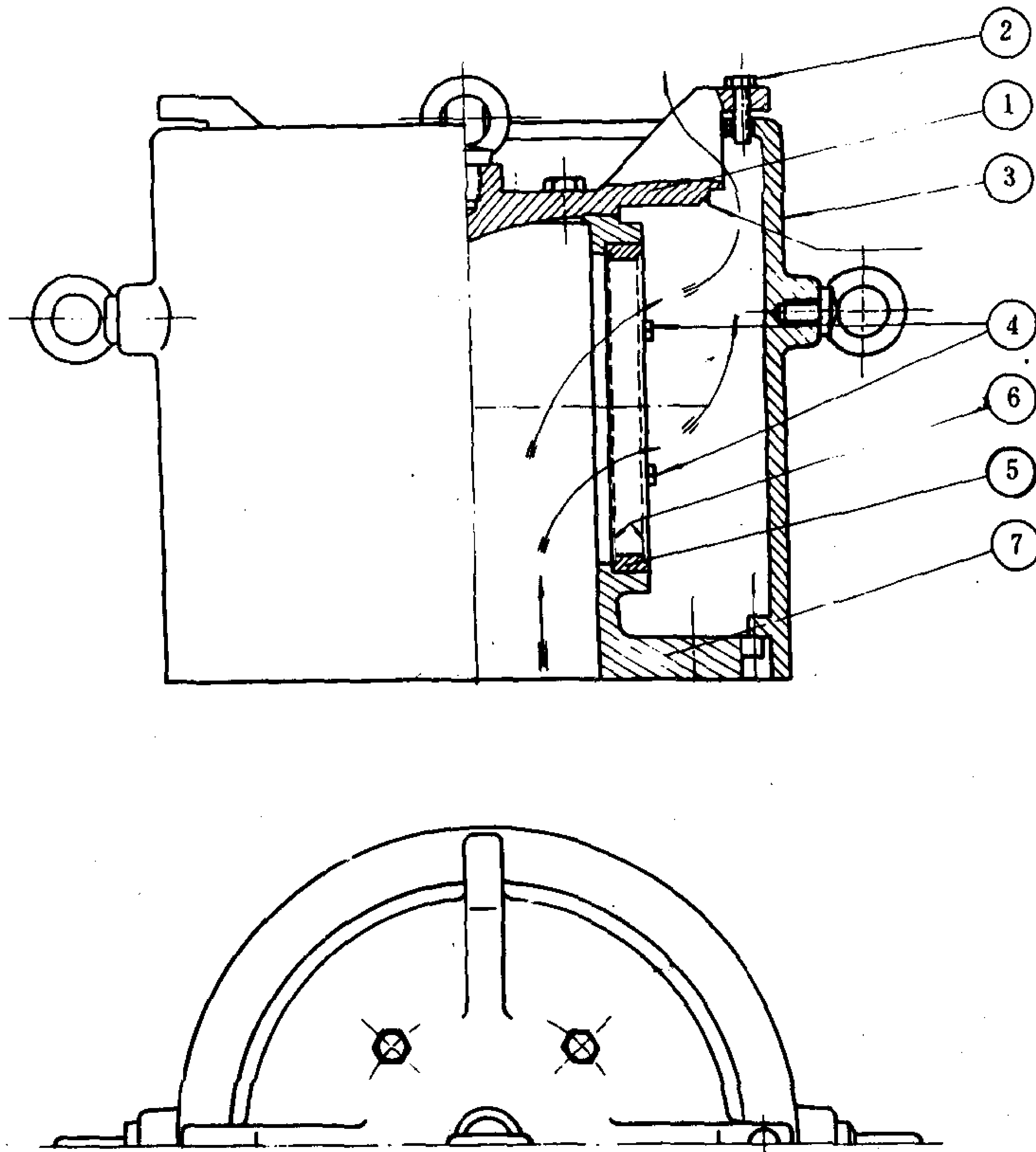


图 7.7.2—11　垂直上排式透气桅管顶部网式阻火装置

1—顶法兰；2—锁紧螺栓；3—本体；4—止动螺钉；5—网环；6—双层金属网；7—法兰体

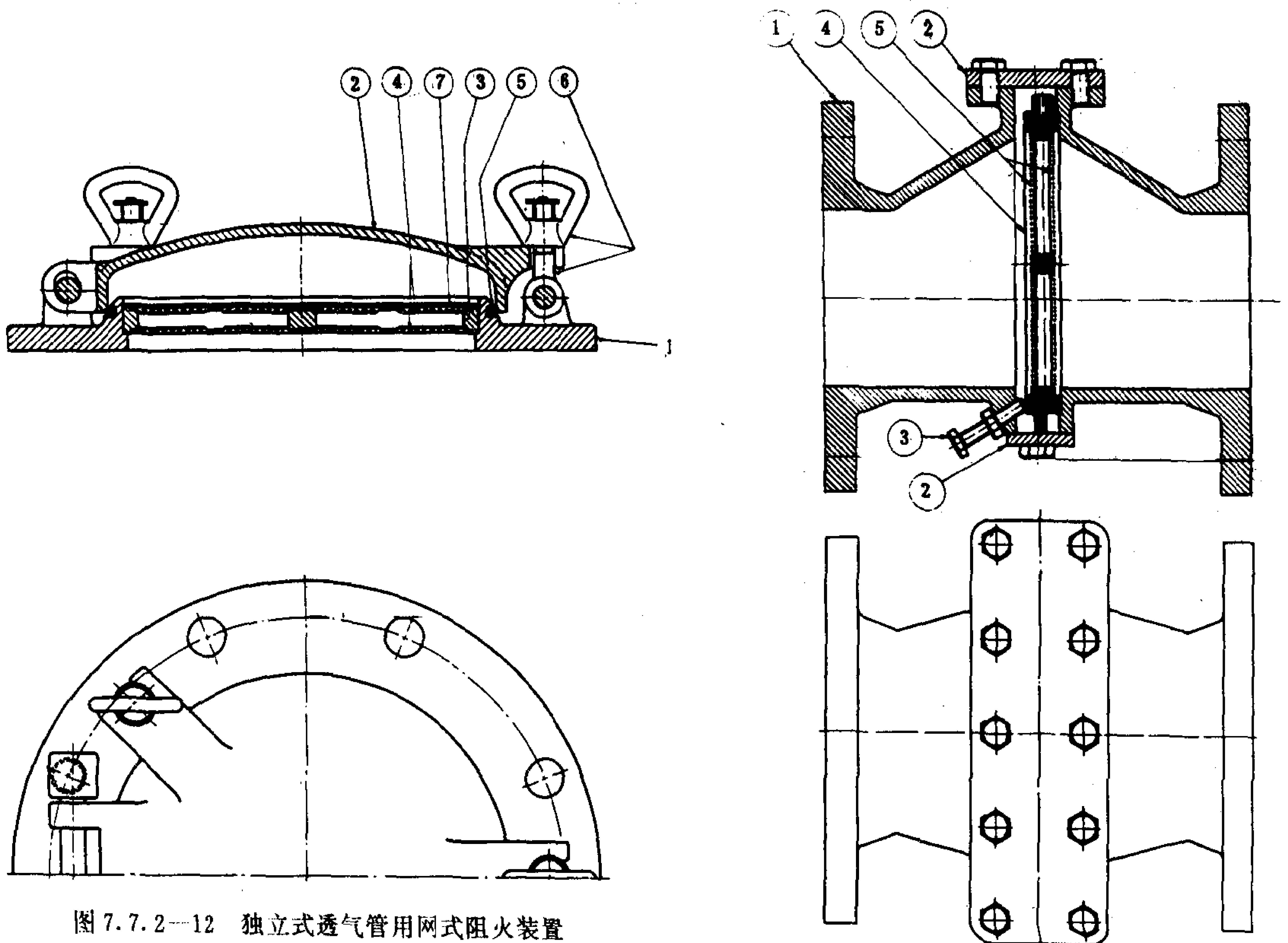


图 7.7.2—12　独立式透气管用网式阻火装置

1—法兰；2—盖；3—网环；4—双层金属网；
5—填圈；6—锁紧机构；7—锁紧簧片

图 7.7.2—13　透气管道中的网式阻火装置

1—本体；2—盖；3—夹紧螺柱；4—网环；5—双层金属网

斗全速)。

由于加速型船舶联合动力装置的基本动力装置与加速型发动机之间没有热力学上的联系，而它们各自的原则线图已在本卷各篇内作了叙述，因此只对它们的原则布置作一介绍。

加速型船舶联合动力装置的基本动力装置虽然各异（如柴油机动力装置、汽轮机动力装置、燃气轮机动力装置和核动力装置)，但加速发动机的特点及其要求确是相同的：运行持续时间短、负荷大①、重量轻、体积紧凑，因此相应的经济性和使用期限可适当降低。燃气轮机，特别是航空型冲压燃气轮机是最适合作为各类加速型船舶联合动力装置的加速发动机。

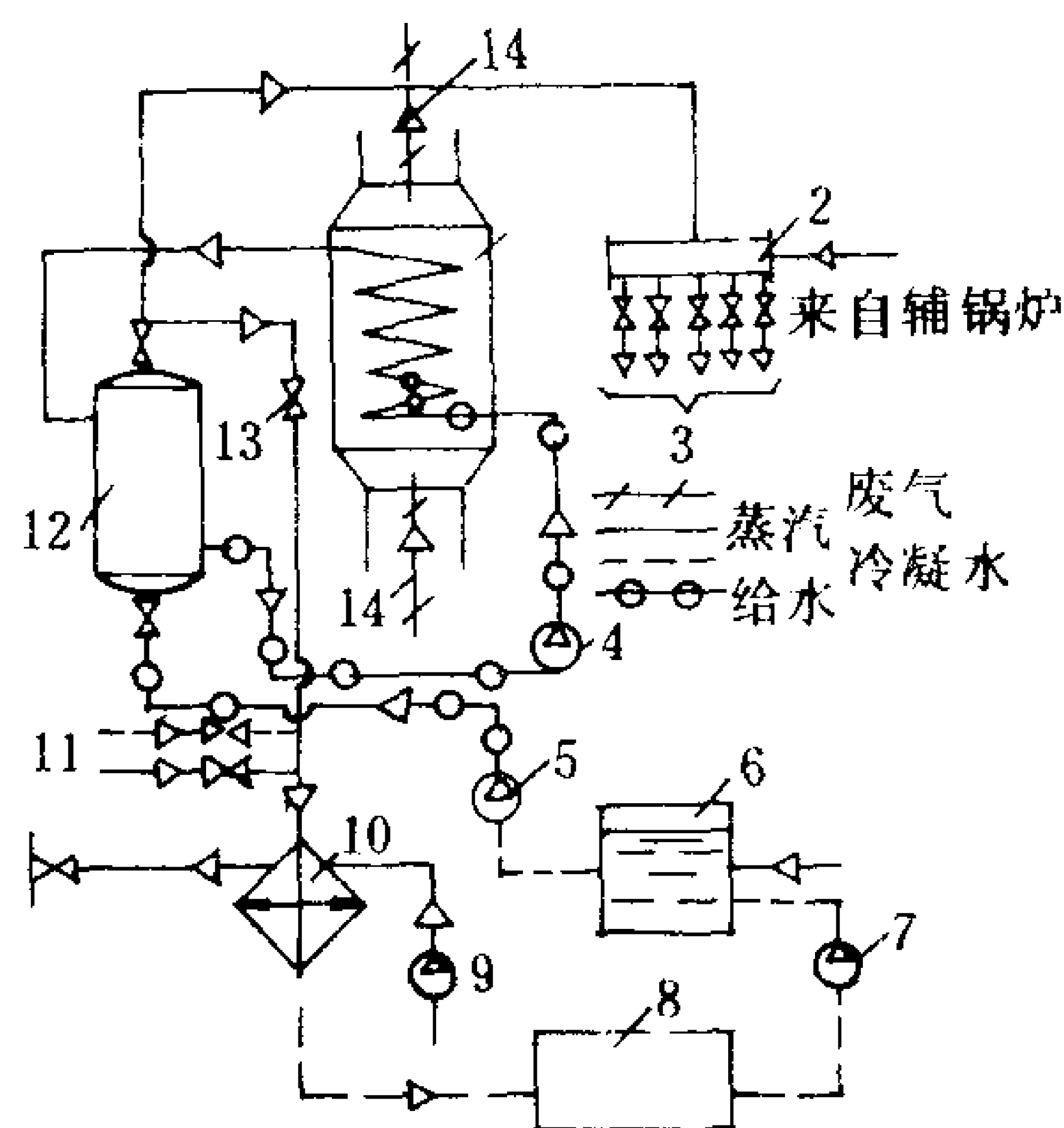


图 4.6.2-6　柴油机-蒸汽联合动力装置的原则线图（柴油机单机推进与余热利用联合式）

1-余热锅炉；2-配汽集管；3-管路；4-循环泵；5、7-泵；6-热水井；8-水柜；9-冷凝器循环泵；10-冷凝器；11-凝水；12-汽水分离器；13-自动排汽阀；14-(柴油机）排气

2.1　以柴油机为基本动力装置的加速型联合动力装置原则布置图

这类联合动力装置是目前保有量最大的一种。属于共用联合式（$CODAG_a$）的如加拿大的“穆·勒·罗哲尔斯”破冰船，意大利的“爱尔比诺”护卫舰②；属于交替联合式（$COGOG_a$）的如美国的“波拉尔·斯塔尔”破冰船，美国的“阿什维尔”护卫舰③。图 4.6.2-8 所示为“波拉尔·斯塔尔”破冰船联合动力装置的原则布置图。

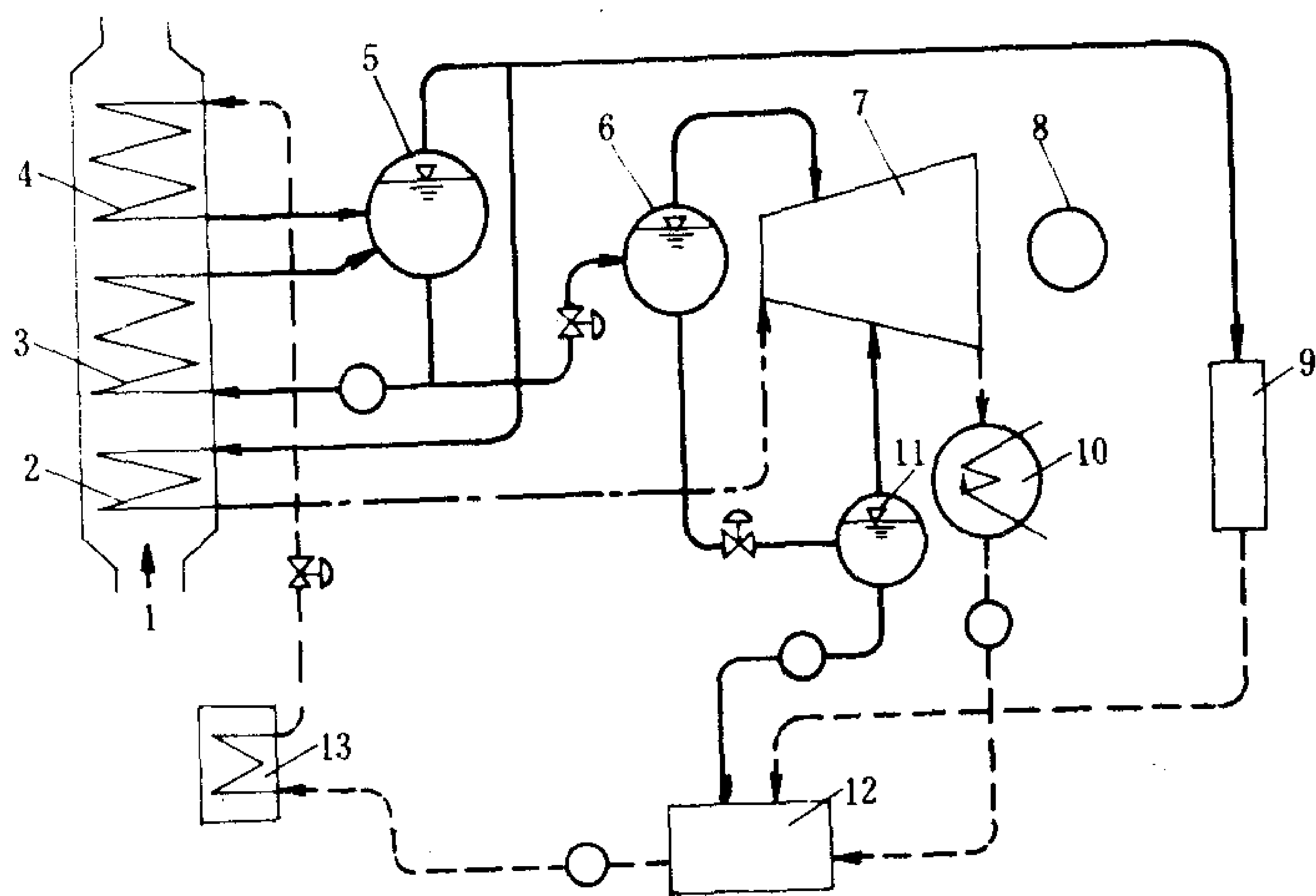


图 4.6.2-7　柴油机-蒸汽联合动力装置的原则线图（柴油机单机推进与余热发电联合式）

1-柴油机排气；2-过热器；3-蒸发器；4-经济器；5-锅炉锅筒；6-高压闪蒸器；7-余热发电汽轮机；8-交流发电机；9-蒸汽管系供全船需热设备；10-冷凝器；11-低压闪蒸器；12-大气式泄水柜；13-扫气给水加热器

该联合动力装置为三轴装置。正常航行时，每轴（驱动可调螺距螺旋桨）由基本动力装置的两台主柴油发电机（2×2540 kW）供电（交流制）给一

① 根据不完全的统计，加速发动机的功率百分比：约占柴油机为基本动力的加速型联合动力装置功率的 0.47～0.94；约占汽轮机为基本动力的加速型联合动力装置功率的 0.5～0.65；约占燃气轮机为基本动力的加速型联合动力装置功率的 0.86 左右。

② 共用联合式属于第一代以柴油机为基本动力装置的加速型联合动力装置。其特点是：采用固定螺距螺旋桨；加速燃气轮机使用减速器与基本动力装置实现连接；柴油机传动装置制成双速，加速时基本动力装置与加速燃气轮机共用不脱开；倒车由基本动力装置完成。

③ 交替联合式属于第二代以柴油机为基本动力装置的加速型联合动力装置。其特点是：采用大功率航空型加速燃气轮机；使用可调螺距螺旋桨；加速时基本动力装置与加速燃气轮机不共用脱开。

台推进电动机（直流制）驱动。此时，位于加速燃气轮机（每轴一台，14670 kW）的双级链式减速器和推进电动机之间的齿轮离合器（摩擦离合器）必须脱开（加速燃气轮机此时不工作）。这时船舶依靠柴油机-电力推进装置运行。机动操纵（改变航速或正倒车换向）既可以借助可调螺距螺旋桨，亦可以借助推进电动机进行。

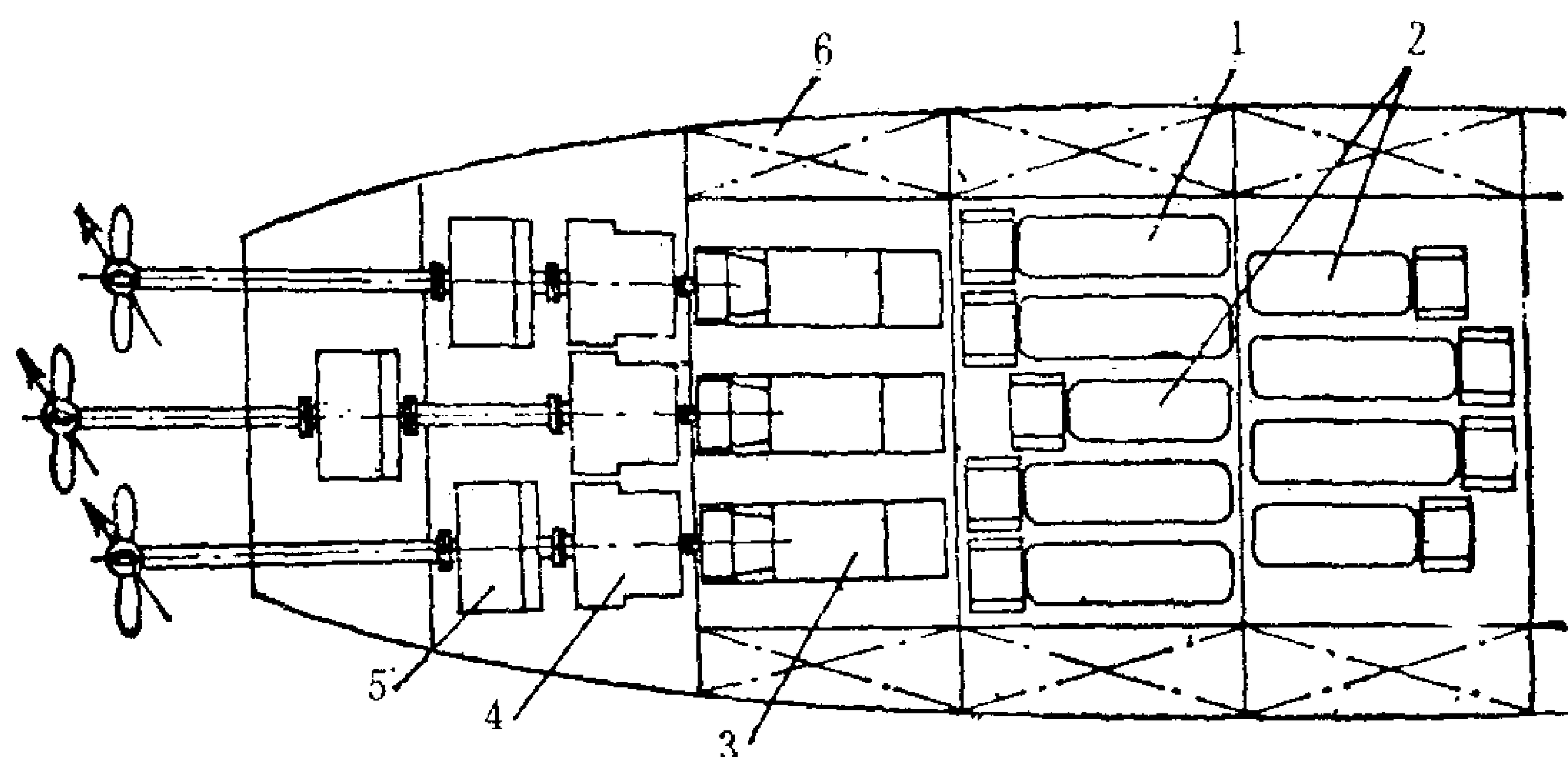


图 4.6.2-8 “波拉尔·斯塔尔”破冰船联合动力装置原则布置图
（以柴油机为基本动力装置，交替联合式）
1-基本动力装置的主柴油发电机；2-辅柴油发电机；3-加速燃气轮机；4-加速燃气轮机的减速器；5-基本动力装置的推进电动机；6-燃油舱

加速燃气轮机运行时（这时基本动力装置不供给可调螺距螺旋桨以动力），借助摩擦离合器与各自的基本动力装置接通驱动可调螺距螺旋桨。机动操纵时，通常维持螺旋桨转速不变，仅改变可调螺距螺旋桨的螺距来实现①。

图 4.6.2-9 所示为“阿什维尔”护卫舰联合动力装置的原则布置图。

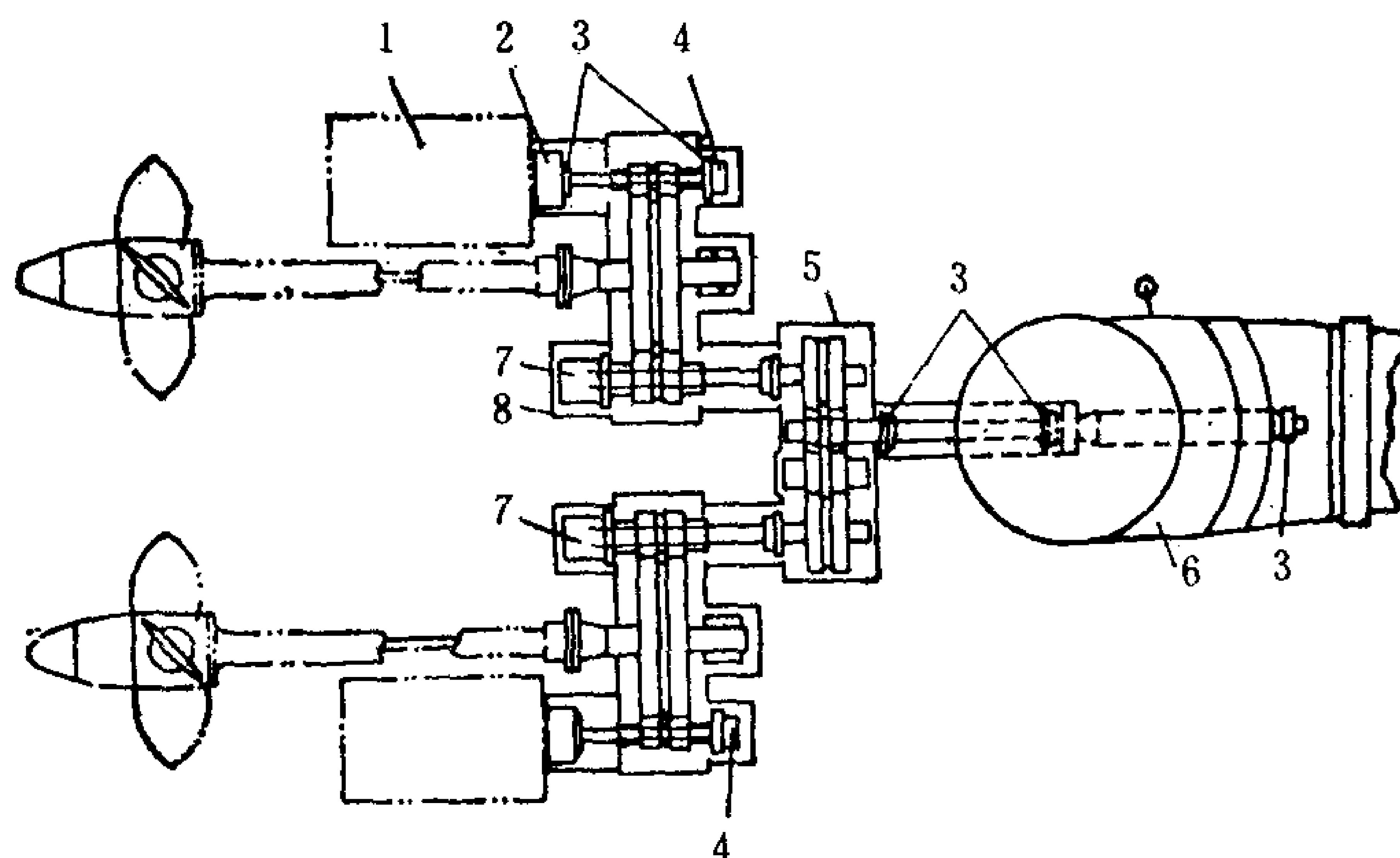


图 4.6.2-9 “阿什维尔”护卫舰联合动力装置原则布置图
（以柴油机为基本动力装置，交替联合式）
1-基本动力装置的主柴油机；2-摩擦离合器；3-弹性联轴器；4-自动同步滑动（S.S.S.）离合器；5-功率分支型减速器；6-加速燃气轮机；7-加速燃气轮机与基本动力装置连接的离合器；8-单级减速器

该联合动力装置为双轴装置，驱动两只可调螺距螺旋桨。正常航行时，每轴由基本动力装置的一台主柴油机（VT 12-875 M，640 kW）1 通过摩擦离合器 2、弹性联轴器 3、自动同步滑动离合器 4 和单级减速器 8 驱动（此时加速燃气轮机不工作）。这时船舶依靠两台齿轮传动式柴油机动力装置运行。战斗全速航行时，基本动力装置的主柴油机借助自动同步滑动离合器 4 与单级减速器 8 脱开(交替联合式)，而加速燃气轮机与基本动力装置连接的离合器 7 自动接通。投入运行的仅有一台加速燃气轮机 6（LM-1500-PE 101，10300 kW)，经弹性联轴器 3、功率分支型减速器 5 和单级减速器 8 同时驱动两根轴上的两只可调螺距螺旋桨。为了实现加速燃气轮机的较长时间的倒车运行，在功率分支型减速器 5 的第一级上装有惰轮。机动操纵时，借助改变可调螺距螺旋桨螺距的方法达到两轴间所需功率的再分配。

① 对于舰艇而言，进行机动操纵时，可借助变换可调螺距螺旋桨的螺距或改变加速燃气轮机转速进行控制。

2.2 以汽轮机为基本动力装置的加速型联合动力装置原则布置图①

以汽轮机为基本动力装置的加速型联合动力装置，虽然在50年代以柴油机为基本动力装置的加速型联合动力装置上试验成功之后，开始了研究，但似乎未获得期望的发展，特别是在全燃气轮机和核动力得到改进之后已处于停滞状态。

图4.6.2-10所示为英国的“部族”型护卫舰联合动力装置原则布置图。

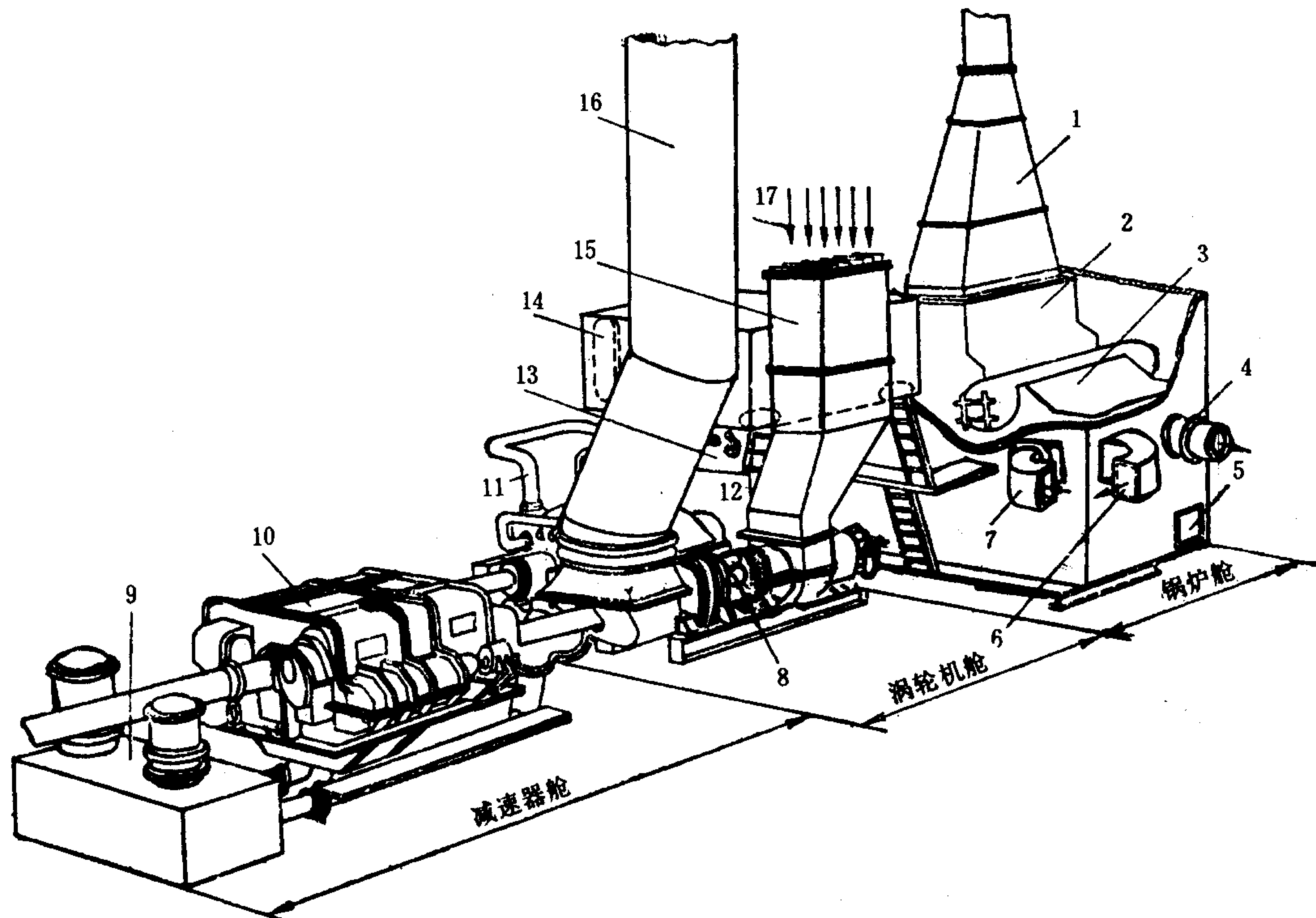


图4.6.2-10 “部族”型护卫舰联合动力装置原则布置图（以汽轮机为基本动力装置，共用联合式）

1-锅炉烟道；2-经济器；3-锅炉；4、5-巡航航速时风机吸入和排出接管；6、7-主通风机吸入和排出接管；8-加速燃气轮机；9-滑油舱；10-双级减速器；11-双缸汽轮机；12、13-局部控制仪表板；14-机舱入口；15-消声室；16-加速燃气轮机排气通道；17-加速燃气轮机空气进口

该联合动力装置为单轴装置，驱动一只固定螺距螺旋桨。正常航行时，由一台汽轮机动力装置（9200 kW）运行；战斗全速航行时增加一台加速燃气轮机（5500 kW）投入运行（共用联合式）。倒车时加速燃气轮机借助可倒转减速器来完成。该装置布置在三个舱室内：锅炉舱、汽轮机及加速燃气轮机舱、减速器舱。

2.3 以燃气轮机为基本动力装置的加速型联合动力装置原则布置图

以燃气轮机为基本动力装置的全燃加速型联合动力装置的优点在于：简化联合动力装置的操作和改善装置振动和噪声等级；还可以使用同一种燃料；根据某些资料分析，全燃加速

① 以核动力为基本动力装置的加速型联合动力装置原则布置图与以汽轮机为基本动力装置的加速型联合动力装置原则布置图相似，下面不再另作介绍。

型联合动力装置，较之以柴油机为基本动力装置的加速型联合动力装置能节省机舱管理人员和陆上为其服务的人员。

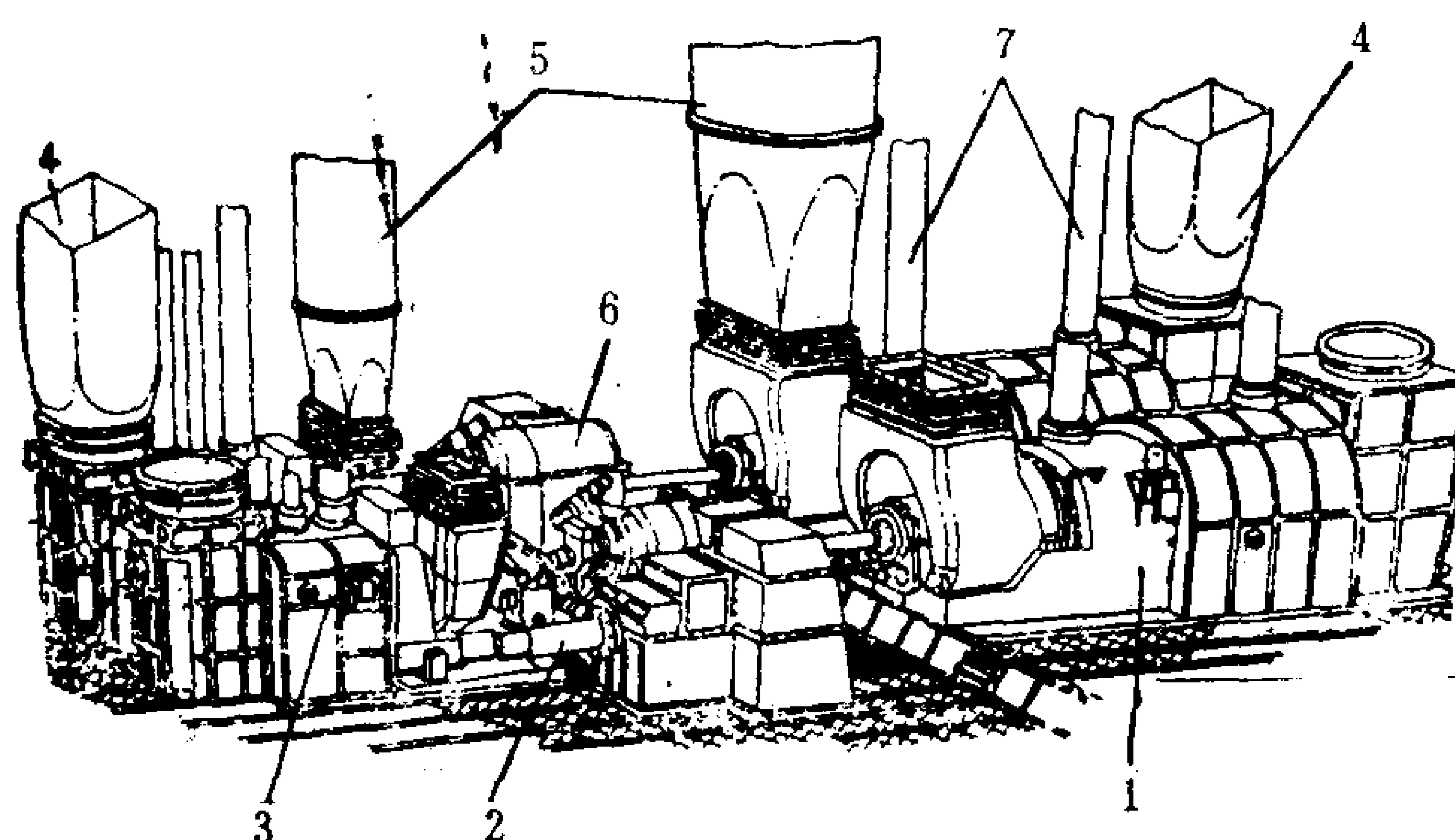


图 4.6.2-11 “42”型护卫舰联合动力装置原则布置图
（以燃气轮机为基本动力装置，交替联合式）

1-加速燃气轮机；2-尾轴；3-主燃气轮机；4-进气通道；5-燃气轮机排气通道；6-减速器；7-燃气轮机冷却空气通道

图 4.6.2-11 所示为英国的“42”型护卫舰联合动力装置原则布置图。

该联合动力装置为双轴装置，每轴各自驱动一只可调螺距螺旋桨。正常航行时，每轴各自由一台RM 1 A型主燃气轮机（2950 kW）驱动；战斗全速航行时，每轴各自由一台TM 3 B型加速燃气轮机（18 400kW）驱动，主燃气轮机不运行（交替联合式）。

两台加速燃气轮机布置在一个舱，两台主燃气轮机及其（内装式）减速器布置在另一个舱。主燃气轮机及加速燃气轮机均配备自动同步滑动离合器以满足各自啮合的需要。

第 3 章　燃气-蒸汽联合动力装置(COGAS)

1　燃气-蒸汽联合动力装置的效率

1.1　燃气轮机装置、汽轮机装置独立循环及其效率

燃气-蒸汽联合动力装置属于热力学上有联系的经济型船舶联合动力装置。它们之间的联系仅在于汽轮机装置的热源来自燃气轮机装置的排气，而它们各自的循环与单独的动力装置循环没有什么两样，即燃气轮机装置的循环为布雷顿循环（由两个定压过程和两个绝热（等熵）过程组成），两汽轮机装置的循环为兰金循环。

1.1.1　燃气轮机装置的效率② 及其耗油率

1)燃气轮机装置的理想循环(布雷顿循环)热效率η_t^G

$$\eta_t^G=1-\pi^{*\frac{k-1}{k}} \tag{4.6.3-1}$$

式中：π^*——压气机的滞止压缩比，简称压（缩）比；

k——比热比。

2)燃气轮机装置的内效率η_n^{*G}

$$\eta_n^{*G}=\frac{\tau\ (1-\pi^{*\frac{-k}{k-1}})\ \eta_T^{*G}-(\pi^{*\frac{k}{k-1}}-1)\ \eta_c^{*-1}}{\tau-1-(\pi^{*\frac{k}{k-1}}-1)\ \eta_c^{*-1}}\cdot\eta_B^G \tag{4.6.3-2}$$

式中：τ——燃气涡轮进口温度与压气机进口温度之比，简称温（升）比；

η_T^{*G}——燃气涡轮的绝热滞止效率；

η_c^*——压气机的绝热滞止效率；

η_B^G——燃气轮机的燃烧室效率。

3)燃气轮机装置输出端的有效效率$\eta_e{}^G$

$$\eta_e{}^G=\eta_n^{*G}\cdot\eta_g\cdot\eta_m \tag{4.6.3-3}$$

式中：η_g——传动效率；

η_m——机械效率。

4)燃气轮机装置的燃油消耗率b_G

$$b_G=\frac{3600}{\eta_e^G\cdot H_u} \tag{4.6.3-4}$$

式中：H_u——燃油的低发热值，kJ/kg。

1.1.2　汽轮机装置的效率③ 及其耗油率

1)汽轮机装置的理想循环（兰金循环）热效率η_t^S

$$\eta_t^S=\frac{h_B-h_C}{h_B-h_2} \tag{4.6.3-5}$$

---

① 其它类型的经济型联合动力装置及加速型联合动力装置限于篇幅不予介绍。

② 本篇作者应用的公式源于其它参考文献，为了与本卷第 4 篇“船舶燃气轮机装置”内应用的公式取得一致，作了变动。
同时，为了适应本篇的需要燃气轮机装置的效率在上角注以“G”，燃油消耗率则在下角注以“G”，特此说明。——编者注

③ 本篇作者应用的公式源于其它参考文献，为了与本卷第 3 篇“船舶汽轮机及其装置”内应用的公式取得一致，作了变动。同时，为了适应本篇的需要，汽轮机装置的效率在上角注以“S”，燃油消耗率则在下角注以“s”，特此说明。——编者注

式中：h_B——过热蒸汽的初始比焓，kJ／kg；

h_c——蒸汽等熵膨胀至p_c（冷凝器内压力）时的终了比焓，kJ/kg；

h_2——蒸汽在p_c压力下凝结成水后的凝水比焓，kJ／kg。

2）汽轮机装置输出端的有效效率η_e^S

$$\eta_e^S=\eta_t^S\cdot\eta_B\cdot\beta_f\cdot\eta_{fp}\cdot\eta_e^S\cdot e\cdot\eta_g \qquad (4.6.3\text{-}6)$$

式中：η_B——蒸汽锅炉效率；

β_f——（主蒸汽管系）流动损失系数；

η_{fp}——凝水-给水管系效率；

$\eta_e^S=\eta_{oi}^S\cdot\eta_m^S$——主汽轮机有效效率；

η_{oi}^S——主汽轮机（相对）内效率；

η_m^S——主汽轮机机械效率；

e——热线图特性值，即主汽轮机耗热与汽轮机装置耗热的比值；

η_g——减速器效率。

3）汽轮机装置的燃油消耗率b_S

$$b_S=\frac{3600}{\eta_e^S\cdot H_u} \qquad (4.6.3\text{-}7)$$

1.2 燃气-蒸汽联合动力装置及其效率

1.2.1 燃气-蒸汽联合动力循环

燃气-蒸汽联合动力循环是属于经济型联合动力装置的复合循环，它利用布雷顿循环的冷源作为兰金循环的热源来提高联合循环的热效率。

图4.6.3-1所示为该联合循环的温熵图

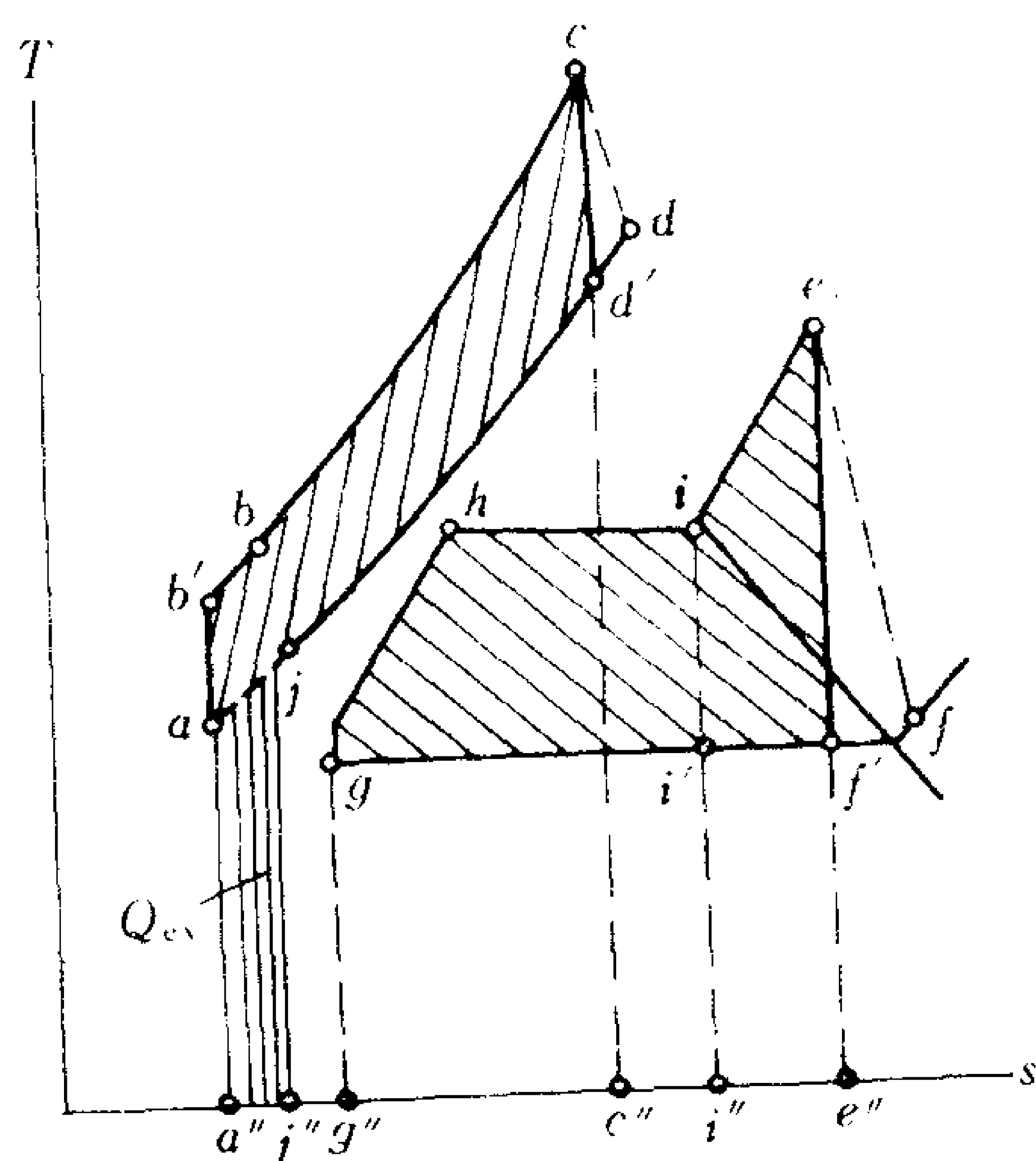


图4.6.3-1 燃气-蒸汽联合动力循环的温熵图

a-b'-c-d'为布雷顿循环，它由两个绝热（等熵）过程（绝热压缩a-b'，绝热膨胀c-d'）和两个定压过程（定压吸热b'-c，定压放热d'-a）组成。如果考虑到压缩和膨胀均非绝热（等熵）过程，如压缩过程为a-b，膨胀过程为c-d。在此联合循环中兰金循环工质（水）的加热、蒸发和过热g-h-i-e是在余热锅炉中利用燃气轮机排气的余热，即利用d-j定压放热来完成的，并在T_j（K）温度下进入大气，被带入大气的热量为Q_{ex}，它等于j-j''-a''-a-j。排气进入大气后，它的温度由T_j下降到T_a。在兰金循环中膨胀过程亦不是绝热（等熵）过程，这时用e-f来表示。

从图中可知，由于利用了布雷顿循环中的排气余热作为兰金循环的热源——它在采用两个独立循环的情况下必须依靠燃烧燃油才能获得热量，因而在联合循环中减少了耗热量，从而提高了燃气-蒸汽联合动力装置的热效率，亦即提高了整个联合动力装置的经济性。

1.2.2 燃气-蒸汽联合动力装置的效率

1.2.2.1 联合动力装置的效率

联合动力装置是由不同类型的主发动机、辅发动机以及其它一系列设备组成。它不仅供给船舶推进用动力，而且还必须满足全船的机械能、电能、供汽和供热（暖）等的需要。通常船舶联合动力装置效率η_{CO}如下式所示：

$$\eta_{CO}=\frac{\Sigma N_e+\Sigma N_{gs}}{\Sigma B_M\cdot H_{um}+\Sigma B_{aux}\cdot H_{uaux}+\Sigma B_{auxb}\cdot H_{uauxb}-Q_{gs}} \qquad (4.6.3\text{-}8)$$

式中：N_e——不同类型主发动机产生的有效功率，kW；

N_{gs}——供给全船设备电能和机械能的功率，kW；

B_M——不同类型主发动机的耗油量，kg/s；

H_{uM}——不同类型主发动机（或主锅炉）燃油的低发热值，kJ/kg；

B_{aux}——不同类型辅发动机的耗油量，kg/s

H_{uaux}——不同类型辅发动机燃油的低发热值，kJ/kg；

B_{auxb}——辅锅炉的耗油量，kg/s；

H_{uauxb}——辅锅炉燃油的低发热值，kJ/kg；

Q_{gs}——供给全船耗热设备的热量，kJ/s。

1.2.2.2 燃气-蒸汽联合动力装置的效率

1）燃气轮机单机推进与余热蒸汽发电联合式（η_{COGAS1}）

在无轴带发电机的情况下，在航行工况时余热利用汽轮发电机已能满足动力装置本身所需的机械能以及全船供电和供汽（暖）的需要。这时：

$$\eta_{COGAS1}=\frac{N_{eG}+N_{gs}}{B_G H_{uG}-Q_{gs}} \qquad (4.6.3\text{-}9)$$

式中：N_{eG}——燃气轮机输出端的有效功率，kW；

B_G——主燃气轮机的耗油量，kg／s；

H_{uG}——主燃气轮机燃油的低发热值，kJ／kg；

2）燃气轮机、余热汽轮机双机推进与发电联合式（η_{COGAS2}）

在这种情况下，它的效率为：

$$\eta_{COGAS2}=\frac{N_{eG}+N_{es}+N_{gs}}{B_G Q_G^L-Q_{gs}} \qquad (4.6.3\text{-}10)$$

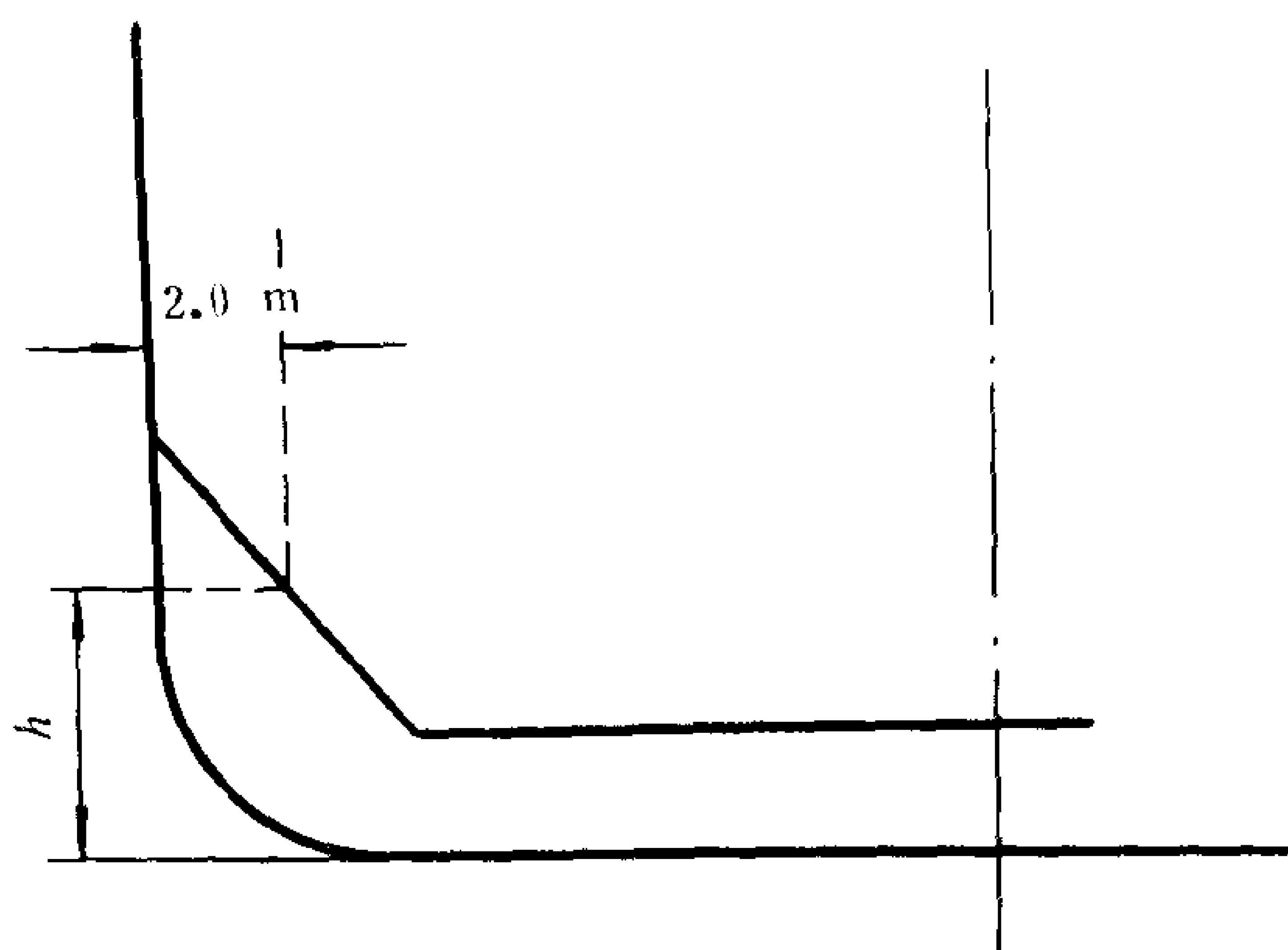
式中：N_{es}——余热推进汽轮机输出端的有效功率，kW。

1.3 燃气轮机动力装置与燃气-蒸汽联合动力装置效率的比较

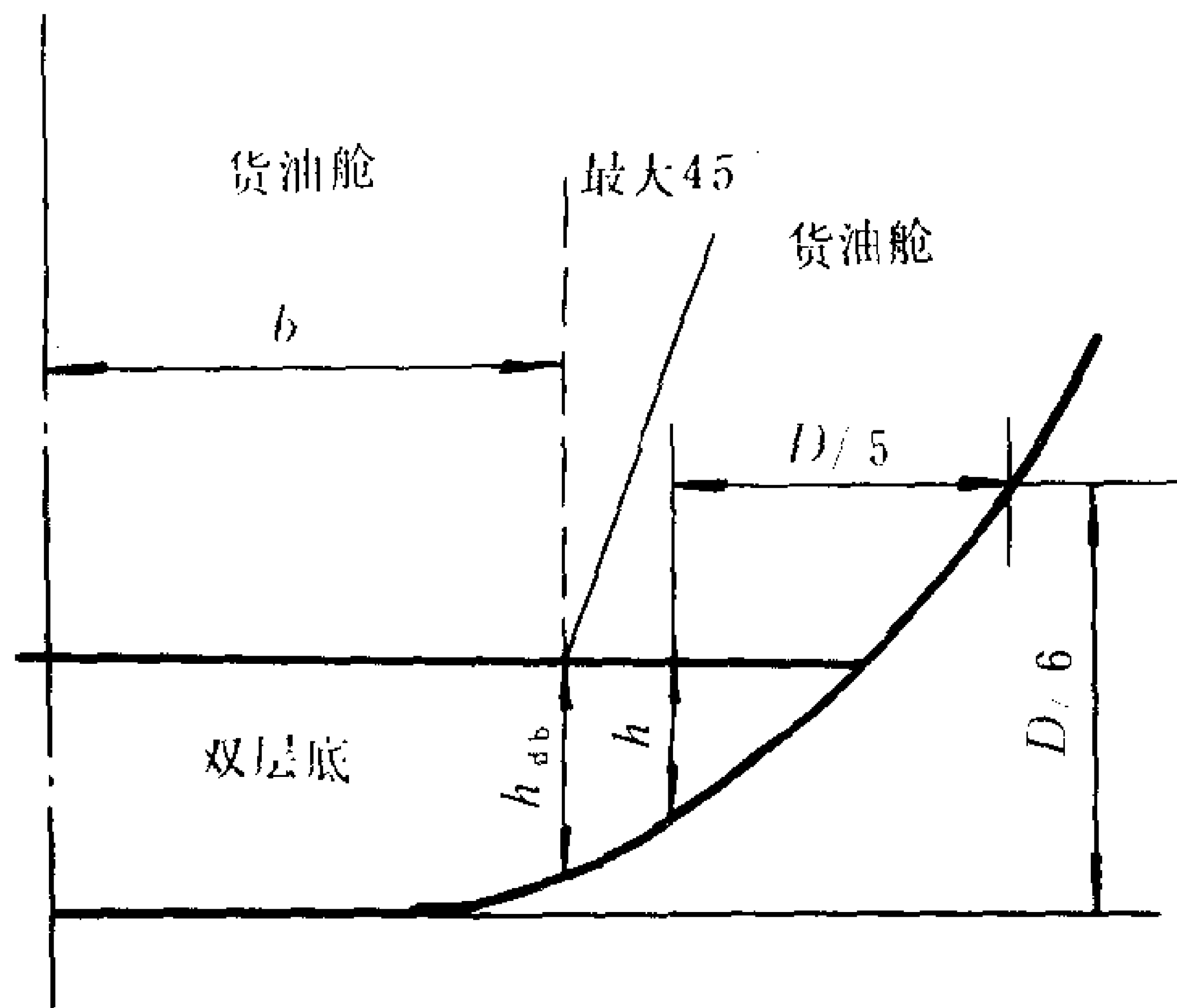
图 4.6.3-2 所示为根据Н.П.马雷赫计算所绘制的有效效率曲线。

由图b) 可知，在燃气轮机不需冷却的情况下，随着高压燃气轮机前的燃气温度（即燃烧室后的燃气温度，图 4.6.3-1 中的T_C）的增长，η_{eCOGAS}的最高值随之增加，最佳增压比ε^*_{opt}（压缩比π^*的倒数）亦随之增加。T_C从 1023K（750℃）增至 1423K（1150℃）时，η_{eCOGAS}的最高值从 32.5%增至 43%。此时ε_{opt}从 9 增至 19。而从图a)可知，η_{eG}的最高值从 27.5%增至 35%，ε_{opt}从 16 增至 30。由此可见燃气-蒸汽联合动力装置的压气机部分得到简化，这是很大的优点。

但在目前的情况下，由于受到金属材质的影响，燃气轮机不加冷却会影响叶片的使用寿



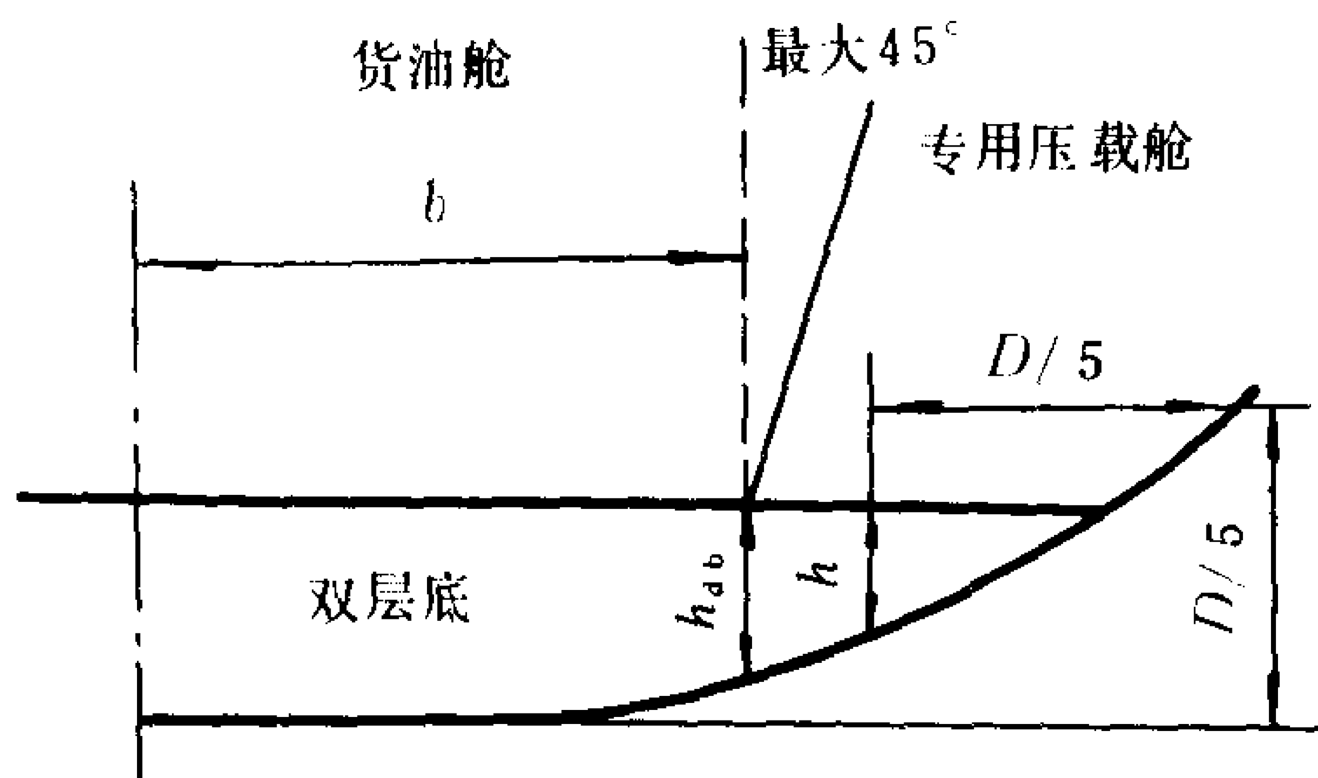
f)



g)

f)舱顶斜的双层底舱计算 PA_c 时 h 的量取(2)

PA_c=h×双层底舱长×2*



h)

g)舭部无明显曲转的双层底舱的 PA_s 计算(当边舱是货油舱时)

如果沿全舱长的任何地方 h 小于 2m 或 B/15,取值小者,但是 h_{db} 沿舱全长的 2b 之内,至少为 2m 或 B/15,取值小者,则:PA_s=2b×双层底舱长

h)舭部无明显曲转的双层底舱的 PA_s 计算(当边舱是专用压载舱或空舱时)

如果沿全舱长的任何地方 h 小于 2m 或 B/15,取值小者,但是 h_{db} 沿舱全长的 2b 内至少为 2m 或 B/15,取值小者,则:PA_s=B×双层底舱长

图 7.7.3—1 专用压载舱和非油舱处所 PA_c 和 PA_s 的计算

2.2.4 专用压载舱系统

专用压载舱系统由专用压载泵和独立压载管路组成的压载管路应与货油舱及燃油舱管系完全分隔。

图 7.7.3—2 为符合公约要求的专用压载系统布置图各舱共用一台专用压载泵。

从图中可见:

1)压载系统是与货油系统完全分隔的独立系统。

2)压载管路在货泵舱内通过活动短管与货油管路连接,作为应急排放之用,但须在专用压载管路的接管上装有截止阀,在货油管路的接管上装有止回阀和截止阀。平时活动短管放在指定的地方,并有永久性铭牌标明用处。

3)有部分专用压载管路通过货油舱,这部分管子的壁厚应至少为 16mm 的重型钢管,且应采用焊接或重型法兰接头,接头数量应尽量少。

* 包括左右两舷。

表 4.6.3-1　**船舶燃气轮机装置及船舶燃气-蒸汽联合动力装置主要技术经济指标**

序　号	联合装置型号	生产国	燃气轮机装置功率，kW (PS)	联合装置功率，kW (PS)	燃气轮机装置耗油率，g/(kW·h)[g/(ps·h)]	联合装置耗油率 g/(kW·h)[g/(ps·h)]	联合装置功率增加率，%	联合装置耗油率降低率，%
1	FT4C-2	美	26 012(35 500)	31 750(43 180)	277(204)	224(165)	21.6	19.1
2	LM 2500	美	15 220(20 700)	19 135(26 024)	251(185)	200(147.3)	25.7	20.4
3	TM 3 B	英	18 382(25 000)	24 033(32 686)	304(224)	232(171.3)	30.7	23.5
4	TM 3 C	英	21 764(29 600)	28 356(38 565)	291(214)	223(164.2)	30.3	23.3
5	RMIC	英	3 750(5 100)	46 66(6 347)	291(214)	233(172)	24.5	19.6
6	ГТУ-25	苏		18 382(25 000)		231(170)		

5）如尾隔离空舱是一个专用压载舱，则机舱内的压载泵可用作该压载舱的压载泵，但压载泵的吸入阀箱须直接吸自该压载舱，且不得与消防管路相通。如首隔离空舱是一个专用压载舱，则可使用首部泵舱内的压载泵，该泵也不得与消防管路连通。

图7.7.3－3为每舱各配一台潜水压载泵的专用压载系统。从图中可知：船舶的压载和排除压载都通过一台可逆转专用压载泵来完成。压载泵的起动、停止和运转方向由位于压载水总管上的液压阀控制，而液压阀则通过控制站遥控操作。

2.3 专用压载舱的操作和管理

专用压载舱压载及排除压载时，最主要的要保证船体强度的均匀，并应处在许可范围内。因此，需要制定一项专用压载舱的压载和排除压载的操作程序，以保证达到此要求。此外，为防止穿过货油舱区域的压载水管管壁腐蚀烂穿或是管子接头不密封，导至货油从此漏入压载水管内，当排除压载时，需观察排出水中是否含有大量油分。

3 清洁压载舱(CBT)和额外压载

3.1 清洁压载舱

实际上清洁压载舱是货油系统中的货油舱，不是一独立压载系统，只是经过清洗，达到规定的清洁程度，并在管路上设有双套截止阀，使货油不能泄入清洁压载舱内，而作为指定装载压载水的压载舱。

3.1.1 公约及防污规范对清洁压载舱的要求

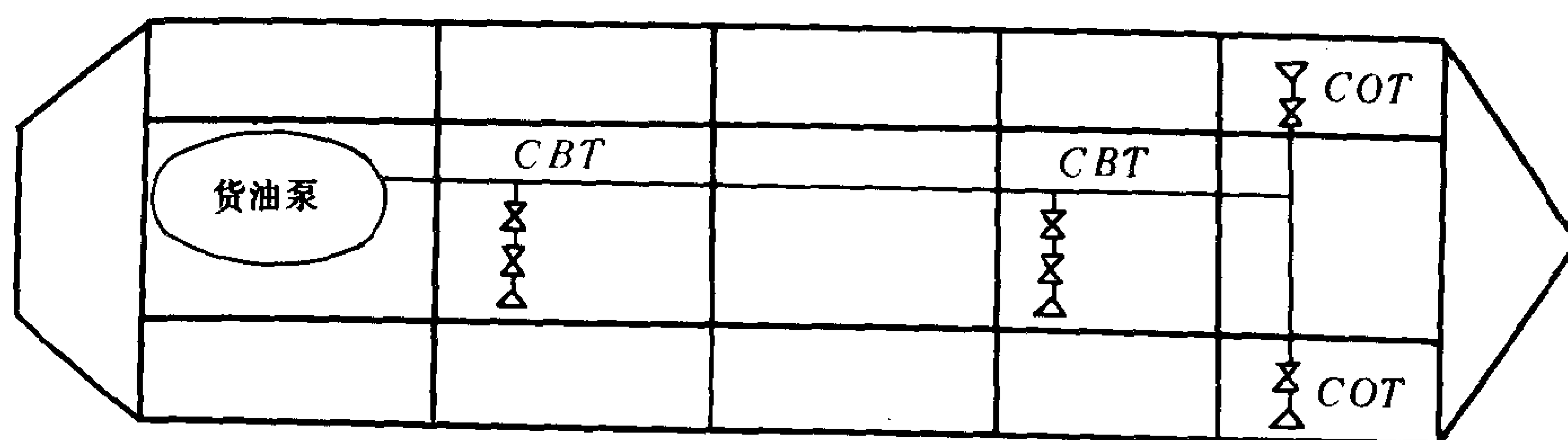


图7.7.3－4 公用管路系统的清洁压载

CBT－清洁压载舱；COT－货油舱

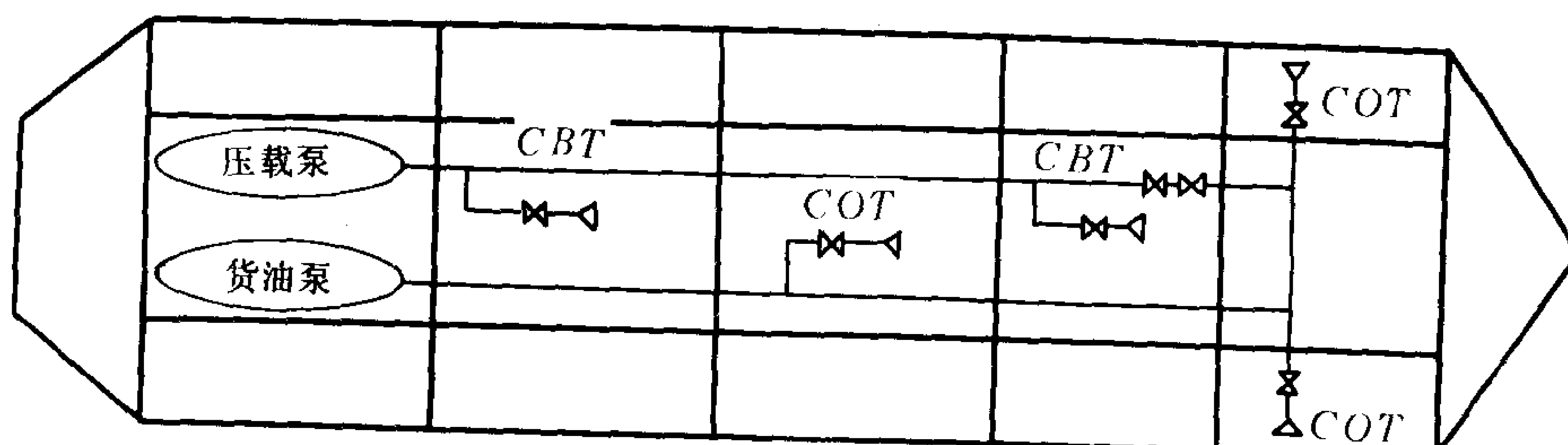


图7.7.3－5 独立管路系统的清洁压载

CBT 清洁压载舱；COT－货油舱

7.7.3—4～6 为油船清洁压载系统图。其中图 7.7.3—4 为设有公用管路系统的清洁压载 图 7.7.3—5 为设有独立管路系统的清洁压载舱，图 7.7.3—6 为清洁压载舱和专用压载舱联合布置的系统。图中的特点也正是公约和防污规范所要求的规定：

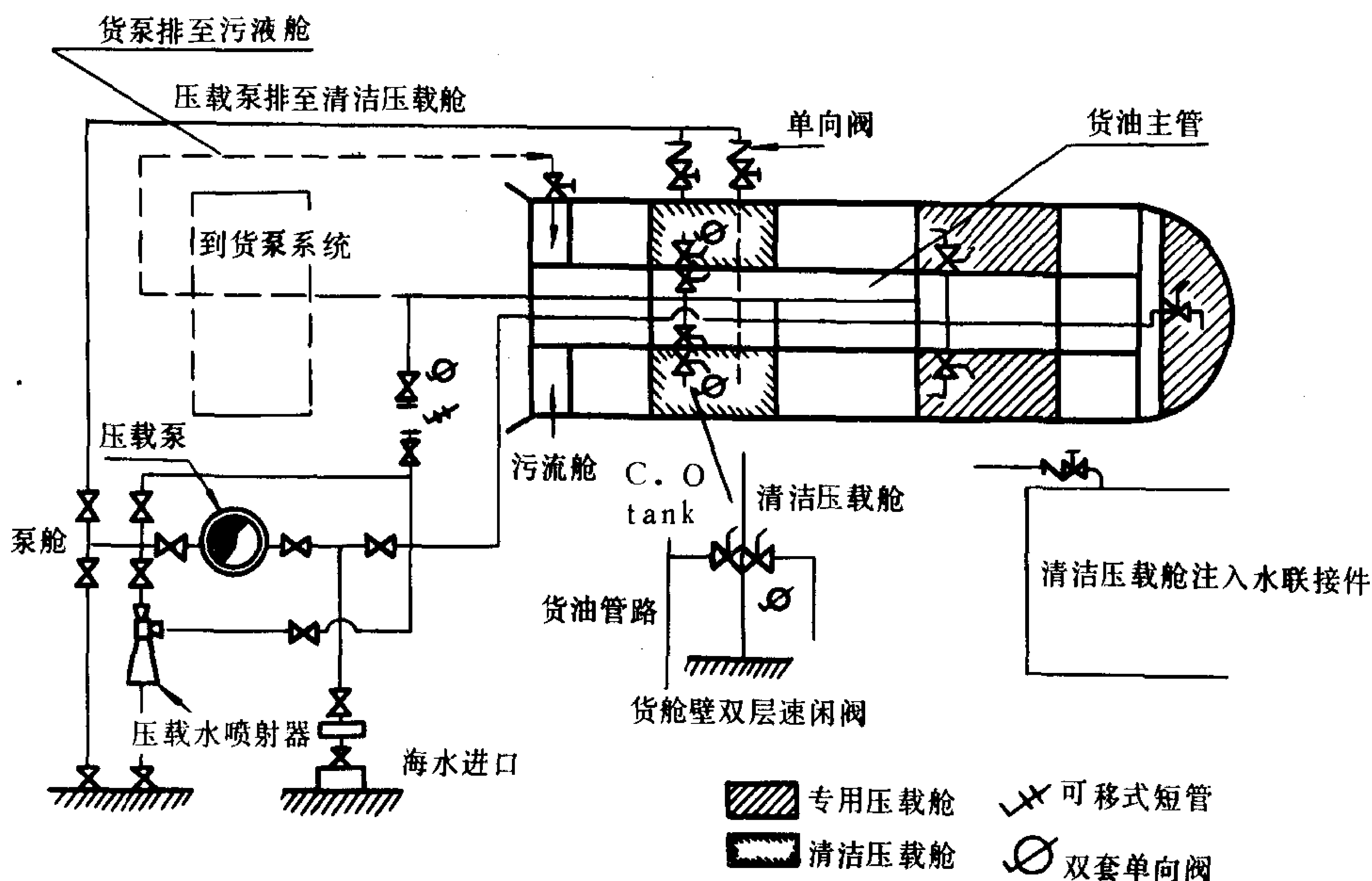


图 7.7.3—6 清洁压载舱和专用压载舱联合布置

1 压载泵；2—双套单向阀；3—可移式短管；4—污油水舱；5—单向阀；6—货油主管；7—压载水喷射泵

1）一般都选用边舱作为清洁压载舱，这有利于防止船舶破舱时造成的污染。但如果从船体应力、舱容或管系布置方面考虑表明选用中舱有利，因而也有选用中舱作清洁压载舱，但须经主管机关批准。

2）选的清洁压载舱，尽可能不牵涉货油管路和泵系统。

3）每一清洁压载舱的管路上至少有双套阀门，使货油舱管系与清洁压载舱隔断。

除了上述特点外，公约和防污规范还要求：

1）选用的清洁压载舱，其舱容和吃水及吃水差应满足本章 2.2.1 要求。清洁压载舱的容量可以包括：

（1）专用压载舱；

（2）隔离空舱和首、尾尖舱。但这些舱只能用于装载压载水并有固定管路与压载泵连接。

2）输送清洁压载舱压载水的管系的布置应能用水冲洗管路并排入污油水舱内，并使管系冲洗时的含油污水不能进入任何清洁压载舱中；

3）应装有符合 IMO A.393(X)决议“关于油水分离设备和油分计国际性能和试验规程的建议案”，并采用经认可的油分计，以便对排放压载水中含油量进行监测；

4）备有一本符合 IMO A.495(XII)决议的“清洁压载舱操作手册”。

3.1.2 清洁压载舱的操作管理

为防止海洋污染，清洁压载舱的操作程序应记入经主管机关审批的操作手册，供船员遵守。清洁压载舱操作程序包括阀门操作和管路清洗的程序，也包括下列情况下进行压载及排放清洁压载水的特定操作程序：

1）到达装油港前和在装油港时；

续上表

机型及船型	干货船“巴黎公社”	滚装船“斯米尔诺夫船长”	通用电气公司油船用
燃油燃烧部分（非全工况、机动操纵和停泊时使用）			
蒸发量 t/h	6		
蒸汽压力 MPa	0.6		
余热锅炉前的排气温度 K（℃）			771（498）
余热锅炉后的排气温度 K（℃）	518（245）		413（140）
主冷凝器内压力 kPa			10
余热汽轮发电机功率 kW	430		
柴油发电机功率 kW	270		

参考文献

〔1〕А.Г.Курзон, Б.С.Юдовин: Судовые Комбинированные Энергетические Установки, Судостроение, 1981

〔2〕船舶汽轮机及燃气轮机装置，人民交通出版社，1983

〔3〕中国造船工程学会船舶轮机学术委员会编：中国造船工程学会第二届学术年会论文集，1980

〔4〕中国航海学会、交通部上海船舶运输科学研究所编：航海科技动态，1984，12

〔5〕交通部科学技术情报研究所：国外船用燃料和动力装置的研究动向，1980，1

〔6〕COGAS Power Plant for Energy Saving, Marine Technology Vol. 16, No.3 1979. 7

〔7〕Главный Газотурбинный Агрегат Судна“Капитан Смирнов”, Судостроение, 1980, No.3

〔8〕Капитан Смирнов вышел ь Море, Морский Флот 1979. No.4

〔9〕舰船燃气-蒸汽联合循环（COGAS）装置探讨，船舶工程 1978，第 1 期

表 7.7.3-4 中所指的控制装置、计算装置和运算装置是 73/78 防污公约中的特定定义，其要求如下。

4.1.1 控制装置有以下要求：

1)能接收下列自动信号：

(1)油分浓度；

(2)排出物流量率；

(3)船舶航速；

(4)日期和时间(格林威治)；

(5)排放阀的位置(开启和关闭)。

2)能进行下列各项自动记录：

(1)油类瞬时排放率 (L/nmile)；

(2)瞬时含油量 (mg/L)；

(3)油类排放总量(m^3 或 L)；

(4)日期和时间(格林威治)；

(5)船舶航速 (kn)；

(6)排放阀位置 (开启或关闭)；

(7)油类选择器调节 (如设有)；

(8)报警情况；

(9)故障 (不流通，故障等)；

(10)越控动作 (例如手动越控、冲洗、校准等)；

(11)排出物流量率。

3)在监、控系统未完全投入工作前，应备有防止舷外排放阀打开的“起动连锁装置”。

4)应备有自动停止向舷外排放的“排放阀控制装置”。

4.1.2 计算装置有以下要求：

1)能接收下列自动信号：

(1)油分浓度；

(2)日期和时间 (格林威治)。

2)能接收下列人工输入的信息：

(1)排放阀的位置；

(2)排放物流量率；

(3)船舶航速。

3)能进行下列各项自动记录：

(1)油类瞬时排放率 (L/nmile)；

(2)瞬时含油量 (mg/L)；

(3)油类排放总量 (m^3 或 L)；

(4)日期和时间 (格林威治)；

(5)船舶航速 (kn)；

(6)排放阀位置 (开启或关闭)；

(7)油类选择器调节 (如设有)；

(8)报警情况；

主　编　杨春龄
副主编　黎树明
主　审　计　策　欧阳剑　阎永阁
执　笔　王建斌　卢士勋　叶洪馨
　　　　孙业文　陈崇铨　汪育才
　　　　单中柱　孟宪法　金　辉
　　　　梁继昌　郑德和　柯永久
　　　　费　千　侯增源　郭志豪
　　　　程德峻　谢开进　杨春龄
　　　　黎树明
特约编辑　汪育才
责任编辑　孙起运

第1篇　船　用　泵

常用符号

R_F——驱动浮动的反作用环所需外力

S——柱塞相对油缸体位移量（柱塞行程）

R——柱塞分布圆半径

β——斜盘倾角（或缸体摆角）

φ——转角

ω——角速度

v——柱塞相对油缸体的运动速度

a——柱塞相对油缸体的线加速度

Q_t——瞬时流量

F——柱塞横截面积

d——柱塞直径

δ——脉动率

Q_{tmax}——泵的理论最大流量

Q_{tmin}——泵的理论最小流量

Q_{tm}——泵的平均理论流量

z——柱塞数

Q——泵的平均流量（即实际流量）

n——泵的转速

η_v——容积效率

S_{max}——柱塞相对缸体的最大行程

q_t——每一柱塞的瞬时排量

第1章　综　　述

1　基本技术参数

1）排量——泵轴每转所排出的液体容积，常用q表示，单位为m^3/r或L/r。

2）转速——泵轴每分钟的回转数，用n表示，单位为r/min。对往复泵，n即为每分钟的双行程数。

3）流量——泵在单位时间的排送量，常用Q表示，单位为m^3/h或m^3/s，L/min。

$$Q=nq/60 \quad m^3/s \tag{5.1.1-1}$$

4）压头——单位质量液体通过泵时所获得的能量，常用H表示，单位是Pa（或m液柱高）。

质量为1 kg的液体通过泵时，若能获得9、8 J的机械能，则泵的压头为1 m。

$$H=W/G \quad m \tag{5.1.1-2}$$

式中：W——机械功，J或N·m；

G——液体重力，N。

压力p与压头H之间的关系是：

$$p=\rho gH \quad Pa \tag{5.1.1-3}$$

式中：ρ——液体密度，淡水$\rho=1000\ kg/m^3$；

g——重力加速度，$9.81\ m/s^2$。

5）功率——分为输入功率和输出功率。

泵的输入功率是指输至泵轴的功率，又称轴功率，用P表示，单位为W或kW。输入功率可由泵轴的实测扭矩和转速求得：

$$P=(\pi/30)Mn \quad W \tag{5.1.1-4}$$

式中：M——轴的扭矩，N·m；

n——轴的转速，r/min。

泵的输出功率又称有效功率或水功率，用P_e表示，单位为W或kW。

$$P_e=\rho gQH \quad W \tag{5.1.1-5}$$

6）泵的总效率——它是一项技术经济指标，反映泵技术性能的好坏和动力的利用程度，即

$$\eta=\frac{P_e}{P} \tag{5.1.1-6}$$

7）允许吸上真空高度——保证泵在没有流注高度或有净正吸高的情况下，能正常吸入而不产生汽蚀的吸上高度，用$[H_s]$表示。它小于最大吸上真空高度（即产生汽蚀时的吸入真空高度）H_{smax}。

各种泵的H_{smax}均由试验求得。根据一机部部标《JB 1039-67》、《JB 1040》的规定，允许吸上真空高度$[H_s]$比H_{smax}少0.3 m，即

$$[H_s]=H_{smax}-0.3 \quad m \tag{5.1.1-7}$$

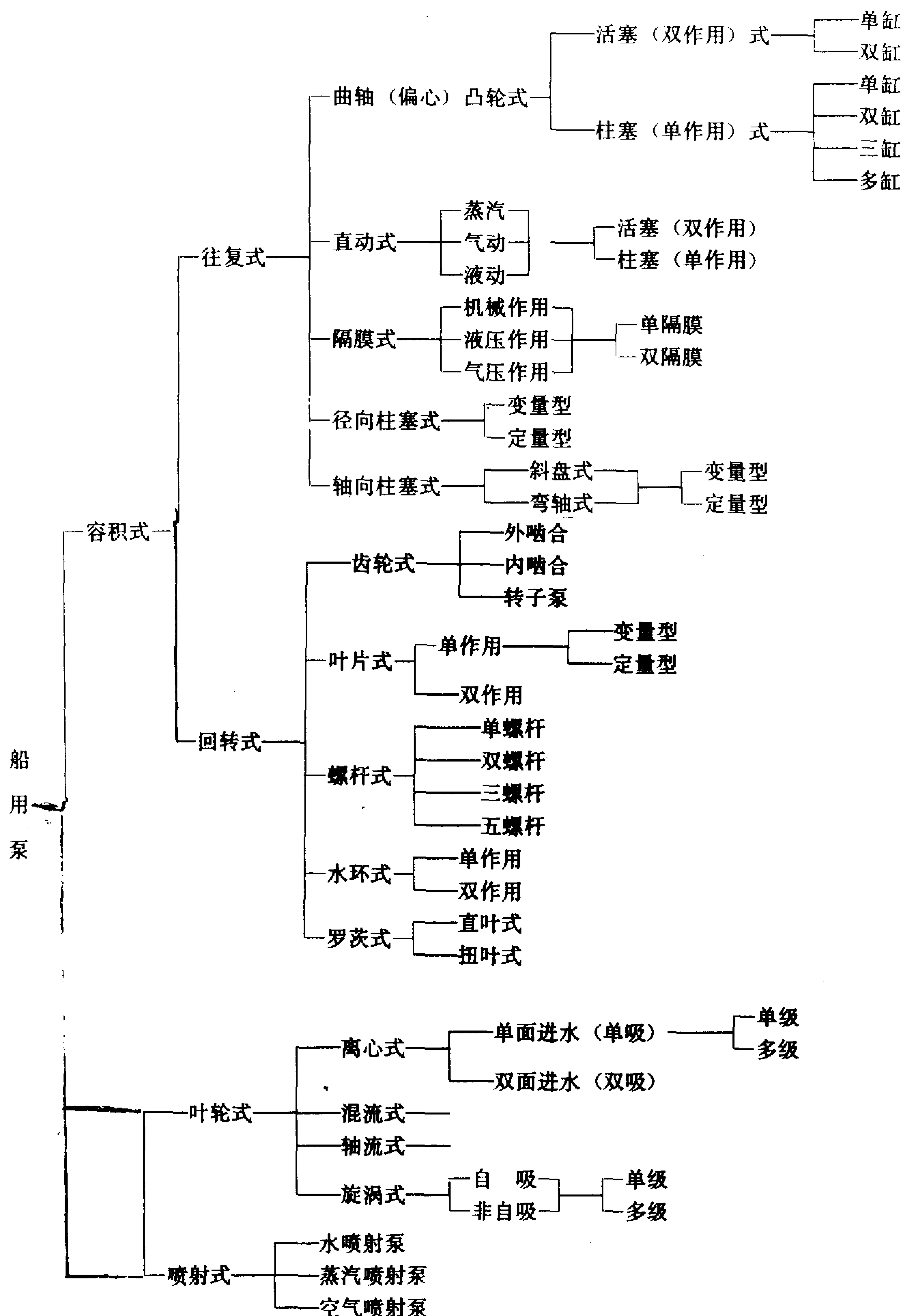
泵运转时，吸入口处的允许吸上真空高度不得超过样本上规定的$[H_s]$值，考虑到H_{smax}值是在标准工况〔大气压101.325 kPa（760 mmHg）、水温20℃、饱和蒸汽压力2.35 kPa

(0.24 mH_2O)] 下以清水作试验得出的。因此，对于实际的非标准工况，应将 $[H_s]$ 作如下修正：

$$[H_s]' = [H_s] + \frac{(p_a' - p_v')}{g\rho'} - \frac{(p_a - p_v)}{g\rho} \quad \text{m} \tag{5.1.1-8}$$

式中：$[H_s]'$——使用工况（大气压 p_a'、饱和蒸汽压力 p_v'、液体密度 ρ'）下的允许吸上真空高度。此式只适用于工况变化不大，特别是液体粘度无显著变化的场合。

2 船用泵的分类、结构、主要参数和特点



船用泵的分类如下：

船用泵的结构简图和用途见表 5.1.1-1，主要参数和特点见表 5.1.1-2。

表5.1.1-1　　船用泵的结构简图

名称		工作元件运动方式	结构简图	用途
活塞泵	直动式	往复运动		用作锅炉给水泵、舱底水泵、压载水泵、通用泵等
	曲柄式			用作舱底水泵、压载水泵
柱塞泵	曲柄式			用作舱底水泵、压力水泵
	凸轮式			燃油喷射泵

名称		工作元件运动方式	结构简图	用途
柱塞泵	径向式	往复运动		常用作液压传动系统中的变量泵
	斜盘式			常用作液压传动系统中的变量泵，结构较径向式紧凑
	斜（弯）轴式			常用作液压传动系统中的变量泵，结构较径向式紧凑
隔膜泵	单双隔膜			计量泵、某些特殊介质（如易燃、易爆、有毒等）的输送泵，$n=10\sim100\mathrm{r/min}$

续上表

名称		工作元件运动方式	结构简图	用途
齿轮泵	外啮合	回转运动		润滑油泵，燃油、滑油输送泵，冷却水泵，液压油泵，液压马达
	内啮合		1、2-密封块；3-新月形隔板；4-内齿轮；5-外齿轮；6-泵壳	结构较紧凑，噪声小，运转较平稳，多用于液压系统
螺杆泵	单螺杆			适宜用作舱底水泵，燃油滑油输送泵，油水分离器的供水泵
	双螺杆		1-主动螺杆；2-同步齿轮；3-从动螺杆	适用于输送粘性介质以及流量要求均匀的场合

续上表

名称		工作元件运动方式	结构简图	用途
螺杆泵	三螺杆	回转运动		适用于输送粘性介质以及流量要求均匀的场合
叶片泵	非卸荷式		1-叶片；2-泵轴；3-泵体；4-转子	货油泵
	卸荷式		1、4-压油口；2-叶片；3、6-吸油口；5-定子；7-转子	适宜用作液压传动和操纵系统中的泵和液压马达
水环真空泵	单、双作用			离心泵引水

续上表

名称		工作元件运动方式	结构简图	用途
罗茨泵	二叶或三叶	回转运动		真空泵、气体增压泵（器）
叶轮泵	离心泵	回转运动		海水、淡水、燃油、滑油输送泵和通用水泵等。比转数 n_s=50～300者适宜封闭起动
	混流泵			大流量冷却水泵
	轴流泵			大流量低压头排水泵
	旋涡泵			辅锅炉给水泵，海、淡水压力柜输水泵

续上表

名称		工作元件运动方式	结构简图	用途
叶轮泵	喷射泵	高速喷射		空气抽逐器、舱底水泵、给水注水器

表 5.1.1-2　　**船用泵主要参数和特点**

项目 型式		参数范围				结构类型	特点
		n r/min	*p* MPa	*Q* m³/h	*η* %		
往复泵	活塞	40~350	0.5~9.8	20~60 以上	60~85	盘状活塞带活塞环；有曲柄式和直动式两种	有自吸能力，能产生很高的压头流量较小，且与压头无关，供液不均匀，转速不高，一般低于 200 r/min直动泵可低达 10 r/min。柱塞泵适用于短行程、高速度、*n*>550 r/min
往复泵	柱塞	40~750	0.15~55	<20~60		有曲柄、偏心轮、凸轮等型式	
往复泵	隔膜	≤100	0.2~0.5	<0.001		利用膜片、波纹管或筒形隔膜的弹性变形来改变工作容积	适合于输送易燃易爆、易挥发、有毒性、恶臭、强腐蚀等介质，但排量小，压头低，往复次数低
往复泵	径向柱塞	960~1450	6~40	3~24	75~92	定量式或变量、变向式	能变向变量，广泛用于闭式液压传动系统中。径向尺寸大，结构较复杂，转动惯量大
往复泵	轴向柱塞	1000~3000	5~55	0.6~15	85~95	变量变向式或定量式	能变向变量，径向尺寸小，转动惯量小，效率较高。结构复杂，要求油液清洁和粘度合适
回转泵	外啮合齿轮	300~4000	0.4~20	0.045~33	60~80	直齿、斜齿、人字齿	结构简单，工作可靠，有自吸能力，易磨损，噪声大，效率不高
回转泵	内啮合齿轮	1000 以下	≤ 15~35	0.24~6	<80	内齿轮泵和摆线转子泵	体积小，噪声较低，吸入性能较外啮合好，流量脉动小
回转泵	双螺杆	≤1700	≤2.94	1~500		内装型和外装型	吸入性能好，脉动小，噪声较低，外装型需要另设润滑，应用范围较宽
回转泵	三螺杆	900~18000	2~20	0.18~720	75~80	有双吸单排和单吸单排	结构简单，流量和压力脉动最小，转速高，对被送液体无扰动，适合于输送粘性液体，噪声小，最高压力可达 30 MPa

续上表

型式 \ 项目		参数范围 n r/min	p MPa	Q m³/h	η %	结构类型	特点
回转泵	单作用叶片	600～1800	2～6	0.24～6		定子曲线为等直径圆弧	流量不均匀，轴承径向受力不平衡，可作成变量泵。对油液的污染敏感
	双作用叶片	960～1450	6～20	0.24～12.6	≤75	定子曲线由4段过渡曲线和4段圆弧组成	流量较均匀，噪声小，轴承径向受力平衡，寿命长，不能变量，对油液的污染敏感，自吸能力弱
	偏心回转式	约1500	≤0.07	1.3～80		泵的作用数随偏心轮的个数而定	在船上多用作水泵，轴的转向不能任意改变。试验转向时，如果泵与电动机不能相互脱开，则在起动前应向泵内灌水，以防干磨
	水环真空泵	1450	68%（真空度）	（抽气量）1.44～2.88	（等温）30～50	分单作用、双作用、直叶、弯叶等几种	可抽送易燃、易爆、恶臭、剧毒等气体
叶轮式泵	离心泵	<3000	（单级）0.09～0.6	6～360	≤78	叶轮有开式、闭式和半开式三种。转能装置有螺壳式和导轮式的两种	没有自吸能力，可以关闭排出阀起动。转向不能改变，可输送含杂质液体
	轴流泵	<1450	<0.15	360～1.08×10⁵	≤87	叶片（3～5片）	结构简单，流量大而均匀，对水的污染不敏感，存在着轴向力
	旋涡泵	1450～2900	（单级）0.004～0.25	0.36～39.6	20～50	叶轮和流道均有开式和闭式两种结构	压头比离心泵高2～4倍，有自吸能力
喷射泵	水喷射泵				<30	可按级数、工作压力和工作介质分类，如单级射水抽气器	结构简单，管理方便，有自吸能力，起动迅速。可用作真空泵，锅炉给水泵，舱底水泵、泥浆泵、鱼泵等，但效率低
	蒸汽喷射泵				<30		水喷射泵的工作流体为具有压力的液体，被抽吸流体有液体，气体和固体 蒸汽喷射泵的工作流体为具有压力的蒸汽，被抽吸流体是液体

第2章 往 复 泵

1 往复泵的理论排量和平均流量

往复泵的每转排量可按下式计算:

柱塞泵

$$q_t=\frac{\pi}{4}D^2SZ \qquad m^3/r 或 mL/r \tag{5.1.2-1}$$

活塞泵(双作用)

$$q_t=2\frac{\pi}{4}(D^2-d^2/2)SZ \qquad m^3/r \tag{5.1.2-2}$$

式中:D——柱塞或活塞直径,m 或 cm;

d——活塞杆直径,m 或 cm;

S——柱塞或活塞行程,m 或 cm;

Z——泵缸数。

往复泵的理论平均流量可用下式计算:

$$Q_{tm}=nq_t/60 \qquad m^3/s \tag{5.1.2-3}$$

式中:q——排量,m^3/r;

n——泵轴转速,r/min。

2 活塞运动参数

活(柱)塞的运动参数,即位移、速度和加速度,随传动机构而异。由曲柄连杆机构传动的活塞,其运动参数为

位移 $x=r(1-\cos\beta)$ m (5.1.2-4)

速度 $c=r\omega\sin\beta$ m/s (5.1.2-5)

加速度 $a=r\omega^2\cos\beta$ m/s^2 (5.1.2-6)

式中:r—曲柄半径,m;

ω—曲柄回转角速度,rad/s

β—曲柄转角,rad。

各运动参数与泵传动轴角位移之间的关系如图 5.1.2-1 所示。

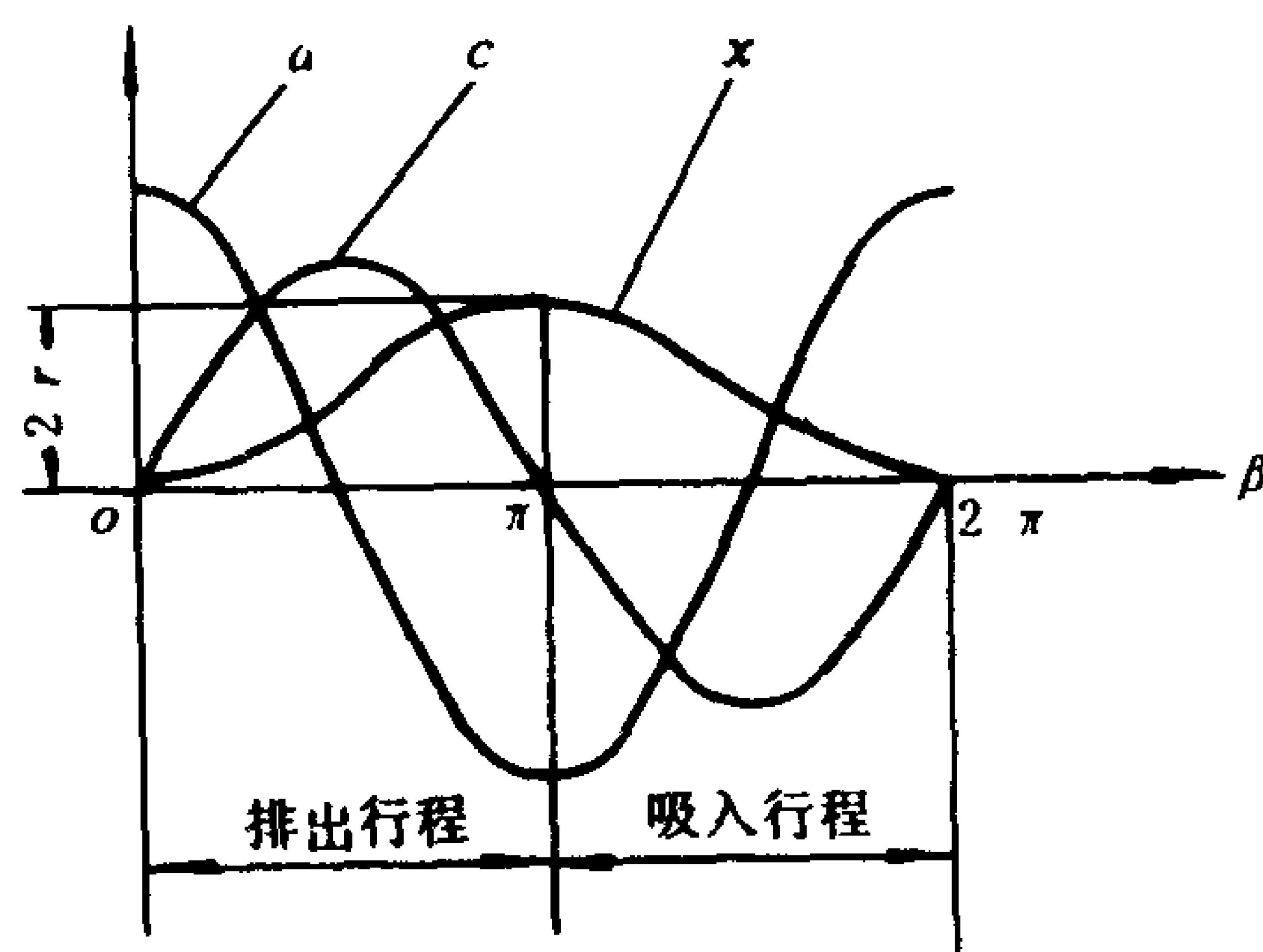


图 5.1.2-1 活(柱)塞的位移、速度和加速度与泵传动轴角位移间的关系

x-位移,c-速度,a-加速度,r-曲柄半径

3 瞬时流量

泵在每一瞬间排出或吸入的液体量称为瞬时流量Q_t。

由曲柄连杆机构带动的单缸单作用泵(下称单缸动力泵)的瞬时流量:

$$Q_t=Fr\omega\sin\beta \qquad m^3/s \tag{5.1.2-7}$$

液位下降，当压力Cp等于设定最高允许压力时，内管液位等于零，这时过剩的气体就会从内管逸出，放入大气使油舱内压力不再继续升高，如图b)所示。

相反，当油舱内压力低于大气压时，外管液位下降，内管液位升高，舱内压力降到允许的最高负压时，外管液位降到与内管管口一样，则大气被吸入到舱内，如图c)。

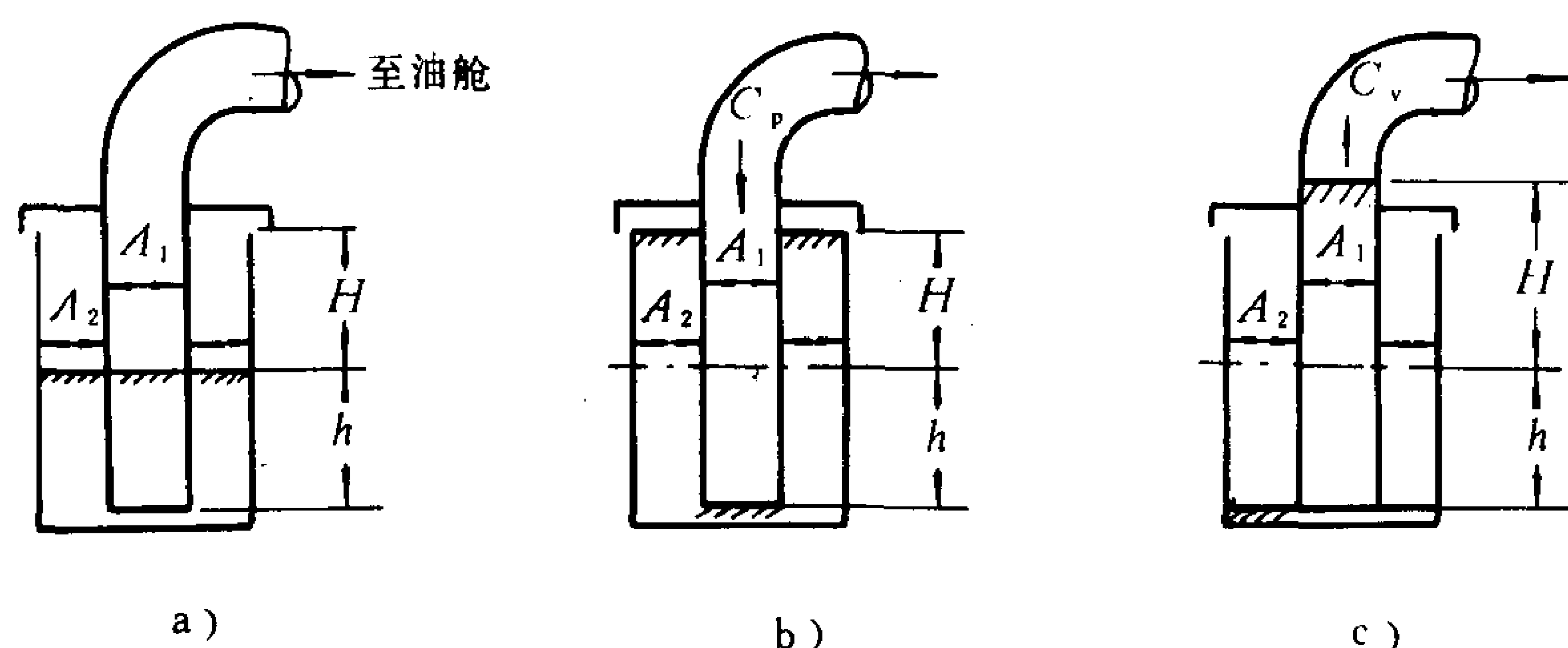


图7.7.4—17 压力值/真空安全装置

a)当油舱内压力等于大气压力时；b)当油舱内压力高于大气压力时；c)当油舱内压力低于大气压力时

压力/真空安全装置高压设定压力应大于呼吸阀正压动作压力，一般为0.0021MPa，负压一般设定值为-0.7kPa(-700mmH_2O)。

为确保安全，各国的造船规范都明确规定惰性气体系统必须装设压力/真空安全装置。

2.6 鼓风机

惰性气体系统一般使用大容量、高压电动离心式风机。

风机风量的选定应保证最大卸油量时油舱内能维持一微小的正压。一般船舶检验部门规定风机总风量比货油泵总排量至少大25%。

在惰性气体系统中风机比较容易发生故障，为保证当风机发生故障时不影响整个系统工作，每套惰性气体系统至少设置两台风机。每台风机风量，根据风机工作可靠性、航运中惰性气体使用情况等，一般可按以下方式配置：

1)设置两台，每台风量都是总风量的50%。

2)设置两台，1台风量等于总风量，另一台风量是总风量的50%。

3)设置两台，每台风机风量都是总风量。

此外，也可采用其它配置方式，主要依据产品标准、船主和规范要求等决定。

3 惰性气体系统操作和管理

3.1 惰性气体系统操作要点

3.1.1 惰性气体系统作业方式

在船舶各种航运状况时惰性气体系统的作业方式如图7.7.4—18所示。它包含以下各作业方式：

1)货油轮的惰性化：出厂的油船或已经洗舱和驱气的货舱应进行惰性化，以惰性气体来置

$$Q_{tmax}=Fr\omega\sin\frac{\pi}{2}=Fr\omega \qquad (5.1.2\text{-}10)$$

单缸双作用泵或双缸单作用泵

当$\delta=\pi$时 $Q_{tmax}=Fr\omega$ (5.1.2-11)

当$\delta=\frac{\pi}{2}$时 $Q_{tmax}=1.4Fr\omega$ (5.1.2-12)

三缸单作用泵

$$Q_{tmax}=Fr\omega \qquad (5.1.2\text{-}13)$$

双缸双作用泵（忽略活塞杆面积对流量的影响）或四缸单作用泵

$$Q_{tmax}=1.4Fr\omega \qquad (5.1.2\text{-}14)$$

根据平均流量的定义，图上的矩形高 AB 按所取的比例表示平均流量Q_{tm}，即：

单缸单作用泵 $Q_{tm}=Fr\omega\frac{1}{\pi}$ (5.1.2-15)

单缸双作用泵或双缸单作用泵

$$Q_{tm}=2Fr\omega\frac{1}{\pi} \qquad (5.1.2\text{-}16)$$

三缸单作用泵

$$Q_{tm}=3Fr\omega\frac{1}{\pi} \qquad (5.1.2\text{-}17)$$

双缸双作用泵或四缸单作用泵

$$Q_{tm}=4Fr\omega\frac{1}{\pi} \qquad (5.1.2\text{-}18)$$

4 流量的不均匀性

泵流量的不均匀性，可用“流量不均匀度”和“流量脉动率”表示。前者常用于水泵，后者多用于液压泵

4.1 流量不均匀度

泵的最大流量与平均流量之比称为流量不均匀度或流量波动系数，用 δ 表示。即

$$\delta=Q_{tmax}/Q_{tm} \qquad (5.1.2\text{-}19)$$

各种动力泵的δ 值见表 5.1.2-1

表 5.1.2-1 **动力式单作用往复泵的 δ值**

缸数 / δ	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q_{tmax}/Q_{tm}	3.14	1.57	1.05	1.10	1.016	1.047	1.008	1.026	1.005

δ 值越接近 1，泵的流量越均匀。可见三缸单作用泵的流量比其他泵均匀。

4.2 流量脉动率

在液压泵中，常把最大流量与最小流量的差值同平均流量之比值称为流量脉动率或流量不均匀系数，用 δ_Q 表示。即

$$\delta_Q=\frac{Q_{tmax}-Q_{tmin}}{Q_{tm}} \qquad (5.1.2\text{-}20)$$

若设 $\frac{Q_{tmax}-Q_{tm}}{Q_{tm}}=\delta_{Q1}$， $\frac{Q_{tmin}-Q_{tm}}{Q_{tm}}=\delta_{Q2}$

则

$$\delta_{Q1}-\delta_{Q2}=\delta_Q \qquad (5.1.2\text{-}21)$$

根据δ_{Q1}和δ_{Q2}便可看出瞬时流量相对于平均流量的波动。δ_{Q1}、δ_{Q2}、δ_Q的具体值见表5.1.2-2。

表 5.1.2-2　　不同缸数的δ_{Q1}、δ_{Q2}、δ_Q值

液缸数	1	2	3	4	5
δ_{Q1}	2.14	0.57	0.05	0.11	0.02
δ_{Q2}	−1.00	−1.00	−0.09	−0.21	−0.04
δ_Q	3.14	1.57	0.14	0.32	0.06

5 汽蚀

泵在吸入过程中，如果发现吸入压力低于被吸入液体当时的汽化压力，液体就将汽化，进而产生汽蚀，降低泵的效率，产生振动和噪声，甚至损坏泵内机件，使泵不能正常工作。因此泵的吸入压力必须大于液体当时温度所对应的饱和蒸汽压。

5.1 吸入压头

往复泵的吸入压头（见图5.1.2-3）：

$$\frac{p_s}{g\rho}=\frac{p_a}{g\rho}-(Z_s+\frac{C^2}{2g}+h_{is}+\Delta h_s) \qquad (5.1.2\text{-}22)$$

式中：p_s——吸入压力，Pa；

p_a——吸入液面上的压力（大气压），Pa；

Z_s——几何吸高，m；

c——活塞运动速度，m/s；

h_{is}——I—II断面间的惯性水头，m；

$$h_{is}=\frac{L_s}{g}\cdot\frac{du}{dt}\ ,\quad u=\frac{FC}{F_s}$$

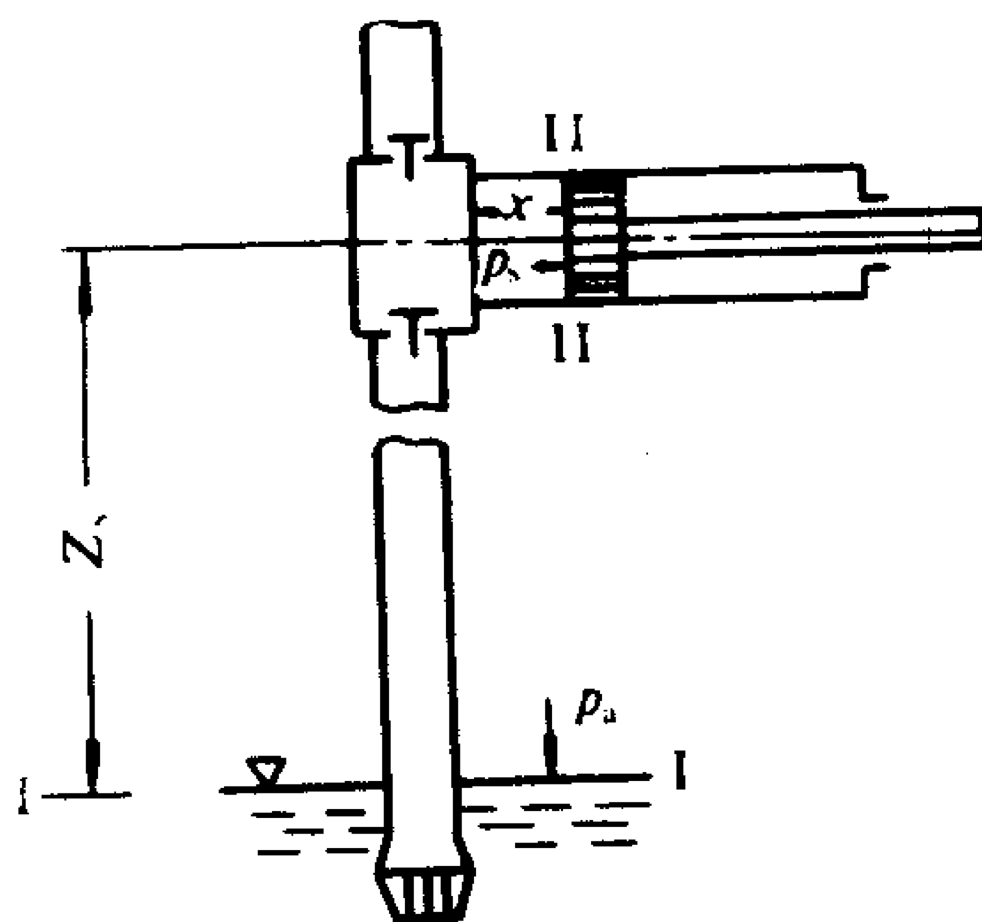


图 5.1.2-3　无空气室往复泵吸入工作示意图

其中：L_s——吸入管的当量长度，m；

F_s——吸入管截面积，m^2；

Δh_s——I—II断面间的总水力损失，m；

$$\Delta h_s=(\lambda\frac{Ls}{d_s}+\zeta)\left(\frac{F}{F_s}\right)^2 r^2\omega^2(\frac{2x}{r}-\frac{x^2}{r^2})/2g+\Delta h_{vs}$$

其中：λ——沿程阻力系数；

ζ——局部阻力系数；

d_s——吸入管段直径，m；

r——曲柄半径，m；

Δh_{vs}——吸入阀阻力损失，m；

F——活塞面积，m²

ρ——液体密度，kg/m³；

g——重力加速度，m/s²。

亦即吸入压头为

$$\frac{p_s}{g\rho}=\frac{p_a}{g\rho}-\{Zs+[1+(\lambda\frac{Ls}{ds}+\zeta)\ (\frac{F}{F_s})^2\frac{1}{2g}r^2\omega^2(\frac{2x}{r}-\frac{x^2}{r^2})\ +\frac{L_s}{g}\cdot\frac{F}{F_s}r\omega^2\ (1-\frac{x}{r})\ +\Delta h_{vs}]\}$$

(5.1.2-23)

式中各压头的变化曲线如图 5.1.2-4 所示。

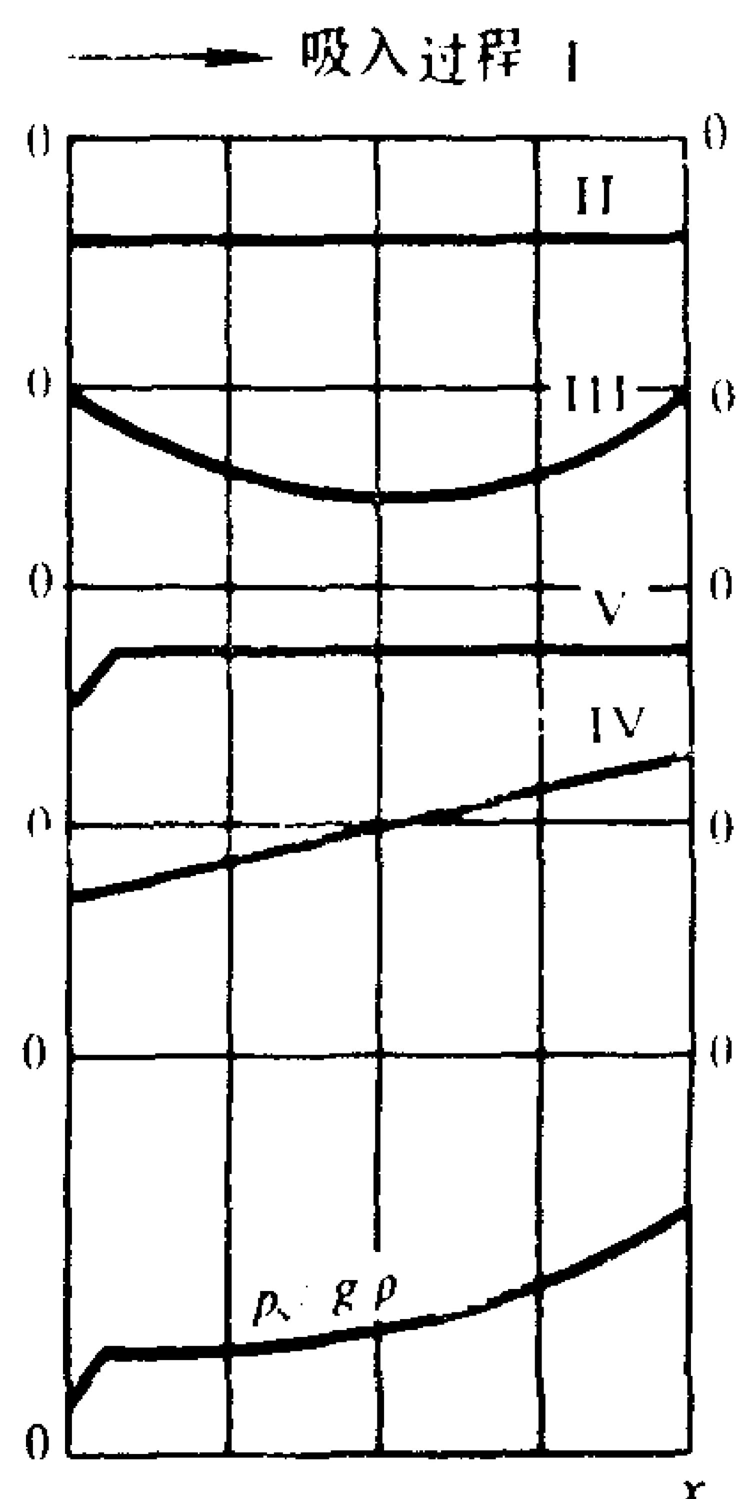


图 5.1.2-4　吸入压头变化曲线

I、II、III、IV、V分别表示 5.1.2-23 式右边的各项。

5.2　汽蚀条件

保证泵正常工作不发生汽蚀的条件是：

$$\frac{p_s}{g\rho}>\frac{p_v}{g\rho} \quad (5.1.2\text{-}24)$$

或　　$p_s>p_v$

式中：p_v——液体在当时温度下的饱和蒸汽压，见表 5.1.2-3。

表 5.1.2-3　　水在不同温度下的饱和蒸汽压

温度 ℃	压力 MPa	液柱 m	温度 ℃	压力 MPa	液柱 m
5	0.00087	0.09	10	0.00122	0.12
15	0.00170	0.18	20	0.00233	0.24
25	0.00316	0.32	30	0.00424	0.43
35	0.00562	0.57	40	0.00738	0.75
45	0.00959	0.97	50	0.01235	1.26
55	0.01576	1.58	60	0.01994	2.03
65	0.02503	2.56	70	0.03119	3.18
75	0.03858	3.95	80	0.04739	4.83
85	0.05783	5.87	90	0.07014	7.15
95	0.08455	8.47	100	0.1014	10.33

事实上，泵在吸入行程开始，即 $x=0$时，吸入压力最低，为了满足汽蚀条件，就必须使

$$\frac{p_a}{g\rho}-(Z_s+\frac{L_s}{g}\cdot\frac{F}{F_s}r\omega^2+\Delta h_{vs})\ >\frac{p_v}{g\rho} \quad (5.1.2\text{-}25)$$

5.3　防止汽蚀的措施

1）避免吸入液面上的压力降低。例如，为了保证凝水泵的正常工作，就应防止冷凝器的真空度过高。

2）降低几何吸高 Z_s。尽可能地降低泵的几何安装高度，特别是立式泵。最好使它具有流注高度。

3）减少吸入管路中的总水力损失Δh_s。如采用尽可能粗而直的光滑管子，避免异径管

路，减少弯头、三通、阀门等附件，保持滤器清洁和截止阀敞开等。

4）减少吸入阀的阻力损失Δh_{sv}。如采用轻质阀板（如橡胶、塑料等）和刚度合适的弹簧。

5）减少惯性水头h_{is}。可缩短吸入管长度 L_s或降低转速，以及装设吸入空气室等。

5.4 极限转速

为避免汽蚀，往复泵的最高转速应为汽蚀条件允许的极限转速 n_{cr}:

$$n_{cr} \leq 9.7\sqrt{\left(\frac{p_a - p_v}{g\rho} - Z_s - \Delta h_{vs}\right)/rL_s} \tag{5.1.2-26}$$

动力式往复泵的转速一般都在 200 r/min 以下。

活塞泵的许用往复次数为

$$n \leq n_{cr} \tag{5.1.2-27}$$

5.5 最大吸入高度

不同结构的泵有不同的最大吸入高度 Z_{smax}，并可由下式确定：

$$Z_{smax} = \frac{p_a}{g\rho} - \left(\frac{p_v}{g\rho} + \Delta h_{vs} + \frac{L_s}{g} r\omega^2\right) \tag{5.1.2-28}$$

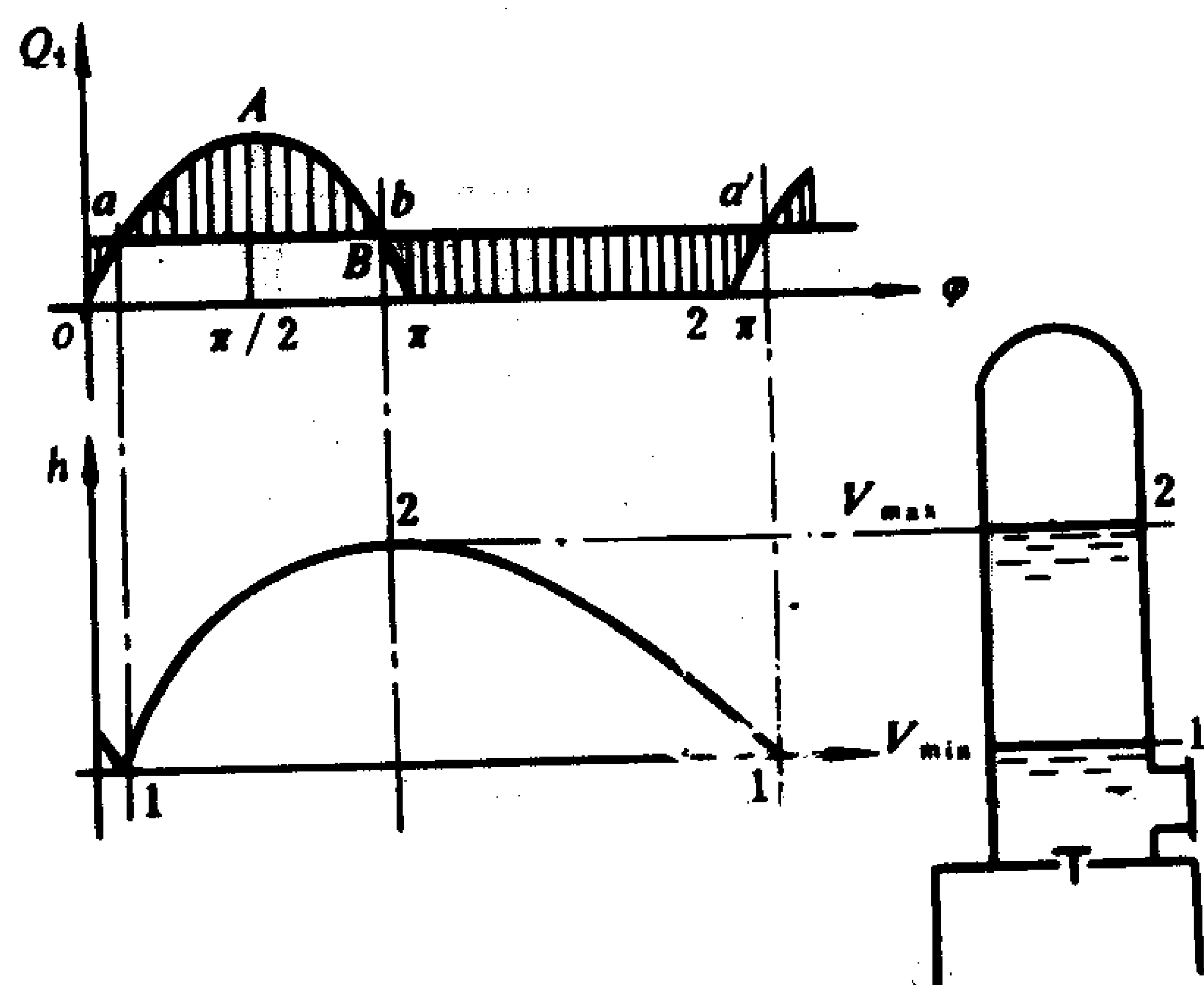
对既定的泵装置，当液体温度一定时，转速就会对吸高产生很大的影响，因此不能轻易提高泵的转速。

正常运转的泵如突然出现排量减少、振动和噪声加大等异常现象，则很可能是 Z_{smax} 过大导致了汽蚀，应找出原因并予排除。

6 空气室

6.1 空气室的功用和工作原理

空气室为一内部充有空气的密闭容器。无论是吸入空气室还是排出空气室，都是利用室内空气的压缩和膨胀来储存和放出一部分液体，以减少管路流量的不均匀程度。它常见于动力式往复泵的吸排管路。



1）排出空气室

排出空气室的工作原理如图5.1.2-5所示。曲线 OAB 是单缸单作用泵的瞬时流量曲线，而平均流量线即为水平线 aba'，两者相交于点 a、b。因此，在 a点之后，泵的瞬时流量就大于平均流量，其多出部分即进入空气室内储存，空气室内液位 h 上升，直至点 2。此时室内液体占有的体积达到最大值 V_{max}，而当瞬时流量小于平均流

量（曲线的 ba' 区间）时，空气室就向外放出部分液体，液位下降，直至 1 点。此时，液体占有的体积达到最小值 V_{min}，室内压力最低。如果空气室的容积足够，液面上下波动不大，则排出空气室后的流量脉动程度就可明显改善。

2）吸入空气室

吸入空气室如图 5.1.2-6 所示，它也是利用其存“存”、“放”液体的作用，来降低室前管道中的流量脉动程度。

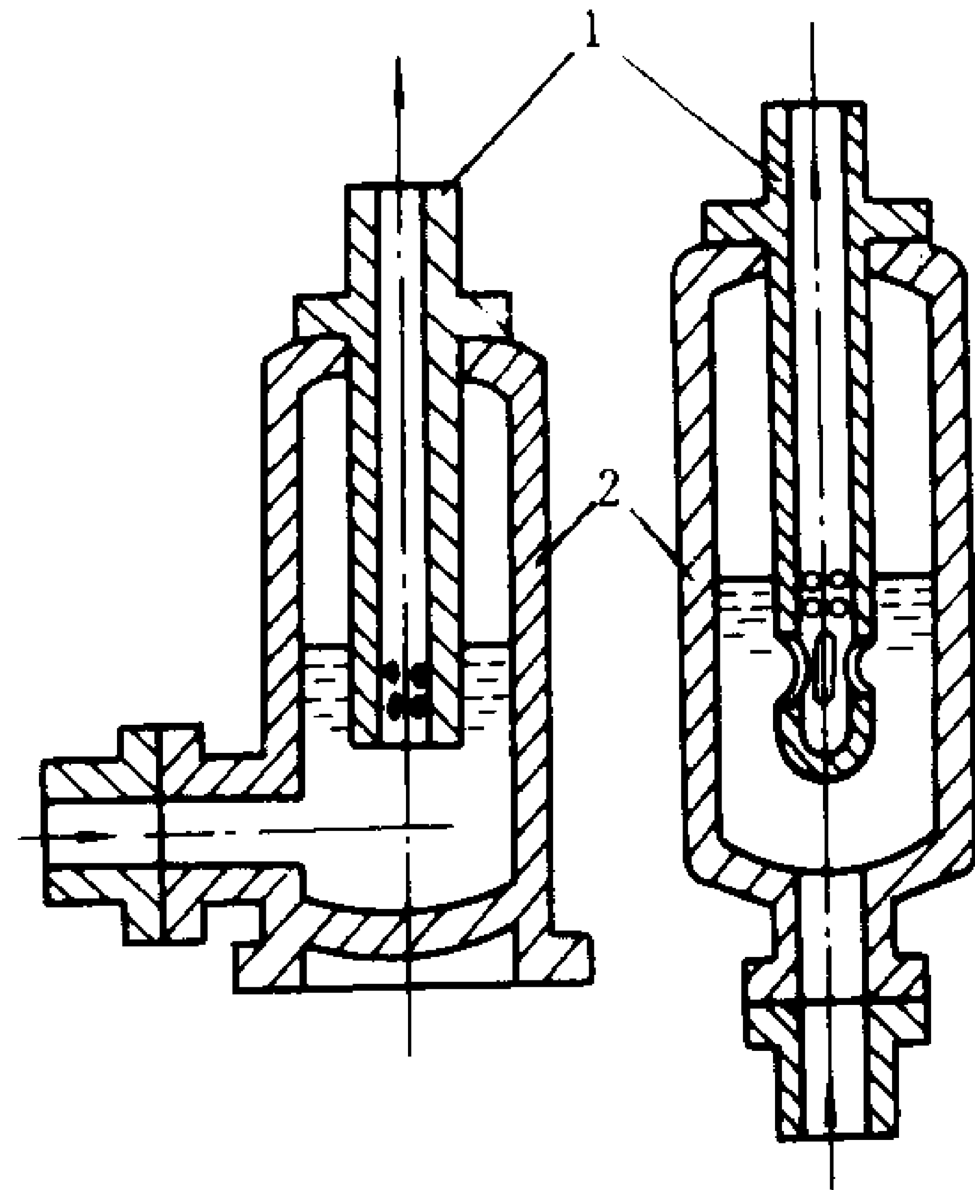


图 5.1.2-6 吸入空气室

1-吸入管；2-空气室

吸入空气室在工作时，室内的压力常为负值，溶解于液体中的气体必将析出，导致室内的气体量随工作时间的持续而增加。为了保持必要的液面高度，发挥其正常的“存”、“放”作用，必须及时放出气体。为此，吸入管的下端常做成斜切、缺口或钻有一圈小孔，如图 5.1.2-7 所示。

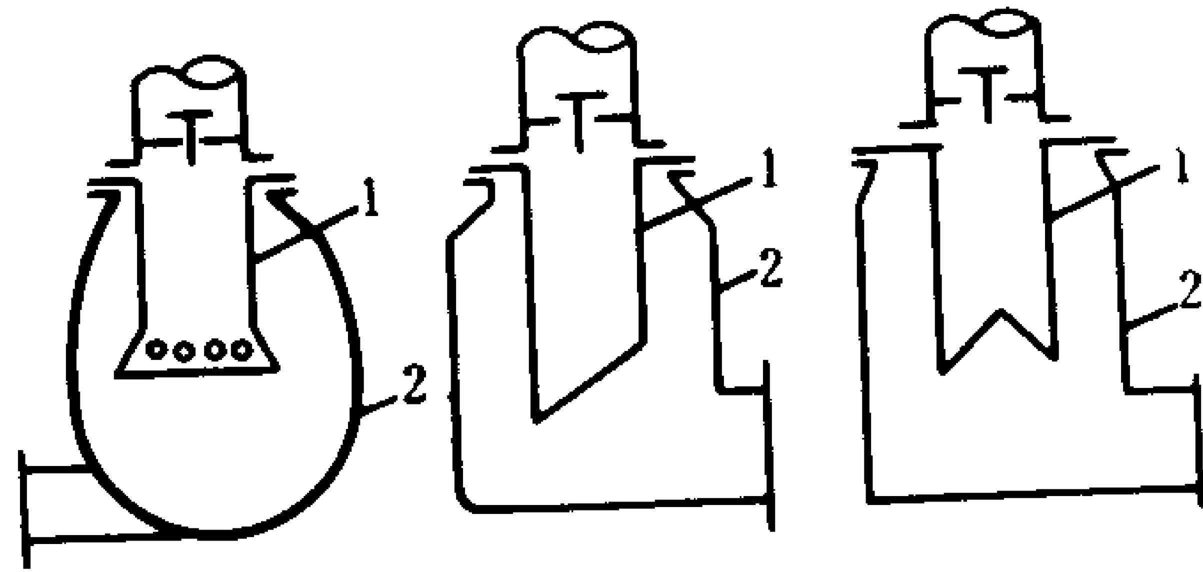


图 5.1.2-7 吸入短管形状

1-吸入管；2-空气室

与此相反，排出空气室内的压力常大于大气压力，空气将溶入液体，而被带走，导致室内气体量随工作时间的持续而减少。因此，必须通过注气阀（可调止回阀）或其他方式及时地予以补充。

船用泵装置中，一般只装设排出空气室。

6.2 结构类型

排出空气室分常压式和预压式两种。前者如图 5.1.2-8 所示。在工作前与大气连通，结构简单，管理方便，因此在船上得到普遍采用。但压力不高。

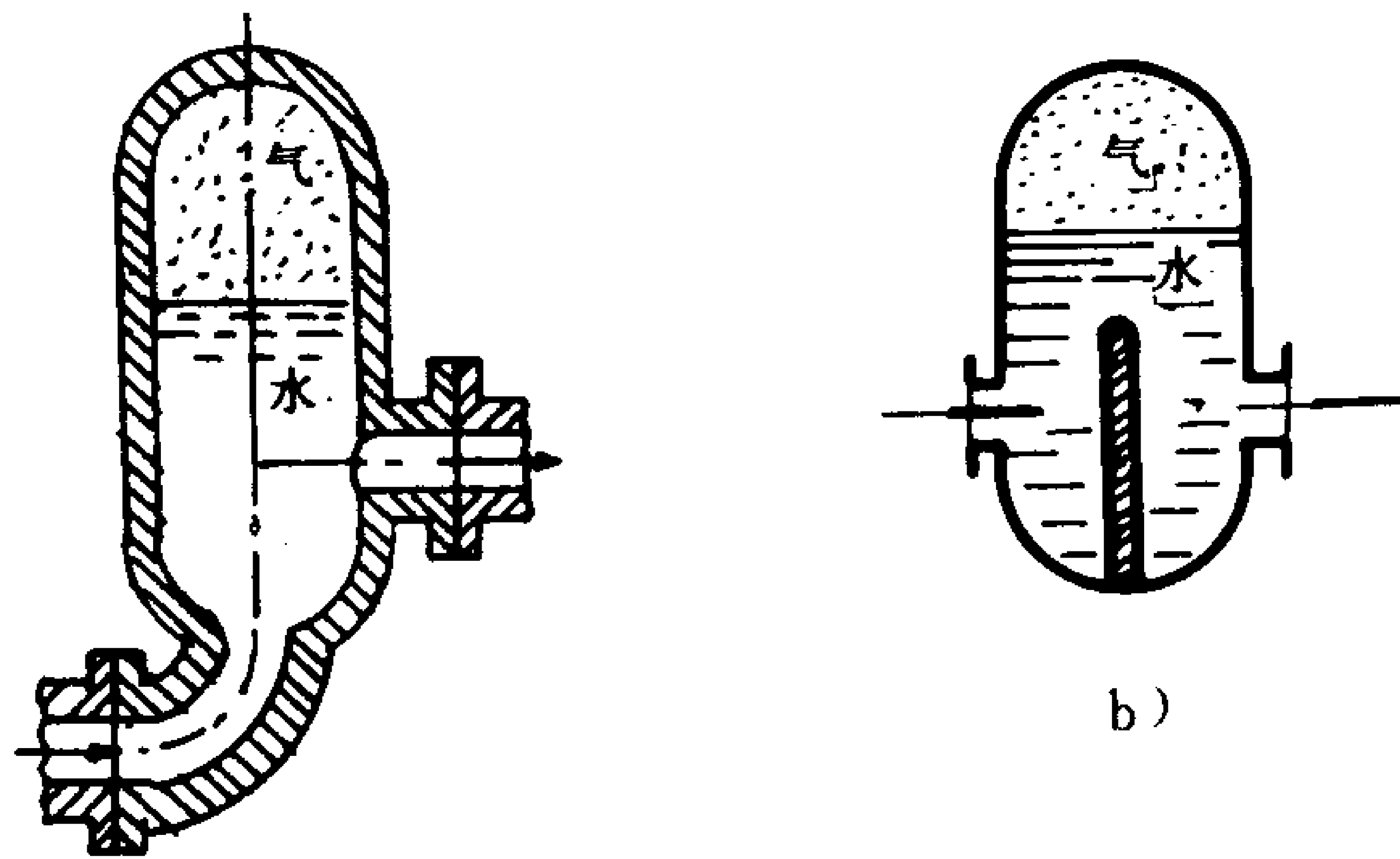


图 5.1.2-8 常压式空气室

a）无导向；*b*）有导向

常压式空气室根据液流情况又可分为直角无导向连接（图中a）和直角有导向连接（图中b）。常压式空气室体积较大，而且由于空气与水直接接触，室内空气会不断地溶入或析出，影响正常工作。

预压式空气室如图 5.1.2-9 所示。它有隔离元件将水和空气隔开，在工作中无需放出或补入空气。常用

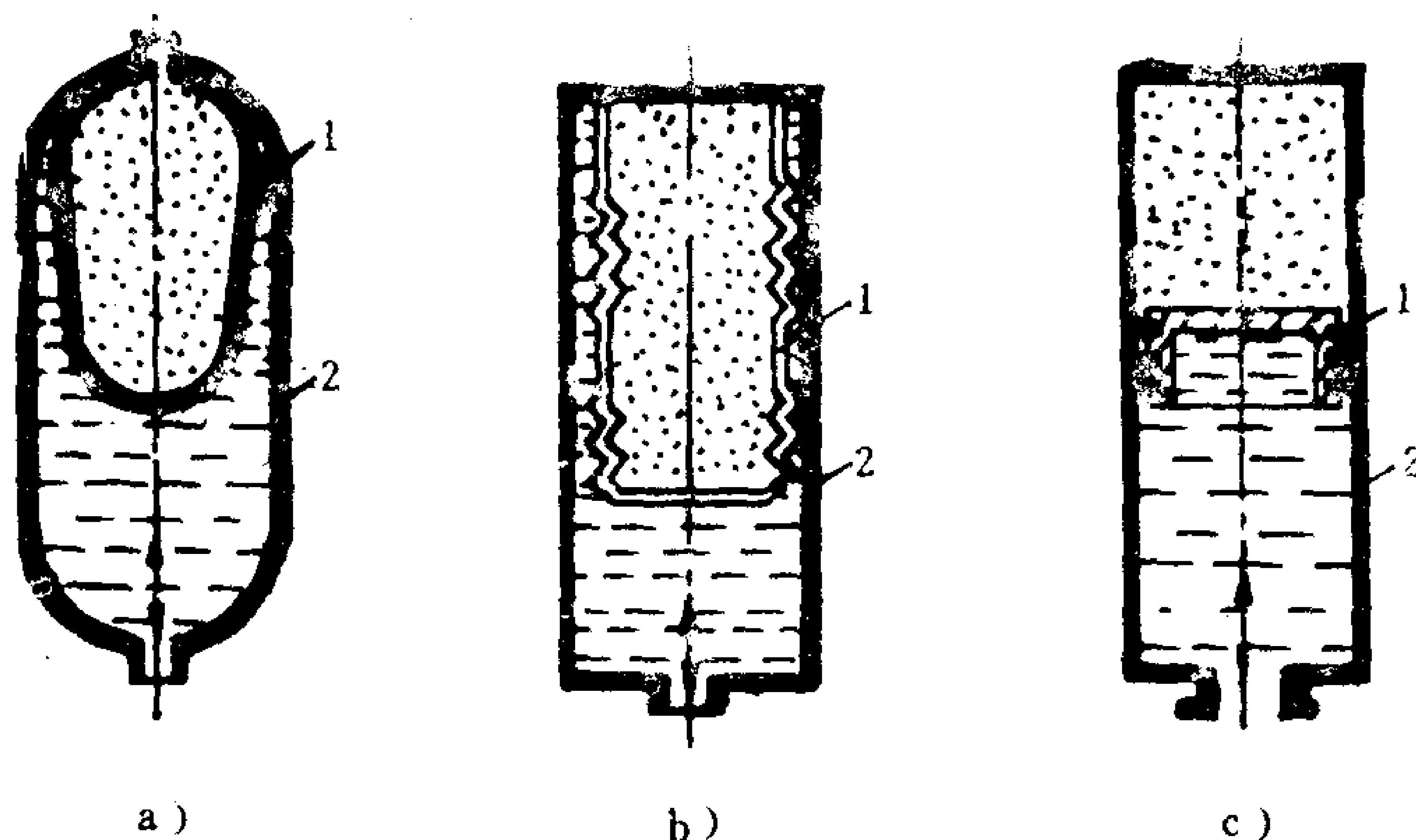


图 5.1.2-9 预压式空气室

a) 橡胶气囊；*b*) 金属波纹管 *c*) 金属活塞环

1-隔离元件；2-空气室

的隔离元件有橡胶气囊（图中a)、弹性隔膜（图中b)。使用前应充入一定压力的气体。如果充入惰性气体，则可用于与易燃易爆液体的隔离。

6.3 空气室的最小容积

排出空气室的容积 V_{ac} 可根据管路允许的流量脉动率 δ_Q（绝对值）确定：

$$V_{ac}=\frac{kp_{acm}\beta V_s}{4\,p_{ac}g\rho h_{Ld}\delta_{Qm}} \quad m^3 \qquad (5.1.2\text{-}29)$$

式中：k ——室内空气被液体带走的损失系数，常压式 $k=1.5$，预压式$k=1$；

p_{acm}——泵运转时室内气体的平均压力(绝对)，P_a，一般取 p_{acm}等于平均排出压力；

V_s——活塞行程容积 $(\frac{\pi}{4}D^2S)$，m^3；

β——剩余流量系数（剩余流量 ΔV 与 V_s 之比)，它与泵的结构有关，数值见表 5.1.2-4 a和 5.1.2-4 b

p_{ac}——充气压力（绝对)，常压式空气室等于 0.098 MPa；

ρ——所输送液体的密度，kg/m^3；

h_{Ld}——排出管路的沿程阻力与局部阻力之和，m；

δ_{Qm}——室后排出管路中的平均流量脉动率δ_{Qm}，可根据使用要求选用，通常 $\delta_{Qm}=0.005\sim0.04$。

表 5.1.2-4 a 单作用动力泵的 β 值

$\lambda=r/l$	液缸数					
	1	2	3	4	5	6
0.10	0.5516	0.2122	0.0183	0.0421	0.0053	0.0181
0.15	0.5521	0.2139	0.0235	0.0421	0.0065	0.0181
0.20	0.5530	0.2168	0.0290	0.0421	0.0077	0.0181
0.25	0.5543	0.2202	0.0347	0.0421	0.0090	0.0181

表 5.1.2-4 b　　　　　　　　　　**双作用泵的 β 值**

$\lambda=r/l$	$\frac{F-f}{F}$	双　缸	三　缸
0.15	0.50	0.3221	0.0201
	0.60	0.2613	0.0196
	0.70	0.2024	0.0192
	0.80	0.1460	0.0188
	0.90	0.0925	0.0184
	1.00	0.0422	0.0181
0.20	0.50	0.3270	0.0225
	0.60	0.2653	0.0214
	0.70	0.2055	0.0205
	0.80	0.1481	0.0196
	0.90	0.0936	0.0188
	1.00	0.0422	0.0181
0.25	0.50	0.3319	0.0249
	0.60	0.2693	0.0233
	0.70	0.2085	0.0219
	0.80	0.1502	0.0205
	0.90	0.09465	0.0192
	1.00	0.04220	0.0181

V_{ac} 也可按压力脉动率（缺δ_{Qm}数据时）$\delta_p=\left(\frac{p_{acmax}-p_{acmin}}{p_{acm}}\right)$即室中高、低压力差与平均压力的比值来确定，这时

$$V_{ac}=\frac{kp_{acm}\beta V_s}{p_{ac}\delta_p}\quad \mathrm{m^3} \tag{5.1.2-30}$$

一般取 $\delta_p=0.1\sim0.5$。

对所求得的容积，应进行共振校核，即应使空气室的容积为

$$V_{ac}>\frac{kp_{acm}F_d}{p_{ac}\rho L_d r^2\omega^2}\quad \mathrm{m^3} \tag{5.1.2-31}$$

实际空气室的容积常取计算平均容积 V_m 的 1.5 倍，即 $V_a=1.5V_m$。

圆筒形空气室的内径 D 与高度 H 之比值，常取 2:3。

直接接触的闭式空气室的容积为

$$V_{ac}=\frac{\beta\pi D^2S}{4\delta_p}\quad \mathrm{m^3} \tag{5.1.2-32}$$

式中：D——活塞直径，m；

S——活塞行程，m；

β——其值见表 5.1.2-4；

$\delta_p=0.01\sim0.05$。

6.4　安装和使用

1）排出空气室

排出空气室应尽可能靠近泵的排出口安装。空气室与进气液管的连接如图 5.1.2-10 所示。

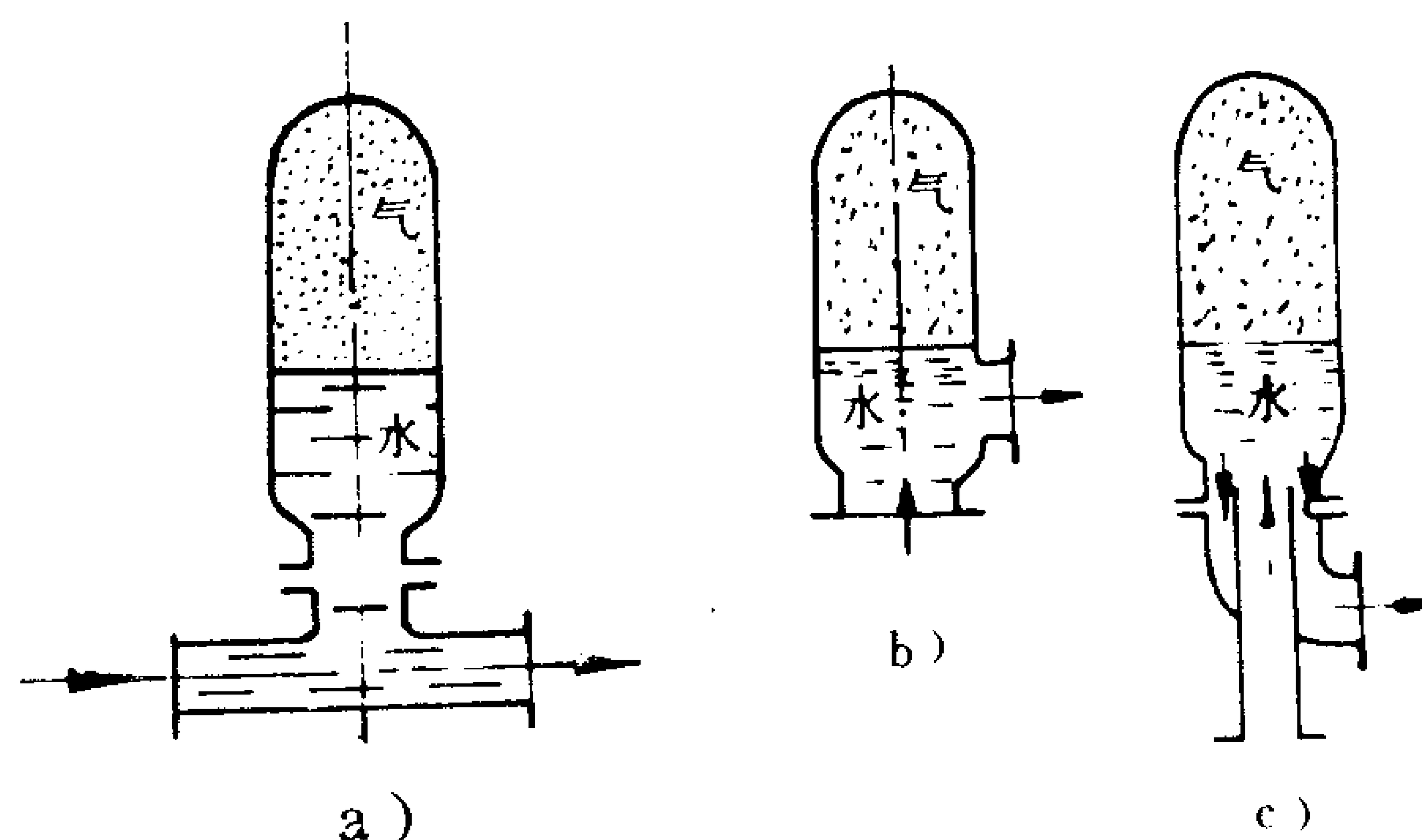


图 5.1.2-10　空气室的安装示意图

a）三通连接；b）直的连接；c）导向直角连接

轻质油（汽油、煤油、柴油等）	常温
滑油、重柴油等	40～60℃
原油、重质燃料油等	60～80℃

3）洗舱前必须明确各自岗位，按排好负责人和操作人员。

4）如在港内进行洗舱时，必须报告港务监督部门并取得许可。

5）洗舱作业时，船上必须控制明火，例如，限制只可在吸烟室内吸烟，禁止港作船靠泊等。并且在雷雨来临前停止作业。

6）洗舱水必须妥善处理。洗舱后在舱底的洗舱污油水必须及时抽空。洗舱污油水在任何情况下，不能直接排放出海，以免造成海域污染。通常情况下，应排到岸上专门的污油水处理站。如在船上设有处理设备时，也可处理后排放。在港区附近排放，则水中含油量不得超过 15mg/L。如果船上装用压载水排油监控装置，则允许在最近陆地 50nmile 之外，通过排油监控装置排放。排放时必须符合 73/78 防污公约的规定（见本篇第 3 章表 7.7.1—2）。

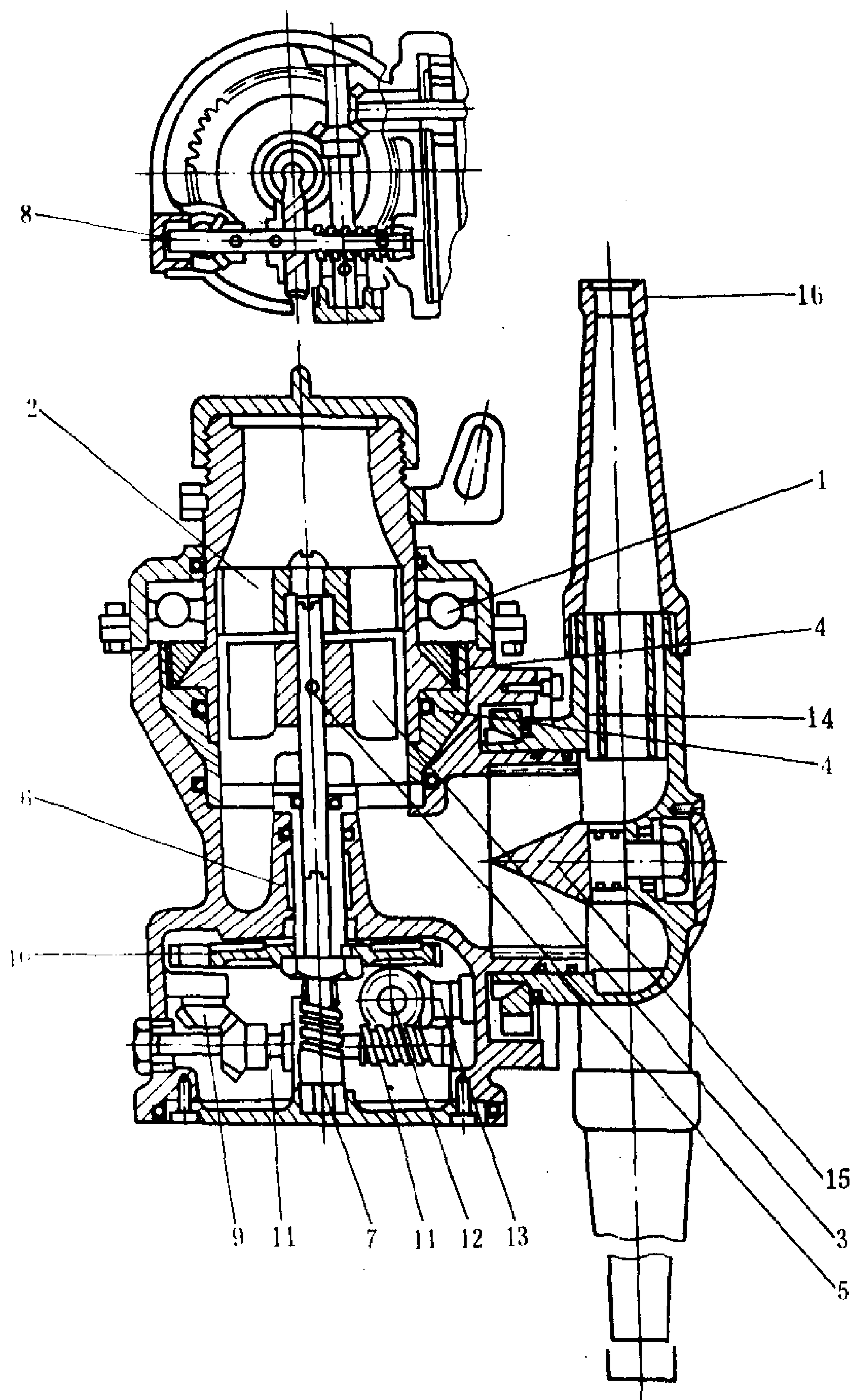


图 7.7.5—2　双喷嘴洗舱机

1—滚动轴承；2—导叶；3—回转叶轮；4—填料；5—传动立轴；6—内套；7—传动主蜗杆；8—中间传动蜗杆；9—传动伞齿轮；10—传动齿轮；11、12、13—中间传动蜗杆付；14—喷嘴传动齿轮；15—喷嘴传动轴；16—喷嘴

2.3　水洗舱用的洗舱机

2.3.1　对洗舱机的基本要求

1）本体应用导电性能好且不易锈蚀的材料制成；并当与舱内其它金属物碰撞时不会发生火花。一般均采用铜或其它有色合金材料。

2）重量不能太重，以一个人可以搬动为宜。

3）喷嘴应有良好的喷射能力，保证水柱形喷射。在相同工作压力下，消耗水量要少，射程要远。

4）能自动回转。在洗舱工作水压力的作用下，喷嘴能自动作 360°方向的旋转。以保证可以冲洗到舱壁的四周。

5）工作可靠，检修方便，维护工作量少。重量轻，体积小等。

2.3.2　手提式洗舱机

当前世界上洗舱机产品较多，但形式却大同小异。较典型的一种如图 7.7.5—2 所示。洗舱机为双喷嘴式，喷嘴直径 11～13mm，耗水量 26～37m^3/h，当工作压力为 0.7～1.2MPa 时有效射程可达 10～14m，本体重量为 18kg。

双喷嘴 16 可在传动蜗杆付 11、12、13 和齿轮 14 等传动下回转。本体的下半部连同喷嘴在

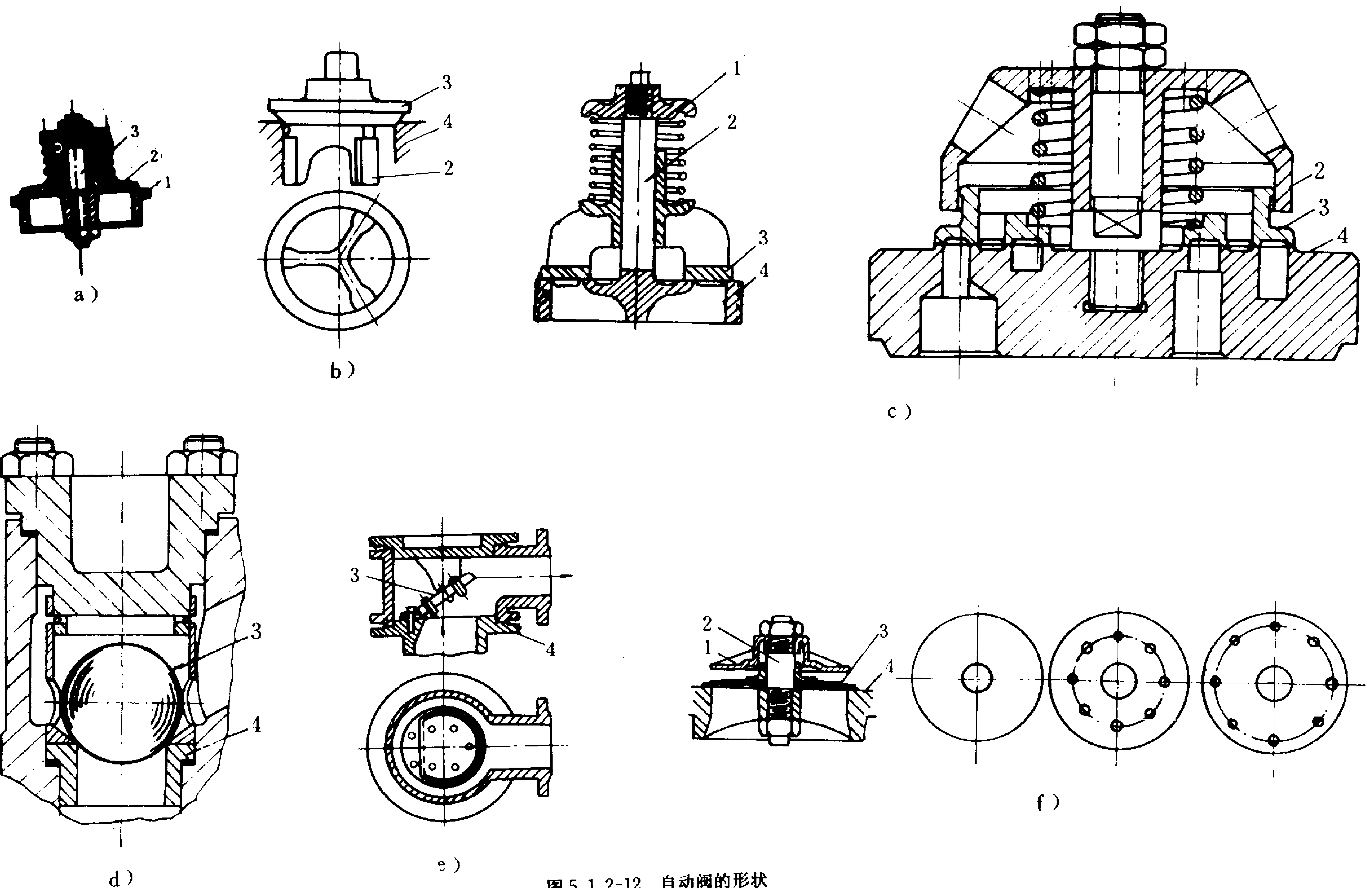


图 5.1.2-12　自动阀的形状

a）平板阀；*b*）锥形阀；*c*）环状阀；*d*）球阀；*e*）蝶阀；*f*）金刚阀

1-升程限制器；2-导向装置；3-阀；4-阀座

表 5.1.2-5　　　　　　　　　　　　　自动阀的名称、用途和材质

名称	用　　途	材　质	说　　明
平板阀	适用于输送常温清水、低粘度油液等流量大而压头不高的场合	青铜、不锈钢、橡胶、铸铁	通流面积大，刚度有限
锥形阀	适用于输送粘性液体，刚度较大，常用于高压和超高压泵中	锡青铜	流量系数大，水力阻力小，密封性能好
环形阀	适用于输送清水、低粘度油液等大流量场合。通流面积大，刚度弱，不宜用于高压泵	青铜、铸铁	加工安装精度要求较高
球阀	适用于输送粘度较高的油液和污秽性液体（对密封面有"自洁"作用），不宜用于往复次数较高（通常 $n \leq 100$ r/min）、流量大的泵中	标准钢球、黄铜	密封接触面较小，密封性能好，η_v 较高
金刚阀	适用于低压清水泵或湿式空气泵	黄铜、磷青铜	启闭冲击小，有良好的水密、气密性
蝶阀	适宜用作吸入底阀或排出管上的止回阀	黄铜、铸铁	阀座中心线与水平垂直，开度 $\beta < 90°$

7.2　结构参数

1）平板阀的阀板直径

$$d_v = \frac{F c_{max}}{\mu \pi c_s h_{max} Z} \quad \text{cm} \qquad (5.1.2\text{-}33)$$

式中：F——泵缸截面积，cm^2；

c_{max}——活塞的最大运动速度，cm/s；

μ——流量系数，由实验确定。水泵的 μ 值见表 5.1.2-6；

c_s——阀缝流速，cm/s，见表 5.1.2-7、表 5.1.2-8；

h_{max}——阀的最大升程，cm；

Z——该作用空间的阀门数（按同一功能计算）。

表 5.1.2-6　　　　　　　　　　　　　流量系数 μ

阀升程(mm)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
μ	0.870	0.732	0.650	0.599	0.560	0.532	0.515	0.500	0.485	0.479	0.459	0.445	0.431	0.420	0.407	0.395	0.381	0.370

表 5.1.2-7　　　　　　　　　　　　排出阀的阀缝流速 c_s

泵压头H　m水柱	20	30	50	70	125	200	500	1000
c_s　m/s	2	2.5	3.5	4	5	6	8	10

表 5.1.2-8　　　　　　　　　　　　吸入阀的阀缝流速 c_s

吸入高度 Z_s　m水柱	−2	0	1.5	3	4	5	6	7
c_s　m/s	8	9	7	6	5	4	3	2

2）锥形阀阀板的直径

$$d_v = \frac{F c_{max}}{\mu \pi h_{max} c_s \sin\beta Z} \quad \text{cm} \qquad (5.1.2\text{-}34)$$

式中：β——锥面角，一般取45°或60°；

h_{max}——阀的最大升程，通常约为0.4～1 cm。

阀的允许关闭速度，与阀板质量、密封面接触宽度、阀板和阀座材料的机械性能、接触面硬度、阀结构型式以及输送液体的性质等有关。在不考虑阀板质量时，可取为6～6.5 cm/s。

要使阀无声地工作，一般须满足以下条件：

$$nh_{max} \leq 600 \sim 650$$

对于密封面为非金属并具有弹性的阀，该值允许适当提高，通常不超过800～1000。

对弹簧阀的允许关闭速度应严加控制。

一般盘阀直径 $d_v \leq 60$ mm，最大不超过100 mm，否则应采用群阀。

3）盘阀密封面的宽度

$$b = \frac{d_v - d_s}{2} \quad \text{cm} \qquad (5.1.2\text{-}35)$$

式中：d_s——阀座孔径，cm。

宽度 b 视阀的材质而定。对于金属阀，$b = 0.2\sqrt{d_s}$；对于非金属阀或镶有非金属接触边缘的阀（阀座为金属），$b = 0.42\sqrt{d_s}$。

在材料抗压强度允许的条件下，b 应尽可能取小值，以利关闭严密和研磨、修复方便。一般取 $b = 0.2 \sim 0.6$ cm。当用于输送含有杂质的液体或阀为非金属时，b 值可适当加大。

阀下部有导筋的阀板直径 d_v，可分别比式5.1.2-34、式5.1.2-35中的 d_v 值小20%左右。

常用泵阀材料的许用比压见表5.1.2-9。

表5.1.2-9　　常用泵阀材料的许用比压

材料名称	容　许　比　压（MPa）
软橡胶	1.37～2.4
硬橡胶	3.92～5.88
铸　铁	12.74～13.72
青　铜	13.72～19.6
磷青铜	19.60～58.8
不锈钢	29.40～78.4

4）环状阀阀座的当量直径

$$d = 2\sqrt{\frac{Q_m}{v_{max}}} \quad \text{cm} \qquad (5.1.2\text{-}36)$$

式中：Q_m——每个阀中的平均流量，cm^3/s；

v_{max}——阀座中的最大瞬时流速，cm/s。

环阀适宜在采用群阀仍不能有效降低阀径的情况下使用。

阀环总的平均直径（各环平均直径之和）：

$$d_m = \frac{d^2}{4b_m} \quad \text{cm} \qquad (5.1.2\text{-}37)$$

式中：b_m——每环的平均宽度，cm。

单环阀 $b_m = (0.19 \sim 0.24)$d；双环阀 $b_m = (0.18 \sim 0.20)$d；三环阀 $b_m = (0.13 \sim 0.15)$d。

当 $d_m \leq 12$ cm时可用单环阀，$d > 12$ cm时可用双环阀和三环阀。

5）环状阀的最大升程

$$h_{max} = \frac{[U_f]}{\omega} \approx \frac{10[U_f]}{n} \quad \text{cm}$$

阀的允许关闭速度 $[U_f]$ 一般小于或等于 20 cm/s。阀板与阀座密封接触面宽度 b 一般取为 0.2～0.4 cm。

6）球阀阀座孔径

$$d_k = 1.02 \times 10^{-9} \frac{\rho_j}{\rho_t - \rho_j} \cdot \frac{(SD^2)^2 n^4 k}{k_m [U_f]^2} \quad \text{cm} \qquad (5.1.2\text{-}38)$$

式中：ρ_j——输送介质的密度，，g/cm³；

ρ_t——阀球材料密度，g/cm³

S——活塞（柱塞）行程，cm；

D——活（柱）塞直径，cm；、

n——泵每分钟往复次数，r/min；

k——系数，当 $r/l \leq 0.25$ 时，$k \approx 1.03$；

k_m——惯性力影响系数，$k_m = 0.97Q^{-0.608}$（Q为单缸泵的流量，L/min）。

7）阀球直径

$$d_v = \frac{d_k}{\sin\alpha} \quad \text{cm} \qquad (5.1.2\text{-}39)$$

式中： α——锥角的一半，多取 $\alpha = 45°$。

阀用钢球的尺寸精度，按所划分的等级不得低于 II 级；阀座孔圆度公差要求较高，一般不应低于 GB 1184—80 所规定的 8 级精度。

阀的最大升程 $h_{max} = \frac{10[U_f]}{n}$ cm (5.1.2-40)

7.3 主要要求

7.3.1 技术要求

1）阀板与阀座密封面的表面粗糙度应在 $\overset{0.8}{\bigtriangledown}$ 以下；对于有非金属弹性密封圈的阀，金属密封面的粗糙度不应高于 $\overset{3.2}{\bigtriangledown}$。

2）球阀的圆度不应低于 GB 1140-80 所规定的 4 级精度，表面粗糙度不高于 $\overset{0.2}{\bigtriangledown}$。

3）对板阀(球阀)与阀座密封面应进行密封试验，注入煤油经 3～5 min不得有任何泄漏。

4）阀板与阀座（有导向）的同轴度允差不低于GB 1184-80 所规定的 8 级精度；工作面与轴线的垂直度不低于同一规定的 7 级精度。

7.3.2 对阀工作的要求

1）关闭严密；

2）启闭动作及时；

3）落座时无撞击；

4）阻力损失小。

7.3.3 阀中阻力

1）开启阻力

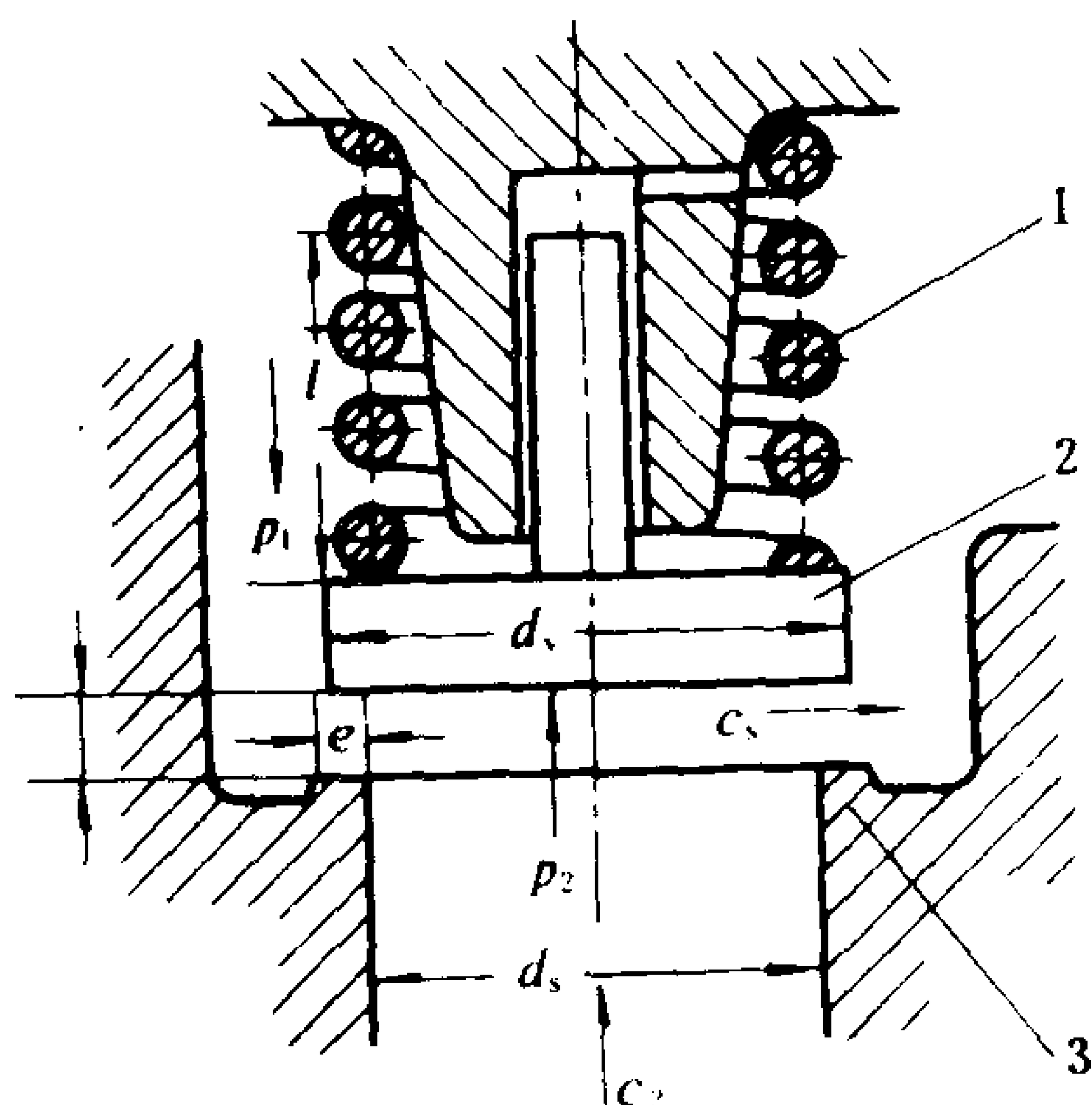


图 5.1.2-13 曲轴泵排出阀
1-弹簧；2-阀板；3-阀座

根据图 5.1.2-13，开启阻力h_v为

$$h_v=\frac{1}{g\rho f_s}\{[p_1\ (f_v-f_s)\ +(G_v+R)]+\frac{G_v}{g}j_v\}\quad \text{m}\qquad(5.1.2\text{-}41)$$

式中：ρ——输送液体的密度，kg/m³

f_s——阀座孔面积$\frac{\pi d_s^2}{4}$，m²;

p_1——阀板上方压力，N/m²;

f_v——阀板面积，m²;

G_v——液体中阀和弹簧的重力，N;

R——弹簧的初张力，N;

j_v——阀开启时的加速度（取决于活塞速度的变化率），m/s²。

2）最大通流阻力

$$h_{vmax}=\zeta\frac{c^2_{smax}}{2g}\quad \text{m}\qquad(5.1.2\text{-}42)$$

式中：ζ——水力阻力系数，可从有关手册中查得；

c_{smax}——阀缝的最大流速，m/s。

7.3.4 阀的升程

板阀的升程

$$h=\frac{1}{\mu\pi d_v c_s}\ (Fc-f_vF\frac{dc}{dt}\frac{1}{\mu\pi d_v c_s})\qquad(5.1.2\text{-}43)$$

或

$$h=\frac{Fr\omega\sin\beta}{\mu\pi d_u c_s}-\frac{Fr\omega^2\cos\beta}{(\mu\pi d_v c_s)^2}\qquad(5.1.2\text{-}44)$$

式中：μ——阀门的流量系数，它等于断面收缩系数乘流速系数；

c——活塞瞬时速度，m/s;

F——活塞面积，m²

c_s——阀缝流速，m/s。

h 随 β 变化的曲线如图 5.1.2-14 所示。由图可知，$\beta=0$ 时，$h<0$，阀未开启，直到转过 φ_1 角后方才开启。同样，当 $\beta=\pi$时，阀未关闭，直到曲柄转到极点后的φ_2角阀才落座。因此，φ_1和 h_0 分别称为阀开启滞后角和阀关闭滞后升程。滞后角一般应小于 5°。

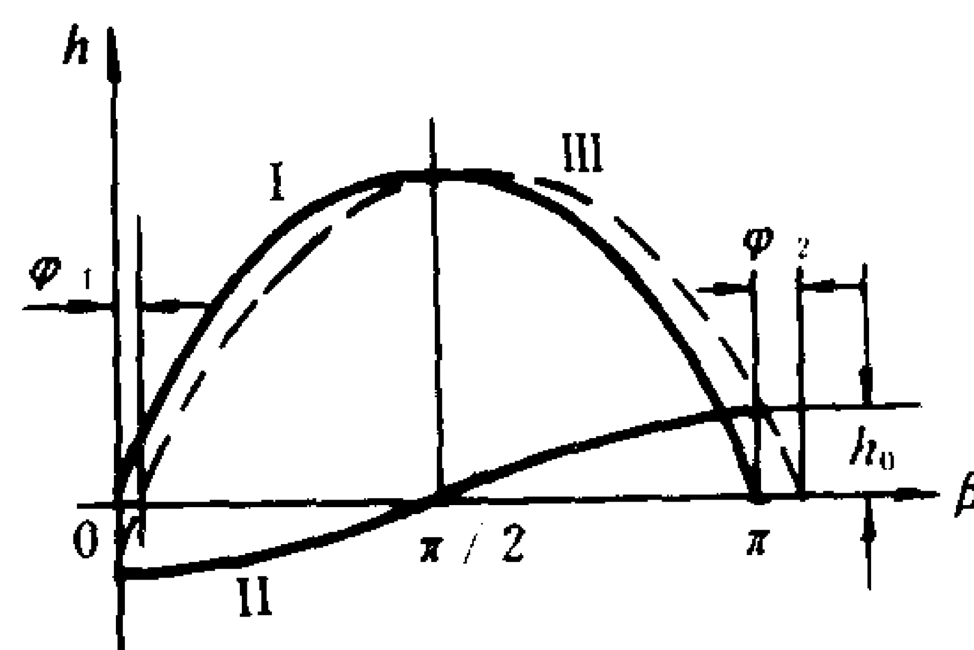


图 5.1.2-14 阀的升程变化曲线
I-公式 3.1.2-44 右边第一项；
II-上述右第二项；III-h 曲线

8 泵缸和缸套

8.1 结构和材质

高压和中、小流量的柱塞泵．以单缸和三缸的型式为多。低压、大流量活塞泵则以双缸双作用型式为多。

泵缸可以整体铸成，也可各缸分开铸造，然后通过螺栓加以组合。后者便于单个修理和更换，但连接件较多，加工面较大。为了避免腐蚀，有的泵缸镶有黄铜、不锈钢之类抗腐蚀能力强的衬套。

整体式单作用柱塞泵缸体如图 5.1.2-15 所示。

图 5.1.2-16 所示为内部衬有不锈钢衬套的呈十字孔的四通整体式泵缸体。

双作用泵的缸体形状比较复杂，一般采用整体铸造，个别采用锻焊或铸焊结构。

整体卧式双缸双作用泵缸体如图 5.1.2-17 所示。当用于输送常温液体时，多采用铸铁（HT 20～40）；用于输送高温油液时，多采用铸钢（ZG 35）。

大型泵缸体常将左右两缸分开铸造。

8.1.1 缸体尺寸

为使受力复杂的泵缸体设计简化，一般采用薄壁圆筒公式计算：

$$\delta=\frac{pD_1}{[\sigma]\ \psi-p}+c \qquad \text{cm} \qquad (5.1.2\text{-}45)$$

式中：p——缸内最大工作压力，10^5Pa；

D_1——泵缸内径，cm；

ψ——焊接系数，无焊接$\psi=1$；

c——铸造偏心和腐蚀裕量，一般取 0.3～0.8 cm。小型泵、液体腐蚀性较小的取小值；

$[\sigma]$——材料的许用应力，见表 5.1.2-10。

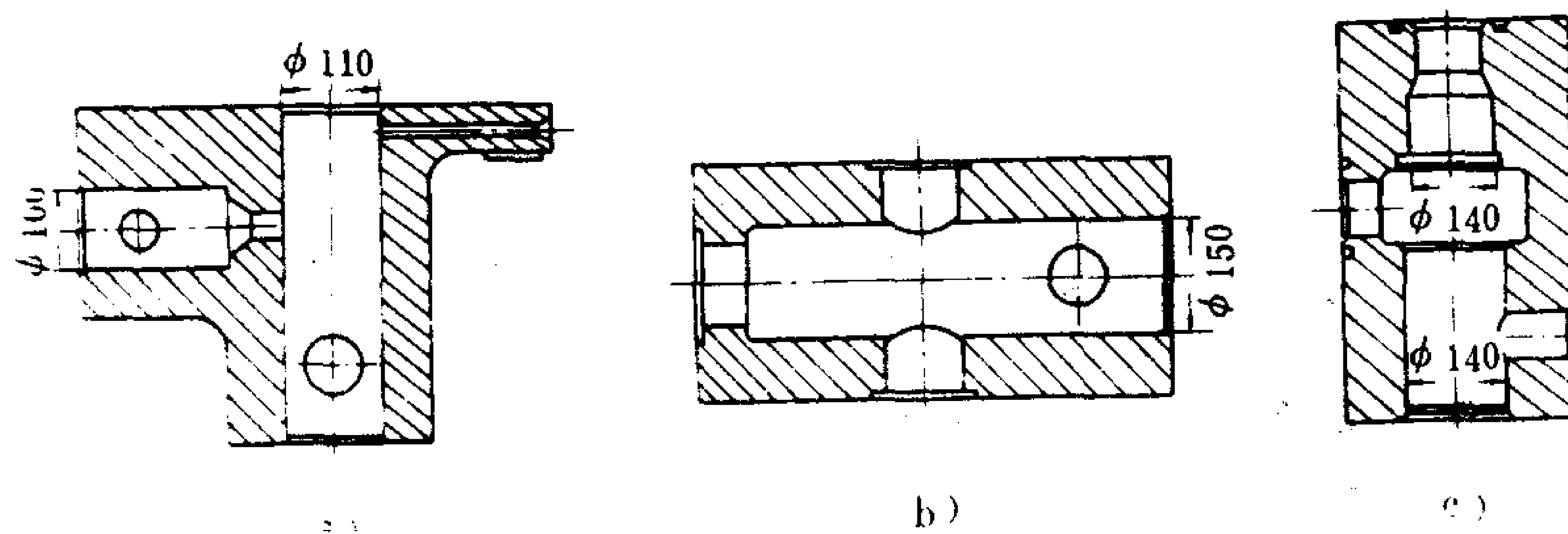


图 5.1.2-15　整体式单作用柱塞泵缸体

a）吸、排阀相互垂直式；b）吸、排阀直通式；c）吸、排组合式

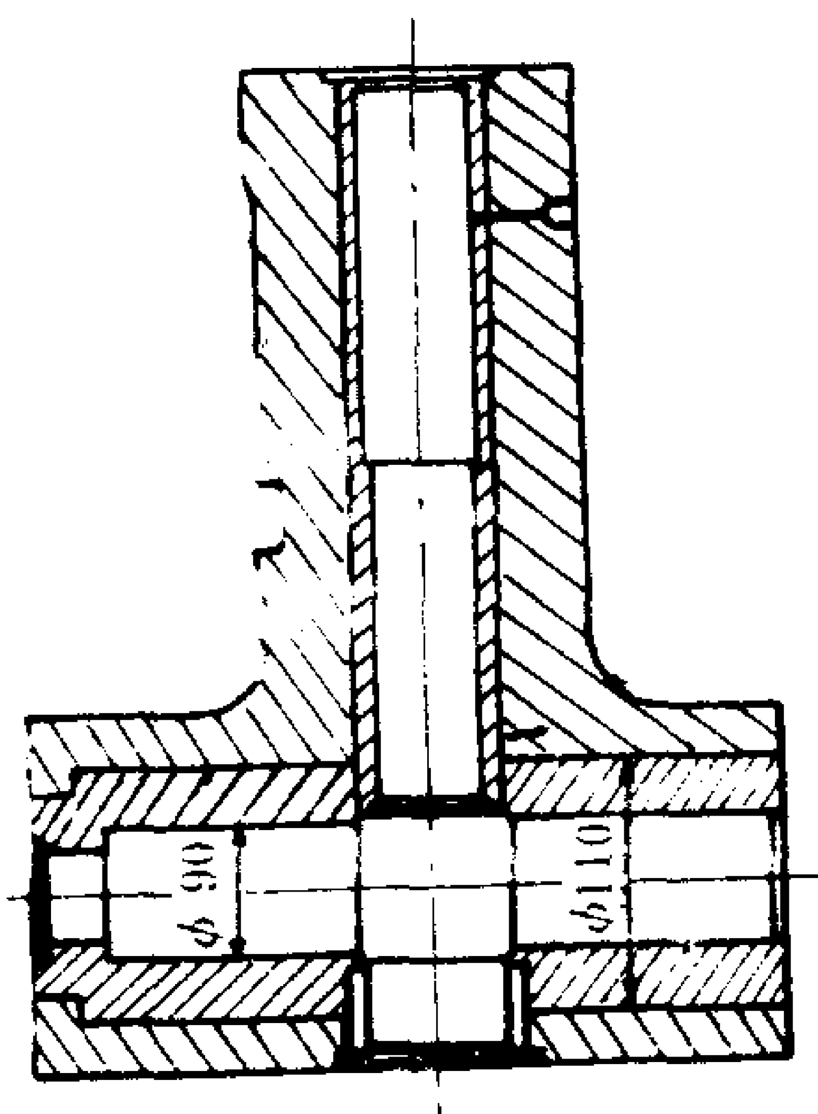


图 5.1.2-16　衬有不锈钢的四通整体式泵缸体

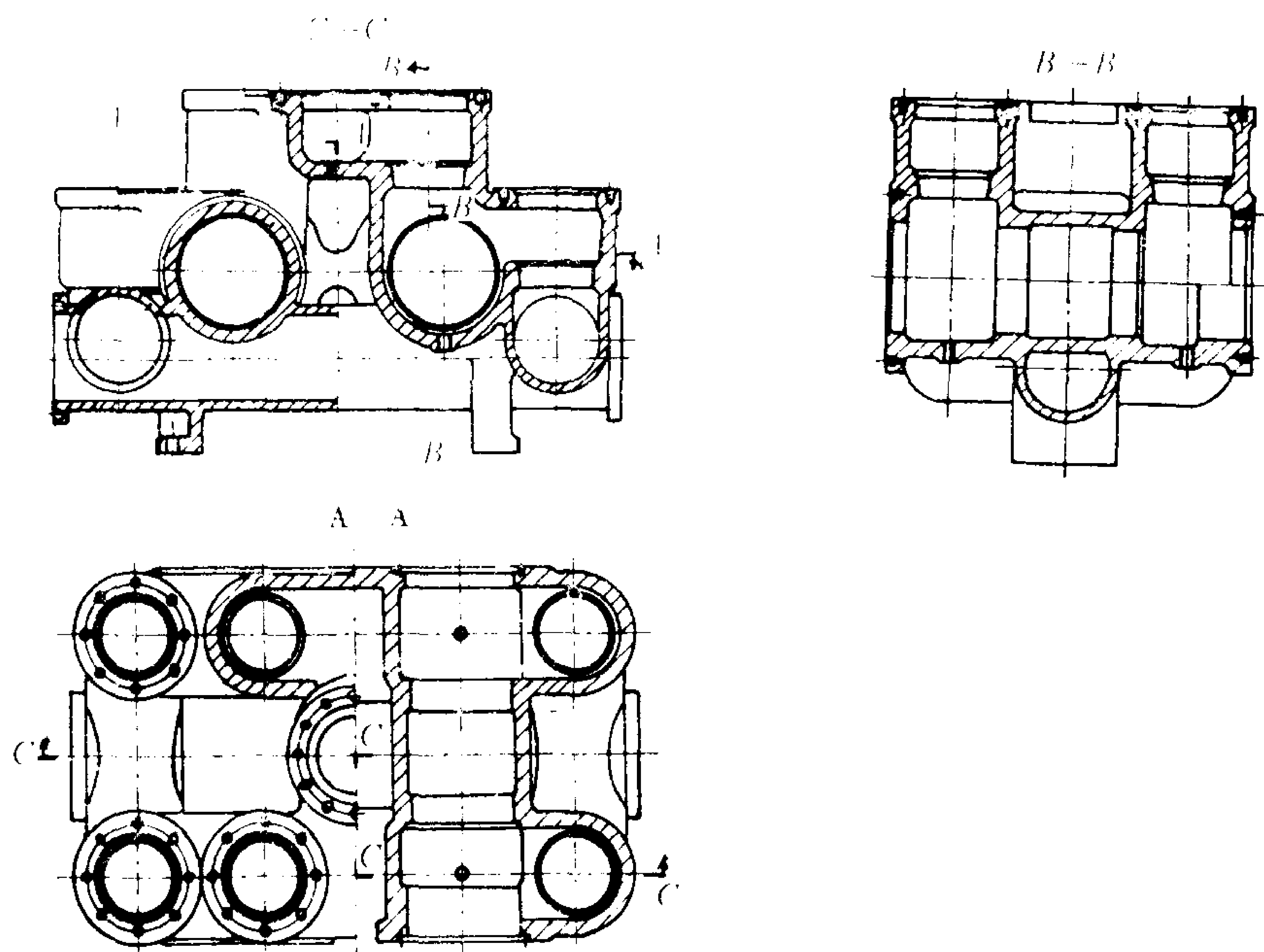


图 5.1.2-17　整体卧式双缸双作用泵缸体

表 5.1.2-10　　**钢、铁材料的许用应力〔σ〕及其选用**

材料名称	许用应力 MPa	说　明
一般碳素钢	130～150	按抗拉强度σ_b取，则安全系数$\eta_b>4$；按屈服强度σ_s取，则$\eta_s=2\sim3$
普通铸铁	15～16	对脆性材料，选取与球墨铸铁相同
高强度铸铁	20～23	
球墨铸铁	60～80	脆性材料可按抗拉强度σ_b选取，η_b一般取 8～12
锻　钢	110～120	

上式适用于温度 $t<350$（碳钢）～400℃（合金钢）。

如果$r_2/r_1>1.5$则壁厚应按下式计算：

1）脆性材料（液体温度$t\leq350$℃）

$$\delta=r_1\left(\sqrt{\frac{[\sigma]+p}{[\sigma]-p}}-1\right)\quad \text{cm} \tag{5.1.2-46}$$

2）钢质材料

$$\delta=r_1\left(\sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma]-\sqrt{3}p}}-1\right)\quad \text{cm} \tag{5.1.2-47}$$

对初步确定的缸体结构尺寸，还需按下式进行强度校核。

1）薄壁筒（$r_2/r_1\leq1.5$）

$$\sigma=\frac{p\,[D_1+(\delta-c)]}{2\,(\delta-c)\,\phi}\quad \text{Pa} \tag{5.1.2-48}$$

2）厚壁筒

最大切向应力为

$$\sigma_T=p\frac{r_2^2+r_1^2}{r_2^2-r_1^2}\quad \text{Pa} \tag{5.1.2-49}$$

所以垂直角变化应小一些，这样才可保证喷油的轨迹垂直间距离不致太大。最后到垂直于洗舱机的舱底，垂直变化角度即使大一些，两条轨迹之间的距离也不会太大。这样的设计符合对各部位清洗的客观要求，是这种洗舱机的优点之一。

3)独立驱动式单喷嘴洗舱机：

这种洗舱机具有独立的可分离的驱动装置。使用压力水或空气作为动力。当洗舱机工作时，可将独立驱动装置套在洗舱机的上部进行工作。

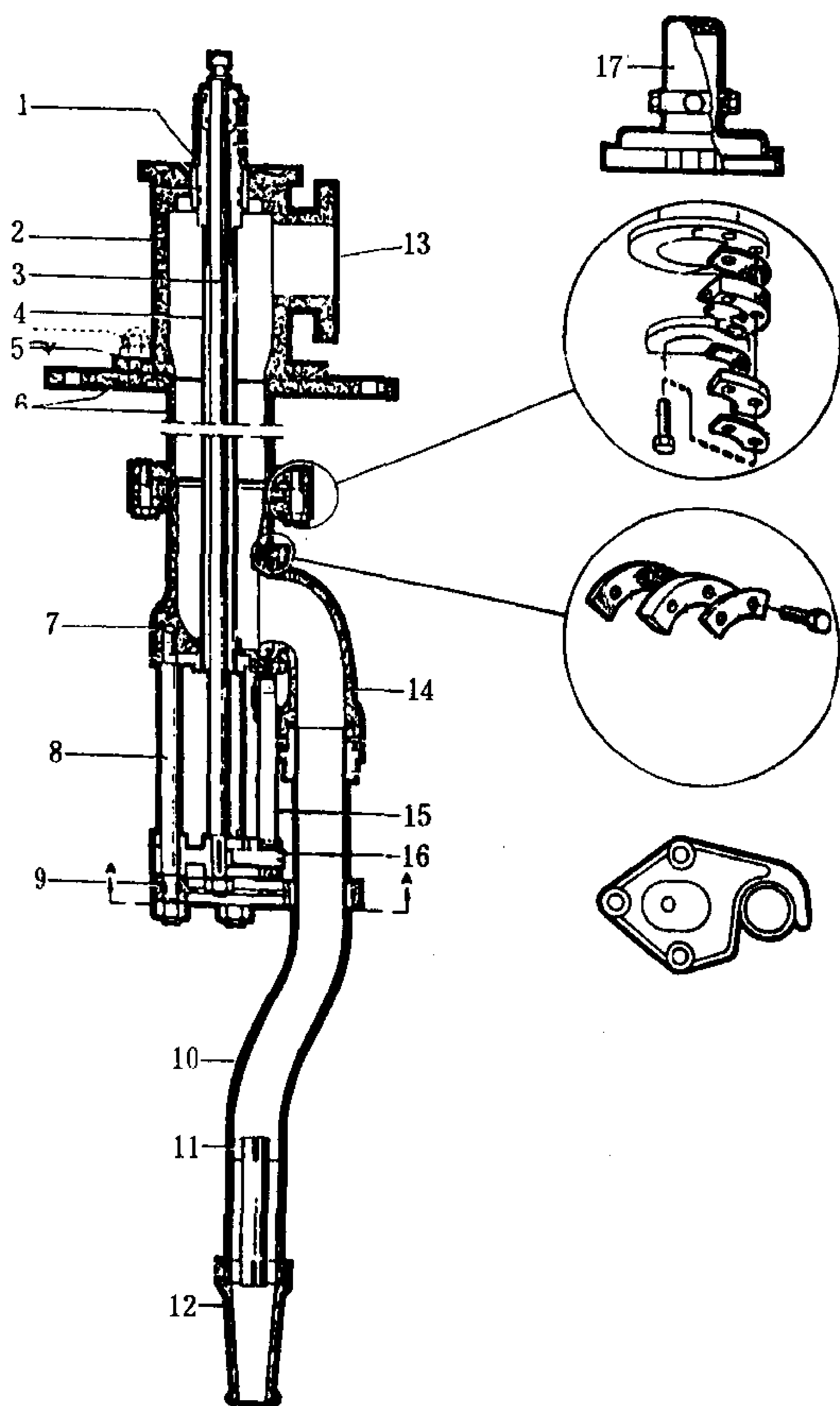


图 7.7.5—11　独立驱动式单喷嘴洗舱机

1—套座；2—本体；3—立轴；4—外套；5—法兰；6—甲板开孔板；7—喷嘴本体；8—导杆；9—托板；10—喷嘴；11—导流器；12—喷头；13—进油口；14—喷嘴接头；15—齿条；16—销杆；17—套帽

图 7.7.5—11 所示为洗舱机本体。它用法兰 5 安装在主甲板 6 上。当洗舱时，独立驱动装置可以套在立轴 3 上部的特殊接头上。当驱动装置转动时，立轴 5 在回转的同时产生上下移动。且立轴带动洗舱机喷嘴本体 7 一起回转。喷嘴 10 就会作 360°的转动。立轴向上(或向下)移动时，将托板 9 提升(或下移)。通过销杆 16 及齿条 15 使喷嘴接头 14 根部的齿轮转动，从而使喷嘴作垂直角度的改变。在洗舱机本体中没有驱动装置，洗舱油由进油口 13 进入后直接通过喷嘴接头 14、喷嘴 10 与喷头 12 喷射。

图 7.7.5—12 和 7.7.5—13 为驱动装置本体和内部传动结构图。特殊的接头 3 套在洗舱机主轴 3(图 7.7.5—11)上部的特殊接头上。气动活塞在气缸 13 内被压缩空气驱动作往复运动，带动棘爪杆 14 动作。棘轮 9 在棘爪 14 的推动下转动。当换向杆 10 向下移动时，就使离合器 11 与上部小齿轮脱开。这时棘轮直接带动下部小齿轮 6 转动，下部大齿轮随之转动。齿轮 5 中的方孔正好卡住洗舱机本体的套座 1(图 7.7.5—11)一起转动。洗舱机的立轴也随之转动。立轴 3 转动后带动主立杆 2 转动。由于主立杆外部具有矩形螺纹，而上部大齿轮 1 固定不转动。就迫使主立杆在大齿轮轴孔的螺纹套内转动同时向下移动。如果换向臂 10 向上移动，使离合器向上与上部小齿轮 12 接合。上部小齿轮 12 与下部小齿轮 6 同时向同一方面转动。由于上部小齿轮的直径比下部小齿轮大一倍，所以上部大齿轮 1 的转动速度比具有螺纹的主立杆 2 快一倍。这样迫使主立杆在回转的同时也慢速向上移动。通过驱动装置的动作可驱动洗舱机作 360°回转的同时，喷嘴在垂直方向向上或向下移动。

换向臂 10 的动作可通过专门的拨动机构按照要求的喷嘴垂直角度的变化范围控制。

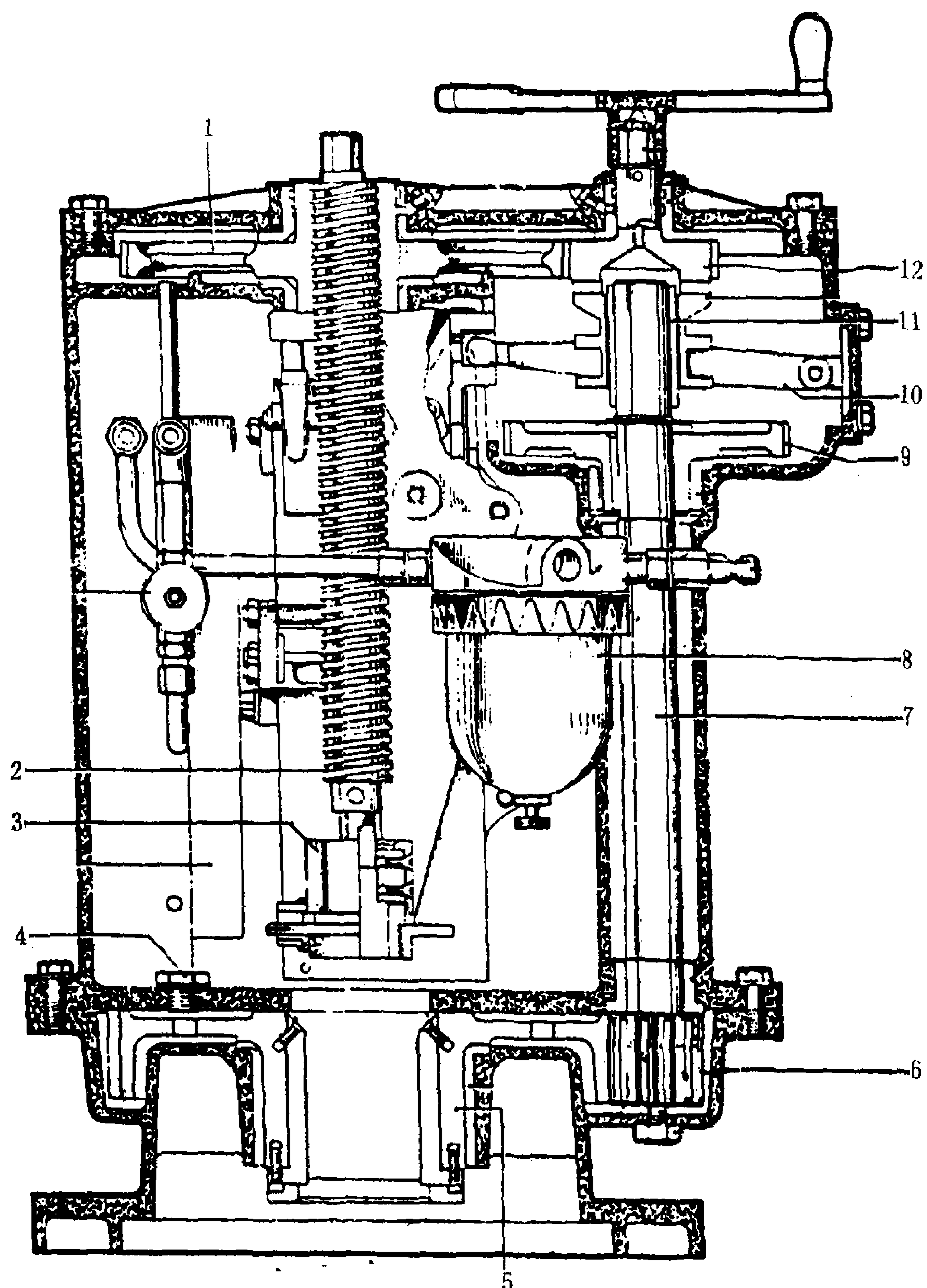


图 7.7.5—12 洗舱机驱动装置本体

1—上部大齿轮；2—主立杆；3—接头；4—加油孔；5—下部大齿轮；6—下部小齿轮；
7—传动轴；8—油杯；9—主动棘轮；10—换向臂；11—离合器；12—上部小齿轮

3.6 原油洗舱作业

3.6.1 原油洗舱作业方式

原油洗舱作业一般均在油船卸油的同时进行。在需要对原油洗舱效果进行检验或进厂修理前的个别情况下，需要安排专门的时间进行原油洗舱。

洗舱方式不仅影响清洗效果，而且影响卸油时间和整个航运计划。每次洗舱时应根据装卸油计划，油舱污秽程度，设备状况和原油性质等决定。原油洗舱方式有多段清洗，一段清洗两种。

1）多段清洗：在卸油的同时随着舱内液位的下降，分段清洗露出的舱壁。一般分两段或三段清洗，进行上部、中部清洗时，清洗油不能直接冲击到油面上，因此，每段开始冲洗的时间和清洗角度范围要根据卸油速度及洗舱机转速确定。分段交界处要有一定重迭冲洗。

图 7.7.5—14 所示是三段清洗程序，当货油卸到一定程度，开始从 110°清洗到 60°，货油

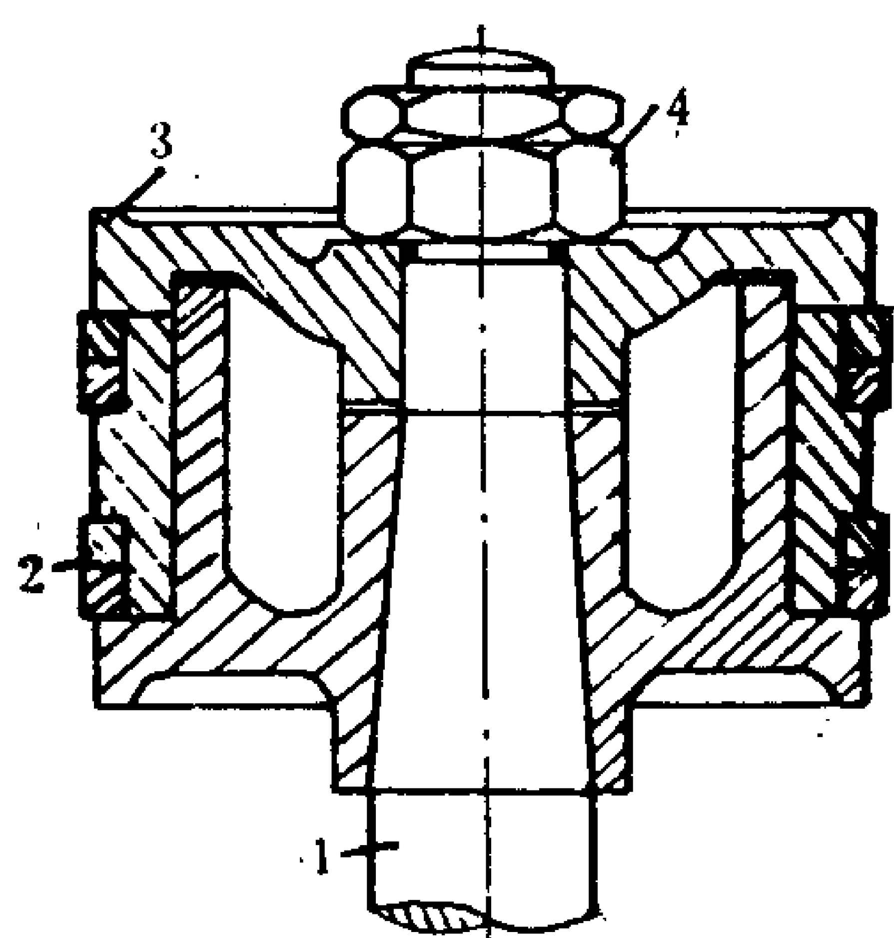


图 5.1.2-19 组合式活塞

1-活塞杆；2-活塞环；

3-活塞体（上、下）；4-螺母

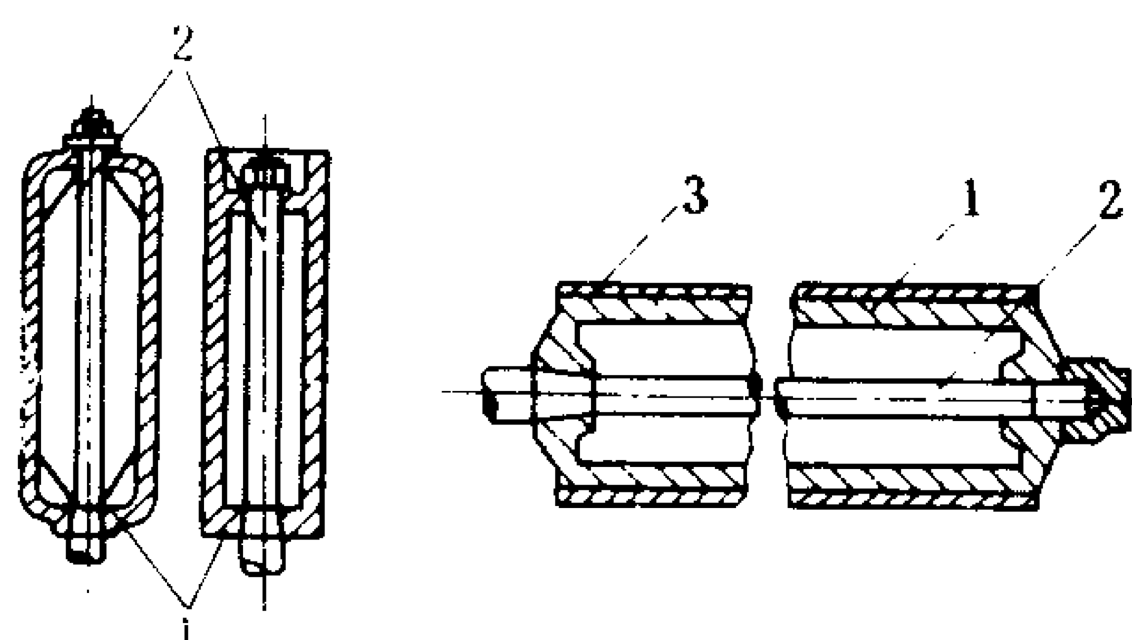


图 5.1.2-20 空心柱塞

1-柱塞；2-柱塞杆；3-青铜套

般采用组合式活塞，如图 5.1.2-19 所示。

组合式活塞可改善密封性能，但零件多，尺寸要求严格。

柱塞结构有实心和空心两种。后者适用于直径较大（通常在 100 mm以上）的场合，如图 5.1.2-20 所示。

空心柱塞重量轻（与实心相比），可防止密封面的偏磨。特别是卧式泵，可以延长密封面的使用寿命。

镶有青铜套的柱塞，可延长使用寿命。

柱塞常用材料及其热处理方法见表 5.1.2-11。

表 5.1.2-11 柱塞常用材料及其热处理方法

材料名称	屈服强度 σ_s MPa	抗拉强度 σ_b MPa	热处理方法	接触面的硬度	硬化层厚度mm	适用场所
45	360	610	高频淬火或镀铬	HRC 50	1.5~2.0	无腐蚀性液体
40 Cr	800	1000	高频淬火	HRC 52	1.5~2.0	无腐蚀性液体
38 CrMoAlĀ	850	1000	表面氮化	HV 700~1150	≥0.5	硬度高、疲劳强度高，耐腐蚀，耐磨性好
3 Cr 13	650	850	高频淬火	HRC 53	1.5~2.0	腐蚀性液体
30 CrMnTi	1300	1450	高频淬火	HRC 55	1.5~2.0	腐蚀性液体
1 Cr 8 Ni 9 Ti	200	540	镀铬	HRC 50~55	0.1~1.5	强腐蚀液体
Cr 18 Ni 12 Mo 3-Ti	220	550	镀铬	HRC 50--55	0.1~1.5	强腐蚀液体

9.2 活塞环

活塞环又名胀圈。其常用材料有金属和非金属两类。前者包括灰铸铁、青铜、钢；后者包括皮革、胶木、夹布胶木、塑料等，可根据所输送液体的性质、温度和压力选用。当采用青铜和非金属材料时，活塞环内侧常加衬弹簧，以增强弹力。

活塞环均需开口，有直口、斜口（45°或 60°角）和搭口三种形式，如图 5.1.2-21 所示。

每次进行原油洗舱之前，应制订详细计划。原油洗舱如与卸油同时进行时，则必须配合卸油计划一起制定。主要应考虑如下要求：

1)港口状况：

卸货码头水深，对卸货及原油洗舱的要求，输油管长度，数量，承受最大压力，允许的最大卸油速度等。

2)油船情况：

本航次洗舱目的要求和方法，拟进行洗舱的油舱数和舱号，洗舱机性能，货油泵和扫舱泵性能，舱内残油情况，惰性气体装置状况等。

3)吃水差：

卸货和洗舱时都要保持一定的吃水差，这样才能便于扫舱。一般应保持吃水差 4～6m 高粘度原油洗舱时，吃水差应取大一些。

4)船舶强度：

在整个卸货和洗舱过程中，船舶的弯矩和剪力均应在安全的范围内，卸货及洗舱中对各阶段船舶状态进行计算，校验其是否符合要求，如计算值在要求之外就要调节卸油和压载量，使其弯矩和剪力符合要求。

5)卸油速度和洗舱时间：

原油洗舱应在卸油过程中进行，不能因原油洗舱而停止卸油，洗舱开始时间一定在白天时间内，开始洗舱后夜间可连续进行。

6)油温控制：

油温过低会降低卸油速度，影响扫舱和洗舱效果；过高使大量轻度油分挥发，影响油质，浪费燃料，且易使泵产生气蚀。然而原油温度高洗舱效果好，所以对高粘度原油应在港口、货主允许的温度限度内，尽量保持高温。

根据以上要求制订具体操作计划，这计划又可分文字计划和图表计划。

1)文字计划包括：

(1)卸油计划：

包括卸油时的步骤和方法，要求和注意事项。

(2)原油洗舱计划：

写明洗舱过程步骤，清洗方式，各舱开始洗舱时间，使用洗舱机台数，洗舱机的角度设定范围和回转速度，洗舱油温、油压要求，操作方法，其它安全注意事项等。

2)图表计划包括：

(1)船舶状态表，同配载图表一样，主要标明卸油各时间的管线使用情况。船舶吃水差、弯矩、剪力等。

(2)卸油和原油洗舱操作表，标明卸油过程各舱空档值，扫舱顺序和时间，原油洗舱顺序和时间，各泵使用时间和排量，吃水差等。

3.6.3 高粘度原油洗舱的特点

某些原油由于粘度高，流动性差和凝固点高，所以在用原油洗舱时，可能影响洗舱效果。采用高粘度原油进行洗舱，必须注意以下要点。

1)油温及舱内温度：

清洗用油的温度和被清洗舱内的气体温度(舱温)，对清洗效果影响很大。清洗油温过低，流动性差，喷嘴喷出的流速小，射程近，冲击力弱。舱温低，油在舱内向下流动及舱底部油的流

塞杆

活塞杆常用 35 号或 45 号钢锻制，也可用合金钢或铜制造。其常用材料及其热处理方法见表 5.1.2-13。

表 5.1.2-13　活塞杆常用材料及其热处理方法

材料名称	屈服强度 σ_s MPa	疲劳强度 σ_{-1} MPa	表面热处理	接触表面硬度 HRC
35	300	180	表面淬火	38～45
45	360	210	表面淬火	48～56
40 Cr	700	340	表面淬火	47～52
3 Cr 13	650	270	表面淬火	23～29

活塞杆一端连接活塞，另一端连接十字头，动力通过十字头传给活塞。前者大都采用凸肩连接和锥面连接，特殊情况才用活塞销连接。

凸肩连接（见图 3.1.2-22 c）是依靠凸肩和螺母把活塞固定在活塞杆上。为了防止活塞在交变载荷下松动，对螺母一定要有防松措施，如弹簧垫圈、双螺母、开口销等。

活塞、活塞杆二者的同轴度允差不大于 0.02 mm。凸肩支承面与活塞杆中心线应保持垂直。杆上螺纹应为细牙螺纹。

锥面连接见图 3.1.2-22 b)。配合面锥度通常取 1 ∶10。锥度过小，使用一段时间后可能产生间隙松动；过大则不能起导向作用，需在锥面上部另加一段圆柱面定位（见图 5.1.2-22 a)。

固定活塞的螺母应有防松措施。同轴度要求与凸肩连接相同。

活塞杆轴线直线度应小于 0.03 mm/500 mm，活塞杆的圆度、锥度应不大于直径允差之半，表面粗糙度不高于 $\overset{0.8}{\bigtriangledown}$～$\overset{0.4}{\bigtriangledown}$。

活塞杆如镀硬铬，一般镀层厚度为 0.03～0.05 mm，且应磨光。

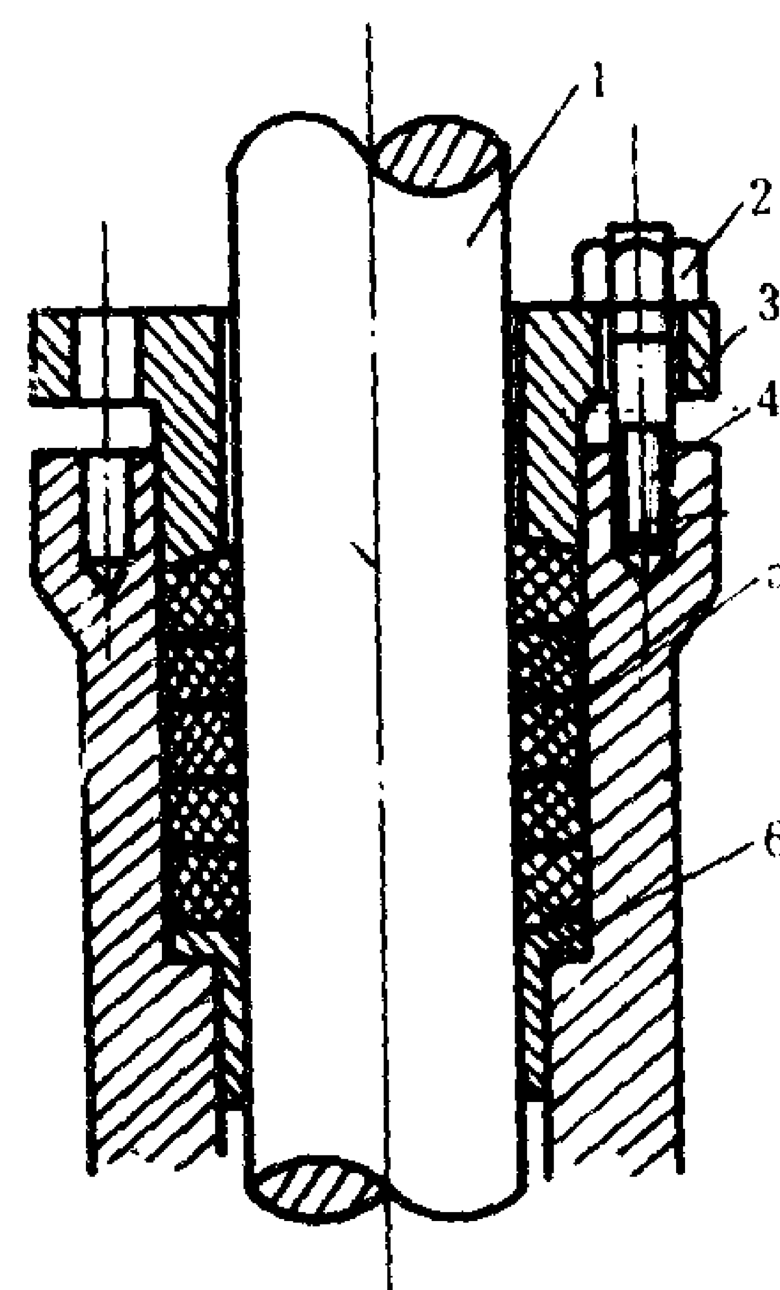


图 5.1.2-23　填料函

1-活塞杆；2-螺母；3-压盖；4-螺柱；5-软填料；6-内套

9.4　活塞杆密封装置和材料

为了防止空气漏入泵缸和液体从中漏出，在缸体上装设填料函进行密封。图 5.1.2-23 所示，填料密封又称压紧式密封或填充式密封，属接触型。

填料通常用植物纤维、石棉纤维、玻璃纤维以及碳素纤维等编织物，填充或浸渍不同性质的润滑剂，压制成方形或矩形断面的带，以满足不同条件的需要。当压力较低，速度不高，液温在 100℃ 以下时，一般采用由大麻、棉纱等植物纤维制成的软填料密封。为了便于填料的下次拆换和增强其润滑作用，在装入前，应在填料外面涂一层黄油或石墨铅粉（液温高时），然后按环抱活塞杆所需的周长斜向切断（切口常为 45°或 60°），每段绕成一圈，各圈的开口相互错开，逐一装入填料函内，均匀压紧压盖。注意防止填料过松（漏泄）或过紧（发热），以及压盖歪斜（偏磨）。填料函出现微量液体滴漏是允许的。相反，点滴不漏却可能引起过热并擦伤活塞杆。

当泵工作压力、温度和速度都比较高时，采用半金属填料，即表面为一层金属或金属网，

而内部为含有润滑剂的填料。当压力、温度和速度特别高时，则采用硬度低于活塞杆的金属填料。

填料函用于柱塞泵密封时，应设柱塞导向套。

填料环的安装圈数应根据泵的排出压力决定，见表 5.1.2-14。

表 5.1.2-14 **填料环的安装数量**

排出压力 MPa	<1	1～3.5	3.5～7	7～10	>10
填料环数量	3～4	4～5	5～6	6～7	7～8

10 往复泵的损失和效率

10.1 损失

往复泵存在下述三种损失：

1）容积损失——由于泄漏、阀运动迟滞、气体析出等所造成的流量减少；

2）水力损失——液体流经吸、排阀和泵缸等处因摩擦阻力而引起的压头损失；

3）机械摩擦损失——由减速机构、曲柄连杆机构、轴承、填料函、活塞环等处的机械摩擦引起的能量损失。

10.2 效率

1）容积效率

容积效率是泵的实际流量 Q 与理论流量 Q_{tm} 的比值，即

$$\eta_v = \frac{Q_{tm} - \Delta Q}{Q_{tm}} = Q/Q_{tm} \tag{5.1.2-53}$$

输送常温清水的泵，其 $\eta_v = 0.80 \sim 0.98$；输送热水和石油产品的泵，$\eta_v = 0.60 \sim 0.80$；高压小流量、往复次数多、制造精度低的泵以及输送高温、高粘度或低粘度、高饱和蒸汽压力的液体和含有固体颗粒的泵，则 η_v 更低。

2）水力效率

水力效率是泵的有效压头 H 与指示压头（从示功图测得） H_i 的比值，即

$$\eta_h = H/H_i \tag{5.1.2-54}$$

η_h 一般介于 0.75～0.98 之间。

3）机械效率

机械效率是泵的指示功率（通过示功图计算得出） P_i 与轴功率 P 的比值，即

$$\eta_m = P_i/P \tag{5.1.2-55}$$

η_m 一般介于 0.85～0.95 之间。

4）指示功率

指示功率是有效功率 P_e 与指示功率 P_i之比，即

$$\eta_i = P_e/P_i = \frac{QH}{Q_{tm}H_i} = \eta_v \eta_h \tag{5.1.2-56}$$

指示效率又名内效率，它表示泵内液体流动时的功率损失。 η_i 一般约为 0.64～0.97。

5）泵的（总）效率

泵的总效率是泵的有效功率 P_e 与轴功率 P 之比，即

$$\eta=\frac{P_e}{P_i}\cdot\frac{P_i}{P}=\frac{P_e}{P}=\eta_v\eta_h\eta_m \tag{5.1.2-57}$$

动力泵的 $\eta=0.60\sim0.85$。

蒸汽直动泵的 $\eta=0.80\sim0.95$。各种往复泵的 η 值见表 5.1.2-15。

表 5.1.2-15　　各种往复泵（新泵）的总效率 η

泵的类型	泵缸直径 mm	动力泵		直接作用泵
		无减速机构	蜗轮减速	
小型泵	$D\leq50$	0.65～0.75	0.60～0.65	0.80～0.83
中型泵	$150\geq D>50$	0.75～0.80	0.65～0.75	0.83～0.85
大型泵	$D>150$	0.80～0.90	0.75～0.80	0.85～0.90
直动泵		0.80～0.88		
手摇泵		0.50～0.85		

11　往复泵的性能和调节

11.1　性能特点

往复泵的性能曲线即压头 H 与流量 Q 之间的关系曲线，近似一条直线，如图 5.1.2-24 所示。在转速 n 一定而压头 H 不高时，Q-H 曲线几乎是一条平行于横轴的直线，但随着压头的增高，漏泄量增加，泵的流量下降趋势愈益明显。当改变泵的转速时，Q-H 曲线将随之作上下移动，如曲线 n_1、n_2（$n_2>n_1$）所示。

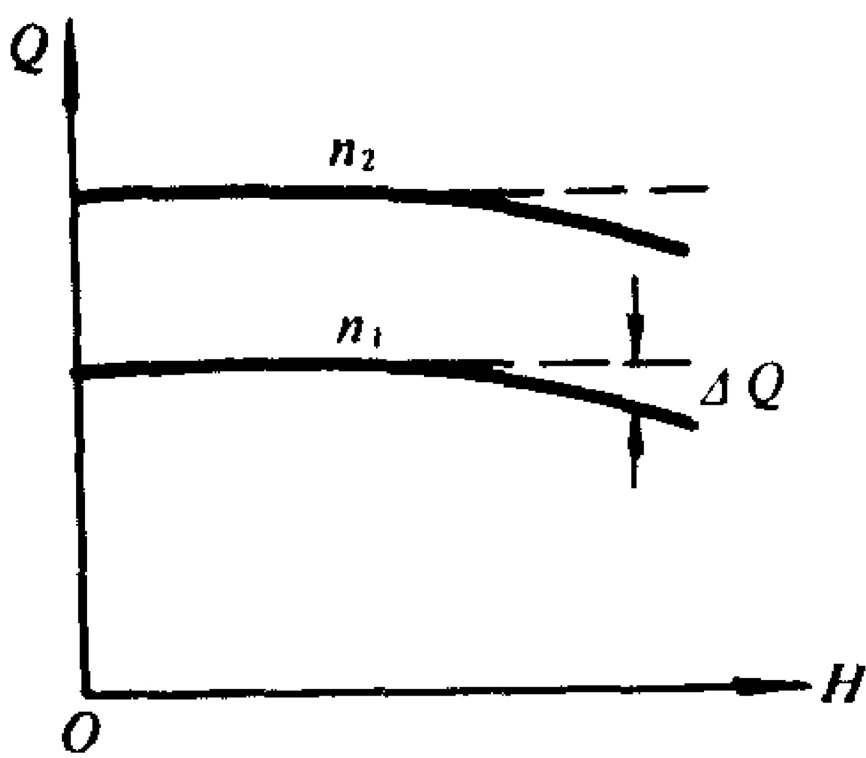


图 5.1.2-24　往复泵的性能曲线

在输送粘性液体（ν大于 $20\times10^{-6}m^2/s$ 的液体）时，为使泵的吸入压力不致降到液体的饱和压力，泵轴的转速应按图 5.1.2-25 予以修正，图中转速以额定转速为 100%计。

蒸汽直接作用泵活塞的平均速度 c_m，可依所输送液体的粘度和活塞行程 S，按图 5.1.2-26选取。

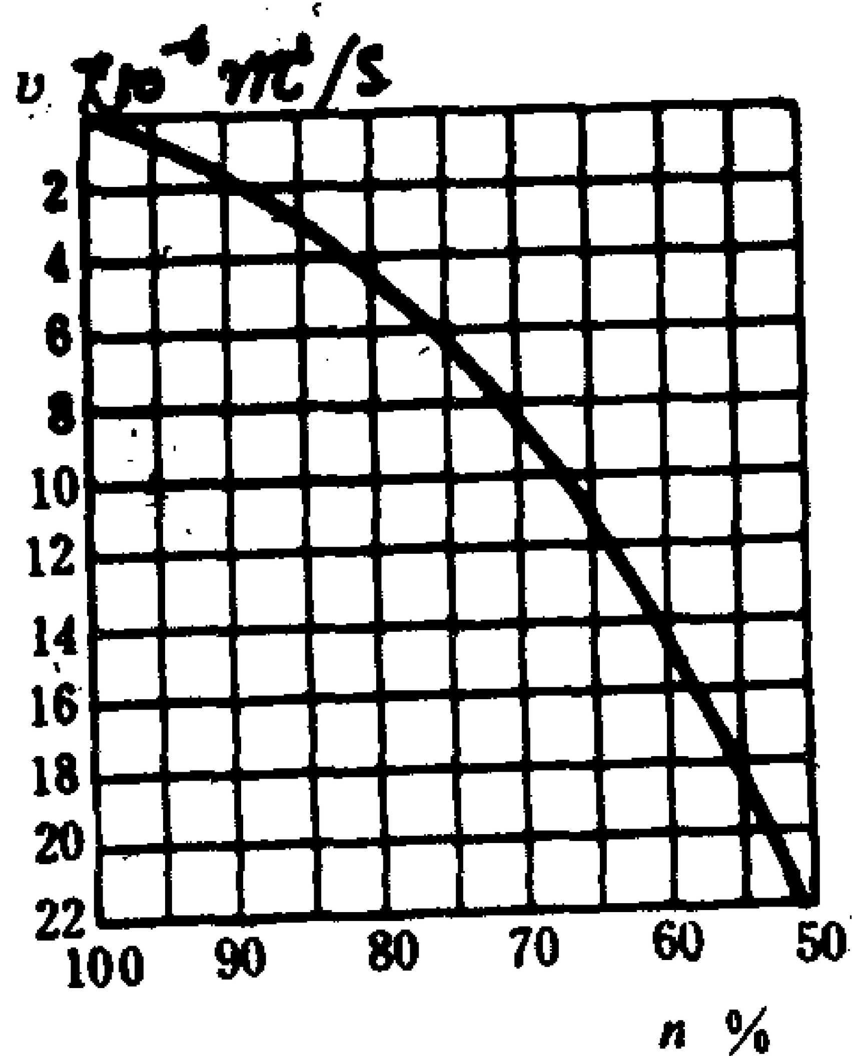


图 5.1.2-25　输送粘性液体的转速修正

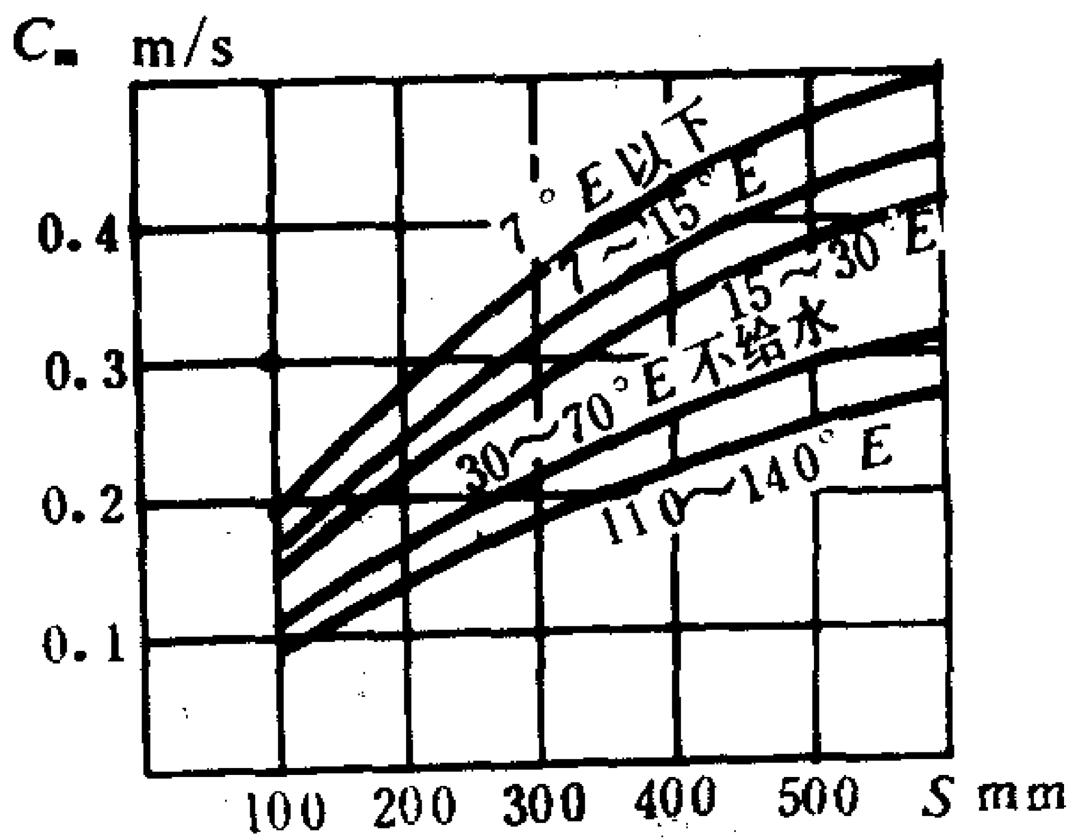


图 5.1.2-26　输送粘性液体时的活塞速度

11.2 性能调节

往复泵的压头能自行适应外负荷的变化，一般不需要人工调节。

往复泵的流量可通过调节活塞行程 S 和泵轴转速 n 等方法进行调节。

1）变行程调节

（1）改变曲柄半径 R，如图5.1.2-27所示。松动锁紧螺母2，转动调节螺杆1，便可改变 R 值，但这项工作必须停车进行，一般很少采用。

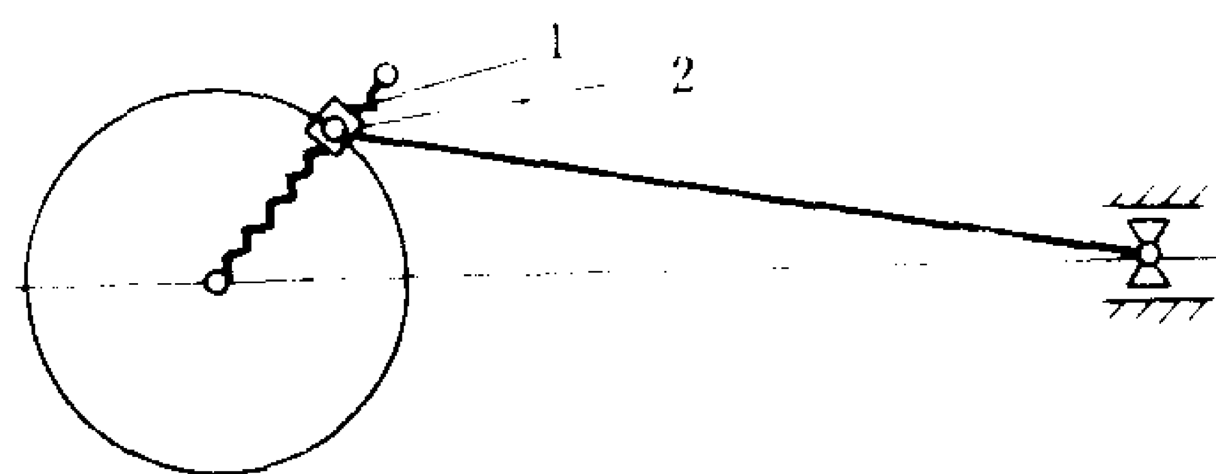


图5.1.2-27 改变曲柄半径 R

1-调节螺杆；2-螺母

（2）改变柱塞有效行程，如图5.1.2-28所示。在图a)中，曲柄半径不变，但可通过调节杆件来改变柱塞的有效行程。在图b)中，十字头位移量虽然一定，但通过调节柱塞与十字头之间的轴向“空动”距离，可使泵的有效行程得到改变。

（3）采用变曲柄半径的 N 型曲轴来改变偏心轮的偏心距 e，以实现行程的调节，如图5.1.2-29所示。

2）变转速调节

（1）用变速电动机或其他原动机变速；

（2）用变速器变速。

3）旁通调节

在不计能量损耗时，可采用旁通排、吸管路的方法来进行调节。

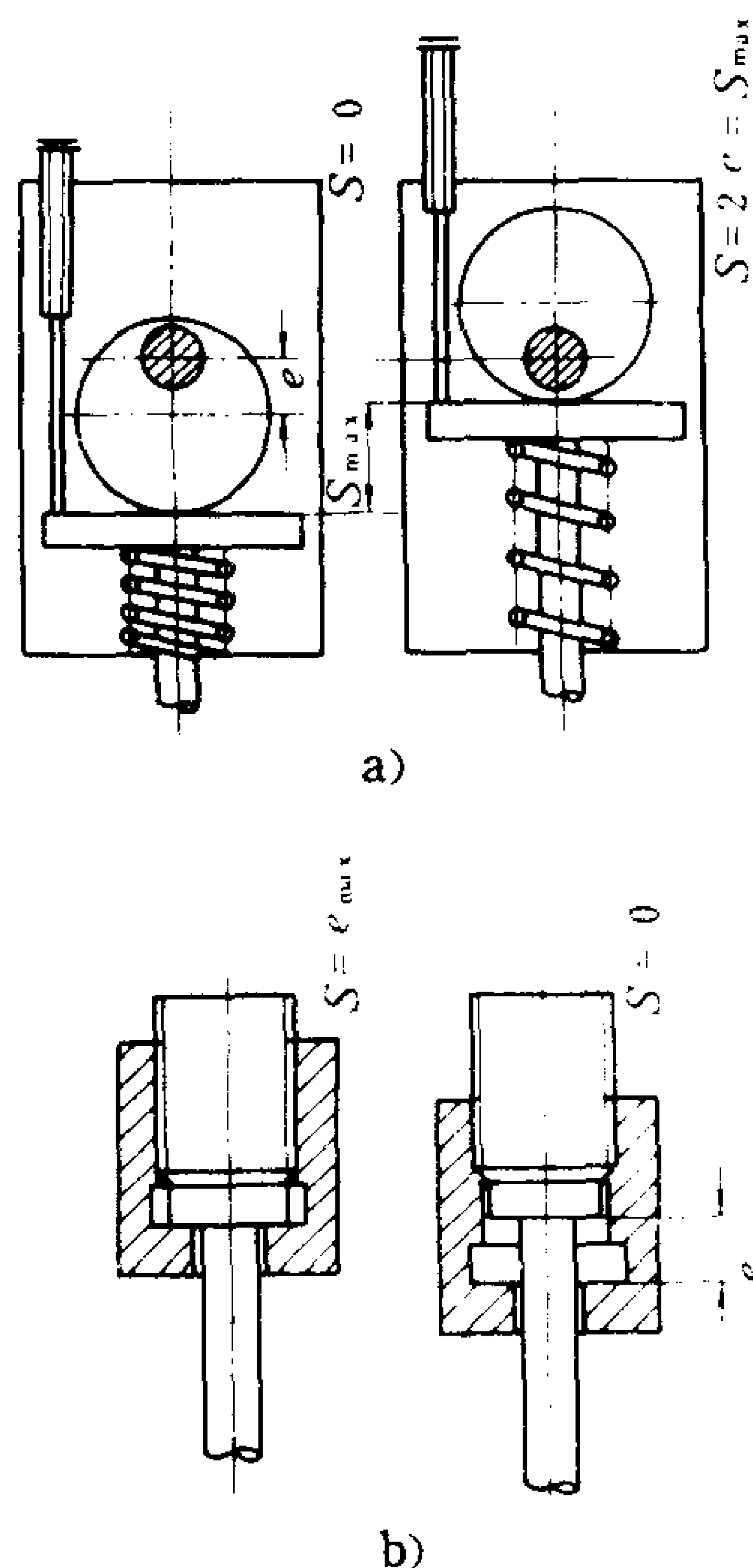


图5.1.2-28 改变柱塞有效行程

a）弹簧凸轮式调节机构；b）间隙式调节机构

12 电动曲柄式泵

12.1 结构型式

2DSL型电动曲柄式双缸双作用往复泵如图5.1.2-30所示，它可用来输送淡水、海水和油液。其工作压力 $p=0.294\sim1.176$ MPa，流量 $Q=25\sim400$ m³/h，转速 $n=100\sim125$ r/min，允许吸上真空高度 $H_s=5.5$ m。

滑油一般使用40号机油，油压为0.078～0.1176 MPa，油温不应大于70℃。

齿轮减速器（两级）5位于电动机1的出轴侧，由电动机经挠性联轴器6带动回转。电动机的转向务必与机体上的标向一致，以防齿轮滑油泵2反转而不能供油。

两个曲柄互成90°夹角的曲轴，系整体制造，并支承在3个滚动轴承上。当电动机带动曲轴回转时，活塞通

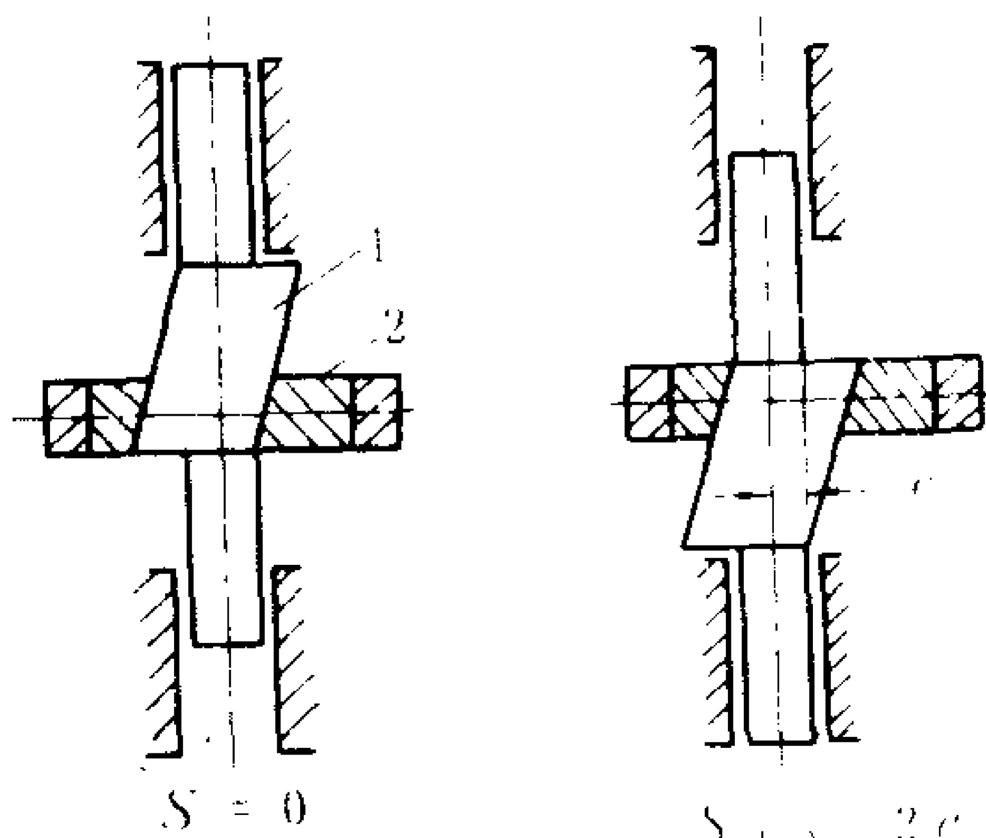


图5.1.2-29 变曲柄半径的 N 型曲轴

1-N型曲轴；2-偏心轮

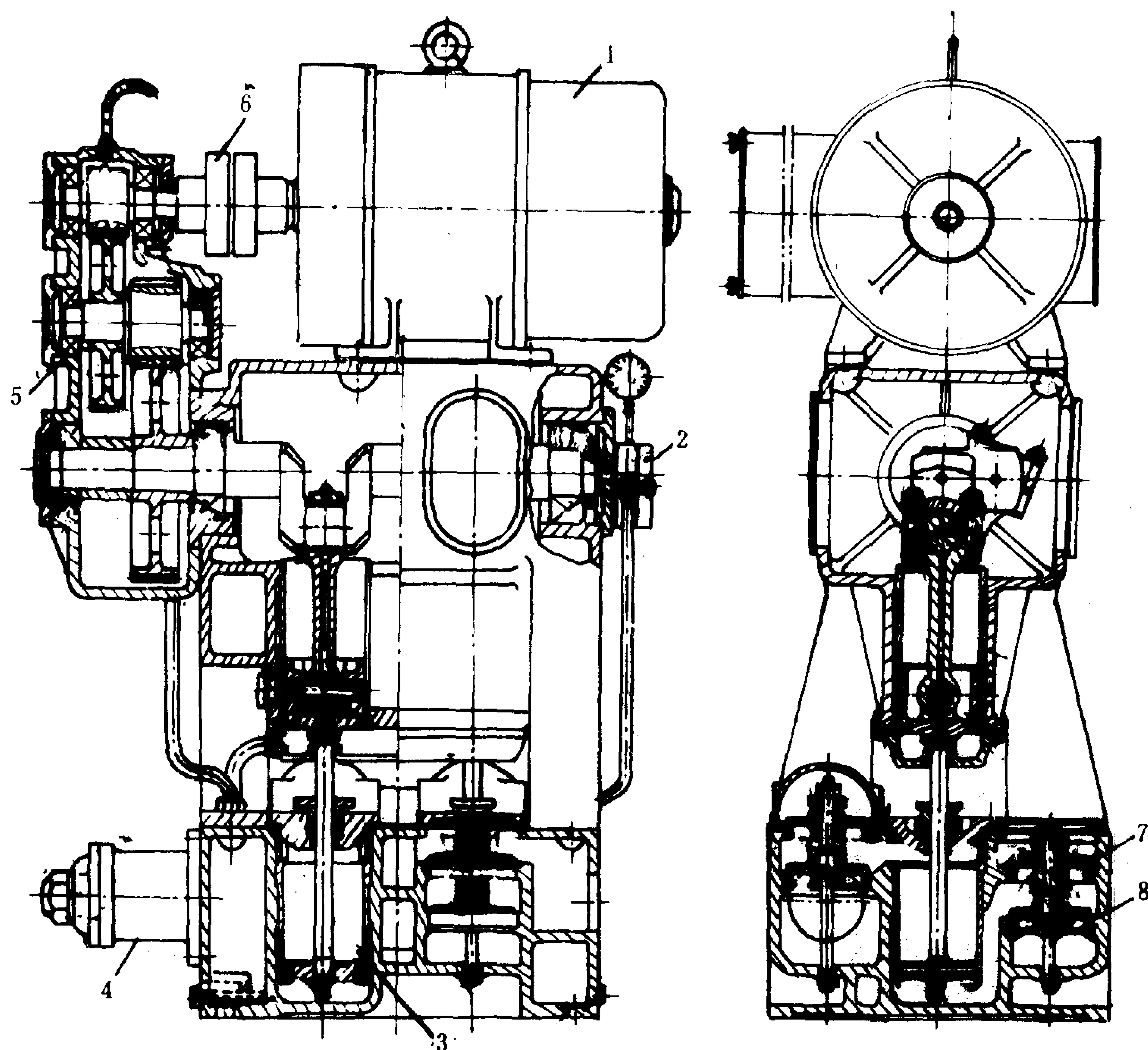


图 5.1.2-30　2 DSL 型电动曲柄式往复泵

1-电动机；2-滑油泵；3-水泵；4-安全阀；5-减速器；6-联轴器；7-排出阀；8-吸入阀

过连杆、十字头和活塞杆的传动而作往复运动。

泵缸为铸铁件，并镶有铜质衬套。位于泵缸 3 前后的 4 个阀箱分别与泵缸的各腔室相通。整个阀箱被阀 7、8 分成 3 层，上层为排出空间，中层为工作空间，下层为吸入空间。

安全阀 4 的开启压力为工作压力的 1.25 倍，可由阀上的弹簧调定。

12.2　运行管理

1）起动

泵在起动前应经过全面检查，内容包括各零部件的技术状态、滑油箱的油位、填料松紧程度和均匀性、电动机接线和绝缘等。对检修过的泵用人力撬动 1 ～ 2 个往复行程，以检查有无妨碍运转的外物。然后开足吸、排阀接通电源起动，直至运转正常。

2）运行

在运行中，除监视与泵工作有关的仪表读数（轴承温度≯70℃，滑油压力 0.078～0.117 MPa）外，还应注意摩擦机件的温度以及填料函、各接合处的漏泄等。

3）停车

切断电源，依次关闭吸、排阀。对运转中出现的问题进行分析处理。

4）常见故障及其排除方法见表 5.1.2-16。

表 5.1.2-16 **电动往复泵的常见故障及其排除方法**

故障现象	原因	排除方法
泵起动后不能供水或排量不足	1.水舱吸空 2.吸入管漏气或吸入滤器的浸入深度不足 3.吸入阀或排出阀未开，或开度不足 4.吸入滤器堵塞 5.吸、排阀损坏漏泄或搁起 6.活塞环、缸套或填料磨损过多，失去密封作用 7.安全阀漏泄或压力调节不当	转换水舱 消除漏气或加大浸没深度 开足吸、排阀 清洗滤器 检查原因，换新或修复 换新 研磨、调整或换新
排出压力过高或电机过载	1.排出停止阀未开或排出管堵塞 2.安全阀失灵 3.轴承填料太紧。活塞因锈蚀咬死	开足停止阀，检查排出管 检验安全阀 根据情况决定调整或修理
泵发生异响	1.缸内掉进外物或活塞的固定螺母松动 2.缸中有摩擦声，可能是活塞环断裂或填料过紧，活塞杆不直 3.阀与阀座撞击，可能是弹簧断裂 4.传动部件间的间隙过大	停车检查 查明原因排除之 检查换新 调整或换新
填料函漏泄	1.填料失效，放置不当或压盖太松 2.活塞杆中段磨损过大或有直线伤痕	换新填料，重新放置，上紧压盖 磨去伤痕或光车、换新
摩擦部件发热	1.间隙太小 2.滑油不足 3.摩擦表面不干净	调整间隙 补充滑油或增加油压 清洗油滤器和摩擦面

12.3 泵的特性曲线

电动曲柄式泵的特性，是在 n 等于常数时 $Q=f(H)$、$P=f(H)$ 和 $\eta=f(H)$ 的关系曲线，如图 5.1.2-31 所示。

泵的总效率 η 在很大的工况范围内都保持不变，只在 H 相当高（由于漏泄增加）或相当低（由于有效值过小）时才明显降低。

流量调节可通过改变电动机转速 n 来获得，但不允许采用排出阀节流的调节方法，因为它只会引起排出压力升高，而不能改变流量。

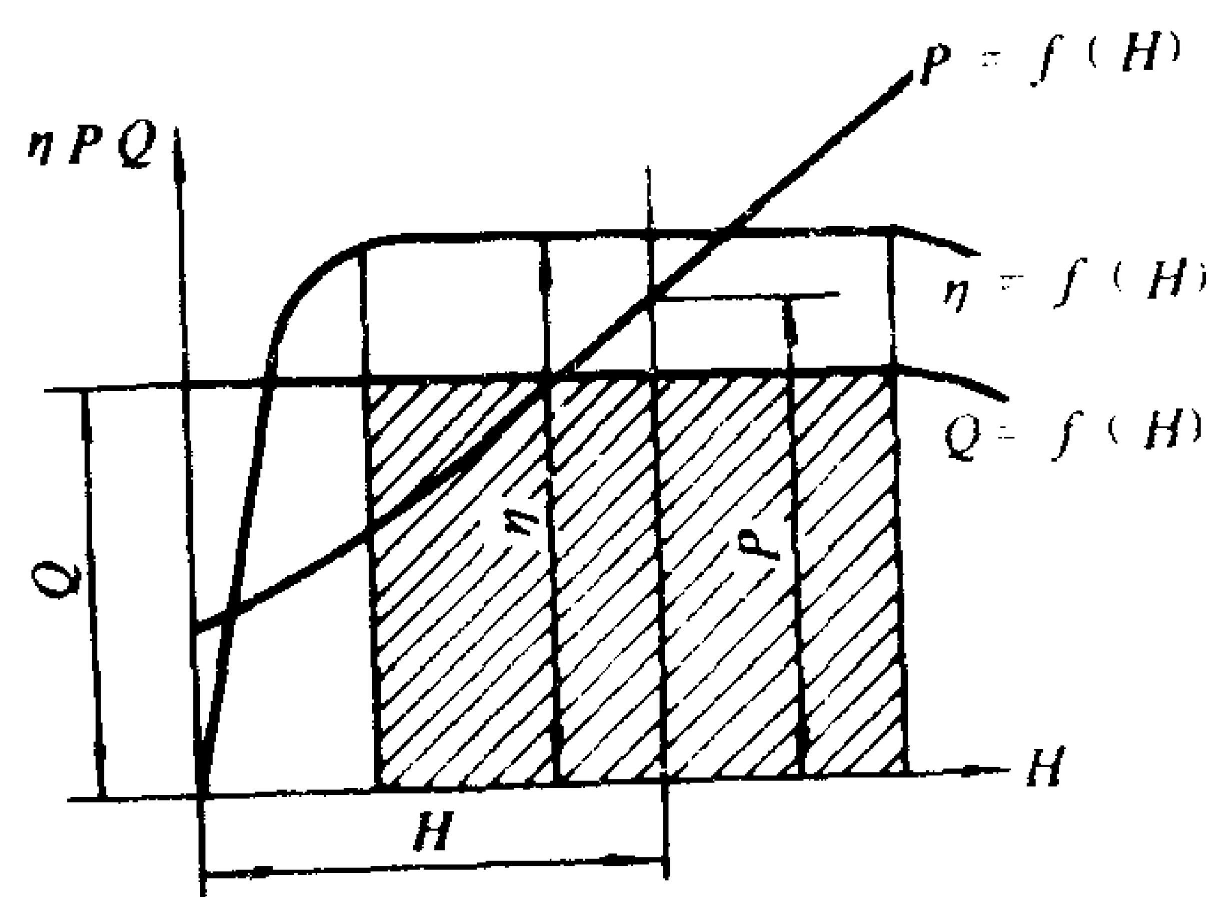


图 5.1.2-31 电动曲柄式泵的特性曲线

13 直动式泵

13.1 主要特点

直动式泵（即直接作用泵）与动力式泵

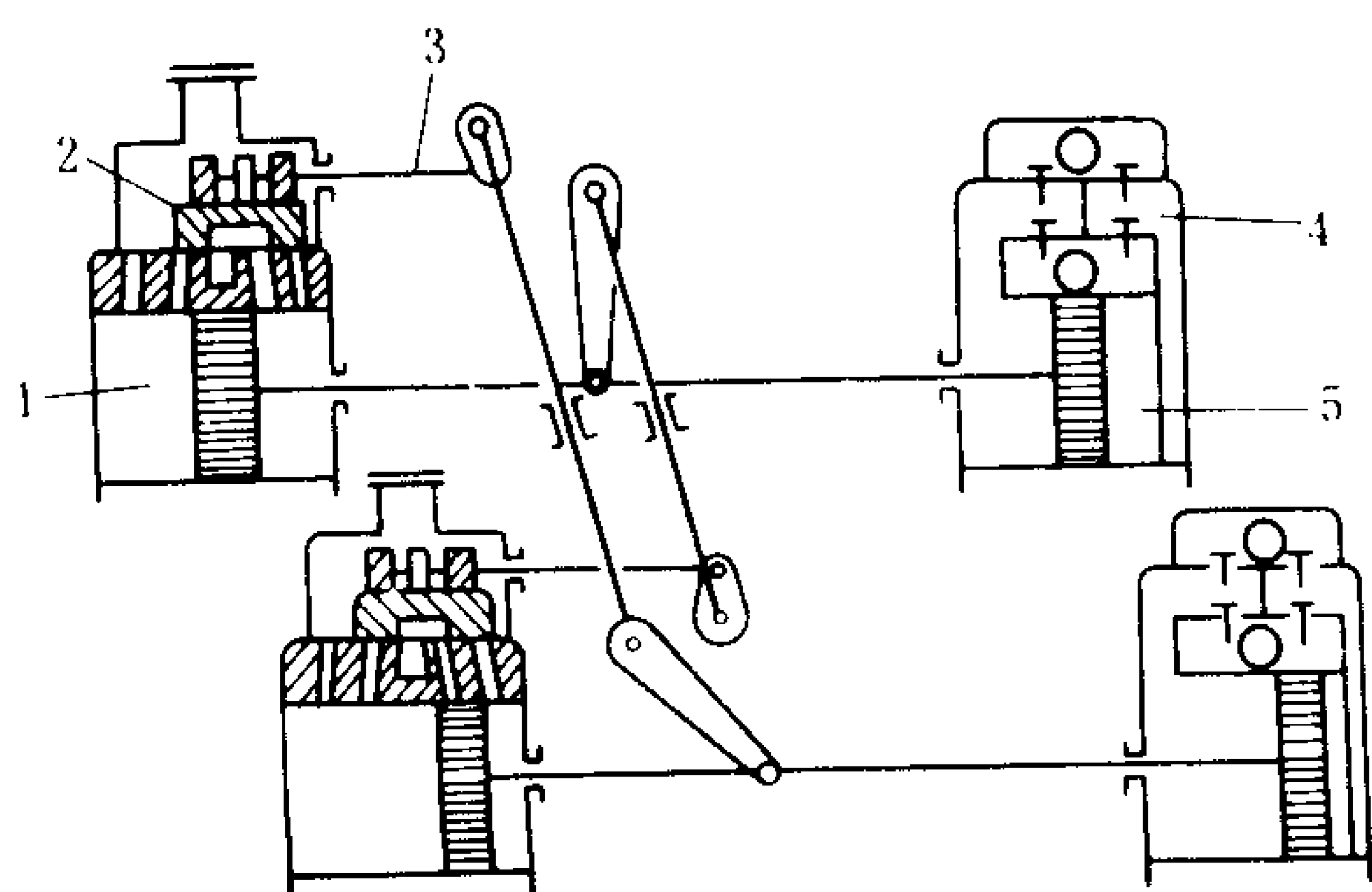


图 5.1.2-32　2 QS 型泵示意图

1-汽缸；2-滑阀；3-滑阀连杆；4-阀箱；5-液缸

不同，它没有曲柄连杆机构，液缸活塞与动力缸活塞连接在一起；活塞的运动速度取决于作用在活塞杆上诸力的合力，往往没有固定的规律。

原动机的工质可以是蒸汽、压缩空气或具有压力的液体，但船用直动式泵大多以蒸汽作工质。

直动式泵的特点如下：

1）瞬时流量脉动小。活塞在相当长的一段行程中作等速运动，因而流动平稳，压力波动不大。空气室小甚至不设。

2）不易过载。当汽压一定时，排出压力的增加有一定限度。往复次数 n 或活塞平均速度则随排出压力的增加或输送液体粘度的增大而减小，因此流量亦将随之减少。

3）阀的工作得到改善。活塞在两死点位置时都有停顿时间，以待阀落座而不致引起撞击，因此可以提高阀的升程，有利于减小阀上的负荷和缩小阀的尺寸。

4）流量容易调节。n 或 c_m 与泵的进汽量有关，而进汽量的调节则可通过改变进汽阀的开度来实现。

5）n 或 c_m 低。由于死点换向时的惯性力大，且随 n 或 c_m 的提高而增加，因此 n 大都在 10～100 r/min之间，一般不超过 130 r/min；$c_m<0.5$ m/s。

蒸汽直接作用泵的 c_m 值列于表 5.1.2-17。

表 5.1.2-17　蒸汽直接作用泵的活塞平均速度 c_m 值等

活塞行程 mm	泵的种类				$\eta_m \cdot \eta_h = \eta_t$ %				
	单缸泵和双缸泵		给水泵和输送高粘性液体的泵		压头 m水柱（9806.65 Pa）				
	每分钟双行程数	活塞平均速度 m/s	每分钟双行程数	活塞平均速度 m/s	10	20	70	200	
75	80	0.2	40	0.10	55	47	45	39	
100	75	0.25	38	0.125	55	52	50	43	
125	72	0.30	36	0.15	60	57	54	47	粘性液体同此
150	65	0.325	33	0.17	65	61	58	51	
200	56	0.375	28	0.19	70	66	63	55	
250	48	0.40	24	0.20	75	71	67	58	
300	45	0.45	23	0.23	78	74	70	60	
375	40	0.50	20	0.25	80	76	72	62	
450	37	0.55	18	0.27	82	78	74	64	
600	30	0.60	15	0.30	85	81	77	66	

13.2　典型实例

1）华盛顿泵

华盛顿泵是双缸蒸汽直接作用泵，分立式和卧式。其 2 QS 型卧式泵如图5.1.2-32所示。

它用于辅锅炉给水，也可用来输送温度不超过60℃的石油产品和其他中性液体。

2 QS 型卧式双缸蒸汽直接作用泵的技术规格见表 5.1.2-18。

表 5.1.2-18　　2 QS 型蒸汽泵的技术规格

型　号	单　位	2 QS 3.5/17	2 QS 4.8/17	2 QS 9/17	2 QS 15/17	2 QS 21/17	2 QS 29/17	2 QS 53/17	2 QS 63/17	2 QS 130/17	2 QS 170/17
汽　缸　部　分											
缸　径	mm	76	114	120	152	191	229	254	305	382	500
进汽压力	MPa	1.2	1	0.9	1.2	1	0.9	0.9	0.9	0.8	0.8
排汽压力	MPa	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
蒸汽耗量	kg/(kW·h)	57.1	58.4	61.2	55.7	58.4	59.8	58.4	58.4	59.8	59.8
进汽管直径	mm	9.5	13	19	25	38	50	50	50	75	88
排汽管直径	mm	13	19	25	32	50	64	63	64	88	102
液　缸　部　分											
流　量	m^3/h	1.3～3.5	3.2～4.8	5～9	7.5～15	14～21	19～29	25～53	38～63	90～130	100～170
压　力	MPa	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75
往复次数	r/min	42～116	38～57	51～93	37～70	27～47	26～40	26～58	24～40	30～50	22～37
活塞行程	mm	76	102	120	152	254	254	254	305	400	500
介质最高温度	℃	105	105	105	105	105	105	105	105	105	105
允许吸上真空高度	m	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
缸　数		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
缸　径	mm	51	70	72	102	114	133	152	178	205	240
吸入管直径	mm	32	51	51	76	102	102	125	152	178	204
排出管直径	mm	25	38	38	50	76	76	100	102	150	178
吸入阀数		4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
排出阀数		4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
有效功率	kW	1.656	2.281	4.305	7.139	10.009	13.836	25.318	27.808	61.824	80.9
外　形　尺　寸　与　净　重											
长　度		670	890	860	1140	1590	1570	1780	1925	2150	3265
宽　度		245	310	380	460	535	515	585	525	875	1360
高　度		320	445	470	585	810	725	765	900	1350	1370
净　重		55	155	200	311	679	785	835	1387	2716	3750

立式双缸蒸汽直接作用泵主要用于锅炉给水，也可用于输送淡水、海水以及粘度不大于 $825\times10^{-6}m^2/s$、温度不高于 100℃的黑色石油产品。2 QSL 型立式双缸蒸汽直接作用泵的技术规格见表 5.1.2-19。

表 5.1.2-19　　2 QSL 型蒸汽泵的技术规格

型　　号	单　　位	2 QSL-14/20	2 QSL-10/50	2 QSL-20/20
		汽　缸　部　分		
缸　径	mm	150	115	230
进汽压力	MPa	1.5～1.6	3.4	1.2
排汽压力	MPa	0.3～0.4	0.1	0.3
进汽管直径	mm	25	32	40
排汽管直径	mm	40	50	50
		液　缸　部　分		
流　量	m^3/h	5.5～14	10	10～20
压　力	MPa	2	5	2
往复次数	r/min	25～60	80	32～60
活塞行程	mm	150	130	135
介质最高温度	℃	100	105	100
缸　数		2	2	2
吸入管直径	mm	70	70	100
排出管直径	mm	70	50	80
缸　径	mm	100	80	130
		外　形　尺　寸　和　总　重		
长	mm	556	530	780
宽	mm	628	445	568
高	mm	1350	1373	1480
总　重	kg	375	410	750

双缸蒸汽直接作用泵的配汽过程如图 5.1.2-33 所示。过程中各位置的具体说明见表 5.1.2-20。

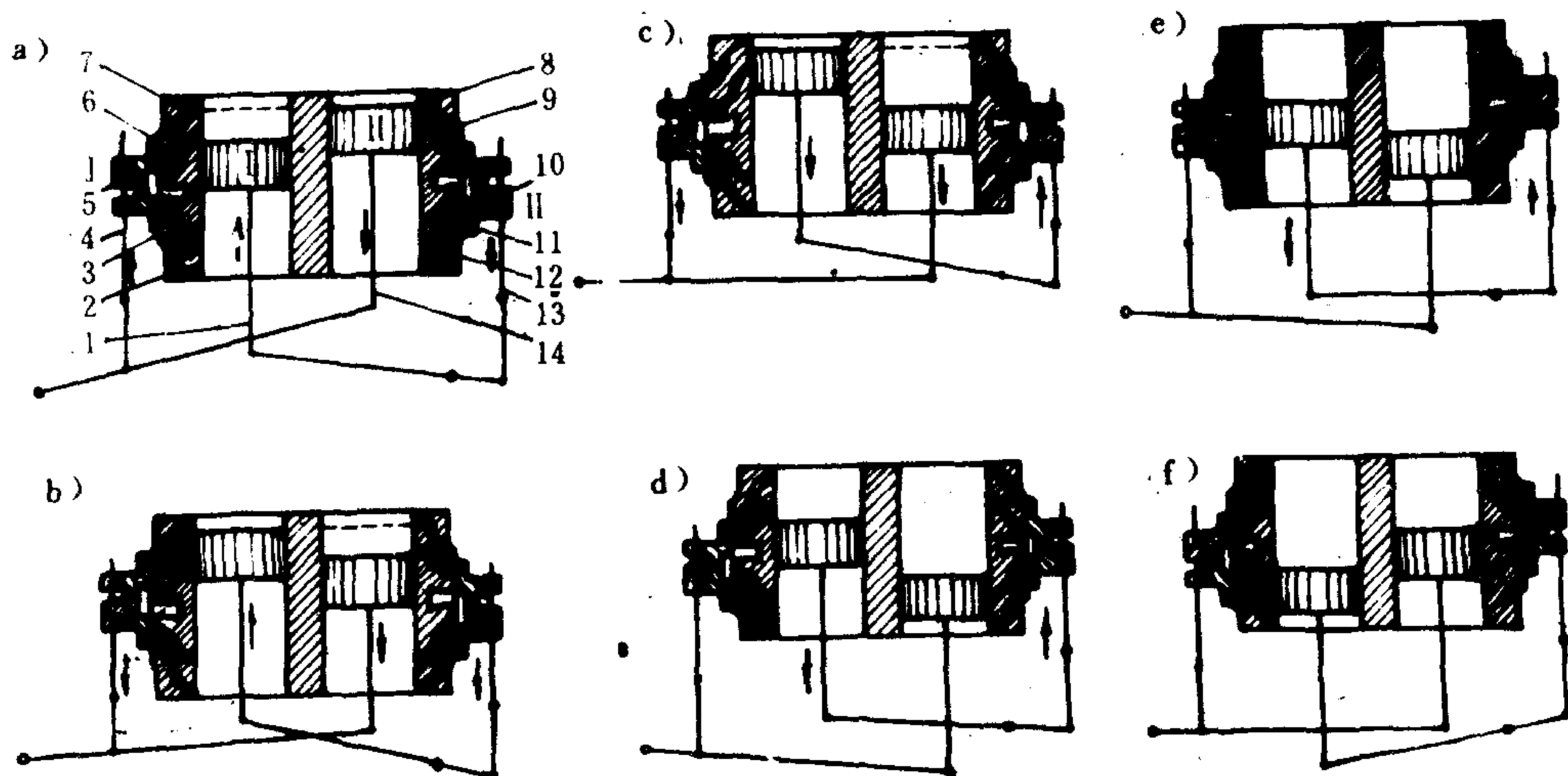


图 5.1.2-33　双缸蒸汽直接作用泵配汽过程

1、14-左、右活塞杆；2、3-左缸下部排、进汽口；4、13-左、右滑阀连杆；5、10-左、右滑阀传动螺母；6、7-左缸上部排、进汽口；8、9-右缸上部进、排汽口；11、12-右缸下部进、排汽口

表 5.1.2-20　　　　　　　　**双缸蒸汽直接作用泵的动作过程**

位　置	运　动　情　况
a)	滑阀II下行不久，汽口8、11开、新汽进入活塞II上部，废汽从II的下部经汽口11排出，活塞II下行
b)	滑阀I等走完空动距离后才被活塞II带动。在此之前，活塞I的进、排汽口敞开，活塞I继续上行，直至其上部排汽口6被遮闭形成汽垫而停顿
c)	活塞II继续下行，滑阀I开始下行，活塞I的停顿将持续到滑阀I越过中间位置打开汽口3、7才开始下行
d)	活塞I下行，滑阀II先保持不动，然后才向上行。活塞II封闭汽口11在缸壁上的孔口，形成汽垫在下死点停顿
e)	活塞II的停顿将持续到滑阀II越过中央位置，打开汽口12、9后才开始上行
f)	活塞I在下死点停顿，然后再按同样规律向上

双缸蒸汽直接作用泵配汽机构的特点：

（1）正配汽机构。活塞与滑阀之间相差半个行程，滑阀一般没有余面。不论任何时刻，至少有一个汽缸的汽口处于开启状态，使泵在任何位置上都能起动和连续运转。

（2）双缸复联，互相带动。每个滑阀都为各自的汽缸配汽，而一个汽缸的配汽机构却由另一缸的活塞杆所带动，一为同向，一为反向。不会出现中途停车或无法起动。

（3）5条汽道。最外端的两条为进汽道，正中的一条与排汽管相通，其余两条为排汽道。当活塞遮闭排汽道时，缸中的废汽无法排出，形成汽垫，减缓活塞运动，避免撞击缸盖。

（4）滑阀有空动（或无效行程）。滑阀传动机构中所设计的间隙，称为滑阀的空动。空动有内空动和外空动之分，如图 5.1.2-34 所示。

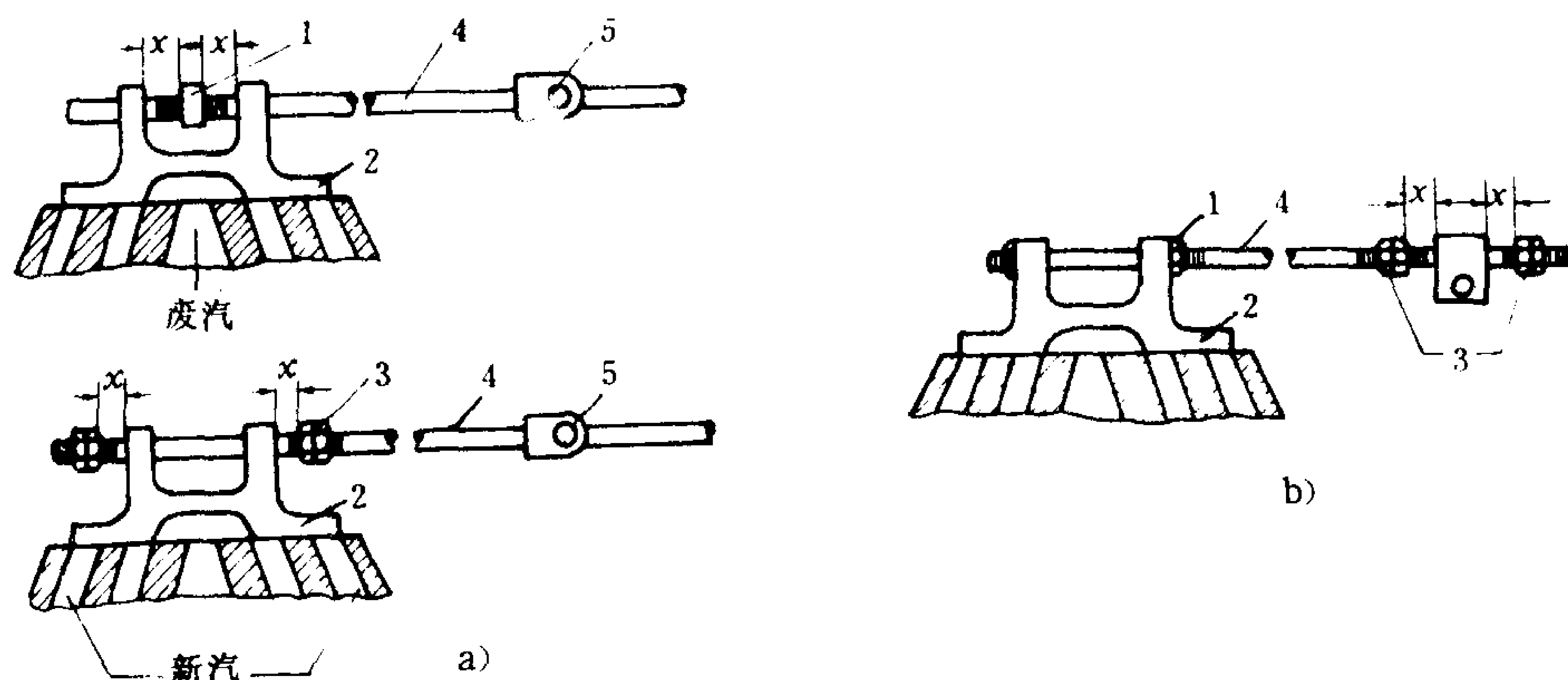


图 5.1.2-34　双缸泵滑阀的空动

a) 内空动；b) 外空动

1-调节螺母；2-滑阀；3-调节锁紧螺母；4-阀杆；5-销子

空动造成滑阀停顿，增加汽口的全开时间，有利于延长活塞等速运动的行程，并可使活塞在死点停顿片刻，以适应阀动作的滞后现象。正确调整空动距离，不仅能改变活塞在死点的停顿时间，而且有利于 η_v 的提高。

双缸泵内空动距离的调整方法如下（参看图 5.1.2-34 a)：关闭进、排汽阀，放出残水，并使两活塞在行程的中点停住。打开滑阀箱盖，拆下阀杆与滑阀连杆的连接，将滑阀放在各自的中央位置，调整阀杆上的调节螺母，使滑阀两侧空动距离 (x) 相等。将连杆接妥。用手将滑阀分别推向两端，观察两边露出的汽口开度，如开度相等，即为正确，否则，需予重调。为便于下次起动，在装复滑阀箱盖前，应推动其中一个滑阀将配汽口敞开。

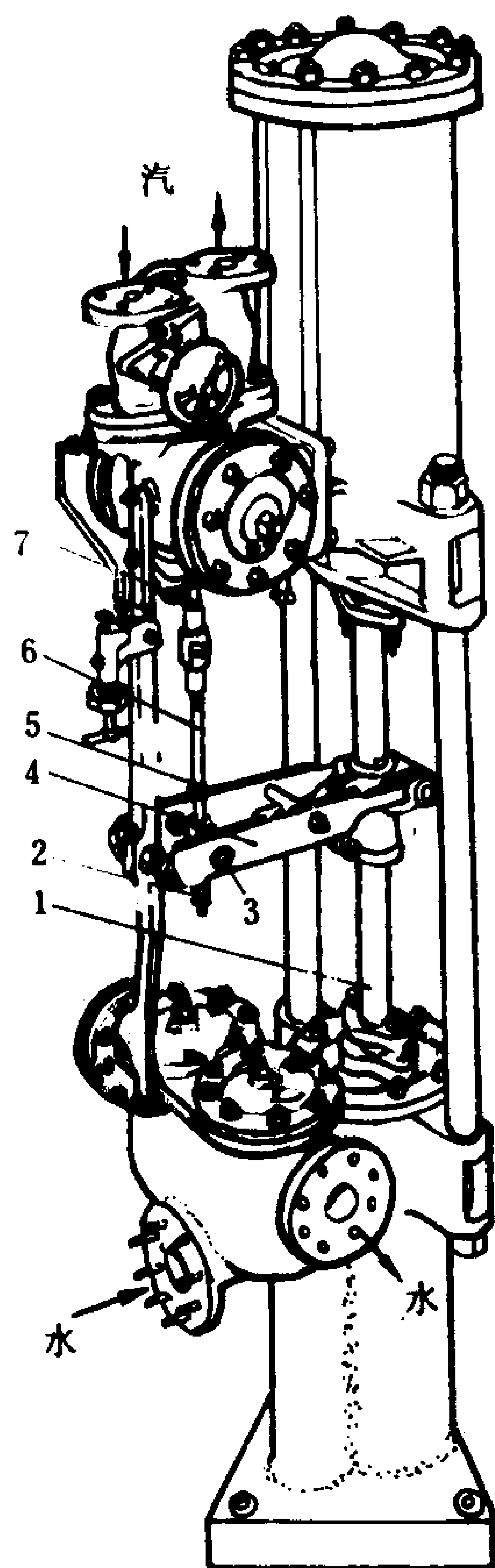


图 5.1.2-35 魏尔泵总图

1-活塞杆；2、5-螺母；3-十字头横销；4-摇杆；6-滑阀连杆；7-滑阀杆

2）魏尔泵

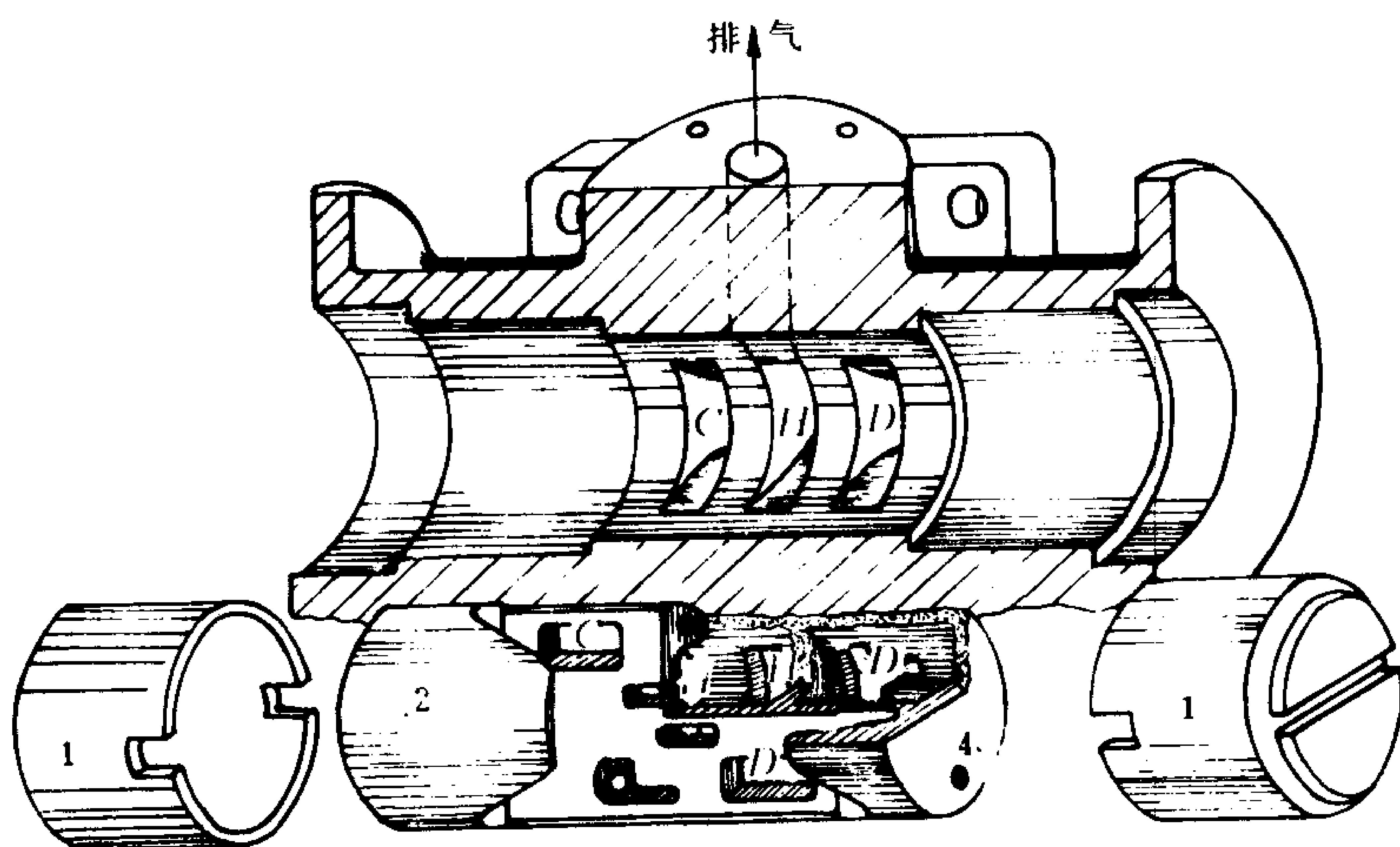
魏尔泵是单缸蒸汽直接作用泵，如图 5.1.2-35 所示。

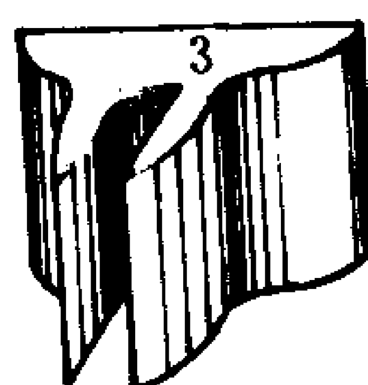
单缸蒸汽直接作用泵一般是靠两个配汽阀（主配汽阀和辅助配汽阀）进行配汽的，后者由活塞杆带动来控制前者对汽缸的配汽。

图中上部为汽缸和配汽机构，下部为泵缸和阀箱。配汽机构由活塞杆 1、摇杆 4、连杆 6、阀杆 7 等组成。配汽阀由圆柱形主阀（俗称枕头阀）和长方形辅助阀组成，如图 5.1.2-36 所示。

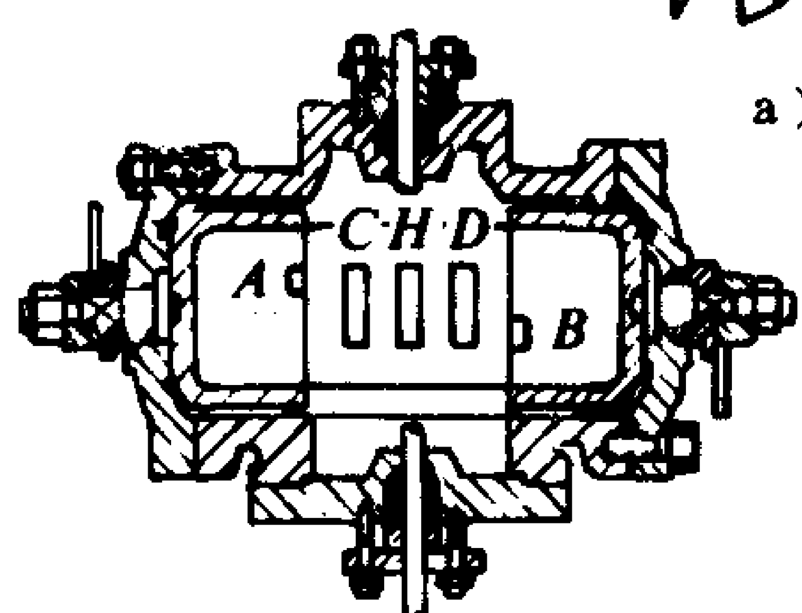
横卧在阀室内的主阀受蒸汽推动时，水平地移动于两碗盖 1 之间。在阀室内壁有汽口 C、H、D，其中 D、C 分别与汽缸的上、下空间相通，H 则与排汽管相连。主阀背面上有 4 个孔，中间两个相通的排汽孔 H 与另外的 C、D 孔隔绝，C、D 孔分别与主阀正面的 C、D 汽口相通。蒸汽能否通过 C、D 孔进入汽缸，取决于辅阀 3 是否遮住了主阀正面的 C、D 汽口。E、F 汽口则分别经主阀体内暗孔通向左、右两端（如右端的 4）见图 5.1.2-36a)。

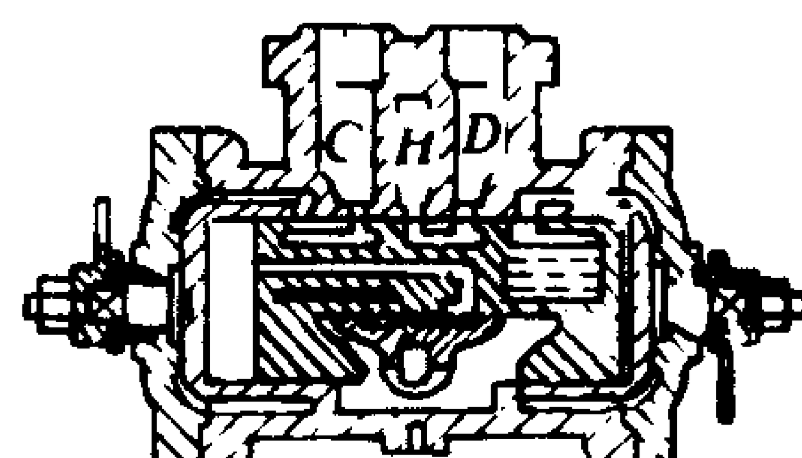
魏尔泵的配汽动作如图 5.1.2-37 所示。整个配汽过程的说明见表 5.1.2-21。图 5.1.2-38 所示为主、辅滑阀投影图。





a）





废汽
新汽
H
H

b）

图 5.1.2-36 魏尔泵的配汽机构

a) 配汽阀；b) 配汽机构剖面图

1-碗盖；2-主阀；3-辅助阀

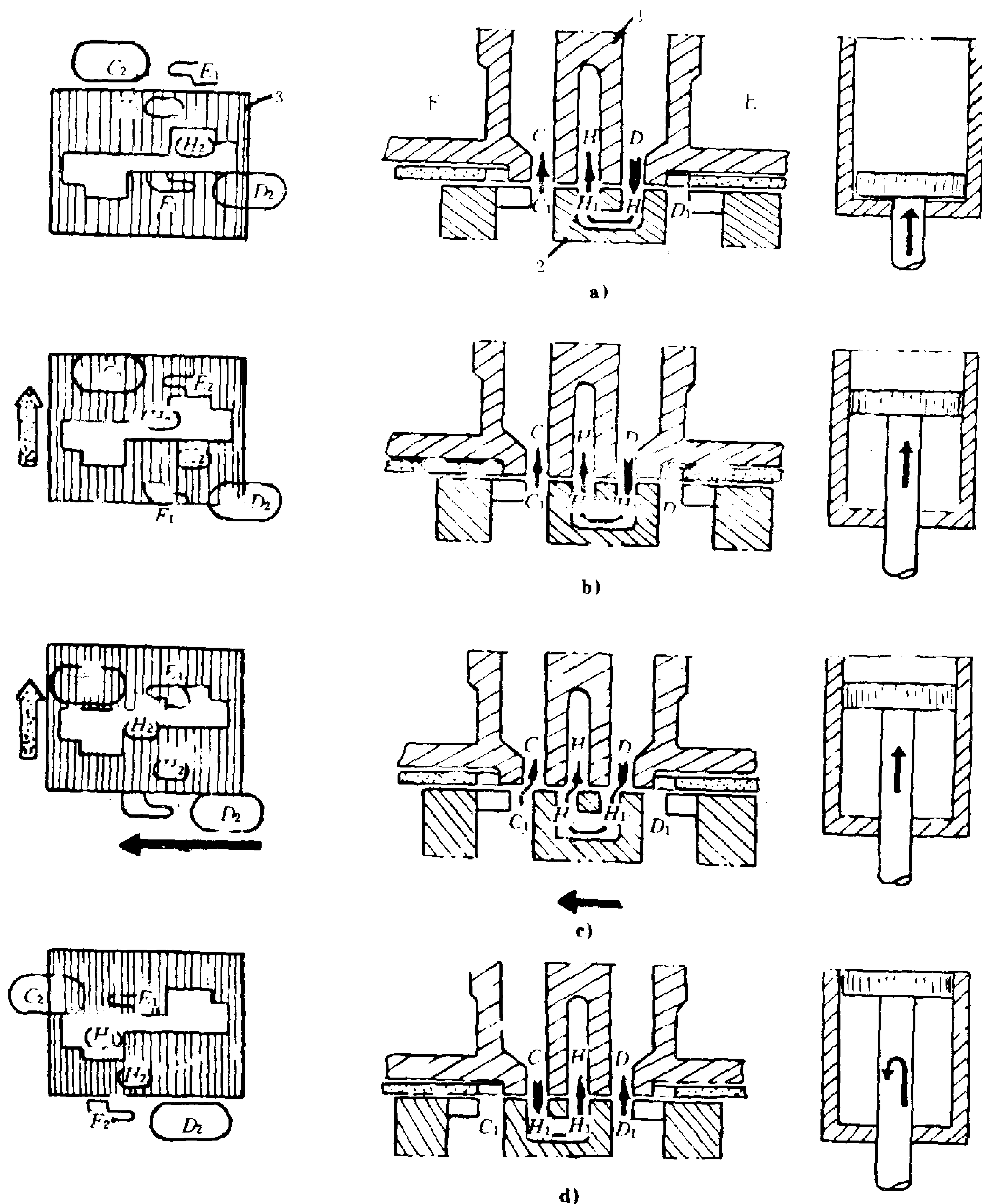


图 5.1.2-37 魏尔泵的配汽动作

1-阀室内壁；2-主阀；3-辅阀的工作面

表 5.1.2-21 魏尔泵的配汽过程

位置	辅阀	主阀	活塞	汽路
a)	下死点	右侧	下死点转向上行	主阀背面的C、H、H孔正与阀室内壁上的C、H、D相重合，正面的C、E和D的一部分露出辅阀之外。此时D路不通，经E通向主阀的蒸汽与右端的汽垫压力相平衡，主阀不动。蒸汽经C进入汽缸下部空间，上部空间的废汽经D和H-H通至排汽管。
b)	上行	停在右侧不动	上行	活塞上行至其行程的½后带动辅阀上行。当活塞行至行程的¾左右时，辅阀遮盖汽口C，隔断蒸汽进入汽缸下部空间的通路，活塞靠蒸汽膨胀，继续上行。汽口E虽也被遮盖，但因主阀两端汽压相等，因此仍在右侧不动

续上表

位置	辅阀	主阀	活塞	汽路
c)	上行	左移	上死点附近	D、F 全开，蒸汽经 F 通向主阀右端，E 与 H 沟通，主阀因左端压力下降而向左运动
d)	因空动而暂停	左移转为停止	由上行转向下行	主阀在运动中将 E 关闭，切断排汽，形成汽垫，迫使其停于左极点。

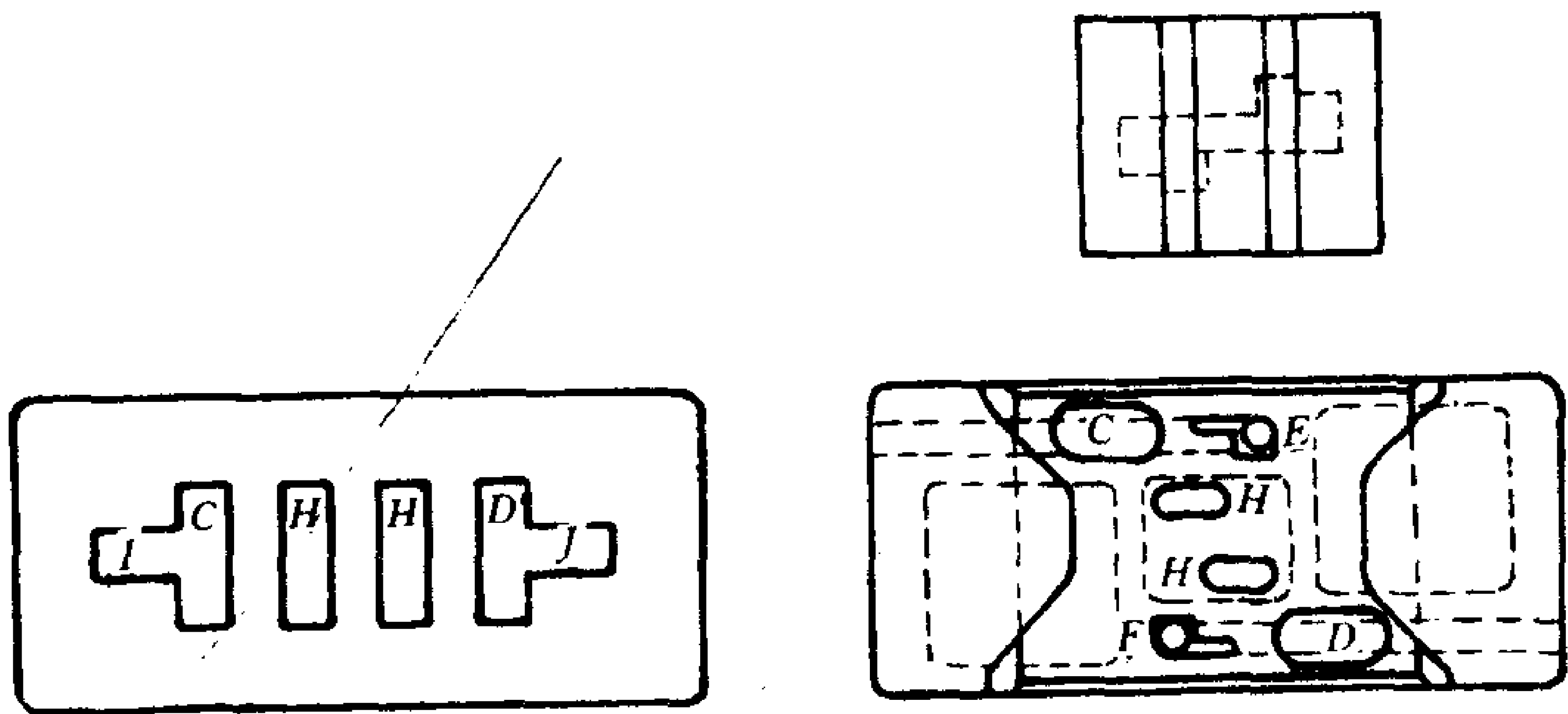


图 5.1.2-38　主、辅滑阀投影图

为了避免在汽口被盖住（活塞处于膨胀阶段）或汽口开度很小时泵不能起动或起动后随即停止（辅阀移到中间位置）的缺点，主阀背面上的孔C、D 都向外侧延伸出I、J口（见图 5.1.2-38），同时，在两端的碗盖上各开 1 ~ 2 个缺口 A、B（见图 5.1.2-36）。正常工作时，缺口与 I、J 相互错开。不能起动时，相应转动碗盖，便可使蒸汽经A、I或B、J 通过 C 或 D 进入汽缸，驱动活塞并带动辅阀运动。此外，还可借此取消滑阀的停汽作用，避免活塞后半行程输出功率不足的缺陷。

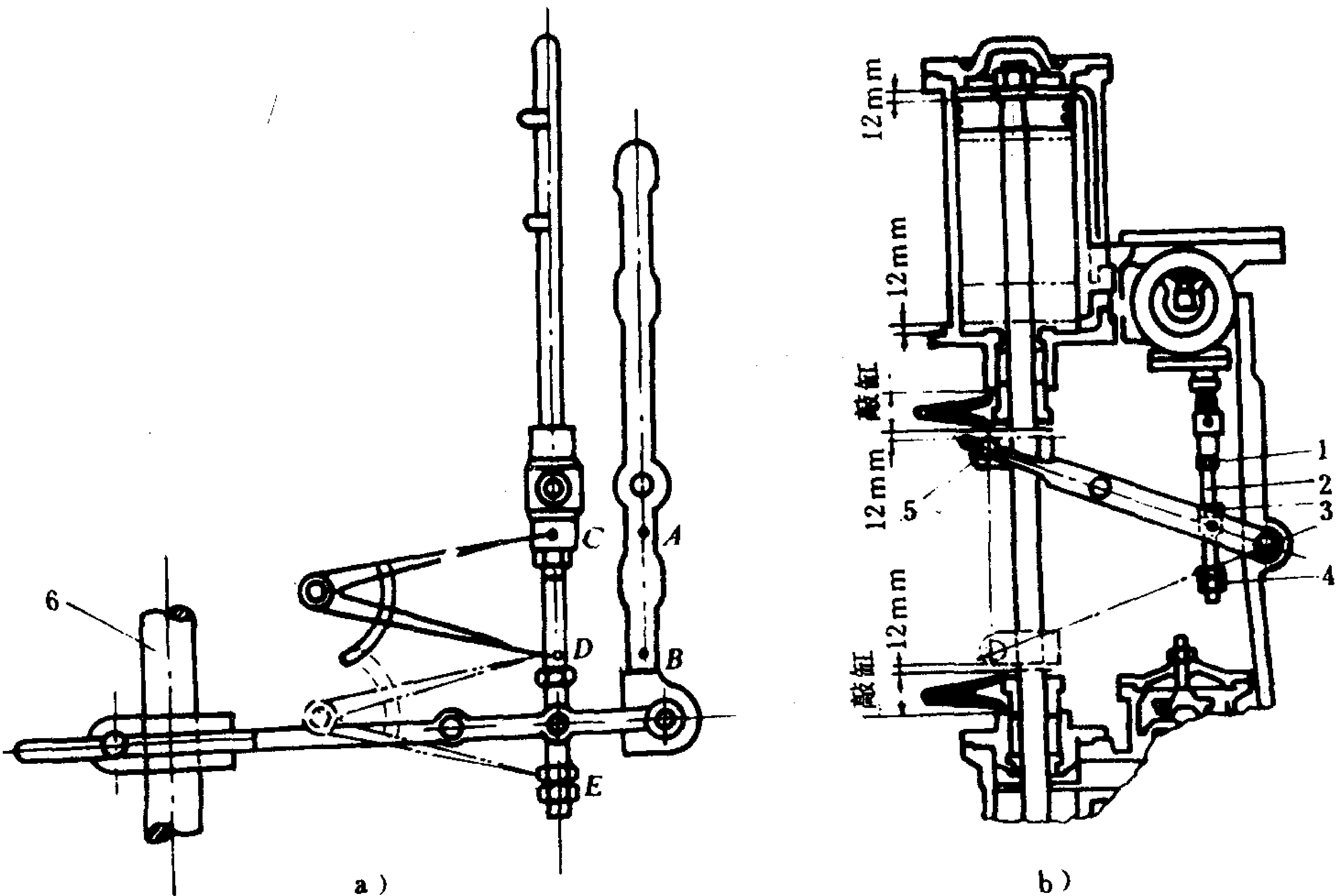


图 5.1.2-39　单缸蒸汽直接作用泵的配汽调整

1-锁紧螺母；2-连杆；3、4-调节螺母；5-十字头；6-活塞杆

单缸蒸汽直接作用泵的外空动距离，通常已由厂方定好，见图 5.1.2-39a）中的 AB。此时，只需：

（1）先用量规量取 AB 距离，然后松开锁紧螺母 1，调节连杆 2，使 $CD=AB$；

（2）锁紧螺母 1，调整螺母 4，使 D 与 4 上边的距离 $DE=CD$，最后将 4 锁紧。

如无原始数据，则可按活塞在上、下死点时具有 12 mm左右余隙的原则来调整。此时，使泵作极低速运行，松开螺母 1，转动螺母 3，使连杆 2 上升（见图b），活塞行程向上增加，直至活塞轻微撞击缸盖时为止。用量规测出填料函与十字头 5 之间的距离（$x$mm）。反向转动 3，使 2 向下伸出，直至填料函与 5 之间的距离等于 $x+12$ mm时，锁紧螺母 1，向上行程调毕。

用相同方法调整螺母 4，调节活塞的下部行程。

魏尔泵的配汽机构复杂，正在被新的机构所取代，图 5.1.2-40 所示即为其中的一种。

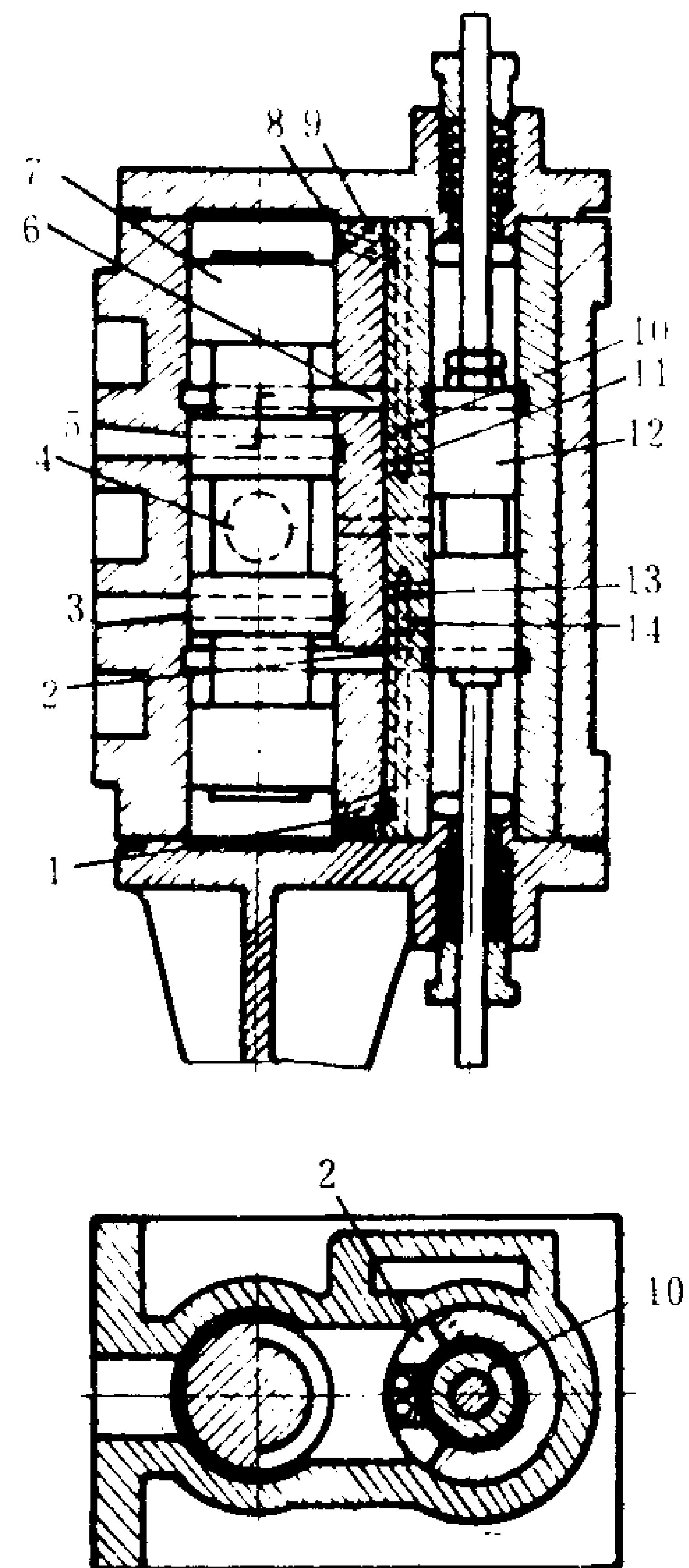


图 5.1.2-40　新泵的配汽机构

1、9、10、14-进汽路；2、6-进汽口；3、5-汽口；4-排汽接管；7-主阀；8、11、13-排汽路；12-辅阀

主阀 7 和圆形辅阀 12 分别安装在各自的阀室中。阀 7 上的两个中间凸环与通向汽缸的汽口 5、3 和进汽道 6、2 以及排汽道 4 相配合，完成向汽缸配汽的任务；两个外侧凸环构成一个双作用活塞，并通过进汽路 10-9 和 14-1 以及排汽路 11-8 和 13，接受辅阀的控制。

辅阀 12 上两个凸环的内缘控制主阀的排汽通路，外缘则启、闭进汽口 2 和 6，实现对主阀和泵进汽的控制。

当主活塞位于下死点时，活塞杆所带动的辅阀则位于上死点，进汽口 2 和汽口 14、13 均开启，蒸汽就能经 14-1 进入主阀底部，而排汽则经汽路 8-11 最后从排汽接管 4 排出，主阀向上运动，直至遮闭汽口 8，形成足够的汽垫时停止。此时，主汽口 5、3 均开启，蒸汽从汽口 2、3 进入主活塞下方，而排汽则经汽口 5、接管 4 排出，主活塞开始上行。

主活塞行至行程的½左右时，辅阀才被带动向下移动；当到达¾左右行程时，进汽口 2 关闭，主活塞利用蒸汽膨胀而继续上行，直至辅阀打开汽口 6、10、13 促使主阀换向时为止。

此机构的不足之处是填料函处承受高压，容易产生漏泄。

3）华伦泵

华伦泵是单缸蒸汽直接作用泵，其配汽机构如图 5.1.2-41 所示。

活塞在上死点而辅阀处于下部位置时，来自汽室 17 的蒸汽经主阀 1 和汽路 4 进入辅阀，再经汽路 5 进入主阀的上方。主阀下方经汽路 8、14 与排汽室 18 相通，主阀下行，直至遮闭 8 形成汽垫。与此同时，蒸汽从主阀的环形槽道沿汽路 19 进入汽缸的上方，而下方的废汽则经汽路 16 流往 18，活塞下行。主阀和辅阀 2 上的中央环槽均与 14 相连，通过汽道 7、3、11 使辅阀的上下方相通。这样，辅阀上下所受的压力均为排汽压力，从而避免了填料承受高压作用。

13.3 运行管理

1)起动

打开汽缸两端的残水旋塞，依次开启排汽阀和水缸上的吸排停止阀。微开进汽阀，进行暖缸。暖缸时，用人工变换辅阀位置，以使蒸汽均匀地加热汽缸。

汽缸温度接近工作温度时，加大进汽阀的开度，直至无凝水排出，然后关闭残水旋塞，调节汽阀开度，泵转入运行。有汽缸油杯的，应适时、适量加油。

2)停车

先关闭进排汽阀和泵的吸排停止阀，然后打开汽缸上的残水旋塞。

3)常见故障

常见故障及其排除方法列于表 5.1.2-22。

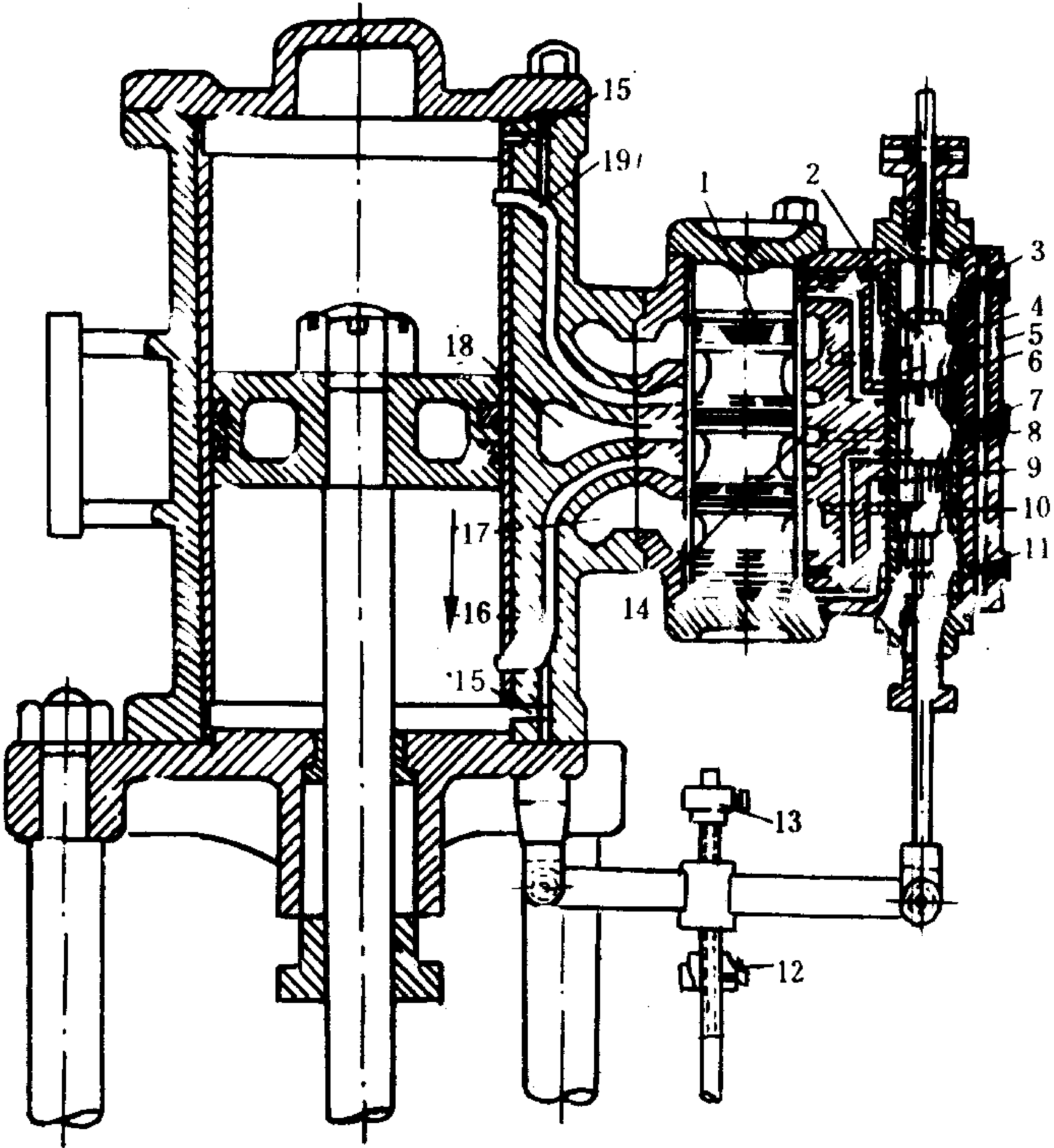


图 5.1.2-41 华伦泵的配汽机构

1-主阀；2-辅助滑阀；3、4、5、6、7、8、9、10、11、14、15-汽路；12、13-调节螺母；16-汽缸下部空间汽道；17-进汽室；18-排汽室；19-汽缸上部空间汽道

表 5.1.2-22 蒸汽直接作用泵常见故障及其排除方法

故障现象	可能原因	排除方法
泵起动后急速运转	1.吸入停止阀未开、开得很小或吸入管路堵塞 2.吸入液体温度太高，液体汽化 3.泵缸无水或活塞环磨损过量 4.阀搁起、破损或严重漏泄 5.大量空气从填料箱或吸入管漏入泵缸	开足吸入停止阀，检查吸入管路，清洗滤器 用水冷却泵体或改吸低温液体，并消除液温过高原因 向泵缸灌水或更换活塞环 用金属棒听检缸内声响，必要时停泵检查 查明漏处，并予消除
泵转速缓慢或停止	1.进汽压力太低或排气背压过高 2.排出停止阀开度太小或排出压力太高 3.活塞环、填料等摩擦阻力太大 4.滑阀机构磨损过量，配汽不良或立式泵中的填料太松	检查锅炉汽压和进排汽停止阀的开度 开足排出停止阀，消除排出压力过高的原因 检查活塞环或调整填料 检查并调整配汽机构或填料，研磨或换新滑阀

续上表

故障现象	可能原因	排除方法
泵不能起动	1.进排汽阀或泵的排出停止阀未开或开度太小 2.泵久置未用，活塞和活塞环锈死，或活塞环太紧使泵无法运转 3.配汽机构失调或发生故障	将阀开足 拆检泵缸，视情况决定修理或换新 检查配汽机构，视情况决定调整或修理
活塞行程太短	1.空动距离太小 2.汽垫值太大 3.滑阀漏汽，以致排汽压力过高 4.活塞环或填料的摩擦阻力增大，使活塞运动提前停止	重新调整 开大汽垫汽阀 研磨滑阀 检查活塞环或调整填料
活塞与汽缸盖撞击	1.汽垫汽阀开度太大，汽垫汽压太低 2.排汽压力太低或泵负荷过轻，使泵转速升高 3.蒸汽压力太高 4.单缸泵空动距离太大	关小汽垫汽阀 关小进排汽停止阀，检查原因并消除之 关小进汽阀 调整空动距离
泵缸端有异响	1.缸内有异物或活塞的固定螺母松动 2.填料太紧或活塞环断裂 3.水阀撞击	拆检汽缸或水缸并予消除 视情况决定调整或换新 检查消除，必要时适当降低转速

主要机件检修和换新的技术条件见表5.1.2-23。

表5.1.2-23 **蒸汽直接作用泵主要机件检修和换新的技术条件**

机件名称	检查方法	技术状况	修复	换新	备注
辅阀	将辅阀的一端压紧在主阀的工作面上用塞尺测量另一端的开口	开口 >0.08 mm	研磨		磨损量较大时，可在辅阀与阀杆之间加衬片复原
主阀与碗盖	用卡尺或塞尺	两者之间的径向间隙 >0.1 mm时	搪削碗盖和阀室	主阀换新后装配间隙为0.025～0.05 mm	
辅阀阀杆与填料箱内套	用卡尺	两者之间的径向间隙 >0.25 mm时	光车、换新	阀杆或内套	允许值为0.05～0.75 mm
汽缸与活塞	用塞尺和卡尺	汽缸磨损 >0.75 mm时	搪缸	活塞	新活塞直径比搪削后的缸径小1.5 mm左右
胀圈	用塞尺测量其对口间隙	对于 $D\leq175$ mm的汽缸为 $0.7+\frac{D}{1000}$；对于 $D\geq175$ mm的汽缸为 $0.12+\frac{D}{1000}$	超过时换新	胀圈	
活塞杆		累计车削量 >0.8 mm时		考虑换新	
水缸与水活塞		缸壁磨耗 >3.5 mm时	搪缸	活塞	活塞的直径比缸径小1.7 mm左右

续上表

机件名称		检查方法	技术状况	修　复	换　新	备　注
胶木胀圈的装配间隙值	对口间隙值		0.8 mm 0.8 mm 1.6 mm 2.4 mm			液温低于 90℃ 液温高于 90℃，$D \leq 125$ mm 液温＞90℃；125 mm＜D＜225 mm 液温＞90℃，D＞250 mm
	轴向间隙值		0.25 mm 0.37 mm			$D \leq 125$ mm D＞125 mm时
	径向间隙值		活塞环厚度较槽深小 1.6 mm			
水阀			工作面上刻痕 弹簧自由长度减少 5％各弹簧张力不相等 各弹簧丝的直径圈数不相等 各弹簧的自由长度和高度不相等	先光车，后研磨	阀盘 弹簧 弹簧 弹簧 弹簧	

14　径向柱塞泵

径向柱塞泵是一种柱塞呈径向布置的往复泵，也是一种常见的液压泵。它具有工作压力高、排量适宜、使用寿命长（可达 10000 h以上）、能满足液压系统的无级调速要求等特点。其工作参数和基本性能列于表 5.1.2-24。

表 5.1.2-24　　径向柱塞泵的工作参数和基本性能

项　目 \ 型　式	定　量　型	变　量　型
	缸体固定，阀配流	缸体旋转，轴配流
压　力 MPa	10～70	10～21
排　量 mL/r	2.5～200	2～500
转　速 r/min	500～1500	1000～2000
容积效率 %	90～95	80～92
总效率 %	85～90	80～85
自吸性能	较　差	有一定自吸能力，Z_s＜500 mm
对油污染	不敏感	不太敏感
适用性	作泵使用	作泵或马达使用
结构尺度	大	一般
价　格	适中	较贵

14.1 定量型径向柱塞泵

定量型径向柱塞泵在广义上可以包括一般由曲柄连杆机构带动的单缸柱塞泵和由凸轮（或偏心轮）驱动的直列式多缸柱塞泵，但在习惯上则常指那些柱塞呈辐射状排列的多缸柱塞泵。图 5.1.2-42 所示为力士乐（REXROTH）公司生产的R4型径向柱塞泵，它由壳体 1、偏心轮 3、柱塞 8（3～10 个）和吸、排油阀等组成。当泵运行时，柱塞在偏心轮和弹簧的推动下作往复运动，改变泵腔 10 的容积。当容积增大时，腔内压力降低，吸油阀 6 开启，于是油液充满工作腔。当柱塞 8 回行时，腔 10 容积缩小，吸油阀 6 被迫关闭，排油阀 5 被打开，将压力油从排油口P输出。R4型泵的技术数据见表 5.1.2-25。

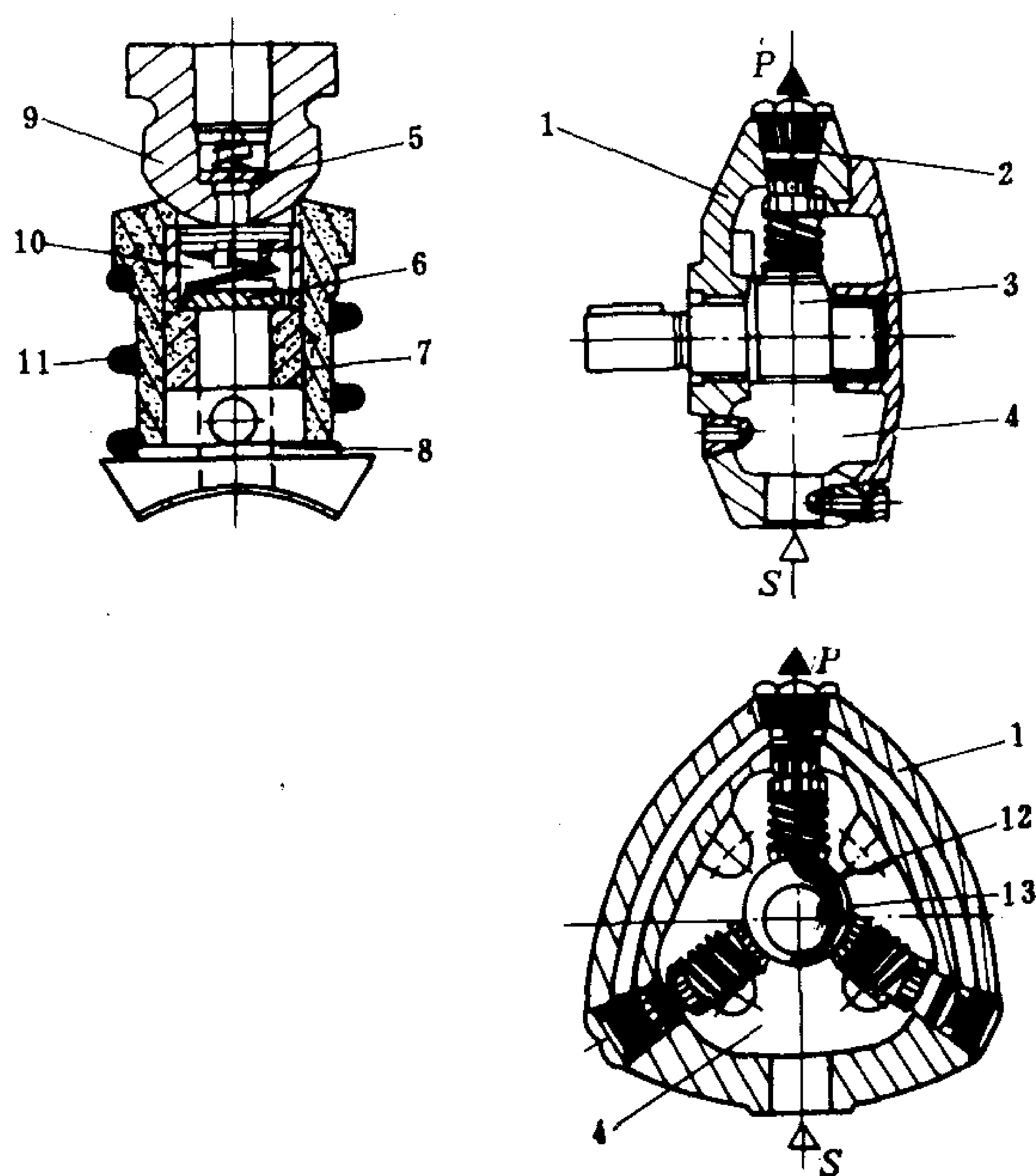


图 5.1.2-42 R4型径向柱塞泵

1-壳体；2-吸、排油阀组件；3-偏心轮；4-吸油腔；5-排油阀；6-吸油阀；7-缸体；8-带吸油阀的空心柱塞；9-球头构件；10-泵腔；11-弹簧；12-油槽；13-高压油路；P-排油口；S-吸油口

R4型泵的油口采用螺纹连接，按顺时针方向旋转，使用压力润滑，工作温度范围为$-40\sim+70$℃，粘度范围 10～200 mm^2/s，运转噪声对低压（3～5 柱塞）<60 dB，对高压（10 柱塞）<80 dB，过滤精度要求 25 μm。

表 5.1.2-25 R4型泵的技术数据

缸径 mm	缸数 个	行程 mm	不同工作压力（MPa）下的流量 L/min①							
			5	15	25	35	45	55	65	70
10	3	6.4	2.12	2.09	2.07	2.05	2.03	2.01	1.99	1.98
		9.1	3.02	2.98	2.95	2.92	2.89	2.86	2.83	2.81
		11.0	3.67	3.62	3.58	3.54	3.50	3.46	3.42	3.39
	5	9.1	5.07	5.01	4.9	4.89	4.84	4.79	4.74	4.71
		11.0	6.13	6.03	5.97	5.91	5.85	5.79	5.73	5.7
	10	6.4	7.1	7.03	6.96	6.86	6.81	6.73	6.65	6.6
		9.1	10.15	10.0	9.89	9.80	9.70	9.58	9.47	9.40
		11.0	12.20	12.05	11.95	11.84	11.74	11.63	11.47	11.4
15	3	6.4	4.8	4.73	4.68	4.64	4.59			
		9.1	6.85	6.75	6.68	6.61	6.53			
		11.0	8.26	8.13	8.04	7.97	7.88			
	5	9.1	11.4	11.25	11.14	11.02	10.9			
		11.0	13.7	13.56	13.42	13.28	13.09			
	10	9.1	22.8	22.5	22.27	22.07	21.78			
		11.0	27.4	27.1	26.84	26.54	26.2			

① 本型泵可在 1000～2000 r/min下工作，表列数据是在$n=1450$ r/min、$\nu=36$ mm^2/s、$t=50$℃条件下测得的。

14.2 变量型径向柱塞泵

变量型径向柱塞泵多采用轴配流，按柱塞头部与浮动反作用环的接触方式可分为滑履式和点接触式两种。通过调节浮动反作用环的偏心位移，即可实现无级变量和油流变向。

14.2.1 变量型径向柱塞泵的工作原理

变量型径向柱塞泵的工作原理见图 5.1.2-43。图中c)表示当泵运行在反作用环 4 的中心线与旋转缸体 2 的中心线重合时，偏心距$e=0$。此时柱塞相对于缸体没有位移，泵的排量为零。

图中b) 表示拉杆 6 使反作用环 4 偏向左方，偏心距由零变至$-e$。此时，按图示旋转方向，配流轴 1 的上腔 5 排油，下腔 7 吸油。

图中d) 表示，反作用环 4 偏向右方，偏心距为$+e$，配流轴上的吸、排油方向改变为上腔 5 吸油，下腔 7 排油。排量大小由e值而定。

若将压力油供入泵内，油泵则可按液压马达工况运行。

14.2.2 轴配流径向柱塞泵实例

1)滑履式

图 5.1.2-44 示出滑履式径向柱塞泵结构。缸体 5 由径向布置的 7 个柱塞油缸孔组成，柱塞 4 嵌入其中，其端部有横销与滑履相联，后者被嵌入浮动反作用环 9 的滑道内，可随反作用环在其大球轴承 6 上旋转，也可在环 9 的滑道上相对滑移。轴承 6 的外圈经导架 7 支承在前、后端盖的导轨上，并可在偏心拉杆作用下水平移动，产生偏心距$\pm e$，达到变向、变量的目的。这种泵常用于液压舵机。为了在并联系统中防止备用泵反转，在传动轴上设有防逆转机构 12。

推动反作用环所需的力R_F，对 7 缸泵可用下式计算：

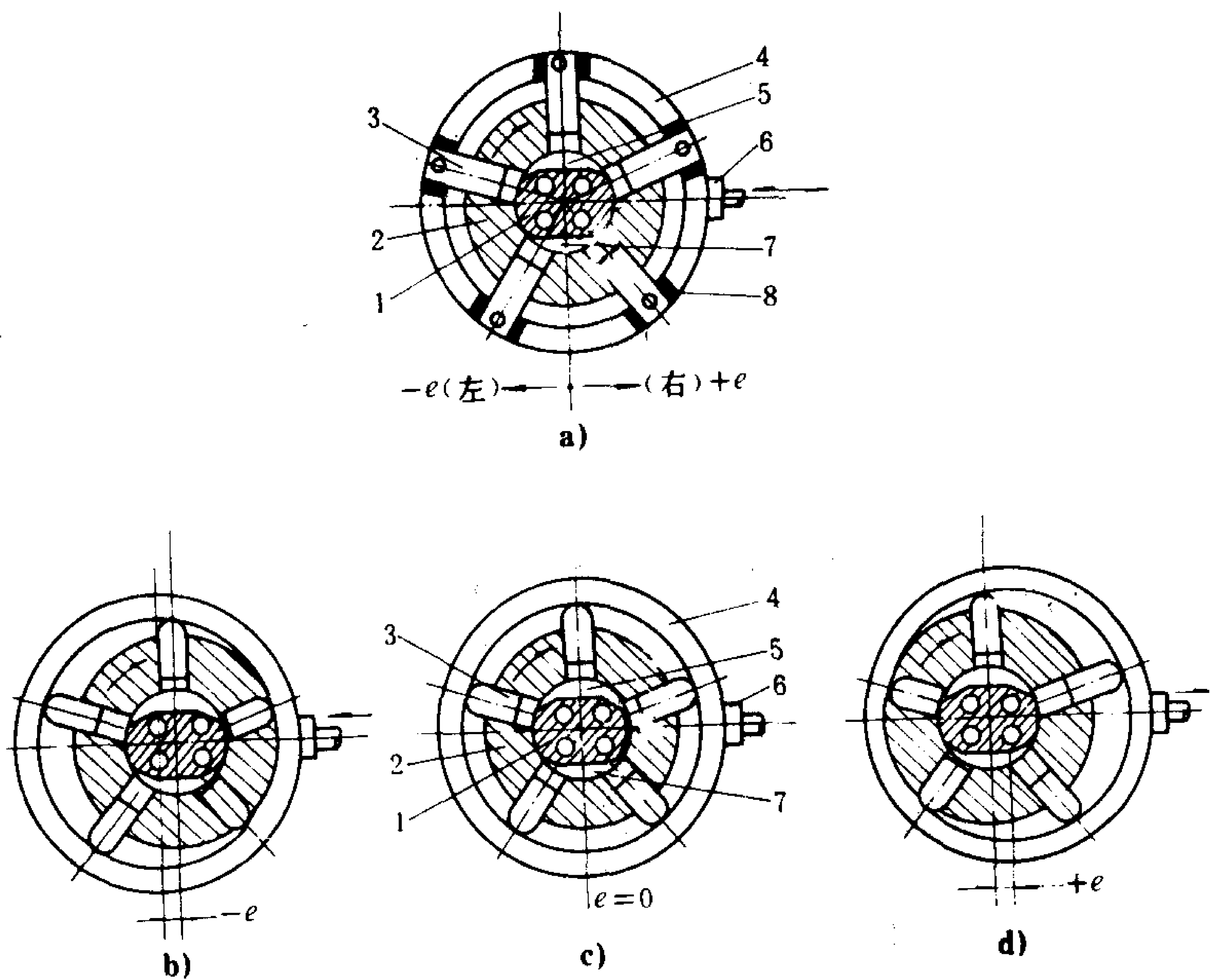


图 5.1.2-43 变量径向柱塞泵工作原理

1-配流轴；2-旋转缸体；3-柱塞；4-反作用环；5-上配油腔；6-拉杆；7-下配油腔；8-滑履和销轴；e-偏心距

这种系统的分隔能力较差，因此，使船舶载运液货的种类受到了很大的限制。虽然现在仍有一些新建的不很先进的散化船继续采用这种形式，但是这种形式将逐渐被独立系统所代替，即使在中小型化学品船也不例外。

2.2.2 独立系统

独立系统即一舱一泵系统，其货泵为沉浸式泵或深井泵。系统布置为图 7.8.1—3 所示。

这种系统的优点是具有最大的分隔能力，能在一艘船上载运品种更多的化学品；另外，通常从安全上认为货泵舱往往是着火、爆炸和人员伤亡的危险潜在地，因独立系统不需设置货泵舱，故从根本上去掉了一个危险潜在地，这是其独特优点。

如采用深井泵，其传动轴从甲板上的液压马达或电动机延伸至舱内；如为沉浸式泵，则泵由沉浸在液货中的液压马达直接驱动。在这种情况下，一个重要的问题是泵的结构应保证液货不会渗漏进入液压系统内，因为液压介质要返回到安全区域。如液压介质中混入任何易燃或有毒成分，都会带来严重的后果。因此须对密封性能定期检查，以确保密封的有效性。

2.3 受内压管管壁厚度

受内压管管壁厚度，需符合国际散化规则的规定。其计算公式参见本卷第 1 篇有关内容。其设计压力至少取 1.0MPa，但端部敞开的管子，设计压力可取不小于 0.5MPa。公式中的许用应力 σ，取下列两式中的较小值：

$$\sigma=\frac{\sigma_b}{A} \text{或} \sigma=\frac{\sigma_s}{B} \tag{7.8.1—1}$$

式中：σ_b ——环境温度下的材料抗拉强度下限值，MPa；

σ_s ——环境温度下的材料屈服强度下限值。如果应力——应变曲线上没有明显的屈服应力时，可采用 0.2%屈服应力；

A ——安全系数，不小于 2.7；

B ——安全系数，不小于 1.8。

管壁的最小厚度，需满足表 7.8.1—1 和表 7.8.1—2 中的要求。

表 7.8.1—1 **碳钢和碳锰钢钢管最小壁厚**(mm)

外径	10.2~12.0	13.5~19.3	20.0~44.5	48.3~63.5	70.0~82.5	88.9~108.0	114.3~127.0	133.0~139.7	152.4~168.3	177.8~219.1	244.5~273.0	298.5~368.0	406.4~457.2
壁厚	1.6	1.8	2.0	2.3	2.6	2.9	3.2	3.6	4.0	4.5	5.0	6.0	6.3

表 7.8.1—2 **不锈钢钢管最小壁厚**(mm)

外径	10.5	13.9~17.3	21.7~27.2	34.0~60.5	73.6~114.3	139.8~165.2	216.3~267.4	318.5~355.6	406.4~457.2	508	558.8	609.6
壁厚	1.2	1.65	2.1	2.8	3.0	3.4	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5

2.4 材　　料

由于化学品各自具有与不同金属反应的特性，为避免产生不良反应，在选用泵，管子和阀等材料时，应考虑到所载货品的特性、装载温度和压力。在《国际散化规则》第 17 章表“k”栏中，

以 N_1、N_2……N_8 等符号表示与相应货品或其蒸气所接触的泵，管子和阀等不能使用的材料，而以 y_1、y_2……y_5 等符号表示与相应货品或其蒸气所接触的泵、管子和阀等可以使用的材料。其具体要求如表 7.8.1—3 和表 7.8.1—4 所示。

表 7.8.1—3　**某些化学品不能使用的材料**

符　号	不能使用的材料
N_1	铝、铜、铜合金、锌、镀锌钢和汞
N_2	铜、铜合金、锌或镀锌钢
N_3	铝、镁、镀锌钢和锂
N_4	铜和铜轴承合金
N_5	铝、铜或它们的合金
N_6	铜、银、汞、镁和其他乙炔化合物形成的金属及其合金
N_7	铜和含铜量大于 1%的铜轴承合金
N_8	铝、锌、镀锌钢和汞

注：N_1、N_2……N_8 代表某些化学品不能接触的材料(具体化学品名称见《国际散化规则》第 17 章表“a”栏)。

表 7.8.1—4　**某些化学品可以使用的材料**

符　号	可以使用的材料
y_1	铝、不锈钢或具有适当保护衬层或涂层的钢
y_2	货品浓度在 98%或以上时为铝或不锈钢
y_3	货品浓度低于 98%时为特殊耐酸不锈钢
y_4	奥氏体不锈钢
y_5	不锈钢或具有适当护衬或涂层的钢

注：y_1；y_2……y_5 代表某些化学品可以使用的材料(具体化学品名称见《国际散化规则》第 17 章表“a”栏)。

熔点低于 925℃的结构材料，如铝及其合金，不能用作载运闪点不超过 60℃(闭杯试验)货品的液货舱外面的管路，但是与液货舱连接的外部短管，如果敷有耐火隔热层时，也可使用。

2.5　管路的连接

2.5.1　管段连接

由于散装运输化学品大都具有易燃性或毒性，或二者兼有，为了把化学品泄漏的可能性减少到最低程度，所以除了管子与阀和膨胀接头的连接可以采取法兰以外，管段与管段都要采取无法兰连接。其连接方式通常有下述三种：

1)根部焊透的对接焊接，可以用于各种情况。

2)套筒式焊接连接，其套筒尺寸和焊接工艺需经主管机关认可。这种连接只能用于外径 50mm 或以下的管子，但如可能产生缝隙腐蚀者，仍不得使用。

3)允许使用主管机关认可的螺纹接头，但这种连接只能用于外径 25mm 或以下的次要管路和仪表管路。

2.5.2　膨胀接头

在液货管路中可以使用弯管，或波纹管式膨胀接头，不能使用滑动伸缩式膨胀接头。

2.5.3　法兰与管段的连接

法兰与管段的连接，一般有三种型式，即整体对接型，套装焊接型和插入焊接型。插入焊接

型只能用于公称直径不大于 50mm 的管路。

2.6 试　验

液货管系组装完毕后，需经受至少 1.5 倍设计压力的静压试验。但是，当系统全部或部分制造完成并装配好所有附件时，静压试验也可以在装船前在车间内进行。在车间内完成静压试验之后，如在船上安装过程中又进行过接头焊接施工，该接头焊缝仍须以 1.5 倍设计压力进行静压试验。

在船上安装完毕后，每一管系应进行密性试验，如以液体介质进行密性试验，则试验压力应至少等于正常使用时的工作压力。

2.7 修理时的注意事项

液货管路的修理与液货舱的修理一样，必须严格按照“人员安全”和“防火安全”的原则进行。“人员安全”是指货舱或工作处所应达到工作人员不需要穿戴防毒面具或防护服即可进入或接近，不会发生窒息、中毒或其他伤亡危险。“防火安全”是指货舱或工作处所无易燃液体或固体的残余物，如果发生火焰迅速蔓延时仍然不发生危险，以及其可能残留或产生的气体(或气雾)不致与舱内空气形成浓度超过最低爆炸极限(L·E·L)20%的混合气。

同时还应注意使周围处所符合“防火安全”的要求，为此，可采取注水或惰性化。

上述“人员安全”和“防火安全”应由主管机关按防爆要求进行检测合格并取得动火许可证。

3 液货温度控制系统

3.1 系统的作用

有些液货如酚、苯等凝固点较高、为使在运输过程中始终保持液态，故在运输过程中需要加热；而有些货品如二乙醚和二氯乙烯等，沸点较低，在运输过程中极易蒸发，如果货物围护系统的设计不能承受该液货在 45℃时的蒸气压力，为了保证液货围护系统的安全，则应设有机械式制冷系统，对液货进行冷却，使液货在液货舱的设计压力下温度低于其沸点。上述加热和机械式制冷系统，统称为液货温度控制系统。是否需要对液货进行温度控制，由所运输液货的性质以及液货围护系统的设计来决定。

3.2 加热或冷却系统的布置

液货加热或冷却时，加热或冷却介质，应在下述管路内运行：

1)独立于船上其他服务项目(为另一液货加热或冷却系统服务除外)，并且不进入机器处所；或

2)在装运有毒货品的货舱之外；或

3)在介质循环到船上，其他用途或进入机器处所之前，介质取样分析，检查有无液货存在，以策安全。

$0\rightarrow\pi/2\rightarrow\pi$区间内，柱塞将渐次伸入缸内，使泵腔容积减小，将油经配流盘5的窗口B排出，而在$\varphi=\pi\rightarrow\frac{3}{2}\pi\rightarrow2\pi$区间内，柱塞将渐次从缸内拔出，使泵腔容积增大，将油经配流盘的窗口A吸入。如果将斜盘向内倾斜β°，那么可以发现泵的吸排工作将继续进行，但吸、排油的窗口将互换，即从B吸入，A排出，亦即泵的吸、排方向发生了变化。

1）柱塞位移S

$$S=R\cdot \mathrm{tg}\beta(1-\cos\varphi)\quad \mathrm{cm} \tag{5.1.2-59}$$

式中：R——柱塞分布圆半径，cm；

β——斜盘倾角，°；

φ——转角，$\varphi=\omega t$，°。

其中：ω——角速度，rad/s；

t——时间，s。

2）柱塞的运动速度v

$$v=\frac{ds}{dt}=R\omega\cdot \mathrm{tg}\beta\cdot\sin\varphi\quad \mathrm{cm/s} \tag{5.1.2-60}$$

3）柱塞相对油缸体的线加速度a

$$a=dv/dt=R\omega^2\cdot \mathrm{tg}\beta\cdot\cos\varphi\quad \mathrm{cm/s^2} \tag{5.1.2-61}$$

4）瞬时流量Q_t、脉动率δ和脉动系数σ

（1）瞬时流量Q_t表示所有处在排油腔的柱塞瞬时流量Q_i之和，即

$$Q_t=\sum Q_i=FRw\cdot \mathrm{tg}\beta\sum\sin\varphi_i\quad \mathrm{cm^3/min} \tag{5.1.2-62}$$

式中：F——柱塞横截面积，cm²；

d——柱塞直径，cm。

（2）脉动率δ和脉动系数σ

$$\delta=(Q_{tmax}-Q_{tmin})/Q_{tm} \tag{5.1.2-63}$$

式中：Q_{tmax}——泵的理论最大流量，cm³/min；

Q_{tmin}——泵的理论最小流量，cm³/min；

Q_{tm}——泵的平均理论流量；cm³/min。

当柱塞数z为奇数时，δ为

$$\delta=\pi/2z\cdot \mathrm{tg}\pi/4z\cdot100\% \tag{5.1.2-64 a}$$

当柱塞数z为偶然时，δ为

$$\delta=\pi/z\cdot \mathrm{tg}\pi/2z\cdot100\% \tag{5.1.2-64 b}$$

δ的计算值列于表5.1.2-28。

表5.1.2-28　δ的计算值

柱塞个数z	5	6	7	8	9	10	11
δ %	4.98	13.9	2.53	7.8	1.53	4.98	1.23

$$\sigma=(Q_{tmax}-Q_{tmin})/Q_{tmax} \tag{5.1.2-65}$$

当柱塞数z为奇数时（且$z>3$），σ为

$$\sigma=2\sin^2\pi/4z\cdot100\% \tag{5.1.2-66 a}$$

$$\approx125/z^2\%$$

当柱塞数z为偶数时（且$z>3$），σ为

$$\sigma = 2\sin^2\pi/2z \cdot 100\% \qquad (5.1.2\text{-}66b)$$
$$\approx 500/z^2\%$$

σ的计算值列于表 5.1.2-29。

表 5.1.2-29　　　　σ的计算值

柱塞个数z	5	6	7	8	9	10	11	12
σ %	4.89	13.4	2.51	7.61	1.52	4.89	1.01	3.40

5）泵的平均流量Q（即泵的实际流量）

泵的平均理论流量Q_T为

$$Q_T = 1.57d^2RZn \cdot \mathrm{tg}\beta 10^{-3} \quad \mathrm{L/min}; \qquad (5.1.2\text{-}67)$$

泵的平均流量Q为

$$Q = 1.57d^2RZn \cdot \mathrm{tg}\beta \cdot \eta_V 10^{-3} \quad \mathrm{L/min} \qquad (5.1.2\text{-}68)$$

式中：η_V——容积效率。

15.2 斜盘式轴向柱塞泵主要零部件

15.2.1 柱塞和油缸

1）柱塞

常用的圆柱形柱塞如图 5.1.2-47 所示。柱塞头部与斜盘的接触方式有：（1）柱塞头部与斜盘平面直接接触（点接触式），如图中a）所示；（2）柱塞球头通过滑靴与斜盘接触（面接触式），如图中b）、c）所示。点接触式的接触应力大，速度高，只适用于中、低压泵；面接触式常采用静压滑靴结构，可平衡柱塞轴向力，降低滑动表面的接触应力，延长寿命。

柱塞常用合金钢（如 18 CrMnTi、GCr 15 等）制造，它与孔的配合间隙为 0.01～0.03 mm，表面粗糙度为$\overset{0.4}{\bigtriangledown}$～$\overset{0.1}{\bigtriangledown}$，圆柱度允许偏差为 0.005 mm。为了减轻质量，改善密封和润滑条件，柱塞多制成空心，并在圆柱表面开有平衡槽。柱塞直径一般为 8、10、12、14、16、18、20、22、25、28、32 mm。

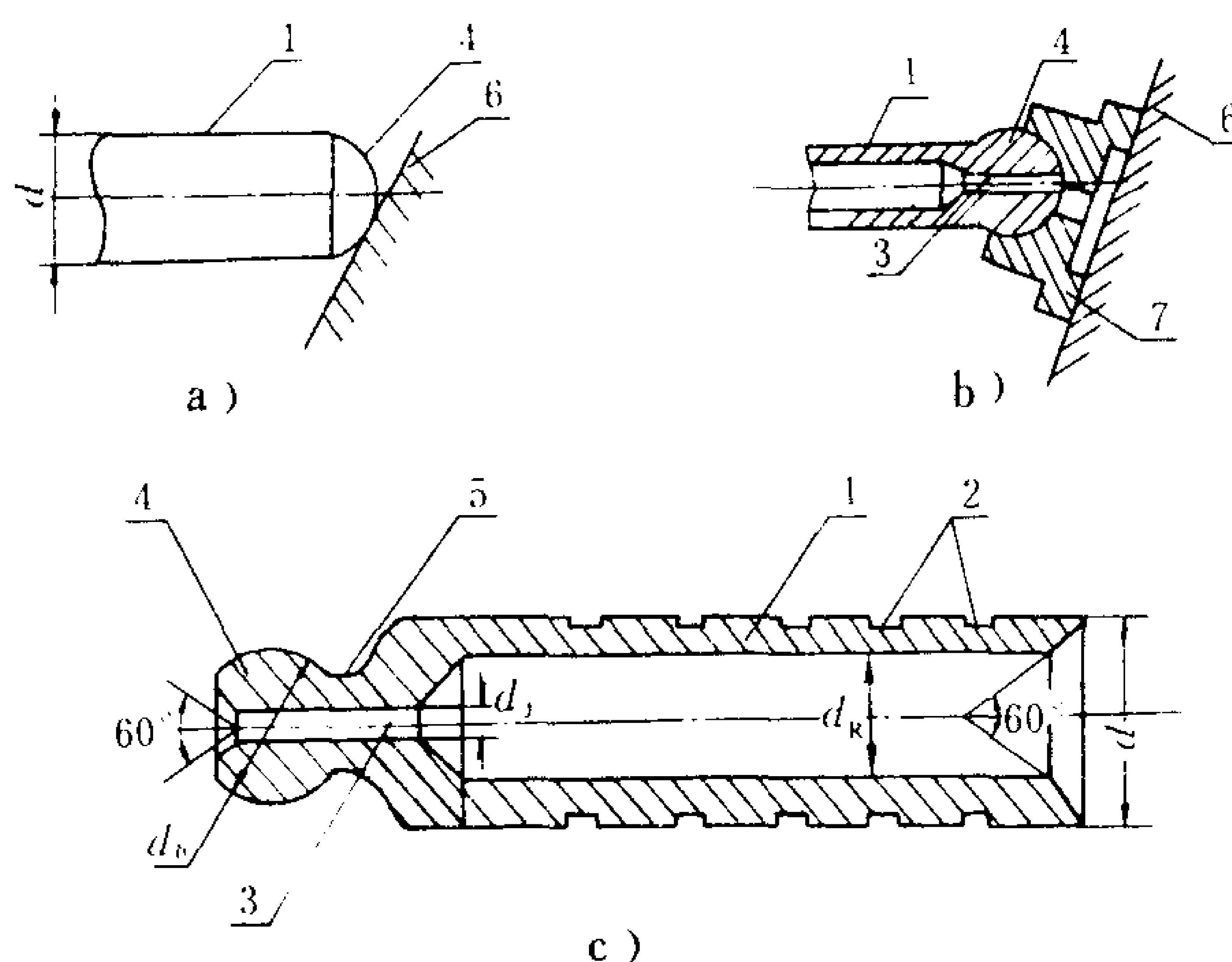


图 5.1.2-47　柱塞结构和端部接触型式

a）柱塞球头与平面接触；b）柱塞球头与滑履接触；c）柱塞剖视图

1-柱塞本体；2-平衡油槽；3-油孔；4-球头；5-球头颈部；6-斜盘板；7-滑履（滑靴）

2）缸体

缸体是液压泵的主要零件之一，上面布有7～9个油缸孔，如图5.1.2-48所示。缸体材料列于表5.1.2-30。

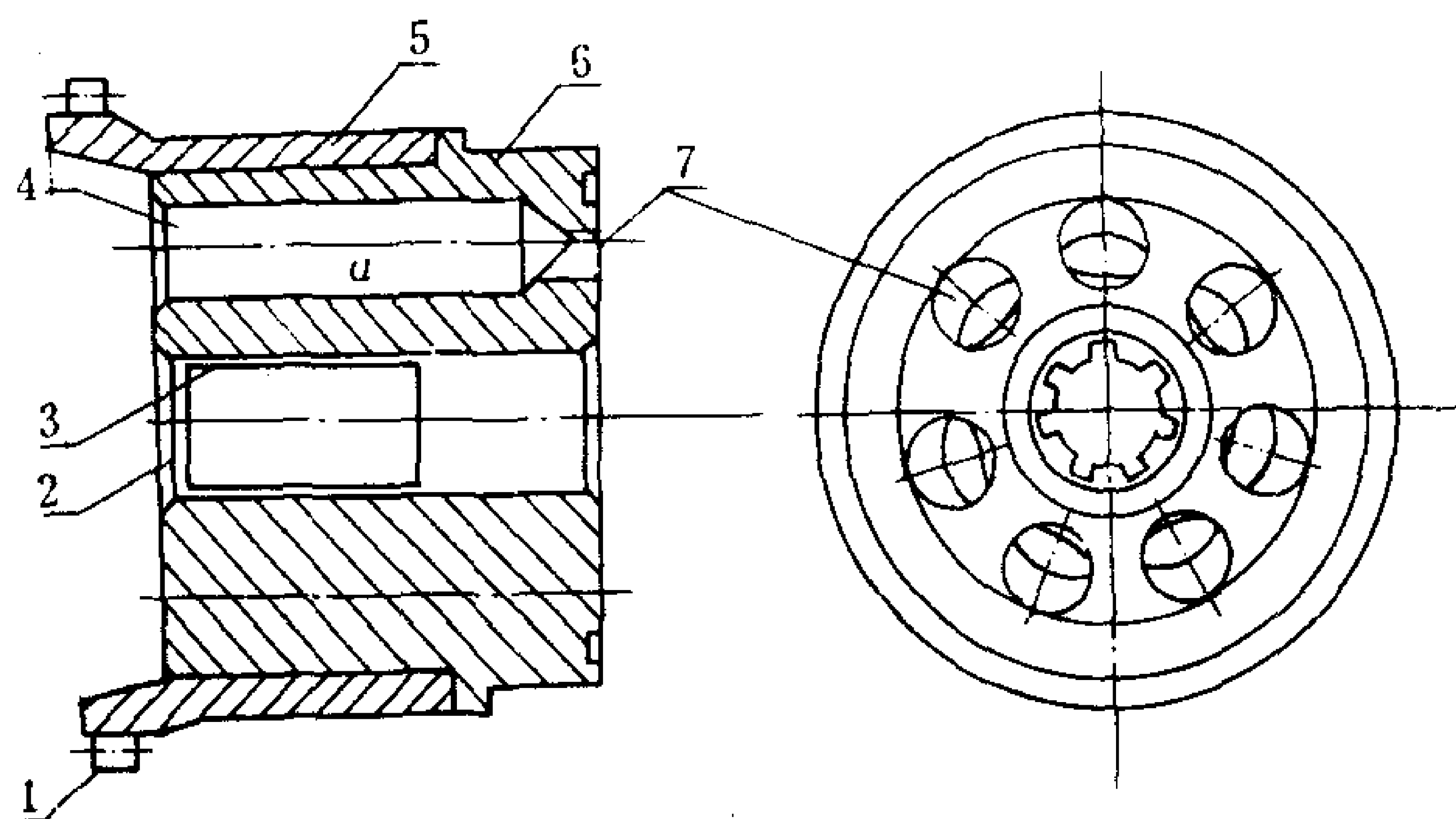


图5.1.2-48 缸体结构

1-缸体支承轴承；2-台肩；3-花键槽；4-油缸；5-套圈；6-油缸体；7-腰形油窗口；a-铜合金内衬

表5.1.2-30 缸体材料

工作压力（MPa）	材料
$p<16$	球墨铸铁、粉末冶金
$p=16\sim32$	锡磷青铜、铝青铜
$p>32$	缸体：35或45号钢 油缸：锡铝青铜等浇铸或镶嵌

.5.2.2 配流盘

配流盘的主要任务是及时、正确、平稳地进行油流分配。按照它与泵体的接触方式，可分为平面的、球面的和浮动的几种。当工作油压低于35 MPa时，平面配油盘获得了广泛的应用。图5.1.2-49示出了它的典型结构（用于CY 14-1型泵）。

这种配油盘都由合金钢（如18CrMnTi、GCr）或铝青铜制成，两面对称。在圆盘的左、右侧各有一个弧形通槽（中间有筋）1、5，分别与油缸上的孔口依次相通，是配流的关键部位。两弧槽之间为密封区，也是缸内吸、排油压发生变化的过渡地带，因此它不仅负有分隔高、低压腔的使命，而且还需保证压力的平稳过渡，避免突然升、降所带来的压力冲击。为此；1）在靠近排（吸）油窗口处开有直径为1 mm的阻尼孔3，使之分别与高、低压区相通；2）采用$-1^\circ<\theta_1-\theta_0<0$的负封闭，3）将配流窗口的对称中心线沿缸体旋转方向偏转6°。这样，在油缸接通排（吸）、配流口前，就有：1）柱塞开始对缸内油液增压（减压）；2）部分高（低）压油液经阻尼孔与油缸相通，因而能较有效地减少压力冲击和降低噪声。此外，在封油区内还开有5个盲孔2，以便贮流油液，供润滑使用。配流盘的最外环部分是辅助支承面，用

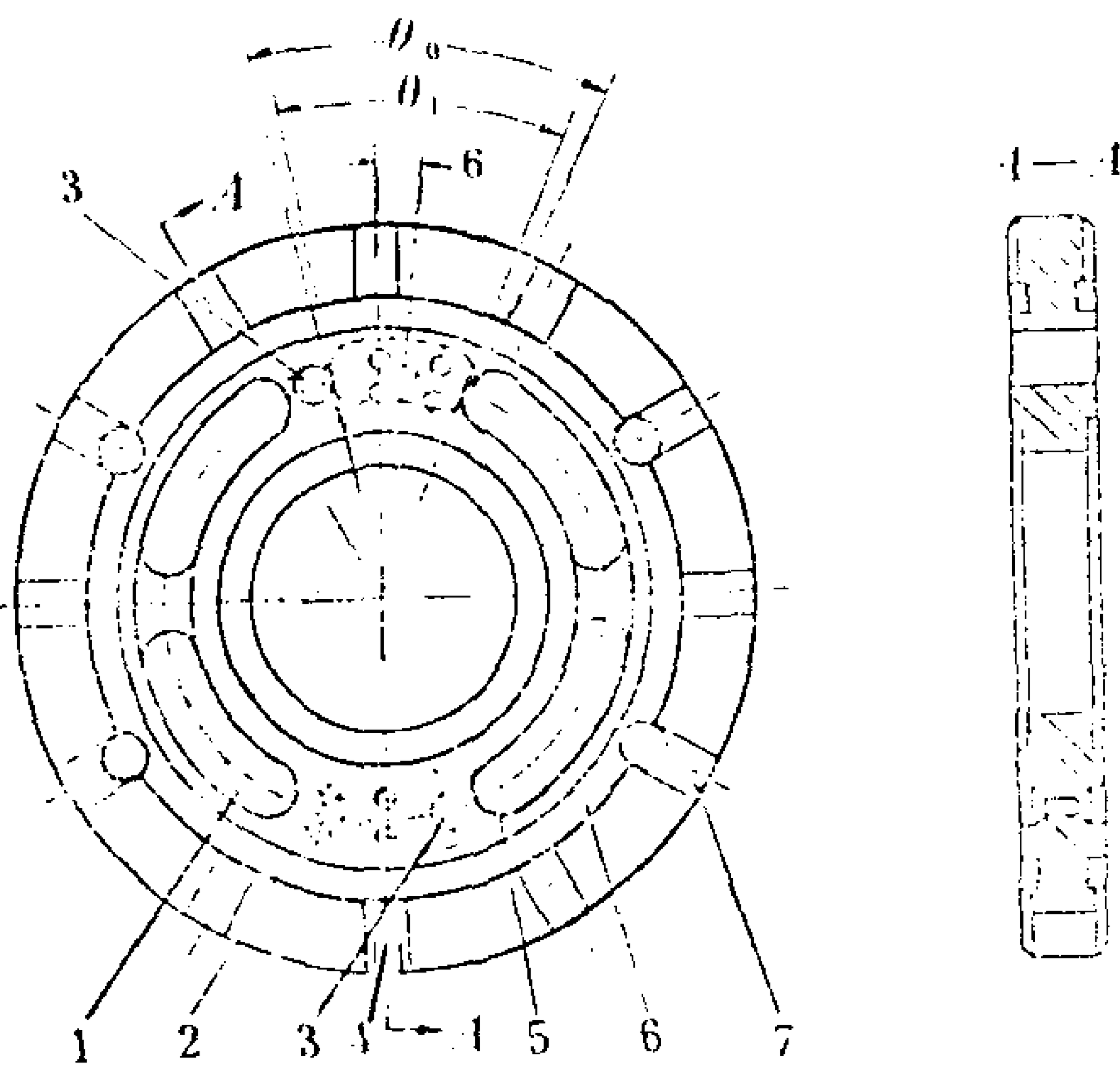


图5.1.2-49 平面配流盘（之一）

1、5-配油窗口；2-盲孔；3-阻尼孔；4-定位缺口；6-环状槽；7-径向槽；θ_1-封油角；θ_0-缸端开口角

来减少缸体与配流盘上的接触压力，以减轻两者的磨损，不起密封作用。环状槽 6 和径向槽 7 用来泄油卸压，减少缸体与配流盘间的液压推开力。

由于配流盘的结构与泵的转向有关，因此装有这种盘的泵不得任意改变转向，除非将盘翻转。

图 5.1.2-50 示出一种采用眉毛槽过渡的配流盘。

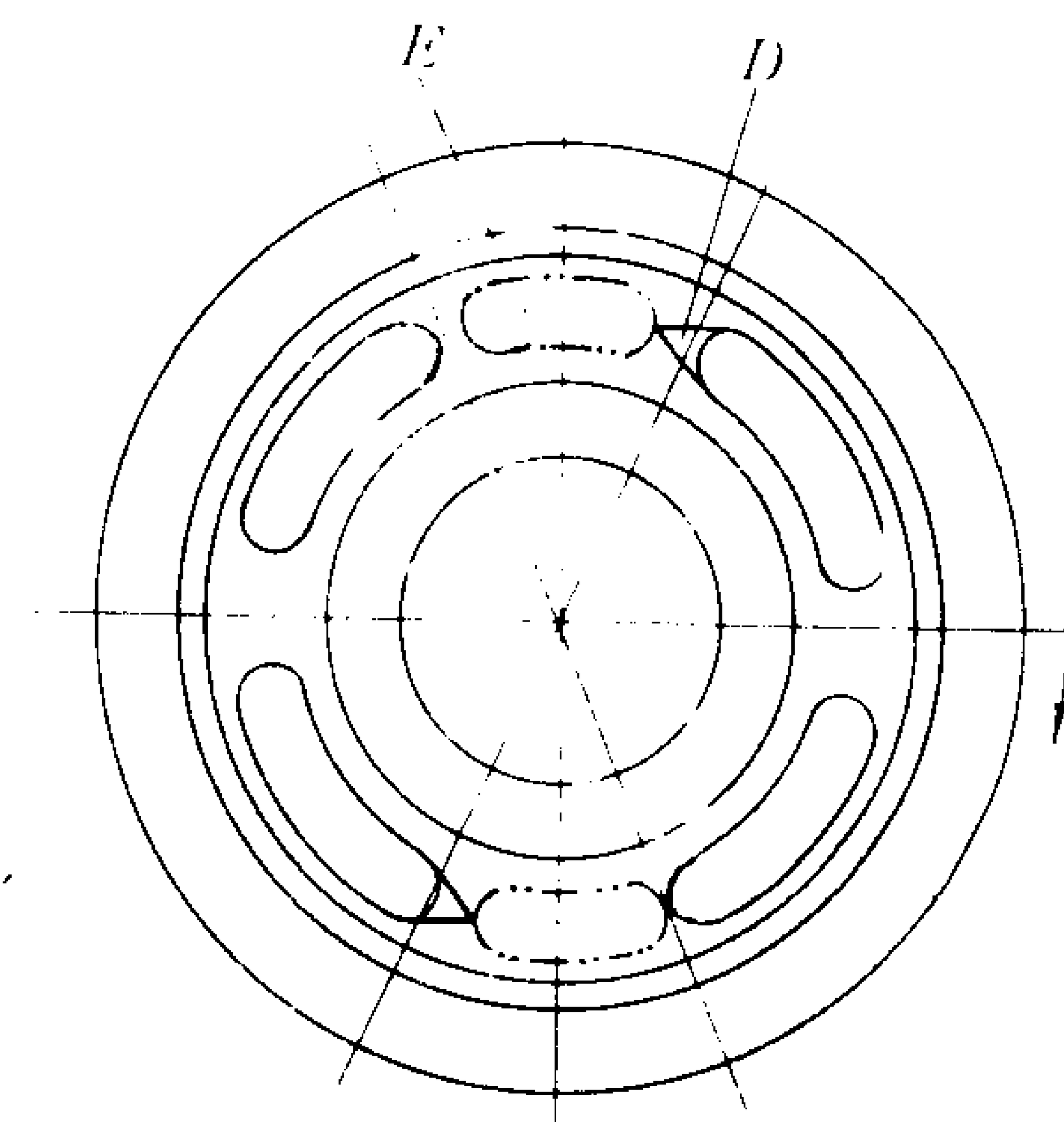


图 5.1.2-50 平面配流盘（之二）

D-眉毛槽（三角节流槽）；E-缸端开口

15.2.3 回程装置

回程装置用来以机械方法保证柱塞的吸油行程，主要包括回程弹簧和回程盘。图 5.1.2-51 示出两种回程装置简图。图中a)、b)都是弹簧式回程装置，借弹簧 8 作为中心加力装置，压紧回程盘，从而使柱塞平稳地从缸中外移。压板式装置则用压板限制回程盘的外移，并经滑靴作用在柱塞上，保证柱塞在吸入行程中能顺利地从缸中向外移出。为了减少回程盘的摩擦、在盘与压板间留有固定间隙 K（$K=0.01\sim 0.04$ mm）。这种装置能获得较大的自吸能力，但工作不如弹簧式柔顺，使用不很普遍。除机械式回程装置外，柱塞也可采用由辅泵供应低压油的方法来回程，但所需设备较多，损失也大。回程盘的结构如图 5.1.2-52 所示。

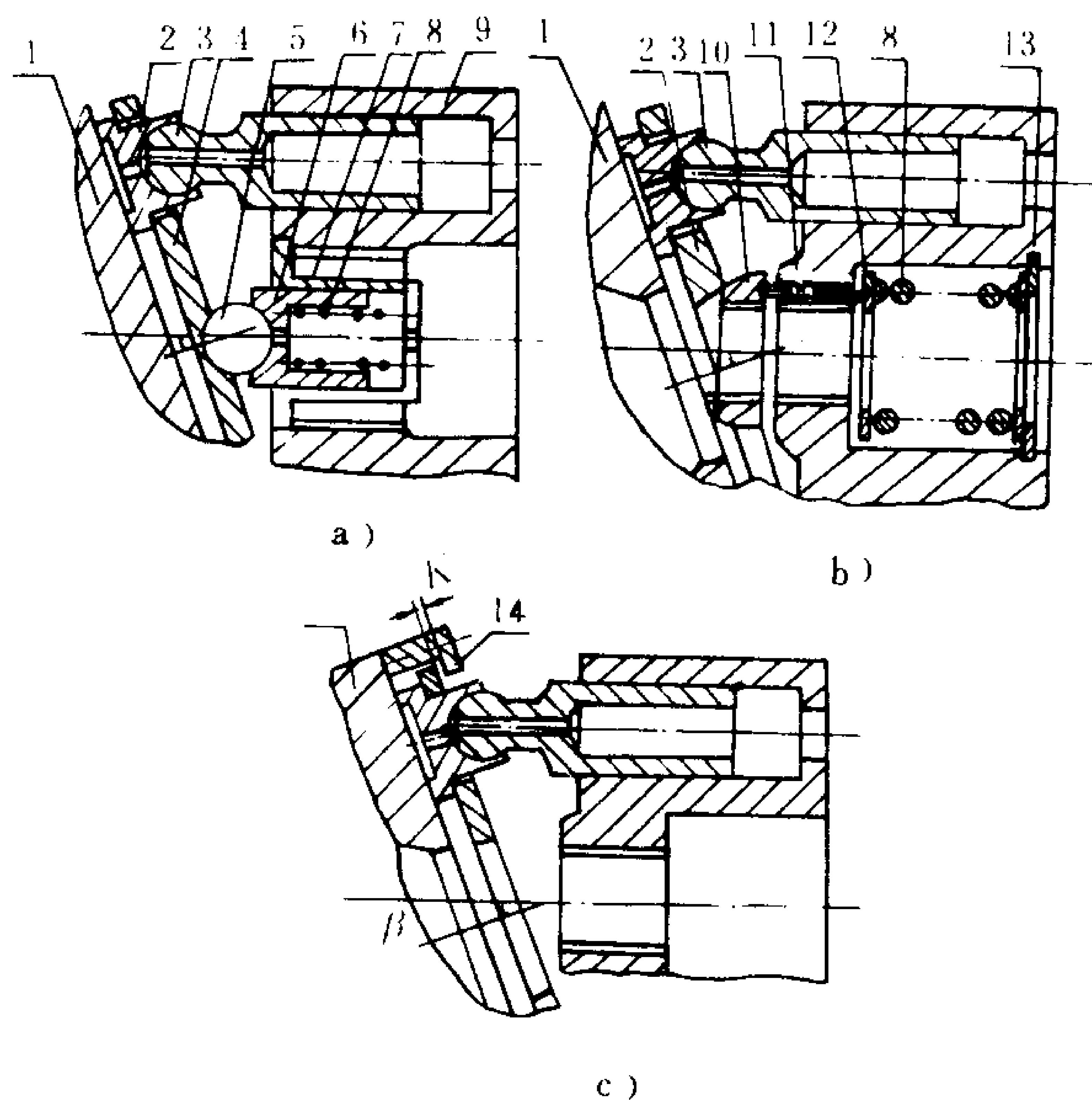


图 5.1.2-51 斜盘式轴向泵的回程机构

a) 非通轴泵弹簧回程装置；b) 通轴泵弹簧回程装置；c) 压板回程装置

1-倾斜盘（变量头）；2-滑靴；3-柱塞；4-回程盘；5-钢球；6-内套；7-外套；8-弹簧；9-缸体；10-球铰；11-推杆；12、13-挡圈；14-压板；K-固定间隙

15.2.4 滑靴和球铰

滑靴是柱塞与倾斜盘间的中间元件，受力和运动情况比较复杂，是这类泵的薄弱环节，必须注意检查和维护。

为了减少接触应力，改善润滑条件，柱塞球头与滑靴球窝常采用滑动支承，而滑靴底面与斜盘平面则设计成各种静压支承，如图 5.1.2-53 所示。

滑靴常选用高强度黄铜或青铜制造。为了提高抗磨损性能，改善散热条件，可在滑靴底面镀银或铬。支承面的粗糙度为 $\overset{0.4}{\bigtriangledown}\sim\overset{0.2}{\bigtriangledown}$，滑靴球窝与柱塞球头间的配合间隙在 0.02～0.04 mm之间。

15.3 变量装置

从轴向泵的平均流量公式（5.1.2-67）可知，当改变斜盘倾角β时，流量就会改变，而且当β角的改变范围越过 0°时，泵的吸排油方向也将改变。为了控制倾斜盘的倾角β以改变泵的排量、排向而设置的机构，即称为变量装置(或称变量机构、调节机构)。变量装置应能迅速驱动倾斜盘，使之达到所要求的偏角；应有自定位的能力，即在工作中斜盘不会自动偏倾；

且可采用多种变量控制方式。

变量装置的型式随工作需要而异、常用的有手动的(S)、机(随)动的(C)、压力补偿的(Y)、液控的(Z)、恒功率的(N)和定压的(P)等几种。

15.3.1 手动变量装置

图5.1.2-54示出带手动变量装置的轴向柱塞泵及其机能图。变量装置由斜盘8、销轴2、活塞5、螺杆6和手轮7组成。在需要改变泵的排量时，可转动手轮7带动调节螺杆6旋转，使活塞5（用作滑块）沿轴向移动，并通过销轴2将斜盘的倾斜角β加以改变，达到变量变向的目的。

这种装置调节比较费时、费力，常用于不需要经常变量的定量液压泵中。调节后的泵的排量可通过壳体外的刻度盘（流量百分比）示出。调节完成后，可用锁紧螺母将手轮锁紧。

15.3.2 液控变量装置

如果将活塞两端的通孔封闭，除去调节螺杆，改用控制滑阀向活塞两端供油，那就成了液控变量装置。它的工作原理与下述装置相似、但需外供油源。

15.3.3 机（随）动变量装置

这是一种带随动液压放大器的变量装置，如图5.1.2-55所示。它需由外加信号（如手动、杠杆、凸轮等机构操作）进行控制才能变量。装置能适应频繁操作要求，控制力小，动作灵敏，使用较多。

变量装置的工作如下：当推动杆6带动滑阀5向下移动时，配油槽f就被打开，回油槽i则被关闭。此时，高压油沿$a\rightarrow b\rightarrow c\rightarrow$阀$9\rightarrow d\rightarrow e\rightarrow f\rightarrow g$流动。由于$g$腔内的活塞面积大于$d$端，在活塞2上就作用着一个指向小端的液压力，

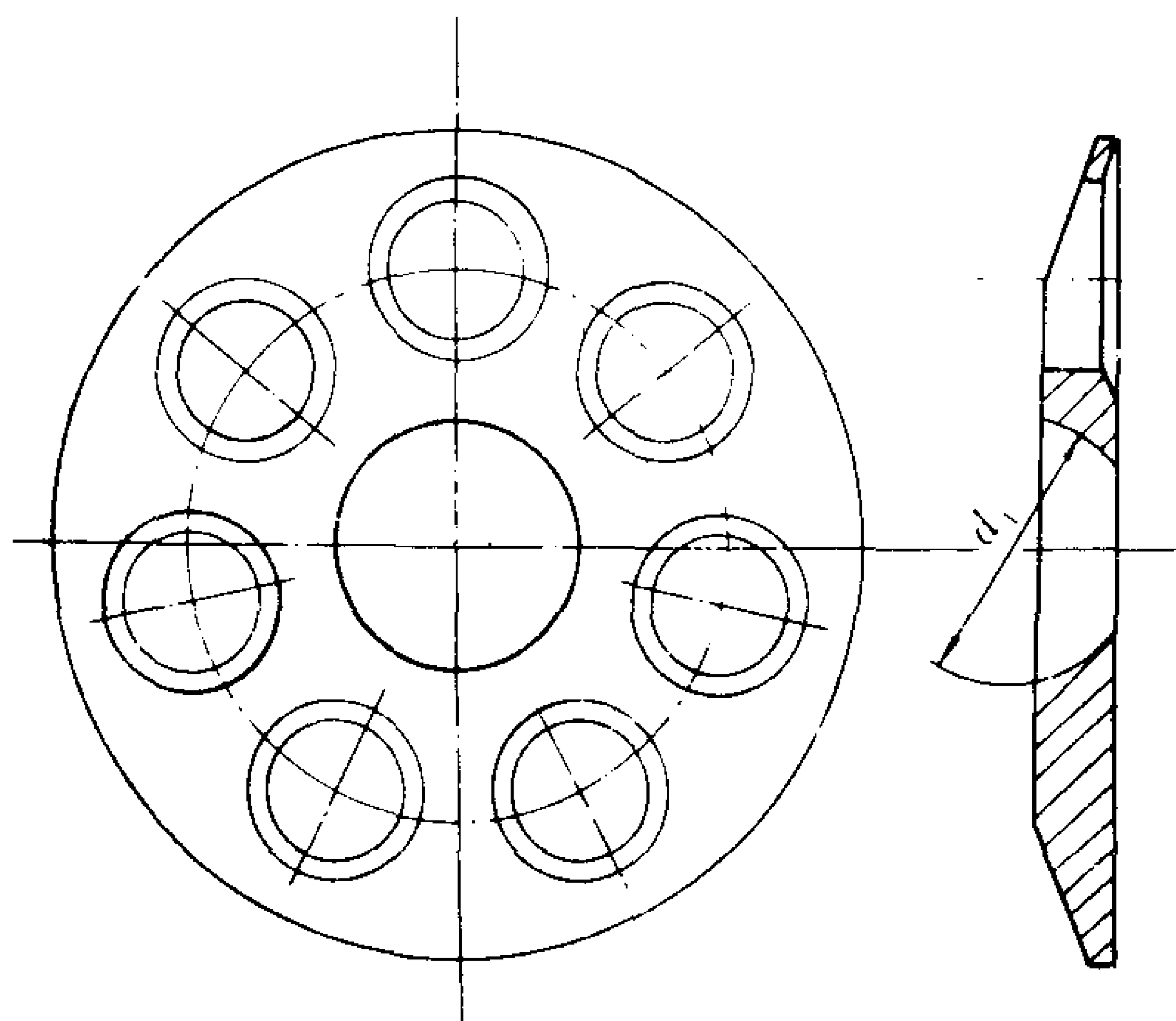


图5.1.2-52 斜盘式轴向泵的回程盘结构

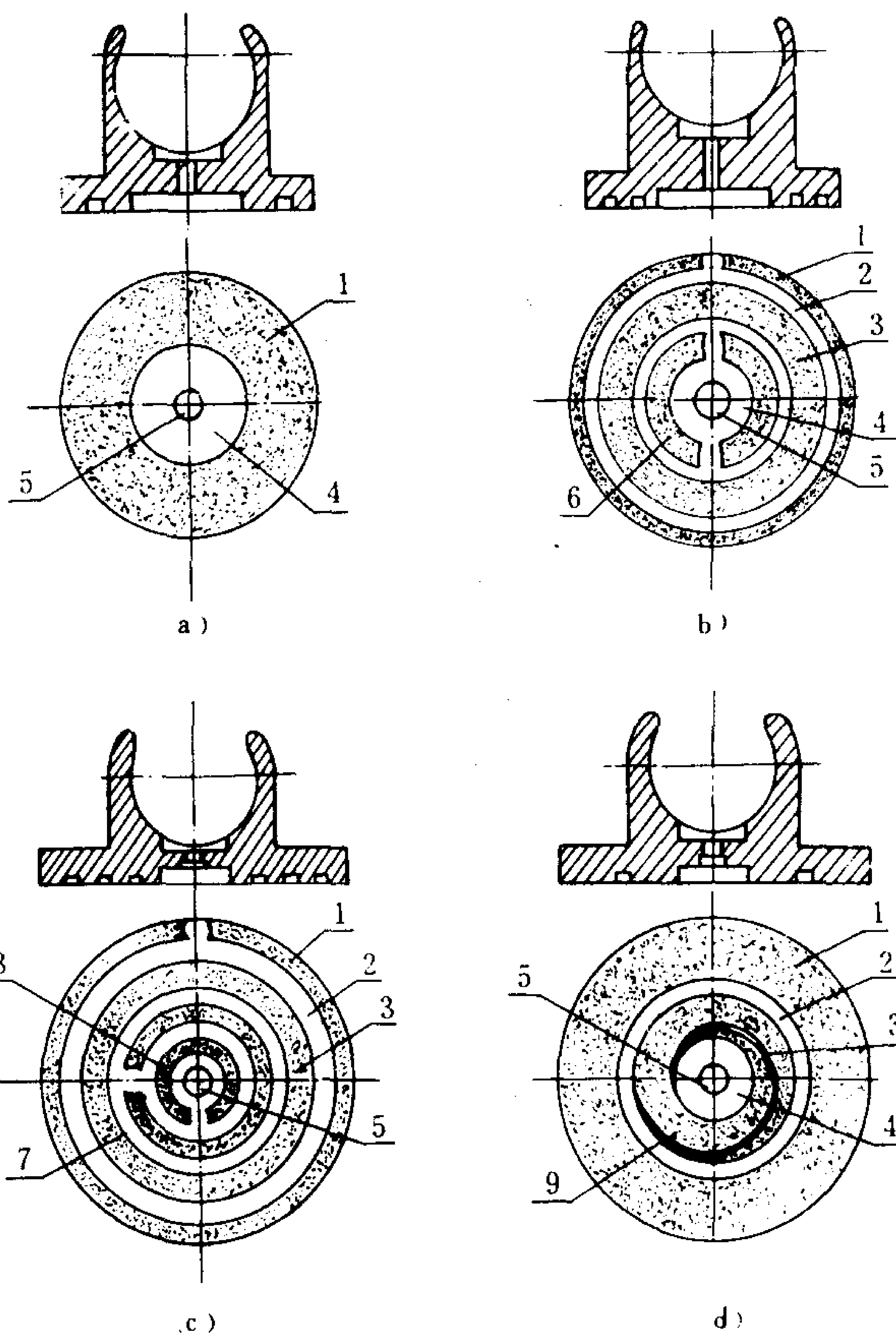


图5.1.2-53 滑靴结构

a) 普通型滑靴支承结构；b)、c) 有内、外辅助支承面的滑靴结构；d) 带螺旋阻尼油槽支承的结构

1-外辅助支承面；2、7-泄油槽(存油槽)；3-密封带 4-内油室；5-滑靴通油孔；6、8-内辅助支承面；9-螺旋阻尼 油槽

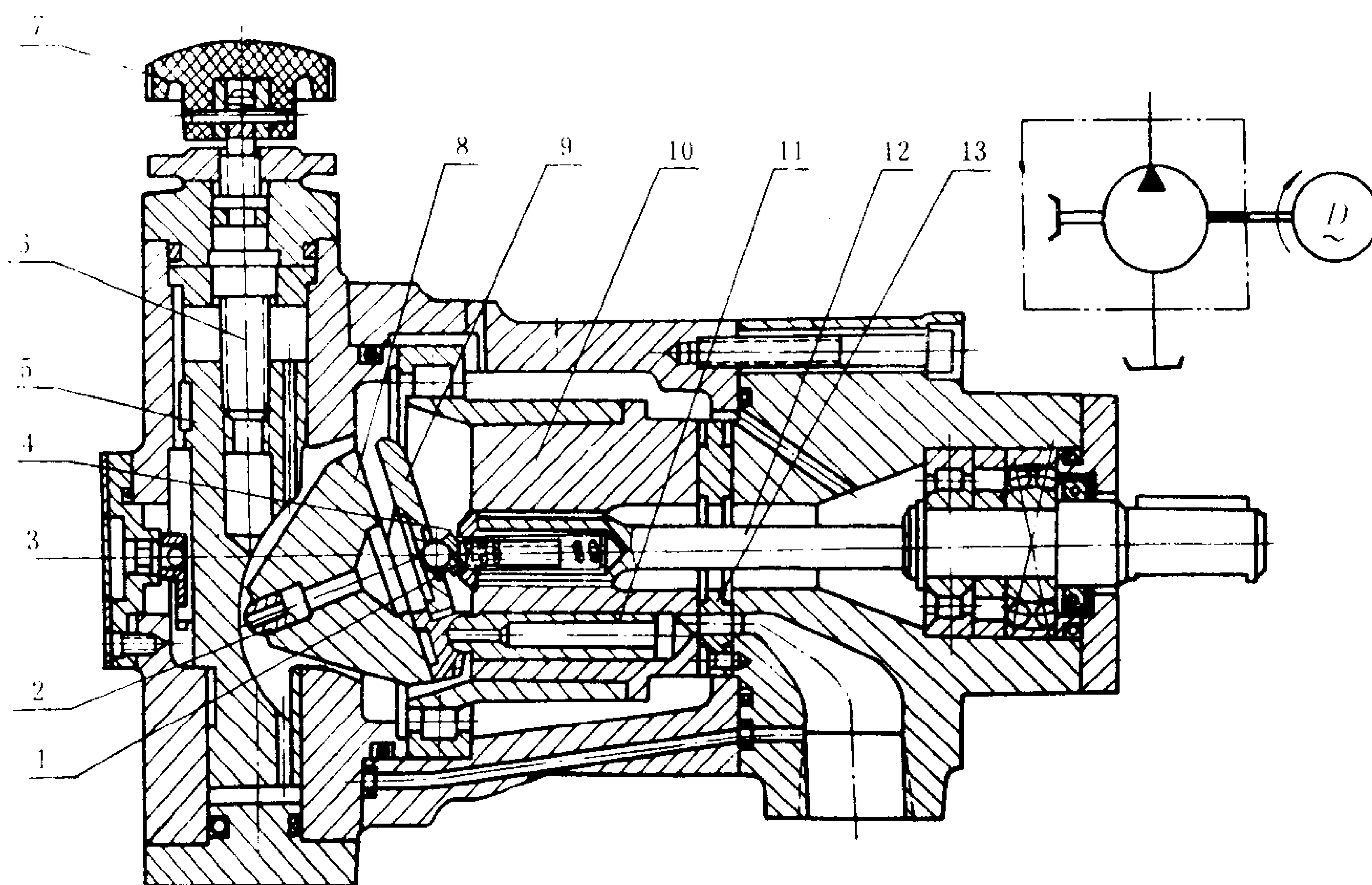


图 5.1.2-54　S型轴向柱塞泵及其机能图

1-中心弹簧；2-销轴；3-钢球；4-内衬套；5-活塞；6-调节螺杆；7-手轮；8-倾斜盘；9-回程盘；10-油缸；11-柱塞；12-传动轴；13-配流盘

推着活塞2向下运动，使倾斜角β和泵的排量增大。随着活塞2的下移，配油环槽f的开口将逐渐减少，直至完全关闭，活塞大端油腔封闭，运动也就停止，并处于自锁状态。可以看出，活塞的移动距离就等于滑阀或控制杆的移动距离，亦即阀杆行程与泵流量成比例。如果操纵控制杆6向上运动，那么差动活塞2亦将上移，泵的排量将向减少方向变化。

按自供油方式工作的变量装置，在$\beta=0$或$Q=0$时，没有液压变量能力，但可借控制杆用

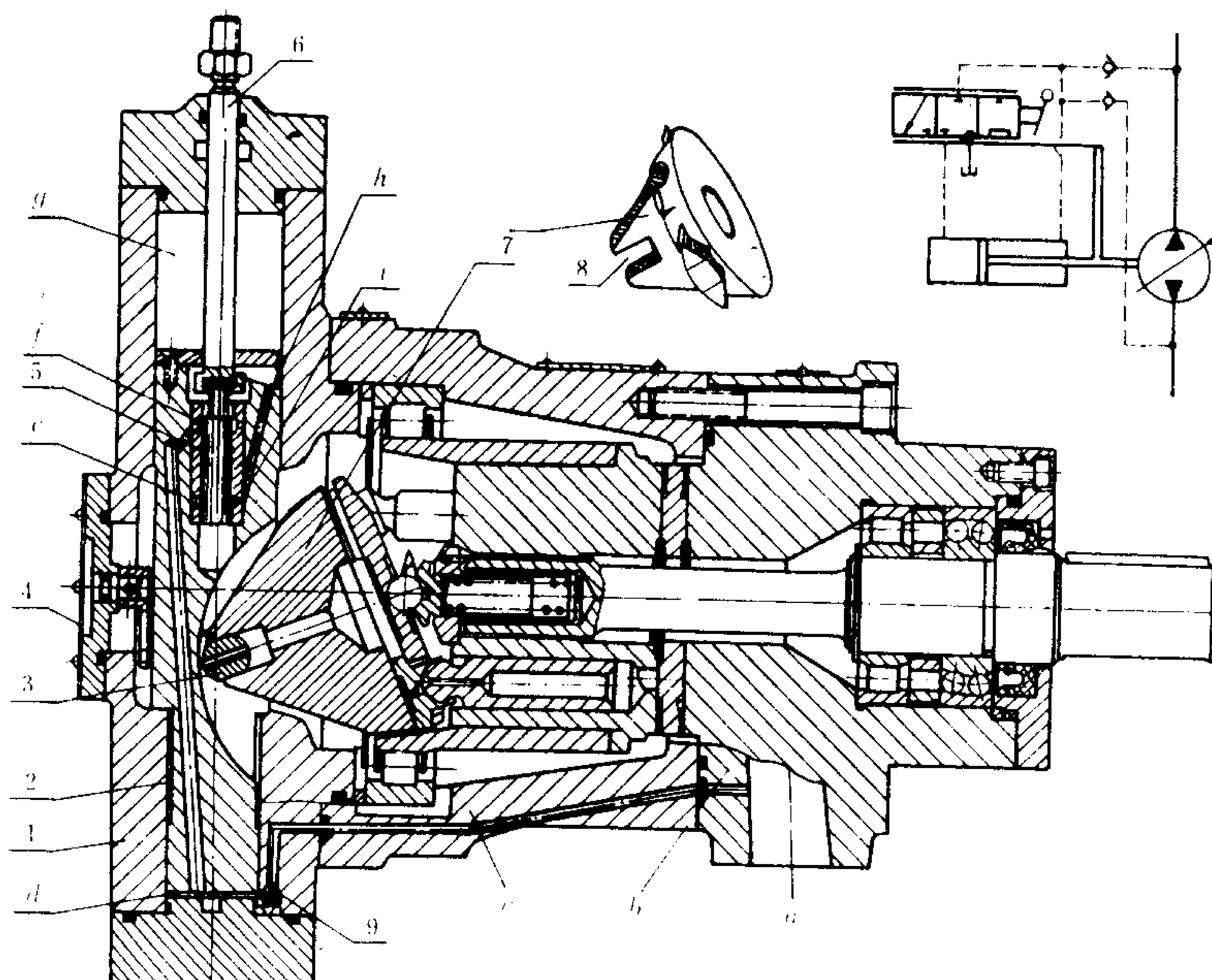


图 5.1.2-55　带随动变量装置的轴向柱塞泵及其机能图

1-变量装置壳体；2-变量活塞（差动活塞）；3-销轴；4-刻度盘；5-滑阀；6-控制杆；7-倾斜盘；8-尾槽；9-单向阀；a、b、c、e、h-油道；d-下（小）油腔；g-上（大）油腔；f-配油环槽；i-回油环槽

机械方法来完成初始变量。

15.3.4 压力补偿变量装置

压力补偿变量装置又称恒功率变量装置。如图 5.1.2-56 所示。它与随动变量装置的主要区别仅在于用弹簧力和控制滑阀上的液压力来控制变量，使 $pQ=N\approx$常数。

压力补偿变量装置的工作如下：当泵工作时，一部分压力油就经单向阀 1 进入油腔 a，并通过流道 b 充满环槽 d 和阀口 c。这时，设工作油压很低，外弹簧的预紧力就将克服滑阀上的液压力（由 D_2 与心轴 4 面积差引起），使阀 3 处于下极位置，将口 C 打开，导油入 e 腔，推活塞 2 向下，于是排量增至最大。随着工作油压的升高，滑阀上的液压力亦增大，直到大于外弹簧预紧力时，滑阀即向上移动，并压缩弹簧，而平衡于一个新的位置，以致阀口 C 被封死，而 g 则被接通。这样，e 腔中的油液就将经 f、g 和阀体上的泄油孔泄出，使差动活塞 2 向上移动（即跟踪滑阀 3 向上运动），斜盘的倾斜角和泵的排量就将减少，并将随油压的升高一直进行到内、外弹簧都受到最大压缩，心轴抵住调节螺钉滑阀无法上移时为止。此时泵的流量最小。这就是说，这种装置可使泵的流量随排出油压的增高而减少，随油压的降低而增大，从而使泵接近于按恒功率工作。它的实际流量特性曲线（流量随压力变化的曲线）如图 5.1.2-57 上的折线 $A_0A'B'E'D'$ 所示，而实际的恒功率曲线则如图上的点划线所示，两者存在着一定的差别。

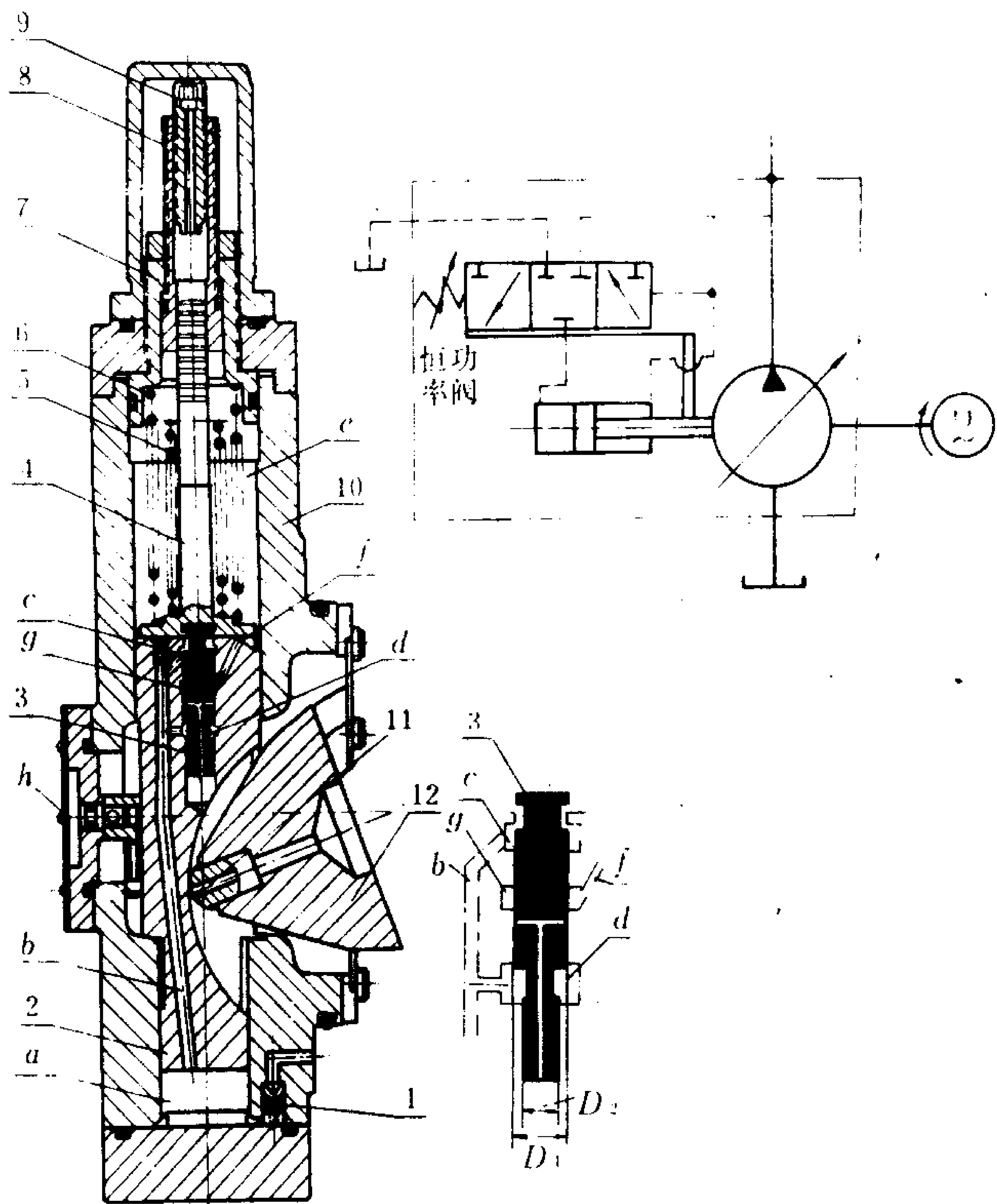


图 5.1.2-56 压力补偿变量装置及其机能图

1-单向阀；2-差动活塞（变量活塞）；3-伺服滑阀（配油滑阀）；4-心轴；5-内弹簧；6-外弹簧；7-外弹簧座套；8-内弹簧座套；9-调节螺钉；10-变量油缸；11-销轴；12-倾斜盘；a-下腔；e-上腔

流量曲线的 A_0A' 段，表示油压升高所产生的液压力还不足以克服外弹簧的预紧力，所以滑阀处于最低位置不动，泵以最大流量运行。A' 点以后，液压力克服了弹簧预紧力，推动滑阀作减流量运行，由于滑阀的位移量亦即弹簧的压缩量正比于油压增量，因此流量的减少将正比于压力的增高，如图上的 A'

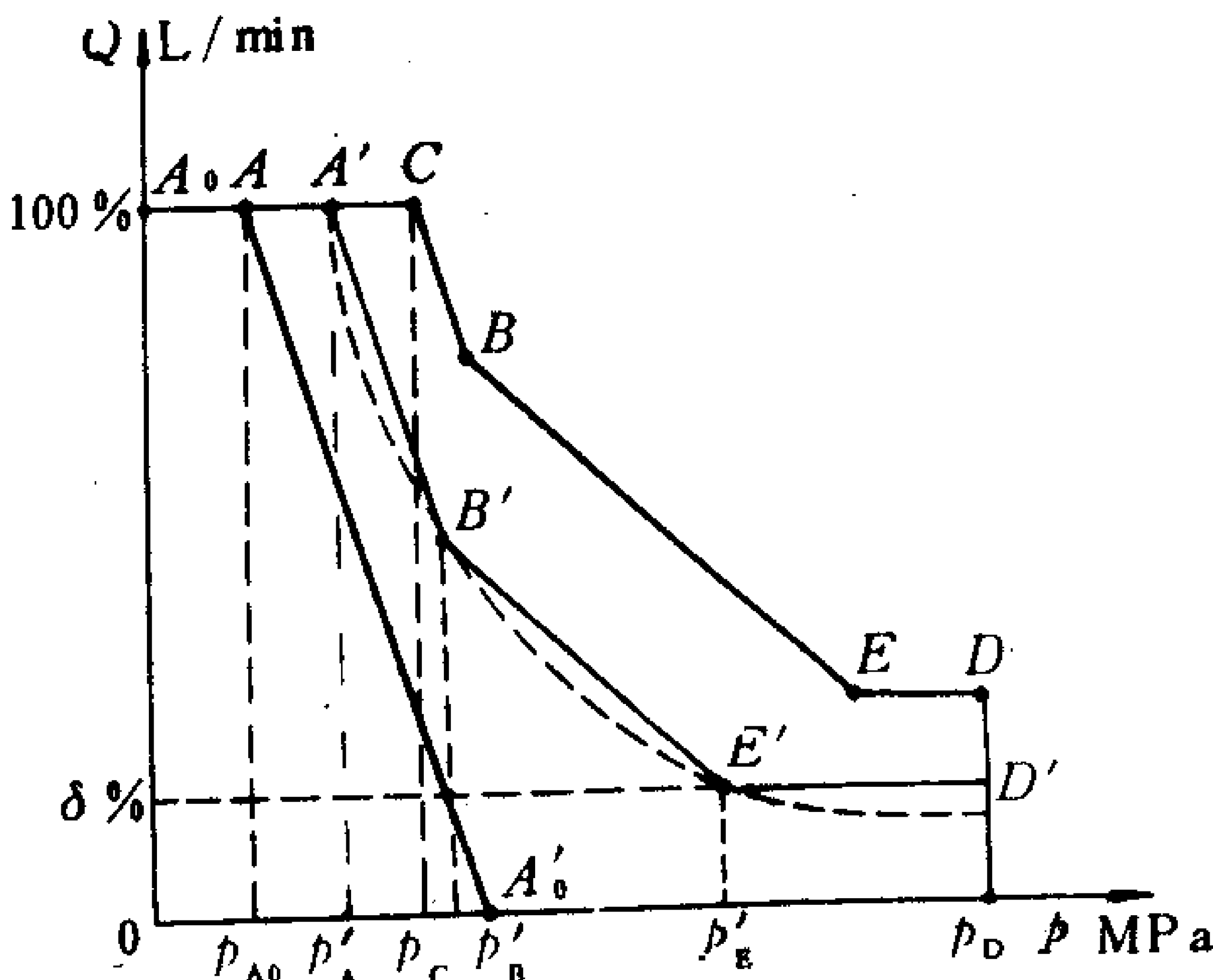


图 5.1.2-57 恒功率变量泵的流量特性

B'所示（$A'B'$的斜率取决于弹簧的刚度）。B'之后，内弹簧亦投入工作，总刚度增加，Qp曲线变得较为平坦，如$B'E'$所示。E'点表示滑阀行程的上极点，此时心轴4的顶端已触及调节螺钉9使它再也不能上移，以致在$E'D'$段油压虽有升高，而排量则保持不变。

图上的另外两条折线表示变量的工作范围。A_0CBED表示按最大功率工作时的情况，A_0AA_0'则对应于最低功率变量，可以看出这时只有一根弹簧在工作。

流量特性线各组成线段的斜率，在不改换内、外弹簧的情况下都是已知的，因此要想改变泵的流量特性，适应实际工作需要，只要找出两个主要的工作点A'、D'（可按所需的压力流量来确定），再过A'、D'分别作$A'B' /\!/ AA_0'$和$D'E' /\!/ DE$，然后，再作$B'E' /\!/ BE$且尽可能与过A'点（或D'点）的pQ=常数的双曲线相切，使折线$A'B'E'D'$尽可能接近所作的双曲线，就可从图上取得必要的调整参数$p_{A'}$以及$p_{E'}$和$\delta\%$。

调整时，先将螺钉9退到最外位置，然后调节外弹簧座套7和油泵的工作压力，使在油压等于$p_{A'}$时，变量指示器刚开始工作。这时再调整内弹簧座套8，同时升高油压，使在$p=p_{E'}$时，变量机构指示$\delta\%$。这时就可转而调节调整螺钉，使之与心轴接触，并最后分别将它们锁定，调节就告完成。为防止弹簧卡住，一般内外弹簧采用反向螺旋。

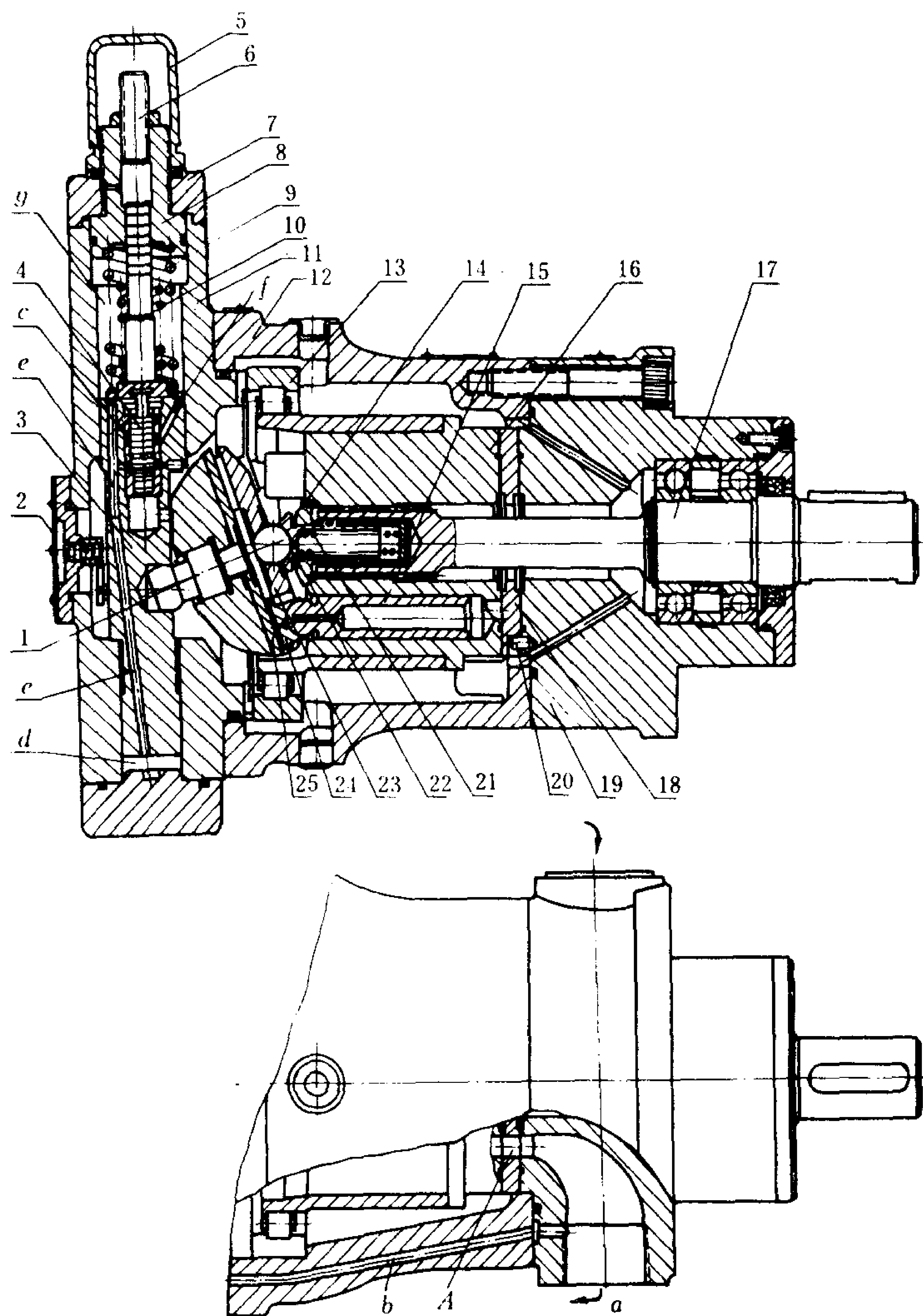


图5.1.2-58 YCY14-1B型恒功率变量泵结构

1-变量头销钉；2-排量指示盘；3-变量活塞；4-伺服滑阀；5-罩帽；6-调节螺钉；7-上盖；8-弹簧座套；9-外弹簧；10-内弹簧；11-变量头壳体；12-泵体；13-大轴承；14-外滑套；15-柱塞（共7只）；16-旋转油缸；17-传动轴；18-配流盘；19-泵体端盖；20-定位销；21-定心弹簧；22-内滑套；23-回程盘；24-滑靴；25-倾斜盘；A-进、排油口；a-油道；b、e、f-内油道；d-下腔室；g-上腔室；c、i-环槽

15.4 典型结构

15.4.1 CY 14-1B型轴向柱塞泵

CY14-1B型轴向柱塞泵是CY14-1型泵的第二次改进设计，额定工作压力为32 MPa，最大压力可达40 MPa；排量从10～250 ml/r，共5种规格，分变量和定量两种。前者

又有手动（伺服）机械、压力补偿等变量型式。

图 5.1.2-58 表示YCY14-1B型恒功率变量泵的结构。原动机通过弹性联轴器驱动传动轴 17 带动缸体 16（它的一端由大轴承支持）和柱塞 15 一起回转，并借助倾斜盘和变量装置使柱塞产生往复运动，吸排油液，使之经配流盘通向吸排管路。为了保证缸体与配流盘间有足够的压紧力，也为了给回程盘以一定的支反力，设置了弹簧 21，它通过内、外滑套 22、14 和钢球，分别作用在缸体和回程盘上。当泵工作时，流道A、a中有压力油输出，并由油道b、e送至环槽c、i各处供伺服滑阀配油、变量使用（变量活塞的工作详见 15.3.5）。

这种泵采用大轴承 13 支承缸体，属于轴承支承缸体的非通轴泵。它可使传动轴不承受弯矩；缸体与配流盘间有一定的自位性，可改善它们的密封性能。

15.4.2 通轴式轴向柱塞泵

图 5.1.2-59 所示为通轴式轴向柱塞泵的结构。它的主要特点是：泵轴穿过斜盘、缸体，两端用轴承支持，既传递扭矩又承受弯矩，因此轴径较粗，但可免去缸体上的大轴承，使结构更加紧凑，而且便于在轴端增加辅泵。缸体和轴可采用固定联结式自位结构，前者的自位性较差，后者的结构较为复杂(如采用鼓形花键调心等)。此外，这种泵的变量装置常采用沿轴向布置的油缸作为动力。

为了更好地解决泵缸与配流盘间的密封，有时还采用浮动式配流装置，如图 5.1.2-60 所示。其中a)为缸体浮动配流，b)为配流盘浮动配流。两者都用插入一个中间浮动环、管的方法，以便在工作面上出现微小间隙时，利用液压力或弹簧力自动得到补偿。

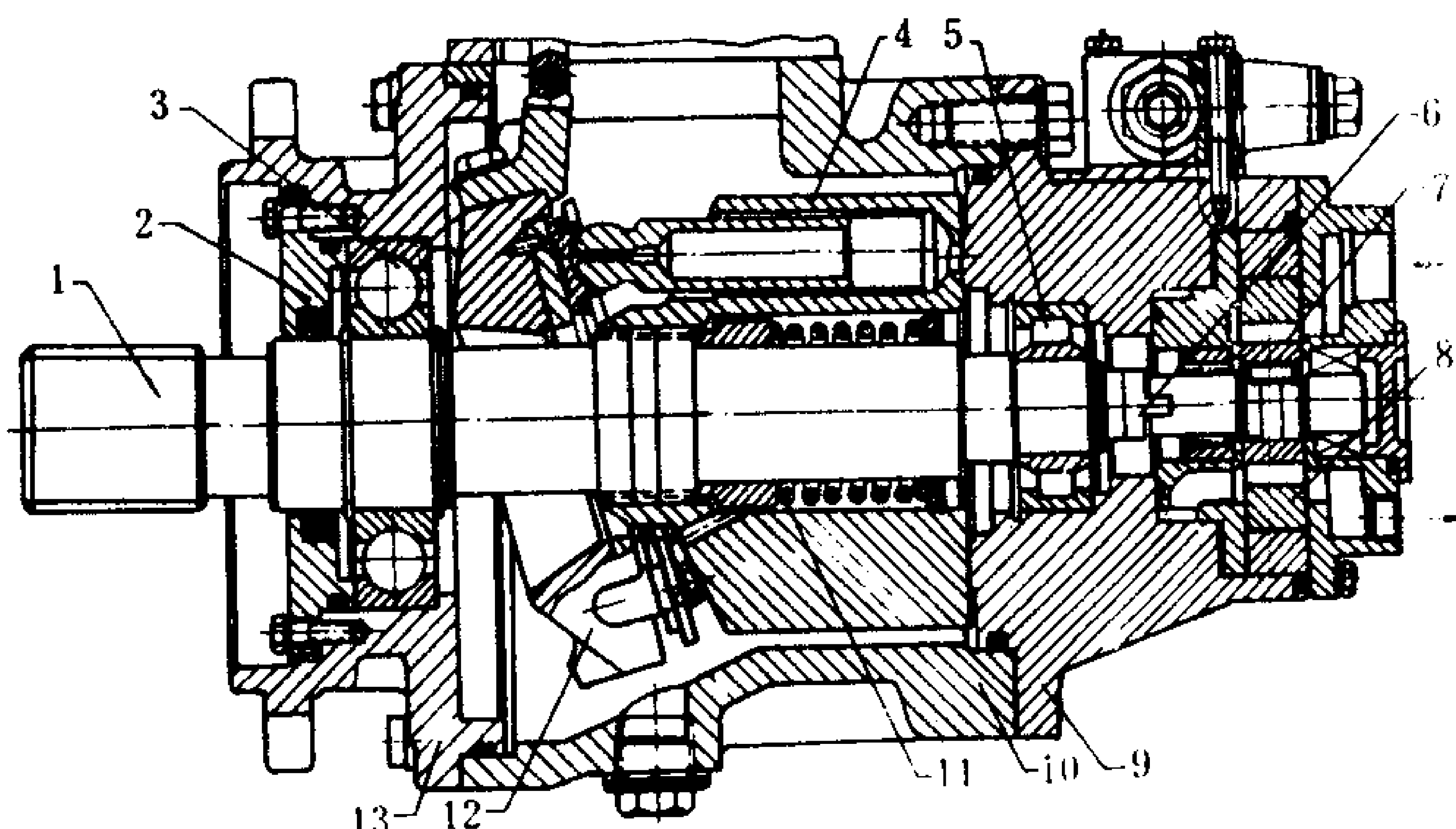


图 5.1.2-59 通轴式轴向柔

1-传动轴；2-轴承盖；3、5-轴承；4-缸体；6-十字联轴器；7-辅油泵内转子；8-辅油泵外转子；9、13-泵盖；10-泵体；11-弹簧；12-斜盘

15.4.3 ZB型轴向柱塞泵

ZB型轴向柱塞泵与CY 14-1型系列轴向泵的工作原理相同，结构相近，但有如下特点：

1）通常制成整体式泵体，强度高，结构紧凑；

2）采用套轴传动，即采用在空心轴内插入心轴来驱动缸体，同时在心轴端设弹簧来保证油缸与配油盘紧密贴合；

3）泵的回程盘由一根专用弹簧压紧；

4）倾斜盘的最大倾角$\beta_{max}=28°$，比CY14-1型泵大；

5）可以正反向旋转，而CY14-1型泵通常只能按定向旋转，除非将配油盘反装；

6）流道阻力较大，自吸性能差。

ZB型轴向柱塞泵的结构如图 5.1.2-61 和图 5.1.2-62 所示，其中SV型为手动变量，Y型为液控变量。此系列泵的连续工作压力一般为 14～21 MPa，最大压力达 28 MPa，见表 5.1.2-27。

液压/气压动力管路；
仪表/测量管路。
2)检查的重点及设备：
压力/真空阀；
截止阀/旋塞；
膨胀接头；
连接附件；
软管；
滤器；
阻焰器；
法兰；
焊接接头。
3)应查明的主要情况：
(1)腐蚀、尤其对不锈钢表面及涂层管的内表面，应仔细检查；
(2)工作状态；
(3)阻塞情况；
(4)渗漏情况。

10.2.2 液货处理设备的检验和维修检查要点

1)需检查的设备：
货泵(各种型式)；
通风机(各种型式)；
洗舱机；
制冷装置；
热交换器(液货加热用)；
喷射器；
喷雾器；
惰性气体/氮气系统。
2)检查的重点及装置：
轴、轴承、联轴器；
轴封装置；
叶轮、叶片、齿轮、螺杆；
气缸、衬套；
气缸盖、罩壳；
活塞、连杆(或活塞杆)、活塞杯；
吸入阀、排出阀；
底座、支撑装置；
喷嘴；
加热管、部件、端板；
洗涤塔、甲板水封装置。
3)应查明的主要缺陷：

16 斜轴式轴向柱塞泵

斜轴式轴向柱塞泵是轴向柱塞泵的重要分支。它的传动轴与缸体轴线成一夹角，因此称斜轴式。其中的变量泵常采用摆动缸体变量，因而亦称摆缸泵。斜轴泵的主要优点是：1）工作压力高，可达 40 MPa；2）柱塞上的侧向力较小，倾斜角可达 40°，效率亦佳；3）单位重量的功率大；4）结构紧凑，强度高，抗震性能好，能承受较大的冲击负荷；5）对油的过滤精度要求较低，约 25 μm。因此，它在大、中排量的液压系统中占有优势。

16.1 工作原理

斜轴式轴向柱塞泵的工作原理如图 5.1.2-63 所示。它由传动轴、连杆 3、柱塞 4、缸体 5 等组成。传动轴上的法兰 1 设有均匀布置的柱塞球窝(一般为 7 个)，用来支承连杆 3 的球头，并与压板 2 一起形成球铰（中心点为G，分布圆半径为r)；连杆 3 的另一球头铰接于柱塞 4 上(其中心点为B，分布圆半径为R)。因此，当轴以角速度ω'等速回转时，连杆 3 与柱塞 4 就会形成夹角γ，连杆与柱塞的内壁接触，带动缸体旋转，转角为φ，旋转角速度为ω。随着转角的不同，连杆轮流与柱塞内壁接触，缸体也就随之旋转。因为缸体与传动轴之间具有摆角β，所以法兰将通过连杆带动柱塞在缸体 5 内作直线往复运动，实现吸、排油过程，并通过配流盘进行配流，向系统供液。

斜轴泵柱塞的位移S、速度v、加速度a以及平均流量Q可分别按下述公式计算(参阅图 5.1.2-63)：

1）柱塞位移S

$$S = r\sin\beta(1-\cos\theta) \quad \text{mm} \tag{5.1.2-69}$$

式中：β——缸体的摆角（$\beta = 0 \sim 25°$)；

θ——主轴转角，°。

2）柱塞的线速度v

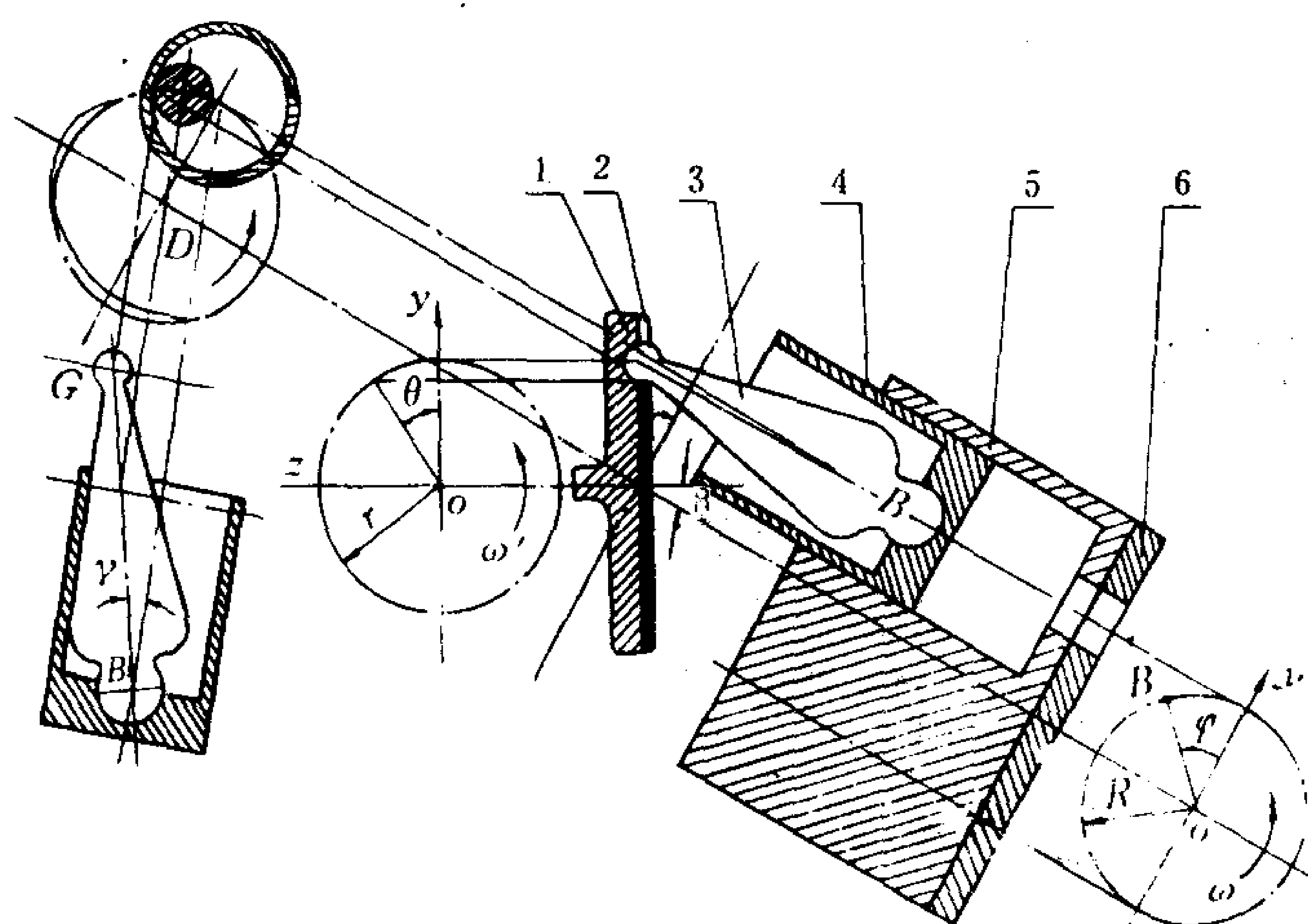


图 5.1.2-63 斜轴式轴向柱塞泵的工作原理图

1-传动轴法兰；2-压板；3-连杆；4-柱塞；5-缸体；6-配流盘

$$v = r\omega' \sin\beta \cdot \sin\theta \quad \text{mm/s} \tag{5.1.2-70}$$

3）柱塞的加速度a

$$a = r\omega'^2 \sin\beta \cdot \cos\theta \quad \text{mm/s}^2 \tag{5.1.2-71}$$

4）斜轴泵的平均流量Q

平均理论流量Q_T为

$$Q_T = 1.57 d^2 z r n \cdot \sin\beta \cdot 10^{-6} \quad \text{L/min} \tag{5.1.2-72}$$

泵的实际排量Q为

$$Q = 1.57 d^2 z r n \eta_V \cdot \sin\beta \cdot 10^{-6} \quad \text{L/min} \tag{5.1.2-73}$$

式中：z——柱塞数，个；

n——转速，r/min；

η_V——容积效率。

上式表明，泵的排量可通过缸体的摆角β来改变。

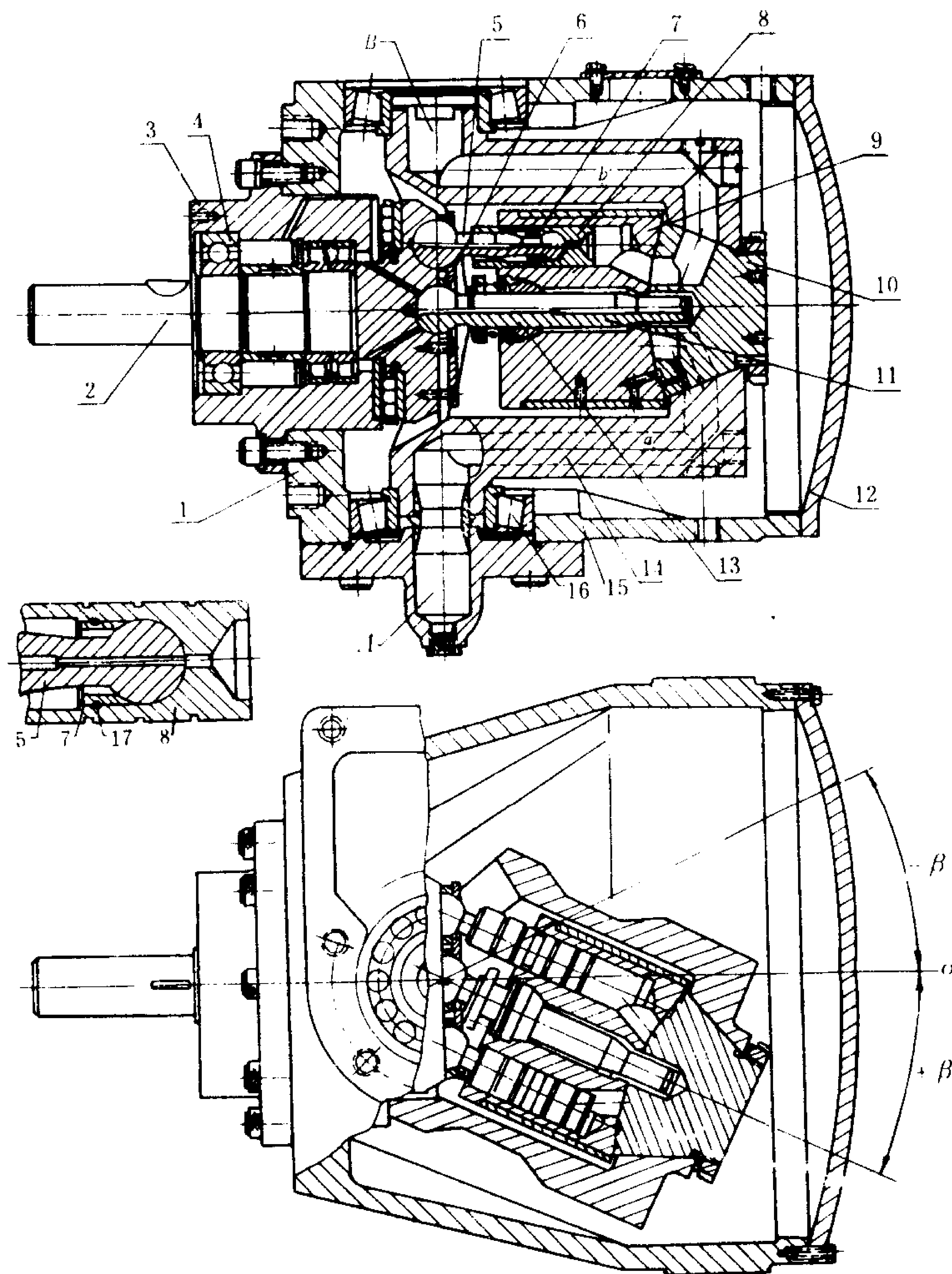


图 5.1.2-64　球面配流式斜轴泵结构图

1、12-前、后端盖；2-传动轴；3-轴承座盖；4、16-轴承；5-连杆；6-压板；7-挡圈，8-柱塞；9-缸体；10-球面配流盘；11-中心定位芯轴；13-球铰；14-摇架；15-壳体；17-销

属于斜轴式轴向泵的有Z＊B型和A＊V（F）型等，后者为从联邦德国引进产品。

16.2 典型结构

1）Z＊B型斜轴式轴向柱塞泵

斜轴式泵按其配流形式可分为平面配流和球面配流两种。图 5.1.2-64 示出球面配流式斜轴泵的结构。在泵壳体 15 内用轴承 16 支承着缸体摆动架 14（支承轴即为油管），架上装有球面配流盘 10，与缸体 9 的底部相紧贴。沿缸体轴向布置有油缸，缸内插有柱塞 8 并通过连杆 5 与传动轴 2 上的法兰相联。当泵运行时，传动轴 2 等速旋转，通过连杆 5 与柱塞 10 的接触带动缸体绕中心定位轴转动。这时若传动轴轴线与缸体轴线重合，即$\beta=0$，则柱塞将不发生位移，泵也没有排量。如果操纵摆缸机构（图中未示出）使摇架偏转，在传动轴轴线与缸体轴线之间造成一夹角$\pm\beta$，则缸体内各柱塞将产生往复位移，使泵进行吸、排。其排量和排出方向将随β的大小和方向而定。所吸、排的油液，通过摇架轴上的油道a、b与工作系统相联。

这种泵的特点是：（1）采用球面配流盘能自动定心，密封性好；（2）柱塞所受的侧向力小，偏摆角大；（3）连杆球头有工作油润滑。

Z＊B系列轴向柱塞泵的技术参数见表 5.1.2-31。

表 5.1.2-31　Z＊B型斜轴式轴向柱塞泵

型号		ZDB-			1ZXB-			5ZXB-		7ZXB-	
项目		725	732	740	725	732	740	725	732	732	740
压力 MPa	额定	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
	最大	25	25	25	32	32	32	32	32	32	32
排量 mL/r		106.7	234.3	481.4	106.7	234.3	481.4	106.7	234.3	234.3	481.4
转速 r/min		1450	970		1450	970		1450	970	970	
缸体摆角		25°			0～±25°			7～25°		0～±25°	
恒功率压力 MPa								15.8～30		9～21	
效率	η_v%	>97			>96			>96		>96	
	η%	>90			≥90			≥90		>90	
功率 kW		43.2	63.4	130.2	43.2	63.4	130.2	24.5	36	63.4	130.2
控制方式		定量型			手动随动控制双向变量			恒功率控制单向变量		随动恒功率控制双向变量	
控制系统	压力 MPa				>2.5					>2.5	
	流量 L/min				9～50					4～30	
重量 kg		72.5	102	320	177	269.7	600.6	188.8	270	322.6	667

2）A2F、A2V型斜轴式轴向柱塞泵

A2F、A2V系列都是斜轴式泵，但前者为定量型，后者为变量型，适用于开式、闭式或半闭式液压系统。其参数和结构特点是：（1）压力高达 35～45 MPa；（2）转速 1450～6000 r/min；（3）缸体摆角有 40°、25°、20°三种；（4）效率高，容积效率可达 97%；（5）单位重量功率大；（6）结构紧凑，强度高，能承受较大的负荷等。

17 径向、轴向柱塞泵常见故障分析

17.1 流量不足或不能排油

1）泵缸内有空气；

2）油箱内油面过低，泵的安排位置过高；
3）泵内柱塞与柱塞孔、配流盘与油缸体端面、配流轴与缸体之间的间隙因磨损增大；
4）定心弹簧折断，影响柱塞行程，同时使缸体与配流盘失去密封；
5）滤器和管路堵塞，或辅泵供液不足；
6）泵的变量装置失灵或调节不妥；
7）油液粘度过高，吸油困难或油液粘度过低，泄漏太大；
8）泵轴转向相反；
9）泵的转速不足；
10）吸入管路的接头密封不良；
11）泵内运动件损坏；
12）辅泵没有起动或供油不足。

17.2 压力脉动、噪声和振动

1）闭式液压系统中有空气；
2）密封面磨损不均，引起泄漏而造成压力波动；
3）系统的溢流阀工作不正常；
4）油温太低；
5）吸油不足，排油压力波动大，噪声增大；
6）传动轴线偏斜，噪声增加并伴有振动；
7）油液粘度过高、油温太低，吸油管路直径过小、太长，引起噪声和振动；
8）泵转速超过额定值，或压力超过额定压力，引起噪声和振动；
9）吸入管接头密封不良，有空气被吸入，引起噪声和振动；
10）辅泵未起动；
11）泵内运动零件的磨损超过允许值或机件损坏，引起噪声和振动；
12）溢流阀调整压力过低。

17.3 异常发热

1）泵的环境温度过高；
2）泵的运动零件制造工艺和装配工艺不符合要求，机件磨损过大；
3）油箱容量过小，或工作油液冷却不足；
4）泵内漏泄严重；
5）轴承烧坏；
6）油液粘度过高；
7）转速过高。

17.4 异常漏泄

1）轴油封失效，或轴封处表面有损坏、杂物而引起漏泄；
2）配流盘与缸体端面、柱塞与柱塞孔之间的间隙过大或磨损严重，内漏增加；
3）变量装置中的机动滑阀或差动活塞磨损严重，漏泄增加；
4）各接合面处的密封圈损坏。

续上表

<table>
<tr><th>排放区域
排放要求
物质类别</th><th colspan="3">特殊区域外</th><th>特殊区域内</th><th>排放时应遵守的条件</th></tr>
<tr><td rowspan="5">C</td><td colspan="3">禁止排放,除非满足下列所有条件:
1. 排放程序和布置标准须经批准,排出物浓度和排放率使排放浓度不超过 10mg/L(船尾迹流);
2. 每一货舱内残余物;</td><td rowspan="5">禁止排放。除非满足下列所有条件;
1. 与 B 类物质在特殊区域外排放的第 1 点要求相同;
2. 每一液货舱内残余物;≤1m³ 或舱容的 1/3000(取大者);
3. 符合排放时应遵守的条件。</td><td rowspan="5">1. 处于航行状态;自航船舶≥7kn 非自航船舶≥4kn
2. 水线下排放
3. 距最近陆地 12nmile 以外
4. 水深≥25m</td></tr>
<tr><td>新　船</td><td rowspan="3">管内及吸口处</td><td>≤0.3m³</td></tr>
<tr><td>现有船舶到 1994.10.2 后</td><td>≤0.9m³</td></tr>
<tr><td>现有船舶</td><td>≤3m³ 或舱容的 1/1000(取大者)</td></tr>
<tr><td colspan="3">3. 符合排放时应遵守的条件</td></tr>
<tr><td rowspan="2">D</td><td colspan="4">一　切　区　域</td><td rowspan="2">1. 处于航行状态;自航船舶≥7kn 非自航船舶≥4kn
2. 12nmile 以外</td></tr>
<tr><td colspan="4">禁止排放。除非满足下列所有条件;
1. D 类物质与水之比不大于 1∶10;
2. 符合排放时应遵守的条件。</td></tr>
</table>

① 新船是指 1986 年 7 月 1 日及以后新建造的散化船。

② 现有船舶是指 1986 年 7 月 1 日以前建造的散化船。

3　排放有毒液态物质的程序和布置

73/78 防污公约附则 I 第 5、第 5A 条和第 8 条关于控制有毒液态物质的排放和措施中规定;不需采用仪器监控的手段,而是通过设备的布置和执行规定的操作程序来控制有毒液体物质的污染。为此必须制定一份操作程序和布置标准,用来衡量各种散化船向海洋排放有毒液态物质或残余物/水混合物是否达到附则 I 规定的排放标准。由国际海事组织制定的《程序和布置标准》(procedure and Arrangement 简标 p&A)(以下简称《标准》)能够达到这一目的。只要按《标准》规定的程序和布置去做,就能满足附则 I 的排放规定。

本节仅介绍有关重点问题,详细内容可查阅国际海事组织制定的《标准》

3.1　吸排管路系统布置

1)凡 1986 年 7 月 1 日及以后建造的散化船,其设置的吸排管路系统,应使卸货后在液货舱的吸口处及相邻管路中货物残余物应不大于表 7.8.2—4 的规定。

2)吸排管路系统按本节 3.2 规定的方法以水作介质进行试验,证明符合表 7.8.2—4 规定后才可使用。吸排管路系统应为固定设施,并能在货舱开口关闭情况下工作。

表 7.8.2—4

排放区域 物质类别	特殊区域外	特殊区域内
B	0.1 m³	/
C	0.3 m³	0.1m³

3)吸排管路系统的布置：

(1)散化船常用的吸排管路系统的布置如图 7.8.2—1～6 所示。

(2)扫舱系统的布置；

散化船的扫舱系统可与货物管路系统组合在一起；也可以是独立系统，如图 7.8.2—7、图 7.8.2—8 所示。

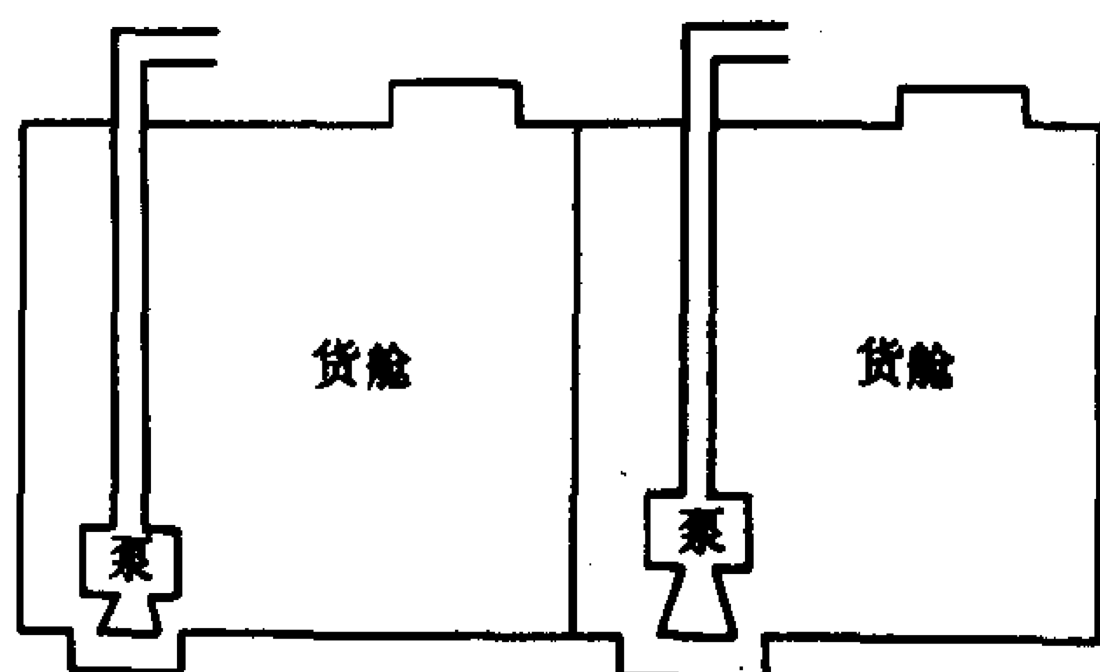


图 7.8.2—1　液货舱设有深井并装有深井泵的布置

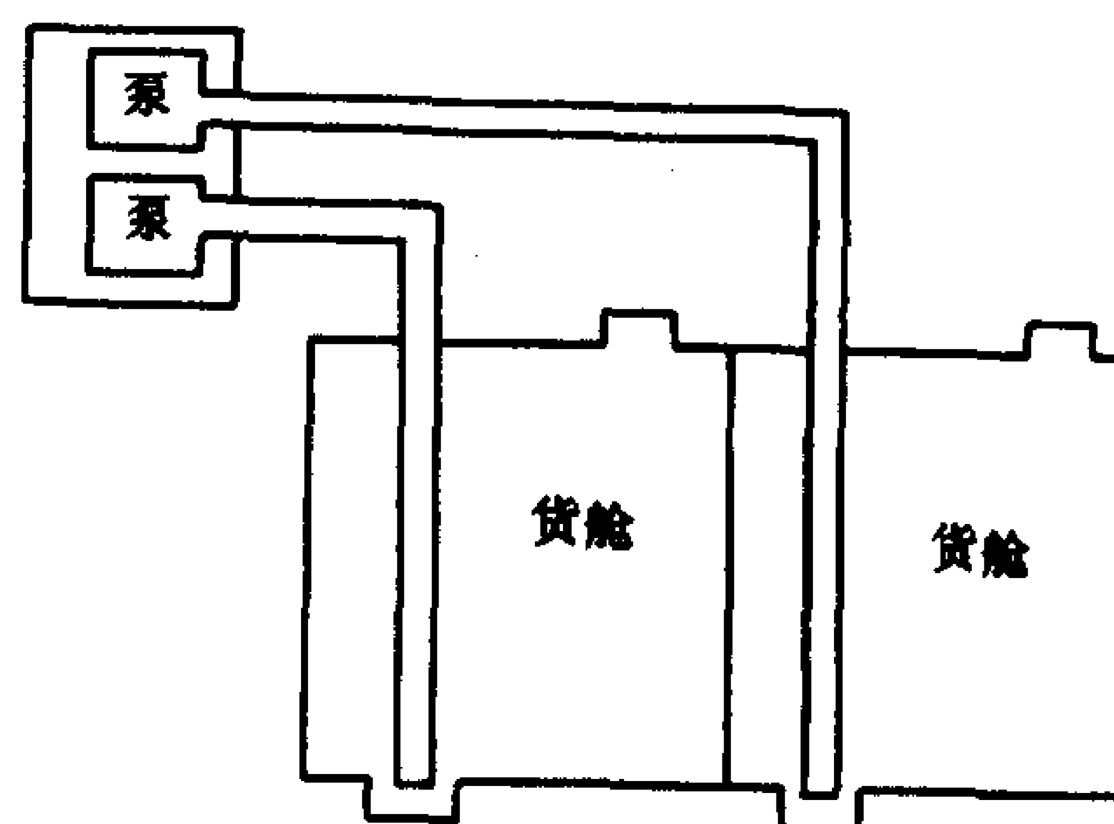


图 7.8.2—2　液货舱设有深井，货泵装设在高于货舱的泵舱内

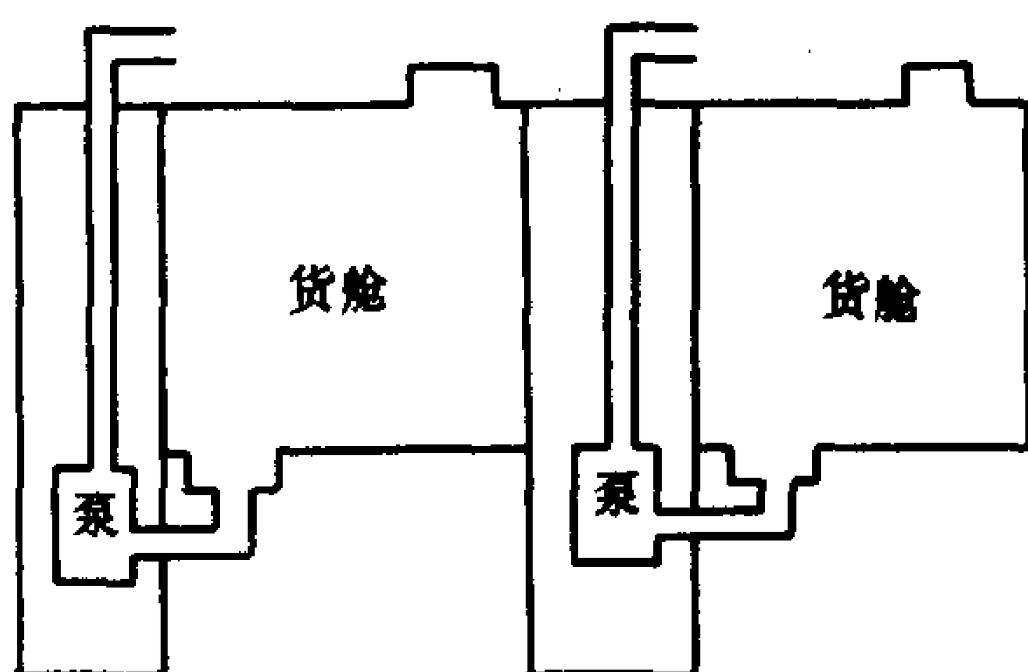


图 7.8.2—3　液货舱设有深井且货泵装设在低于货舱的舱内

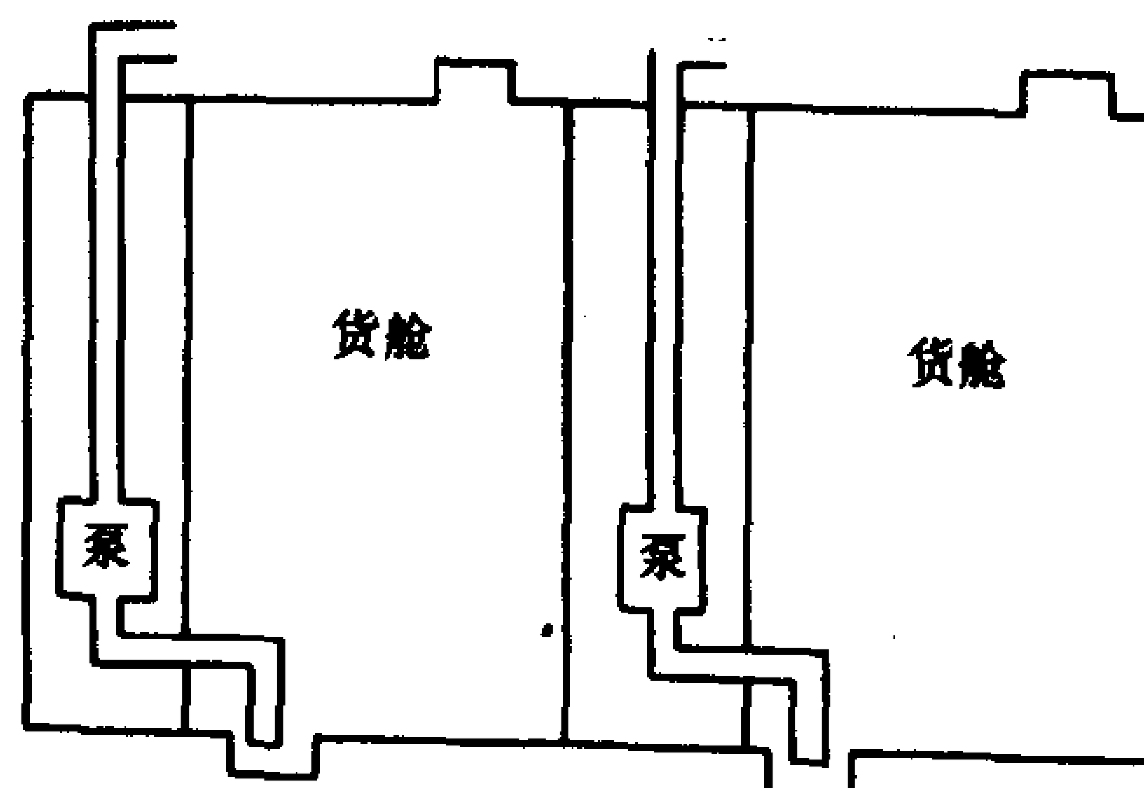


图 7.8.2—4　液货舱设有深井，货泵装设在高于深井的泵舱内

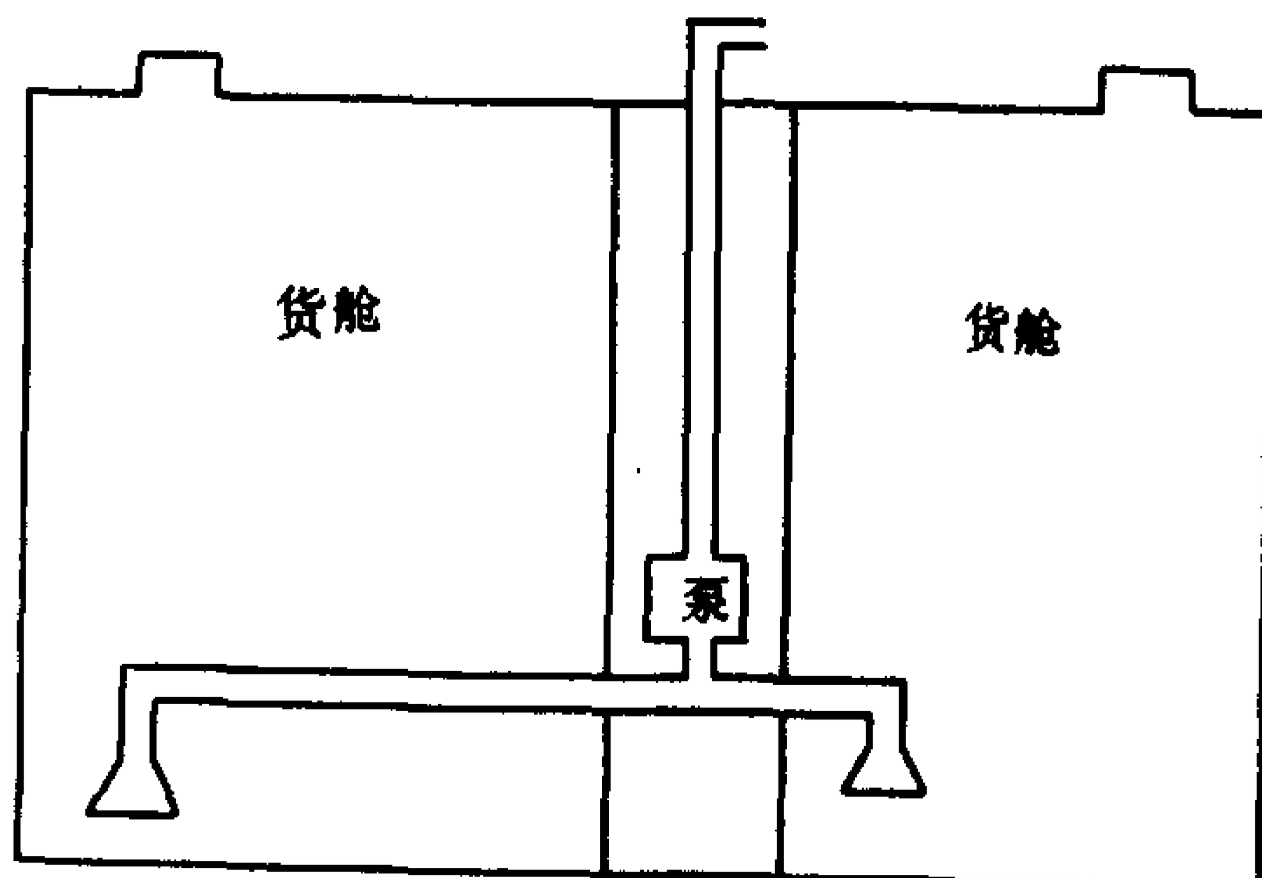


图 7.8.2—5　货泵设在泵舱且共用同一排放管路的布置

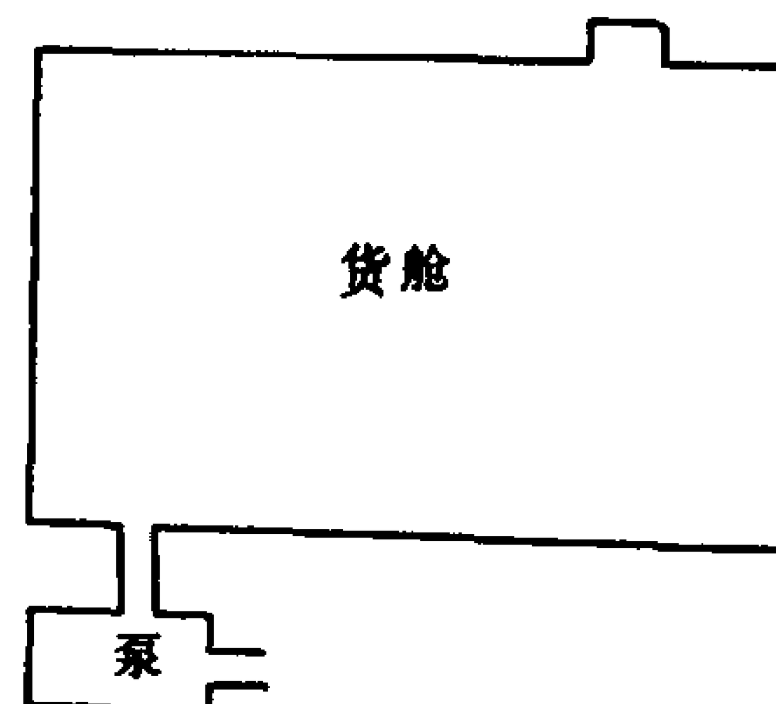


图 7.8.2—6　货泵低于货舱的布置

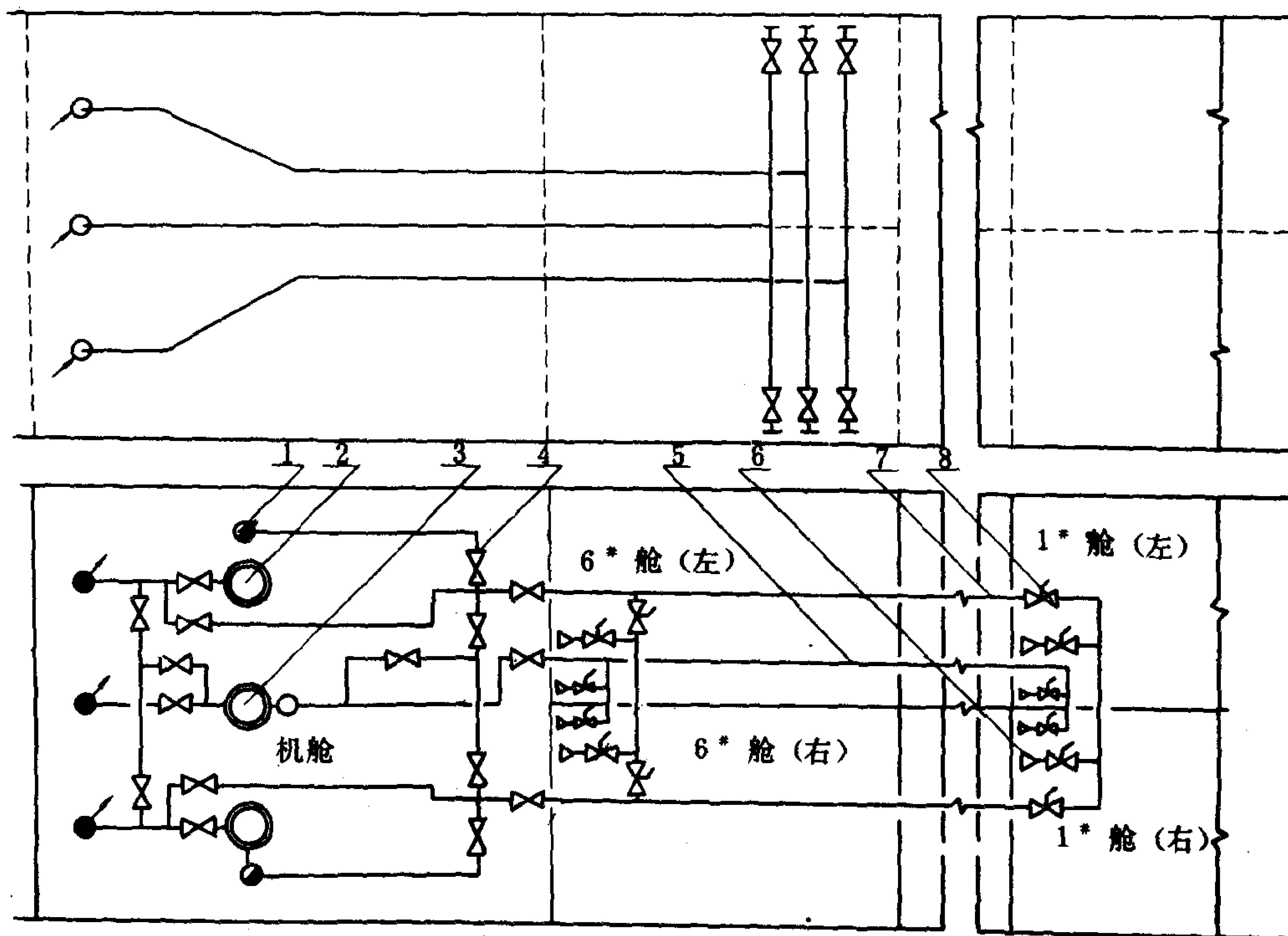


图 7.8.2—7　完全与货物管路系统分隔的独立扫舱系统图

1—止回阀；2—液货泵；3—扫舱泵；4—截止阀；5—扫舱总管；6—吸口；7—扫舱集合管；8—遥控操纵阀

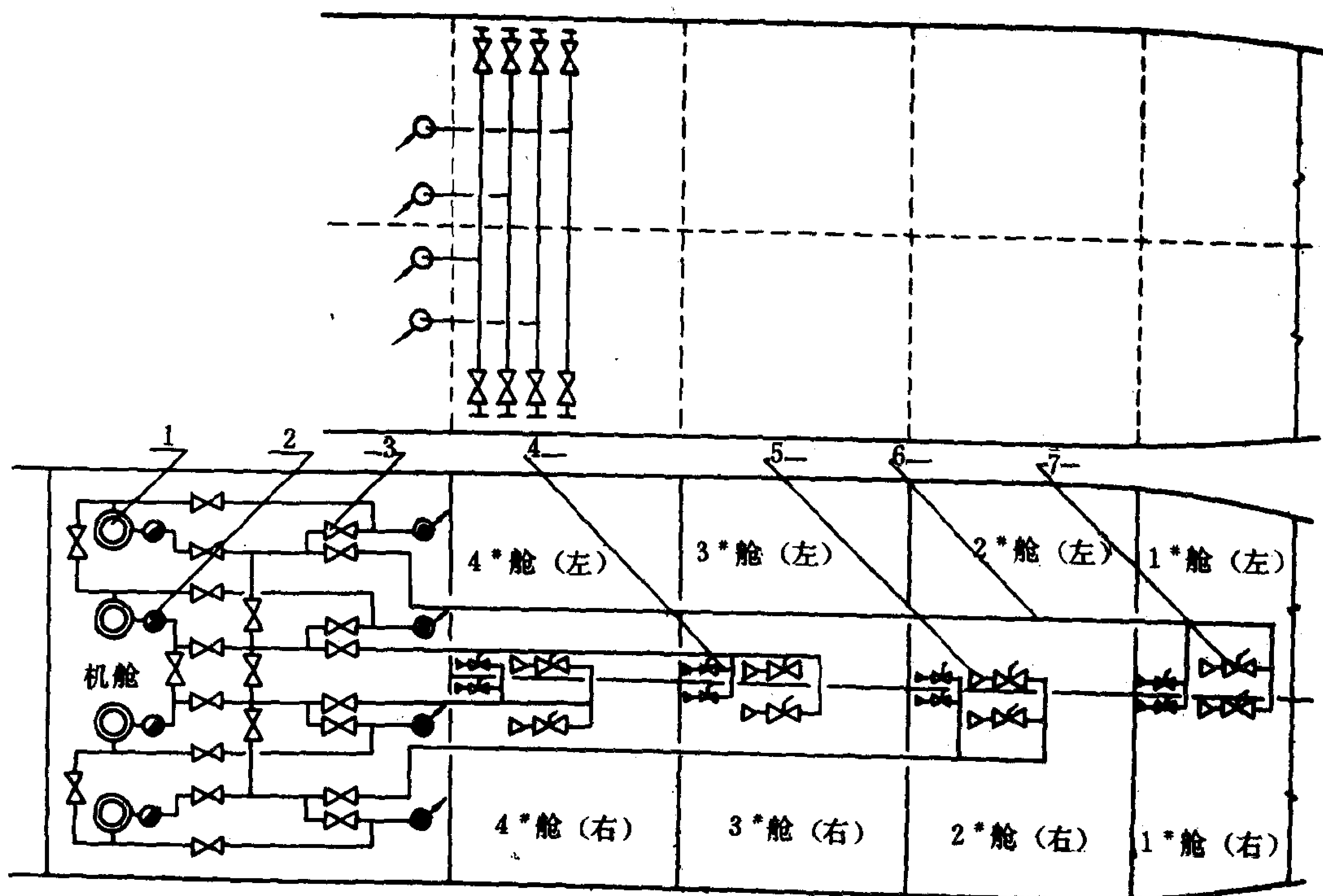


图 7.8.2—8　具有单独扫舱吸口，扫舱支管与货物管路连接的扫舱系统图

1—液货泵；2—止回阀；3—截止阀；4—扫舱支管；5—吸口；6—液货集合管；7—遥控操纵阀

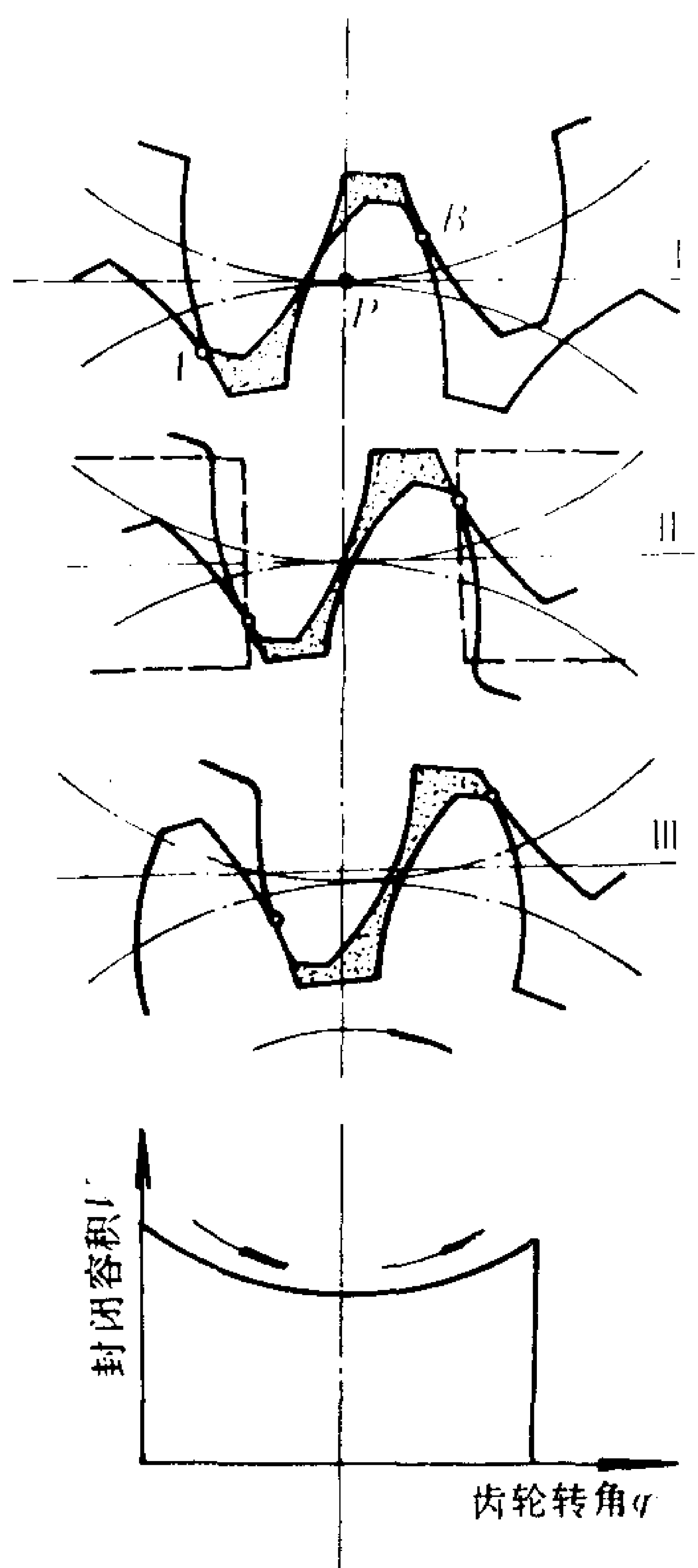


图 5.1.3-3 齿轮泵的困油现象

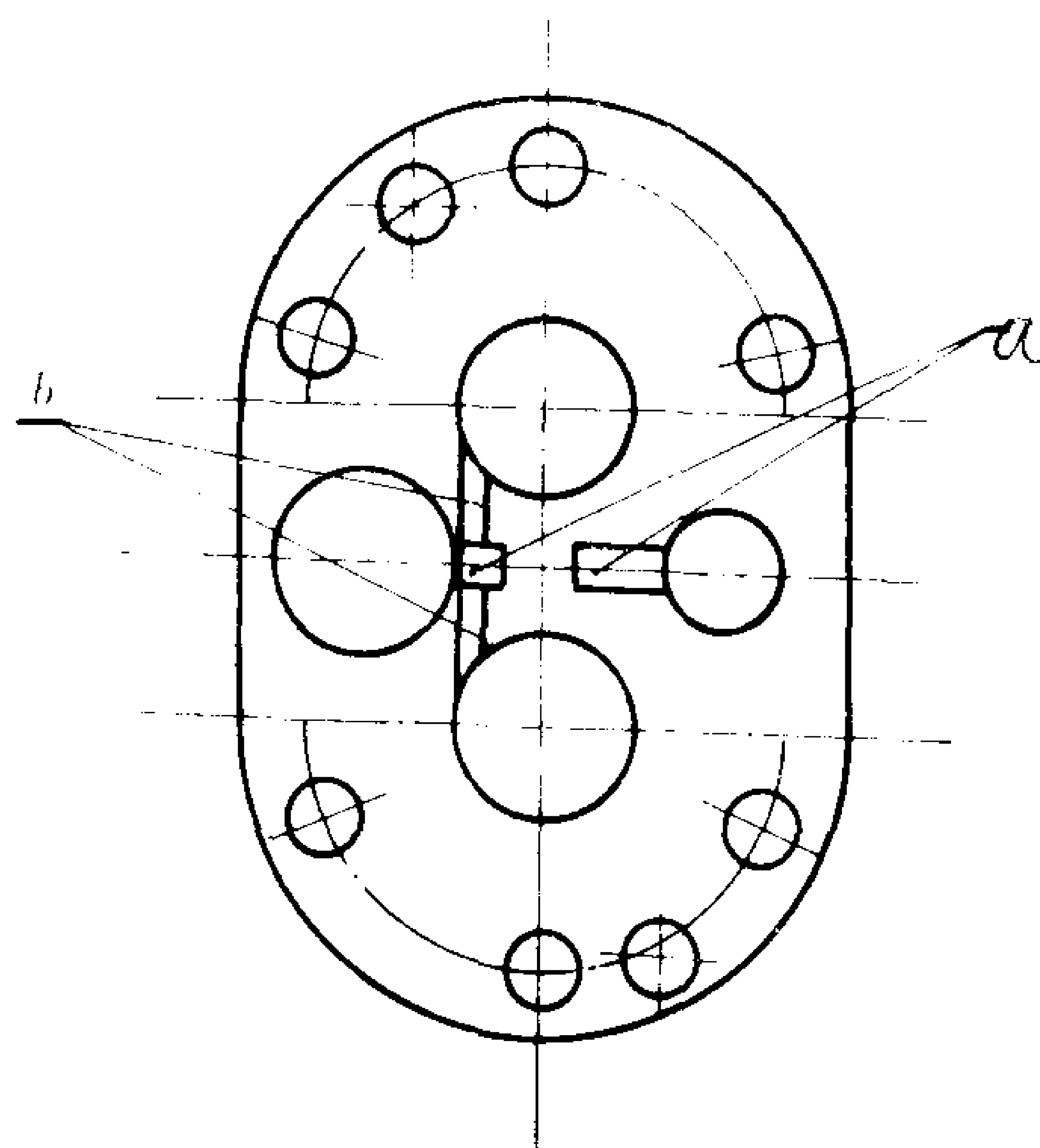


图 5.1.3-4 CB齿轮泵的卸荷槽
a-卸荷槽；b-泄漏槽

形卸荷槽，如图 5.1.3-3 II 中的虚线所示。这样，在困油容积减小的区域内，有左边卸荷槽与压油腔相通，就可防止压力上升；而在困油容积增大的区域内，右边卸荷槽与吸油腔相通，便可防止气蚀。当然，两卸荷槽间的距离应保证吸、排油腔不被连通，见图 5.1.3-4。

1.5 齿轮泵的径向液压力

齿轮泵工作时，排油腔附近的液压远较吸油腔为高，并逐渐沿周向向吸油腔降落，如图 5.1.3-5 所示。图中：$0 \sim \varphi_1$为吸油区，压力为p_0；$\varphi_1 \sim (\varphi_1+\varphi_2)$为过渡区，压力从$p_0$升到$p_{max}$；$(\varphi_1+\varphi_2) \sim (\varphi_1+\varphi_2+\varphi_3)$为压油区，压力为$p_{max}$。各处的压力差，即不平衡的径向液压力，把齿轮推向吸油腔一侧，成为轴承单边磨损、轴发生弯曲疲劳断裂和齿顶摩擦泵壳内圆出现“扫膛”等现象的原因。

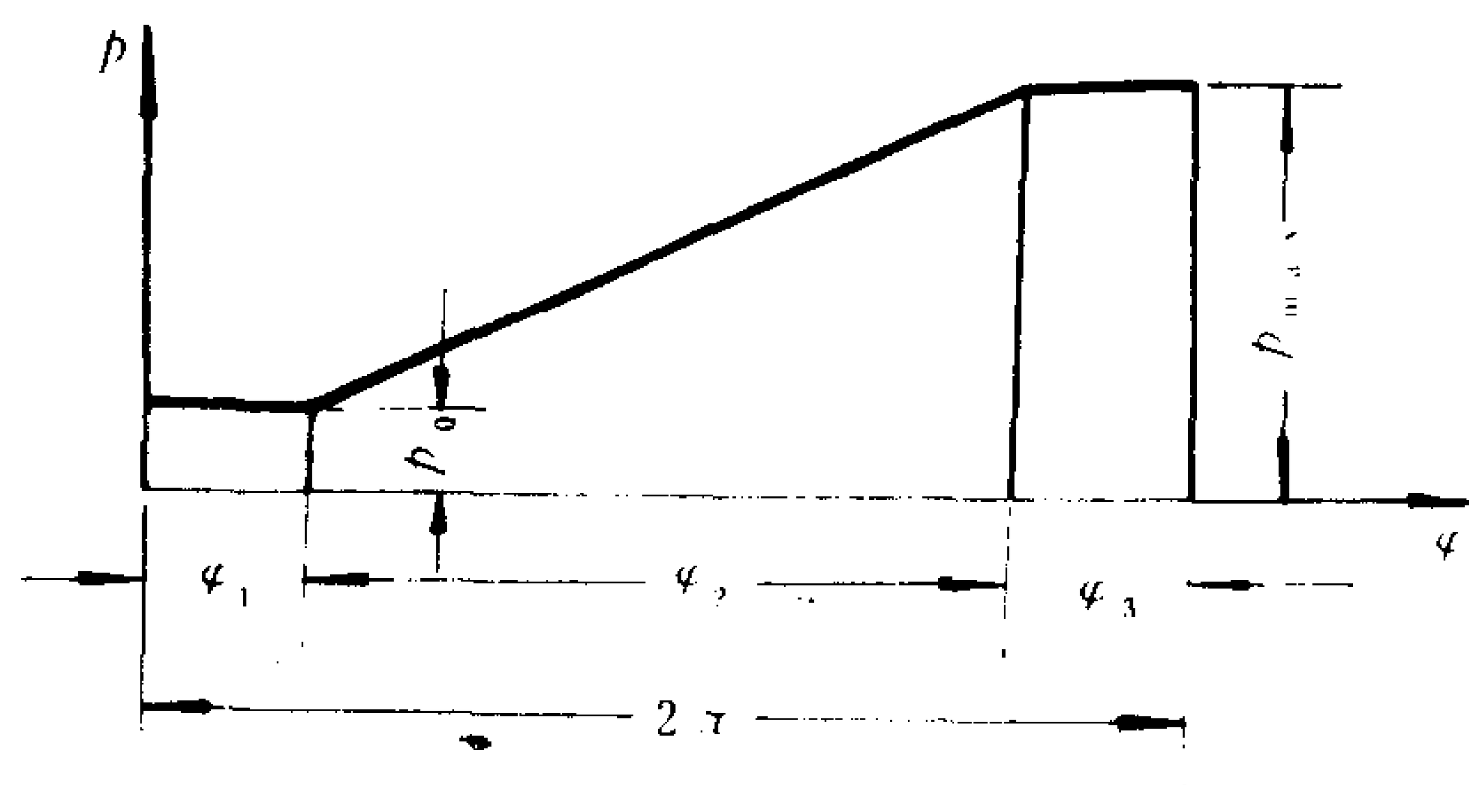


图 5.1.3-5 齿轮泵内的压力分布

1.6 内泄漏

1.6.1 间隙和泄漏量

齿轮泵的运动部件与固定部件之间存在着间隙，在间隙两端又有压差，因此泄漏是必然的。当间隙因磨损而增大时，漏泄可使泵的排量和压力大大降低，甚至使泵无法继续工作。

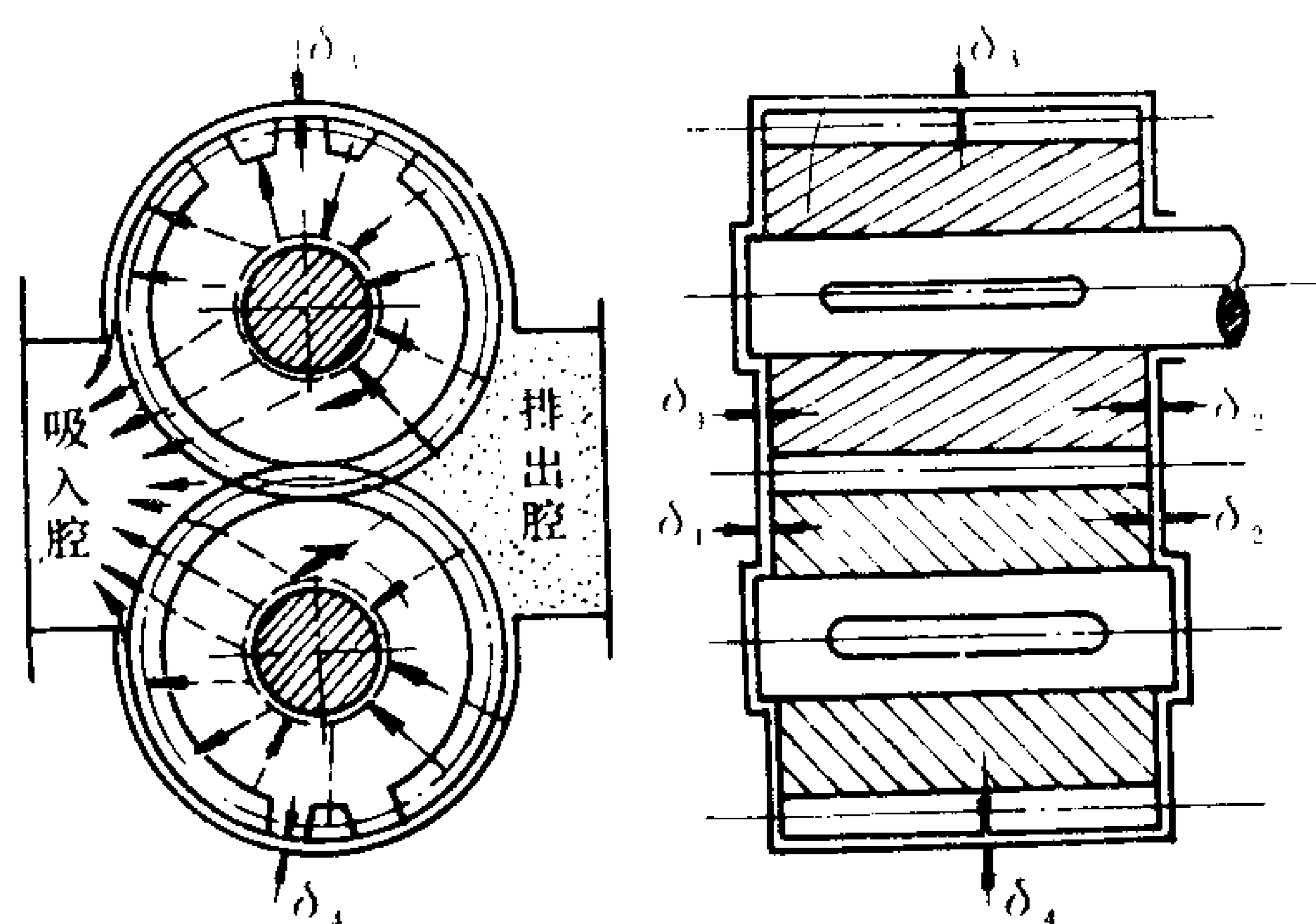


图 5.1.3-6 齿轮泵的内漏

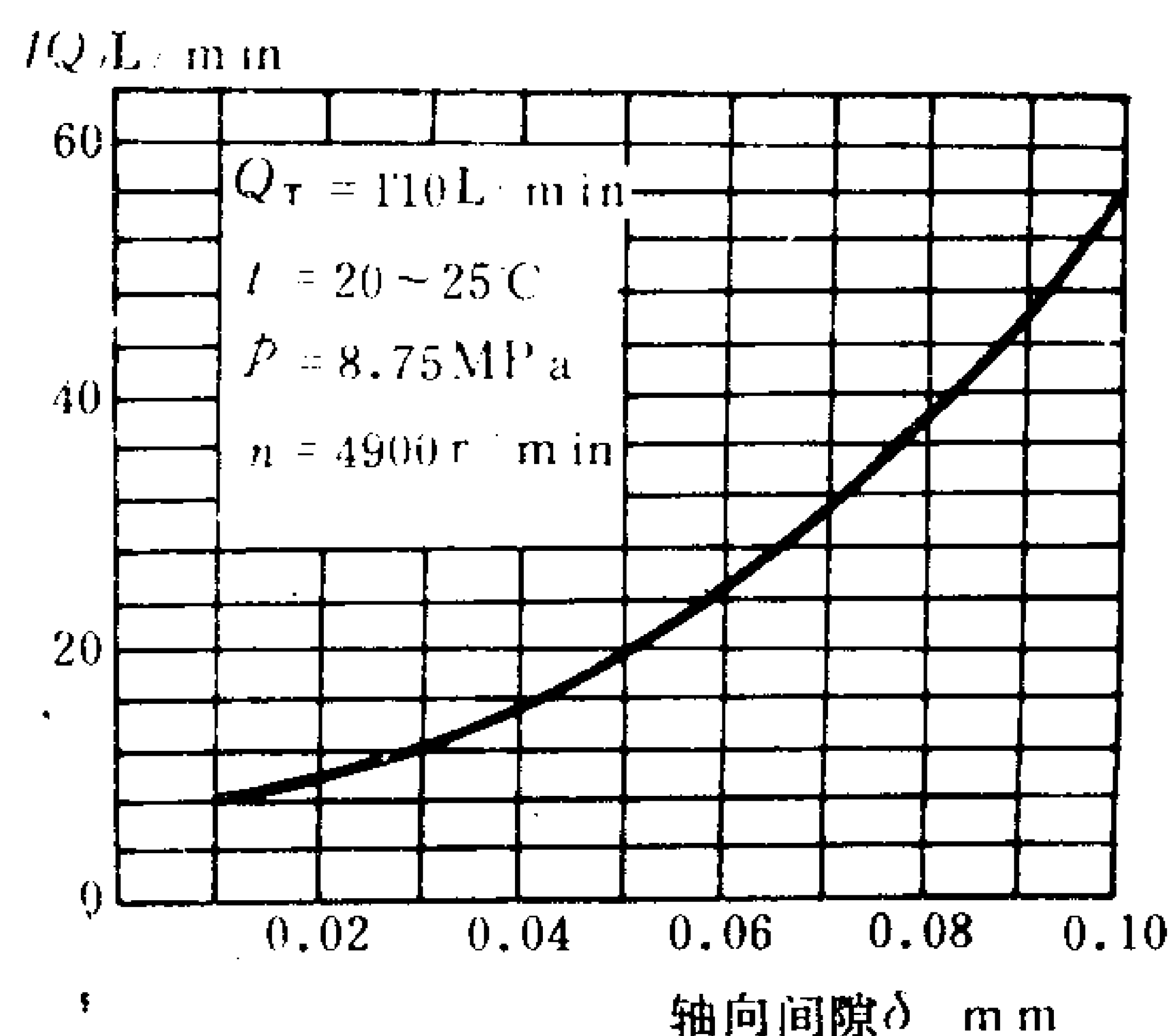


图 5.1.3-7 轴向间隙与漏泄量曲线

齿轮泵的泄漏可分为外漏和内漏。前者通过轴封向外漏出，容易发现和修复。后者如图5.1.3-6所示，是通过齿轮端面与端盖间的轴向间隙δ_1、δ_2和齿顶与泵壳内圆间的径向间隙δ_3、δ_4等，从高压区漏向低压区的，漏泄量较大且不易发现。特别是通过δ_1、δ_2的泄漏，由于漏程短，泄漏面宽，泄漏方向又与端面的运动方向一致，因而最为严重。

图 5.1.3-7 示出一台实际齿轮泵在不同轴向间隙下的泄漏曲线。由图可见，间隙愈大，泄漏愈多。因此，恢复正常的端面间隙，往往是恢复齿轮泵正常容积效率值的有效途径。

由于齿顶运动与泄漏的方向相反，通过δ_3和δ_4的泄漏量一般都比较小。

1.6.2 端面间隙的补偿

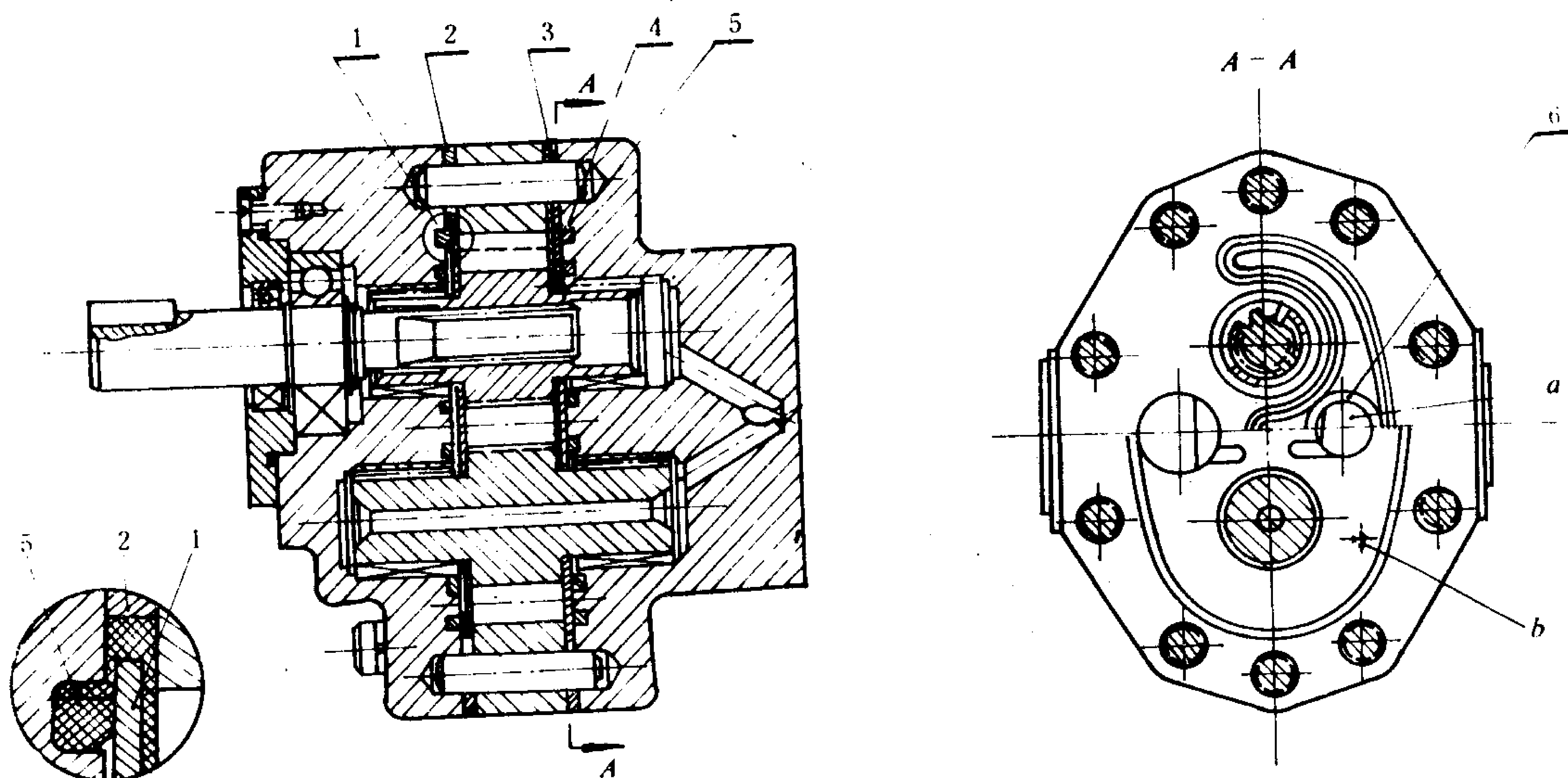


图 5.1.3-8 CB-F型齿轮泵结构

1、4-压板；2、3-垫板；5-弓形密封圈；6-圆形密封圈；

a-油道；b-油孔

在齿轮泵中，轴向间隙的泄漏是主要的。为了减少轴向间隙的泄漏量，最常用的方法是使端面间隙自动得到补偿。

图 5.1.3-8 示出CB-F型齿轮泵所用的端面补偿装置。泵的壳体采用三片式结构，进出油口开在后盖板上。在齿轮端面和前后盖板间夹有压板 1 和 4，在压板的内侧覆有厚度为0.5～0.7mm的磷青铜，以减轻压板与齿轮端面的摩擦。压板通过弓形密封圈 5（它的形状见图 5.1.3-9）嵌在泵盖槽内，位置正好在齿轮泵压油区附近。压板 1 和 4 的厚度比外圈的垫板 2 和 3 的厚度约小 0.2 mm，因此在弓形密封圈内的压板与泵盖之间就形成了一个密闭空间。在这个封闭空间内还设有一个密封圈 6，它将弓形封闭空间与油泵的排油通道a隔开。此外，在压板 1 和 4 上各有 2 个与油泵压力过渡区相通的小孔 b，因而在弓形密封圈内就充满了具有一定

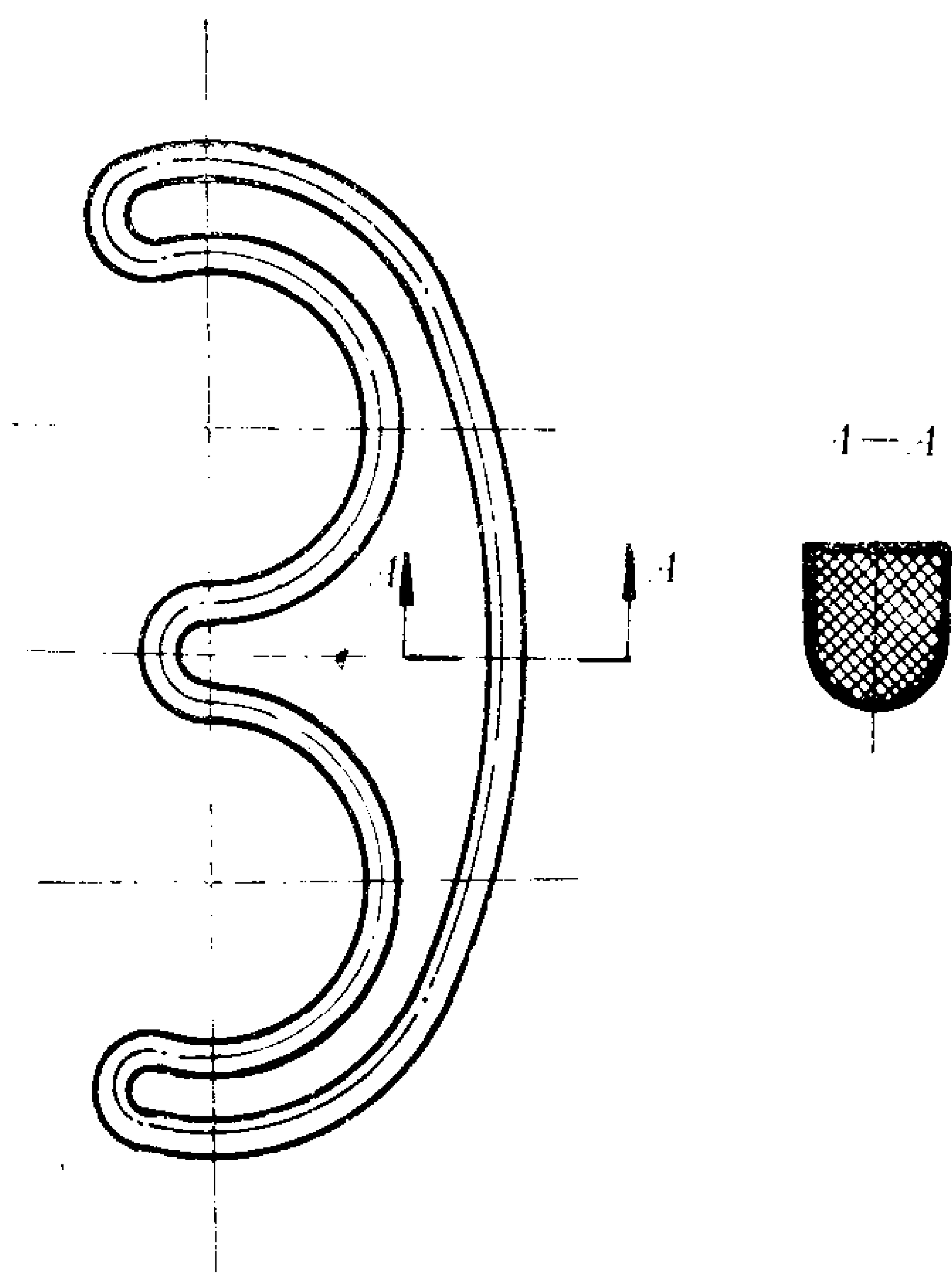


图 5.1.3-9 弓形密封

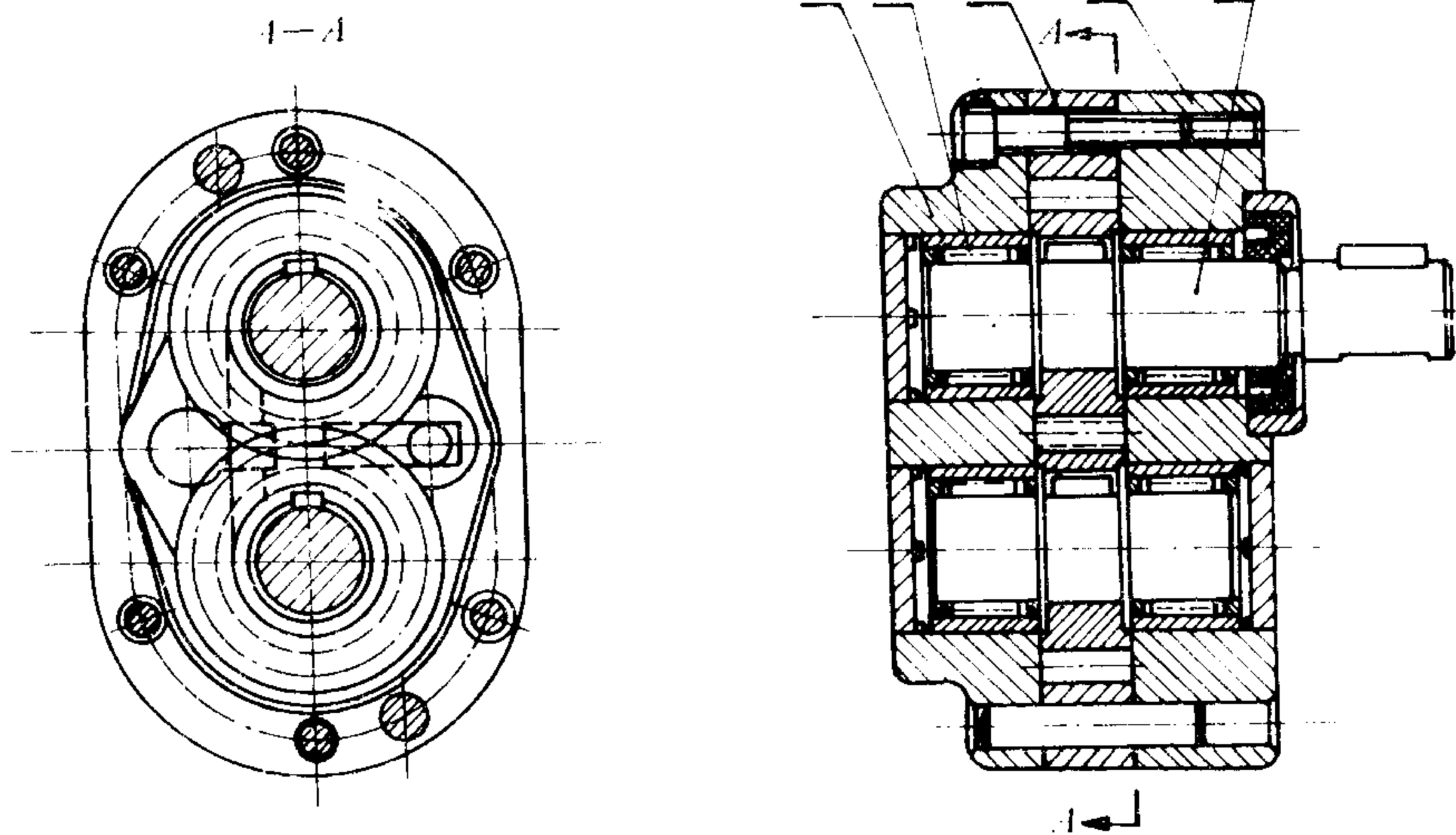


图 5.1.3-10 CB-B型齿轮泵结构

1-端盖；2-轴承；3-泵体；4-端盖；5-传动轴

压力的油液，在此压力的作用下，压板贴紧在齿轮端面而仅隔一层油膜。一旦端面或压板磨损，压板就会在液压作用下，自动补偿间隙。压板压紧力的大小，由弓形密封圈内的油压高低来决定。因为齿轮泵从吸油区到压油区压力是逐渐分级增大的，所以，只要适当选取压板上小孔b的位置，就可以使压紧力的大小适合。这种端面间隙补偿装置，结构比较简单，但由于压板变形不均匀，齿轮与压板端面间的磨损也就不够均匀。

1.7 结构实例

图 5.1.3-10 示出低压CB-B型齿轮泵的结构。一对齿轮装在泵体 3 中，由传动轴与带动回转。带有保持架的滚针轴承 2 分别装在端盖 1 和 4 中。在泵体 3 的两端面上，各铣有卸油槽 1(见图 5.1.3-11)，用来将端面漏油导回吸油腔，以降低泵体与端盖接合面间的液压推开力，减小轴向间隙和连接螺钉的拉力。泵的压油口比吸油口小，主要是为了减小径向液压作用力。

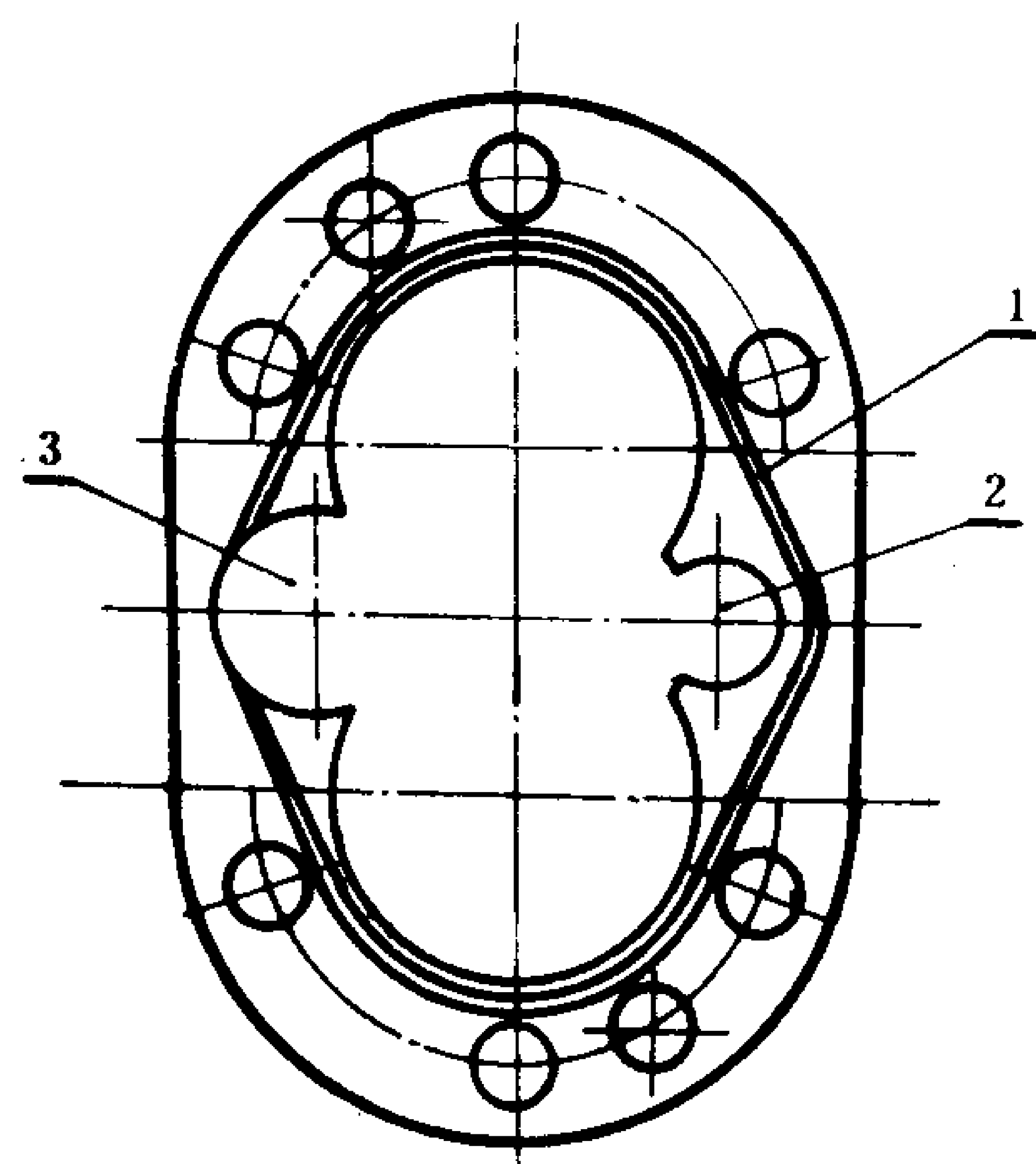


图 5.1.3-11 CB-B齿轮泵泵体

1-油槽；2-高压腔；3-低压腔

图 5.1.3-12 所示为CB型高压齿轮泵。其结构特点是采用了一种补偿面偏置的浮动轴套。其补偿原理如下：浮动轴套 5 的轴颈伸入盖板 1 中，形成椭圆形的封闭油腔a。压力油从压油腔经

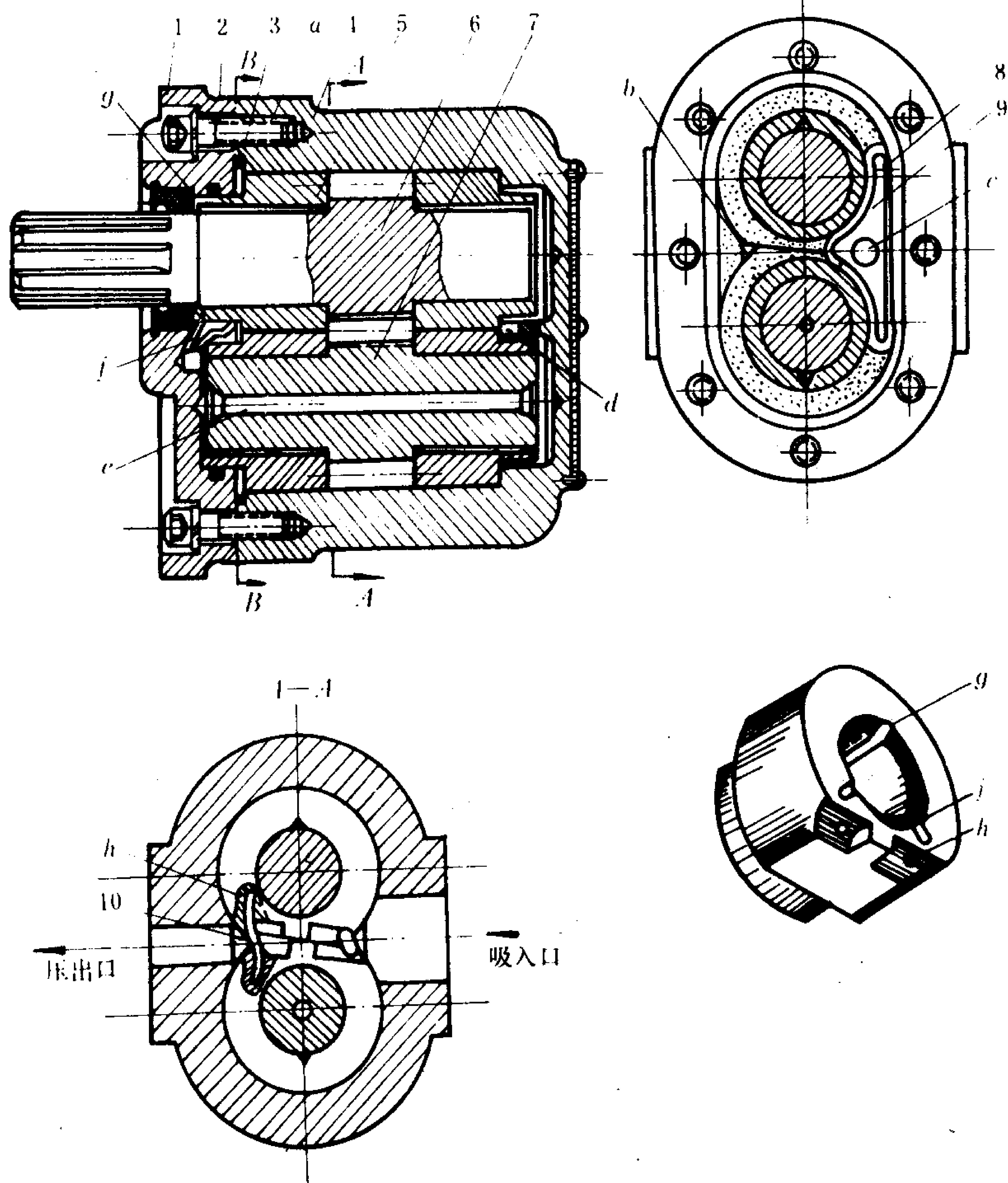


图 5.1.3-12 CB型高压齿轮泵的结构

1-盖板；2、3、8-密封圈；4-外壳；5-浮动轴套；6、7-齿轮；9-平板；10-弹簧钢丝；a-油腔；b、g、i-槽；c、h-孔；d、e、f-孔道

小槽b引入a腔，使轴套压紧齿轮 7 和 6 的端面，其补偿面偏置是采用一块特殊形状的平板 9，周围环绕着密封圈 8，中间通过小孔c同吸油腔连通，以消除压力油对此区域的影响。这种方法可使压紧力偏离中心更大，而与推开力的作用线更加接近。a腔的密封用密封圈 3 和 2，轴颈的润滑依靠端面泄漏从i槽引到g槽。内泄漏的油液经孔道d、e、f引回吸油腔，不必外装泄油管道。这种齿轮泵的外壳 4 用铝合金铸造，排油口做成较小的窄长孔，吸油口则做成较大的圆孔，在两青铜浮动轴套的接合面处，有一个不大的间隙。这样加工和安装虽较方便，但都存在一条缝隙。为了消除缝隙，在轴套上钻出盲孔，安装时将上下两个轴套配对用的弹簧钢丝 10 插入h孔中，使两轴套相向转动，相互挤紧。此外，泵的卸荷槽也开在轴套上，而且形状与轴套的扭转方向有关。

1.8 产品介绍

表 5.1.3-1 列出一些CB型齿轮泵的技术参数，表 5.1.3-2 则列出力士乐公司(联邦德国)REXROTH-20 系列齿轮泵的参数。

表 5.1.3-1　　外齿轮泵部分产品技术参数

型号	排量 mL/r	压力 MPa		转速 r/min		容积效率 %	驱动功率 kW
		额定	最高	额定	最高		
CB-32	31.8	9.8	12.25	1450	1650	≥90	8.7
CB-46(50)	48.1						13
CB-98(100)	98.1						27.1
CB 3-06	6	13.72	17.15	2000	3000	≥90	3.4
CB 3-10	10					≥92	5.7
CB 3-14	14					≥93	8
CB-B 2.5	2.5	2.45		1450		≥70	0.13
CB-B 10	10					≥80	0.51
CB-B 32	32					≥94	1.65
CB-B 100	100					≥95	5.1
CB-C 10	10.9	9.8	13.72	1800	2400		4.8
CB-C 32	32.8						14.5
CB-D 32	33.6						20.5
CB-D 70	70.8						43.2
CB-E 70	69.4	9.8	12.25	1800	2400	≥90	31.8
CB-E 140	141.6						64.8
CB-E 210	213.8						97.8
CB-F 10	11.27	13.72	17.15	1800	2400		6.9
CB-F 32	32.41						19.8

续上表

型号	排量	压力 MPa		转速 r/min		容积效率	驱动功率
	mL/r	额定	最高	额定	最高	%	kW
CB-G 1032	32.2	15.68	19.6	2000	3000	≥91	20.5
CB-G 2100	100.7	12.27	15.68		2500	≥92	49.6
CB-G 3200	203.2				2200		100
CB-L 3040	40.6	15.68	19.60	2500	3000	≥90	29.5
CB-L 4100	100.5			2000	2500		58.4
CB-L 5200	200.9						116.7
CB-Q 20	20	19.6	24.5	2000	3000	≥91	16
CB-Q 63	63					≥92	46
CB-S 32	32	15.68	19.6	2500	3000	≥93	25
CB-S 71	71			2000	2500	≥92	44.5
CB-S 100	100					≥93	61
CB-X 10	10.18	19.6	24.5	3000			11
CB-X 32	32.23						35.1

表 5.1.3-2 **REXROTH-20 系列齿轮泵**

规格			020	023	026	029	032	035	038
油温范围		℃	−20…+130						
粘度范围 mm²/s			10…300						
过滤精度		μm	25						
工作压力范围（进口）		MPa	0.03（负压）~0.15（正压）						
最高允许连续工作压力	对矿物油	MPa	25	25	25	21	20	17.5	17.5
	对磷酸酯和水乙二醇	MPa	20	20	20	17.5	17.5	17.5	17.5
最高工作压力	对矿物油	MPa	27.5	27.5	27.5	22.5	21.5	20	20
	对磷酸酯和水乙二醇	MPa	22	22	22	20	20	20	20
最低允许转速		r/min	500	500	500	500	500	500	500
最高允许转速		r/min	3600	3200	2900	3900	3600	3300	3100

2 内齿轮泵

2.1 类型

内齿轮泵由一对内啮合的齿轮和泵壳组成，可分为带月牙形隔板的内齿轮泵和摆线转子泵。

1) 带月牙形隔板的内齿轮泵

这种泵的结构如图 5.1.3-13 所示。正齿轮与内齿环在一侧啮合，另一侧用月牙形或隔板填塞两齿轮间的空隙。内、外齿轮的齿数差通常为 2 ～ 3 。当内、外齿轮的轮齿转过啮合点而逐渐从齿槽中退出时，齿槽容积不断增大，产生吸入。充满两齿轮齿槽间的油液随着齿轮的转动被带到隔板的另一端，在那里轮齿逐渐插入齿槽，将齿槽间的油液向外排出。

内齿轮泵的齿轮与齿环转向相同，两齿面的相对速度较外齿轮泵要小，流量脉动率小，噪声轻。

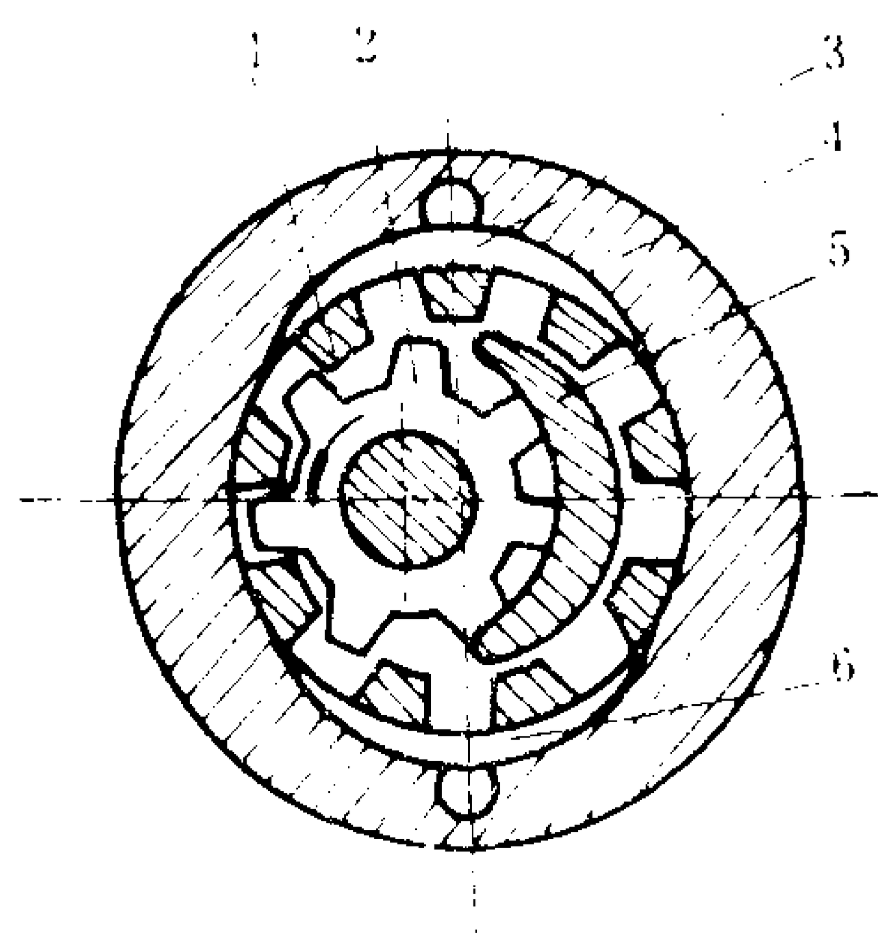


图 5.1.3-13　内齿轮泵

1-内齿环；2-外齿轮；3-排出空间；4-壳体；5-月牙形隔板；6-吸入空间

2) 摆线转子泵

这种泵主要由内（齿）转子、外（齿）转子、转轴、泵体和前后端盖等组成，如图 5.1.3-14 所示。

转子的齿廓型线种类很多，但以摆线最为常见。通常，内、外转子偏心啮合，且内转子比外转子多出一齿，因此在各啮合点间形成若干互相密封的腔室，如图中的 A、B、C、D。它们的容积在转子啮合转动过程中不断变化，因而产生吸、排作用。当内转子按顺时针方向绕自己的轴心 O_2 转动时，它就带动外转子绕自己的中心 O_1 同向旋转，腔室 A 的容积逐渐增大，并通过端盖上的腰子形油道不断吸入油液，直到形成 C 腔而与吸、排油口同时隔绝时，达到最大。此后，腔室转移到 B，容积就逐渐减小，于是经右侧的腰子形油口排出油液。直至到达 D 时，容积最小，且和吸、排油口隔绝，排出也就停止。

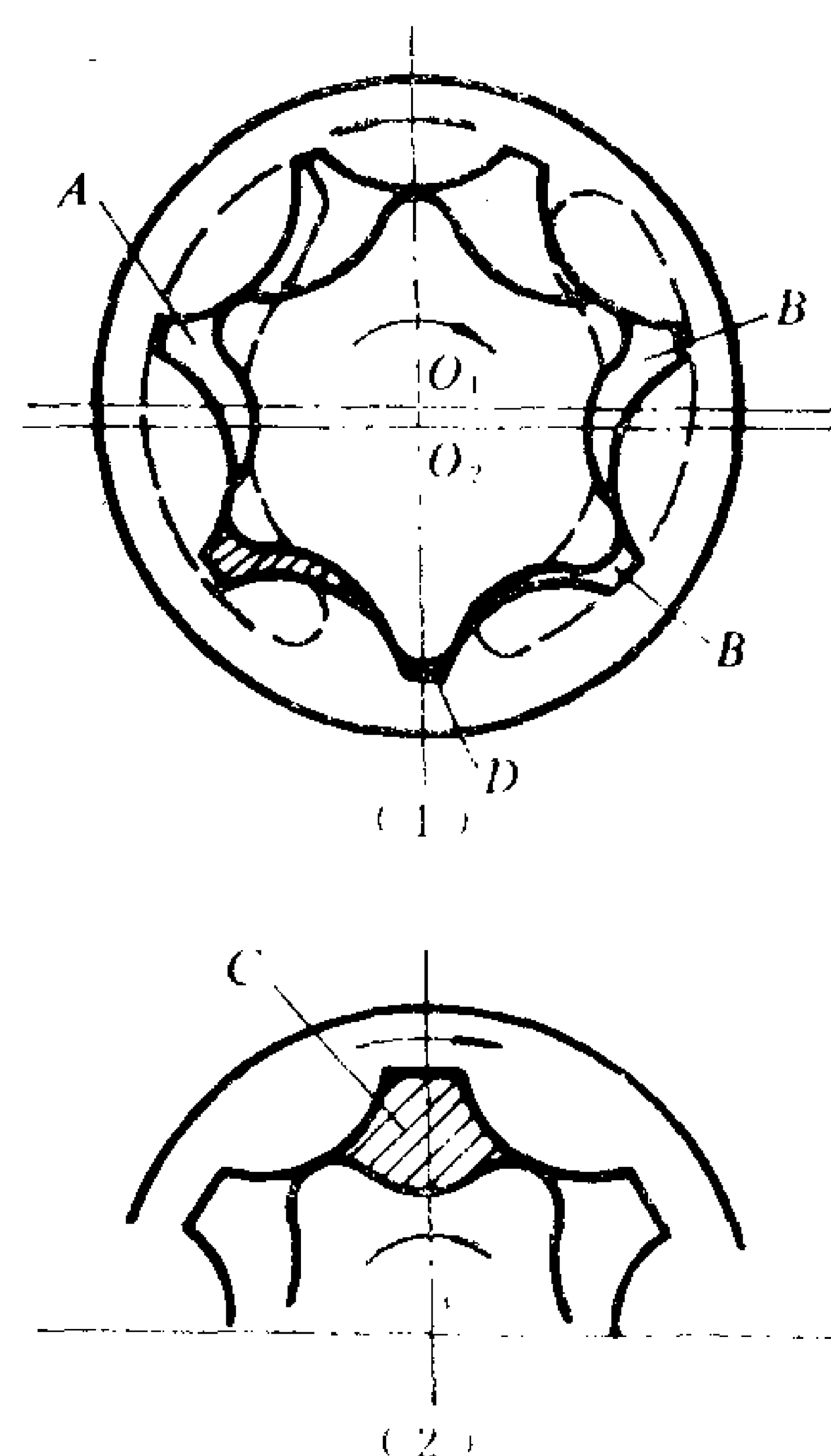


图 5.1.3-14　摆线转子泵示意图

一些摆线转子泵的技术参数列于表 5.1.3-3。

表 5.1.3-3　　摆线转子泵技术参数

型　号	排量 mL/r	压力 MPa			额定转速 r/min	转速范围 r/min
		额定	最大	截止		
BBXQ-12	12	3.9	6.8	9.8	1500	750～2000
BBXQ-16	16	3.4	5.8	8.3	1500	750～2000

2.2　排量

带月牙形隔板的内齿轮泵的排量，可近似地按下式计算：

$$Q_e = 0.007 D_o m b n \eta_v \quad \text{L/min} \tag{5.1.3-5}$$

式中：D_o——内齿轮的节圆直径，cm；

m——齿轮模数，cm；

b——齿宽，cm；

n——转速，r/min；

η_V——容积效率，一般为 0.6~0.7。

摆线转子泵的排量可近似地按下式计算：

$$Q_e = n\pi b\ (D_1^2 - D_2^2)\ \eta_V \times 10^{-3} \quad \text{L/min} \tag{5.1.3-6}$$

式中：n——内转子转速，r/min；

b——转子宽度，cm；

D_1——内转子长径，cm；

D_2——内转子短径，cm；

η_V——容积效率。

2.3 结构实例

2.3.1 可逆转内齿轮泵

图 5.1.3-15 所示为可逆转内齿轮泵的结构。主要构件与图5.1.3-13所示相同，但它的月牙形隔板却安装在一块可转动的垫板 4 上，位于垫板的底部。装有销钉 5，而在盖板 6 的相应位置上开有半圆环槽。这样，当泵轴按顺时针方向旋转时，销钉就卡在半圆槽的一端而使月牙形隔板 2 停留在左侧位置上。而当泵轴改作反时针方向旋转时，由于内齿轮对外齿轮的作用力必将传到外齿轮的转轴上，而此转轴也是与月牙形隔板的底板做成一体的，因此会对底板产生一相对于泵体中心的转矩，其方向与齿轮转向相同，从而使底板带动月牙形隔板和外齿轮的转轴旋转 180°，直至销钉 5 抵住半圆槽的另一端为止。由图可见，这时泵的吸、排方向仍与未反转时一样。这种泵常用作一些机器的润滑油泵。

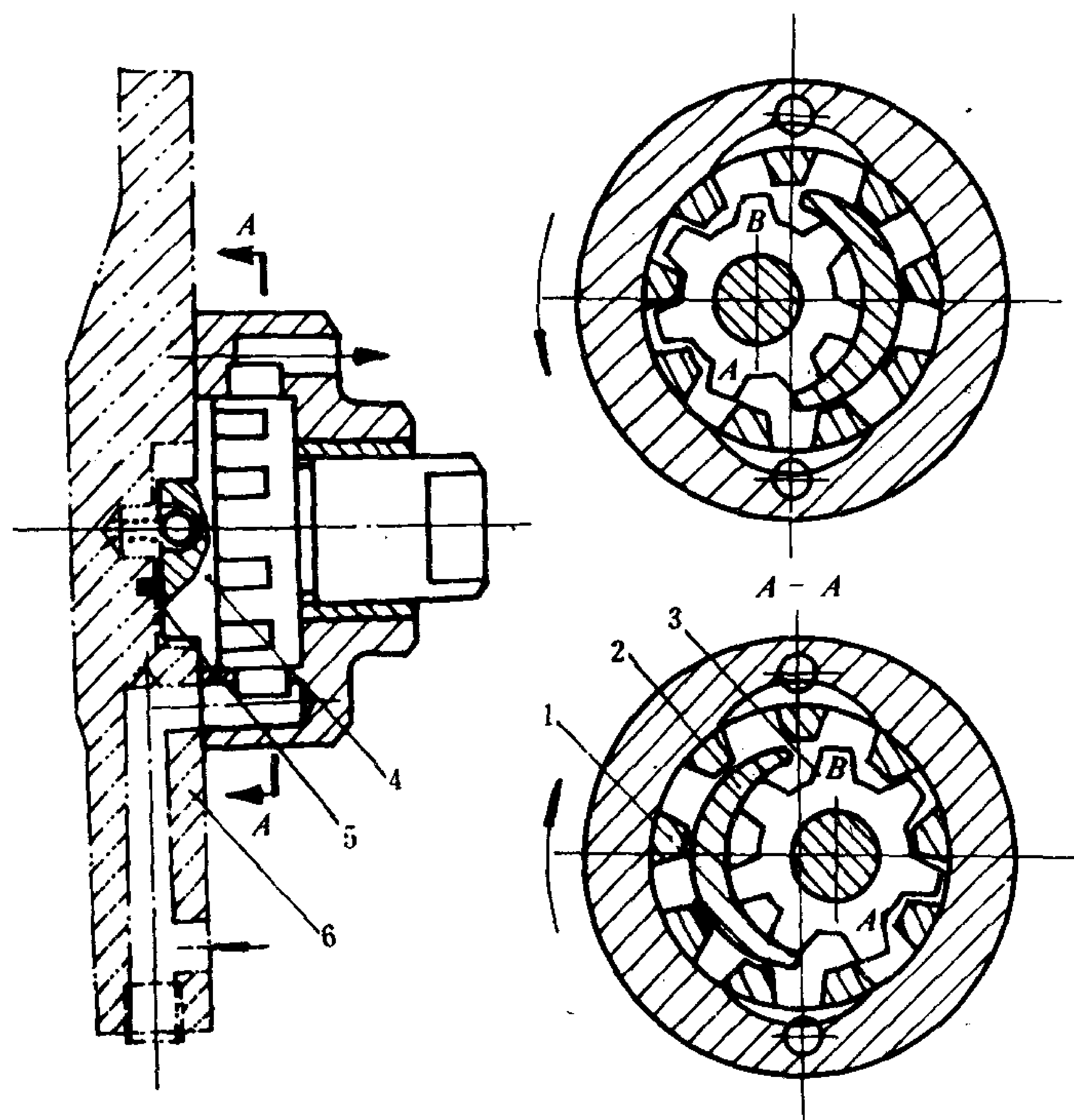


图 5.1.3-15 可逆转内齿轮泵

1-内齿环；2-月牙形隔板；3-外齿轮；4-隔板垫板；5-止动销；6-盖板

2.3.2 高压内齿轮泵

图 5.1.3-16 所示为高压内啮合齿轮泵的结构。轴承座 3、9 和前泵盖 11、后泵盖 2 用螺钉 1 紧固在一起。双金属滑动轴承 4、10 装在轴承座 3、9 的轴承孔内，用来支承小齿轮 7 的

轴颈。内齿环 6 用径向半圆支承块 15 支承。两齿轮的两侧面被侧板 5 和 8 夹持，其中的一部分月牙形间隙用填隙片 12 填塞，片上有导销 14，它与侧板孔间留有径向间隙（见图 5.1.3-18）。填隙片 12 的端部用止动销 13 支承，止动销的两端插入轴承座 3 和 9 的相应孔内。油液从进油道进入吸油腔 a，当小齿轮 7 按图示方向转动时，齿间油液被挤压，并通过内齿环齿间底部的孔 f 和支承块 15 上的孔排出。

这种内齿轮泵的工作压力较高，可达 30 MPa，因此除轴承座采用专门的挠性结构外，还对轴向和径向的间隙补偿作了周密的安排。

图 5.1.3-17 示出轴向补偿装置的工作原理。齿轮高压腔两边的侧板各有背压室 e，如图

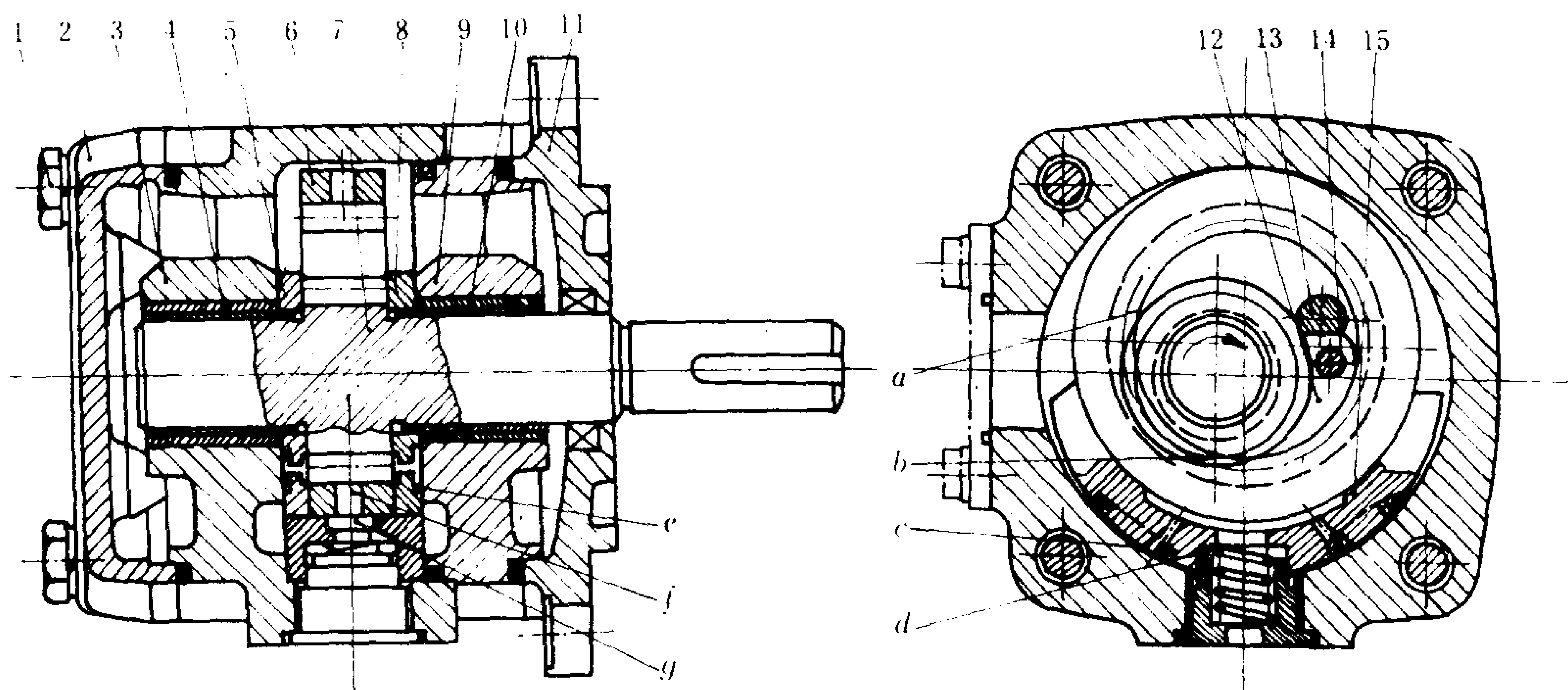


图 5.1.3-16　高压内齿轮泵结构

1-螺钉；2-后泵盖；3、9-轴承座；4、10-滑动轴承；5、8-侧板；6-内齿环；7-外齿轮；11-前泵盖；12-填隙片；13-止动销；14-导销；15-半圆形支承块；a-吸油腔；b-压油腔；c、d-支承块背压室；e-背压室；f-内齿环根部油孔；g-油孔

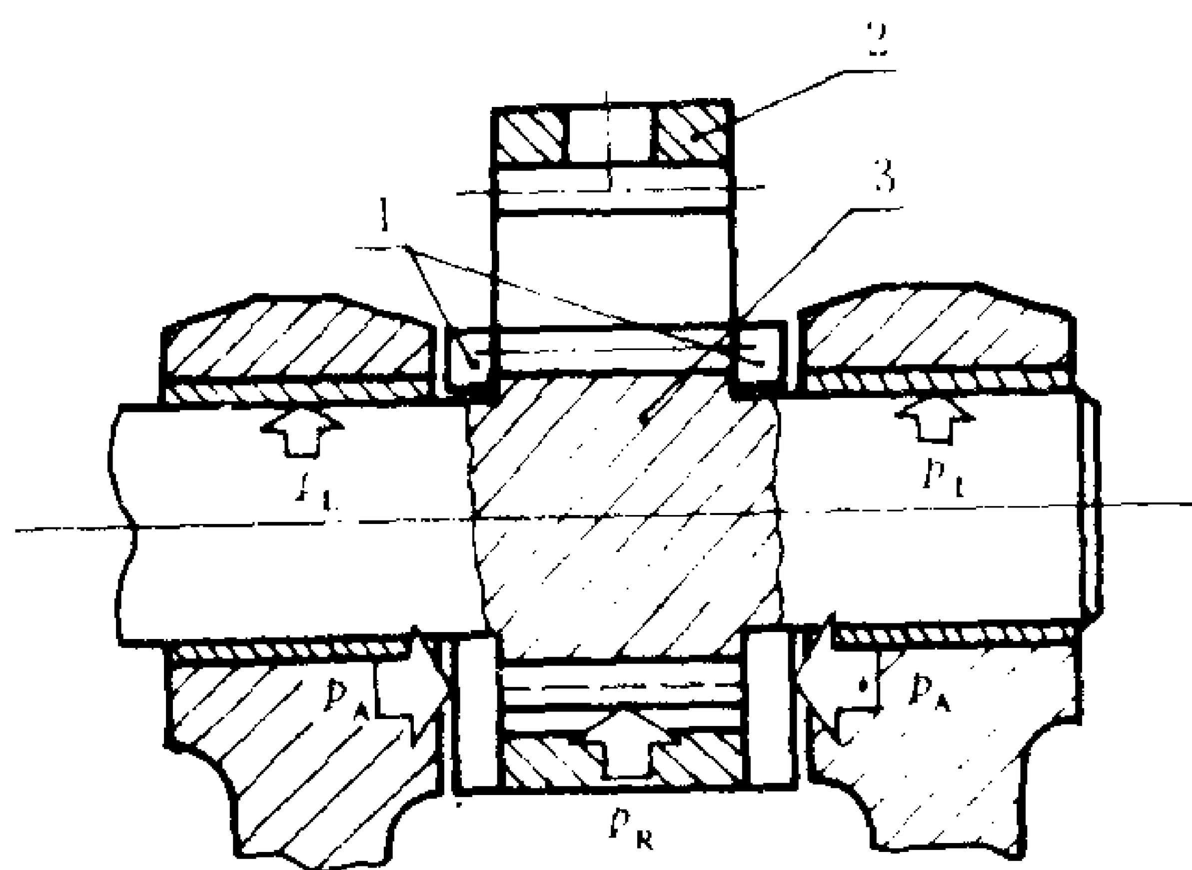


图 5.1.3-17　轴向补偿原理

1-侧板；2-内齿环；3-小齿轮

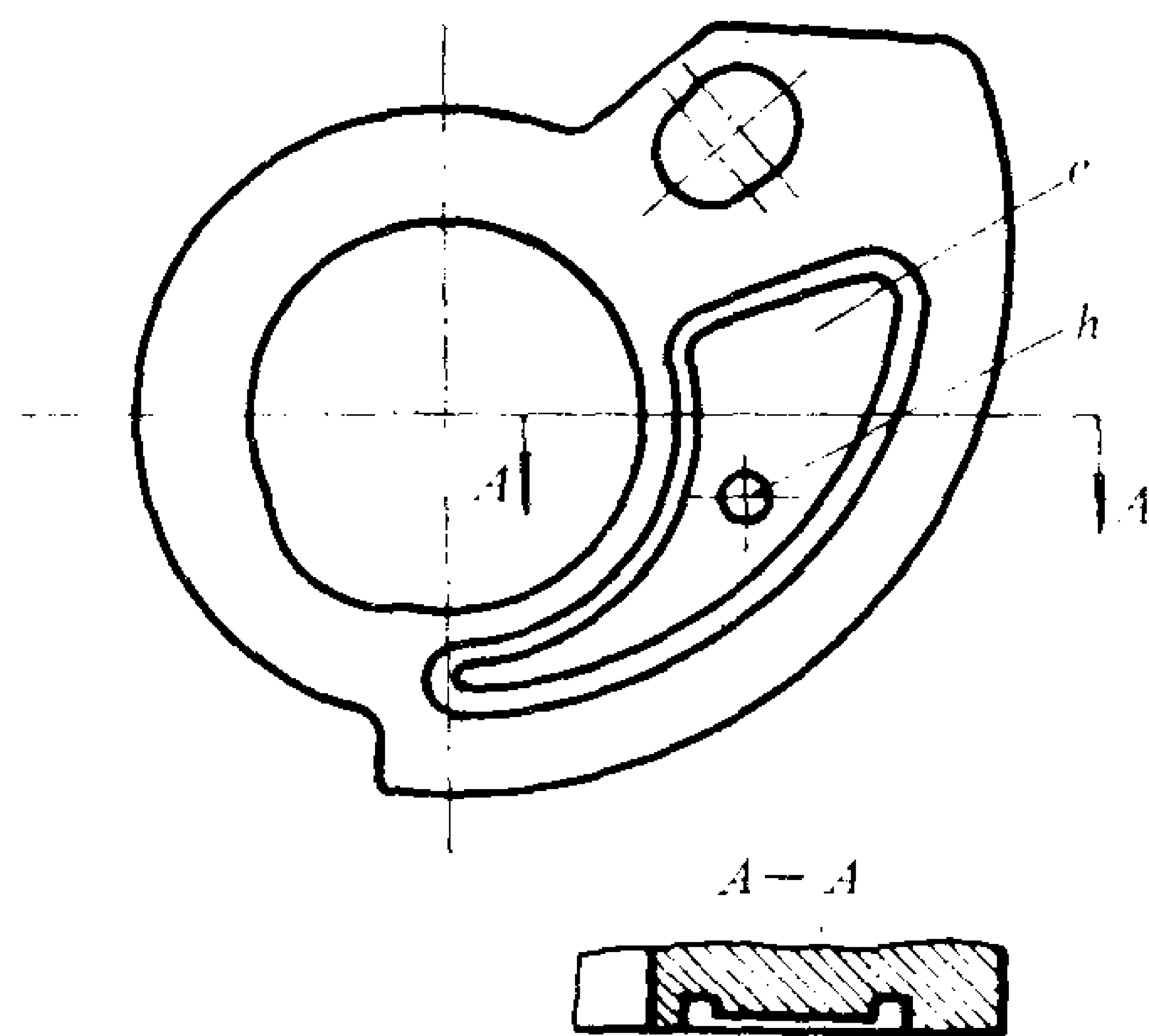


图 5.1.3-18　侧板和背压室

5.1.3-18 所示。背压室通过室内侧板上的孔h与压油腔相通，因而有压力p_A作用其上，将侧板紧贴在齿轮端面上。当油泵出口压力增高推开力增大时，背压室内的压力也随之增高，使侧板与齿轮端面的间隙保持最小。油泵运转时，侧板平面与齿轮端面磨损后，侧板就会在液压力的作用下自动补偿磨损量，使油泵的轴向间隙始终保持最小值。

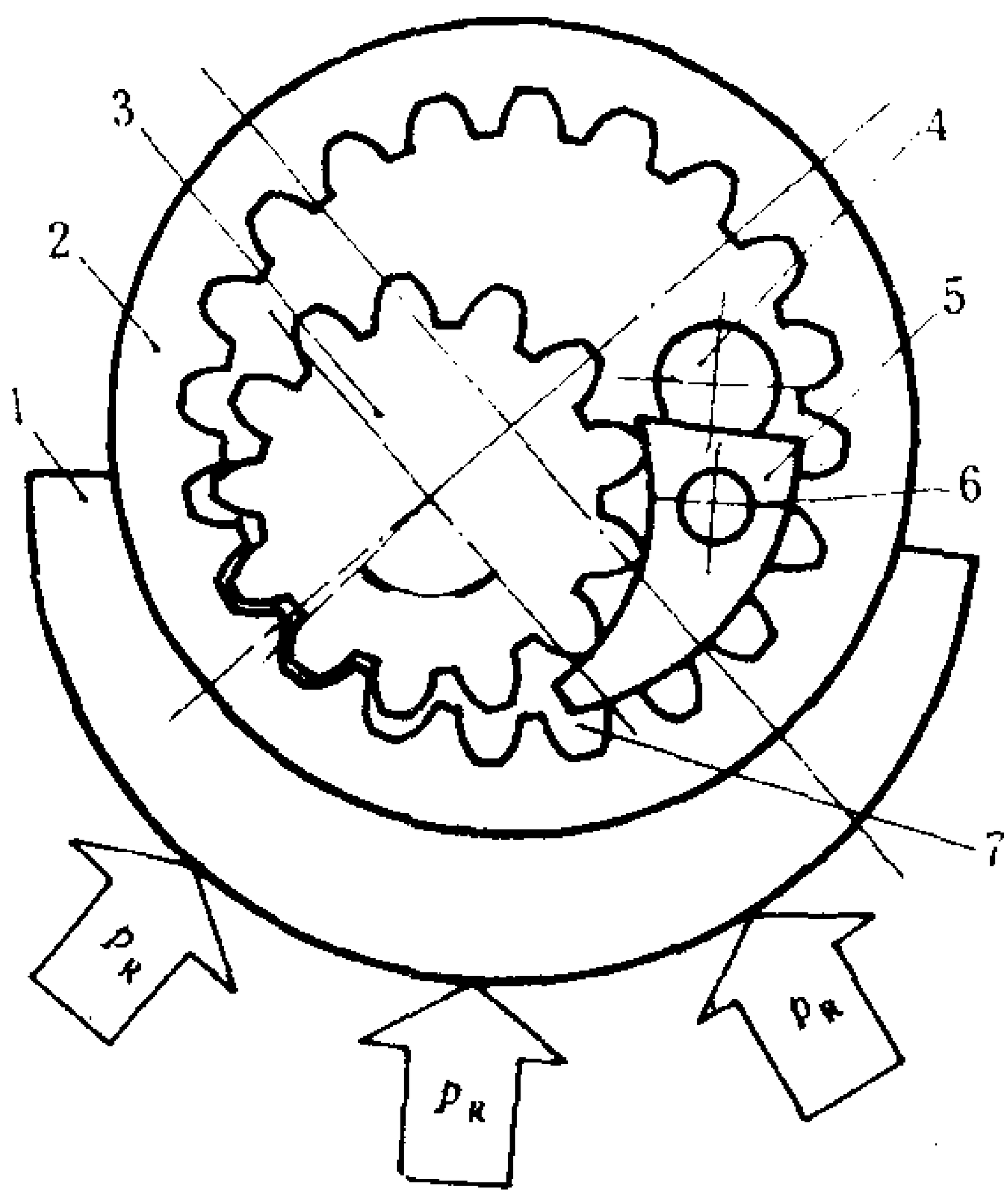


图 5.1.3-19　径向补偿原理

1-支承块；2-内齿环；3-小齿轮；4-止动销；5-填隙片；6-导向销；7-高压室

图 5.1.3-19 所示为径向间隙自动补偿原理。在内齿环 2 的半圆支承块 1 的背面，有 3 个背压室与压油腔相通，在背压力p_R的作用下，径向半圆支承块始终贴压在内齿环 2 的外圆柱面上，使径向间隙保持一定。由于小齿轮 3 和内齿环的高速转动，填隙片 5 的内、外柱面以及小齿轮和内齿环的齿顶圆都会磨损而使间隙增大。这时，由于径向半圆支承块的作用，填隙片将产生径向摆动以资补偿。

3　叶片泵

3.1　工作原理

1）单作用叶片泵的工作原理

图 5.1.3-20 示出单作用叶片泵的工作原理。在定子 4 上有圆柱形的内表面，而转子 3 上有均布的叶片槽，矩形叶片就放在槽内，并可在槽内滑动。转子与定子有一个偏心距e。当转子回转时，叶片靠自身的离心力贴紧定子内表面，并在转子槽里作往复运动。当油泵建立压力后，处于高压区的叶片根部还通有压力油，以平衡叶片顶部的油压力。

由定子、转子、叶片和配流盘所形成的各密封工作腔，当转子按图示方向旋转时，其右边的容积逐渐增大，从吸入口吸油，而在左边则因叶片被定子内表面逐渐压入，容积逐渐减小，因而将工作油液从压油口排出。在吸油区与排油区之间有一段封油区，它把吸油区和排

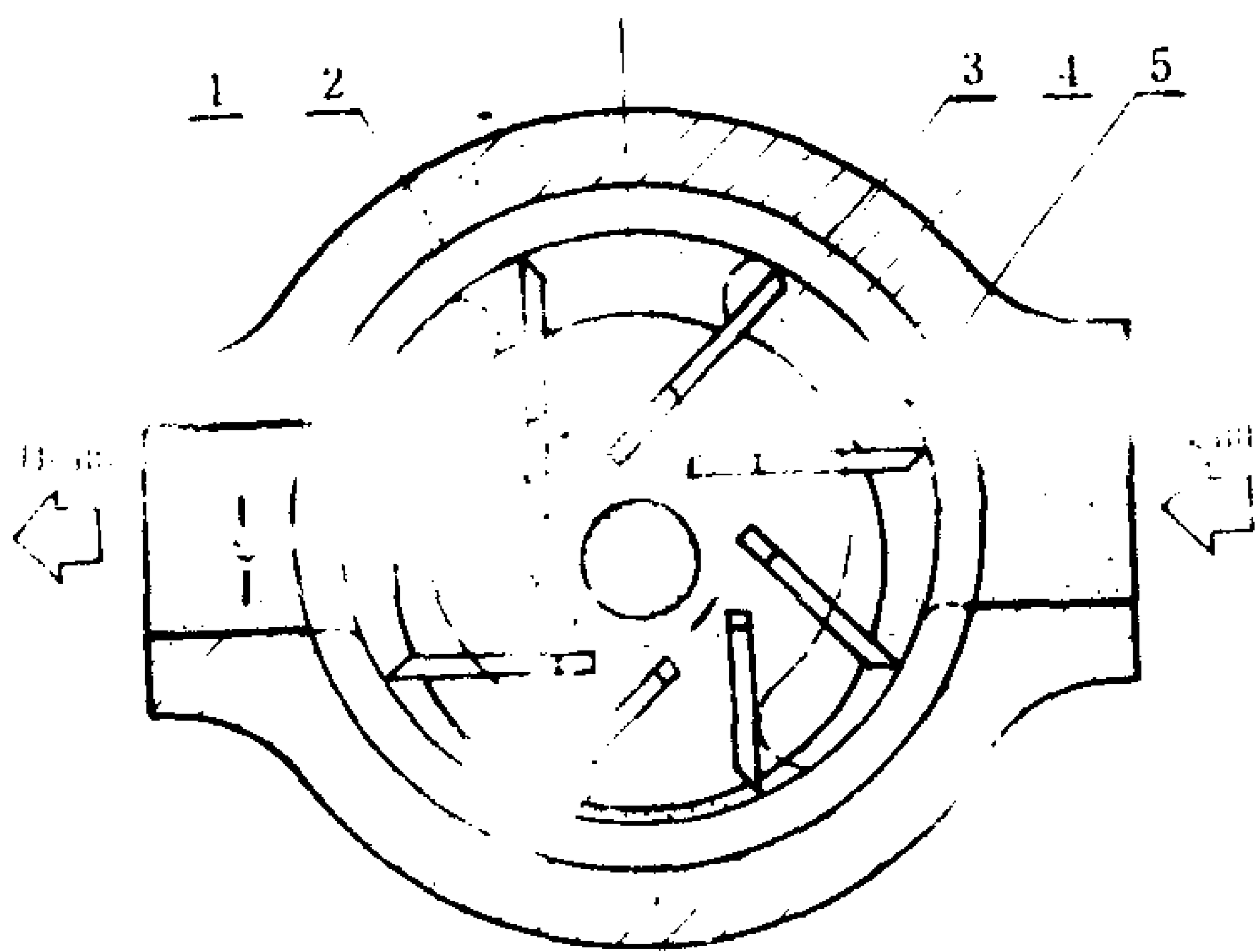


图 5.1.3-20　单作用叶片泵的工作原理

1-配流盘；2-轴；3-转子；4-定子；5-叶片

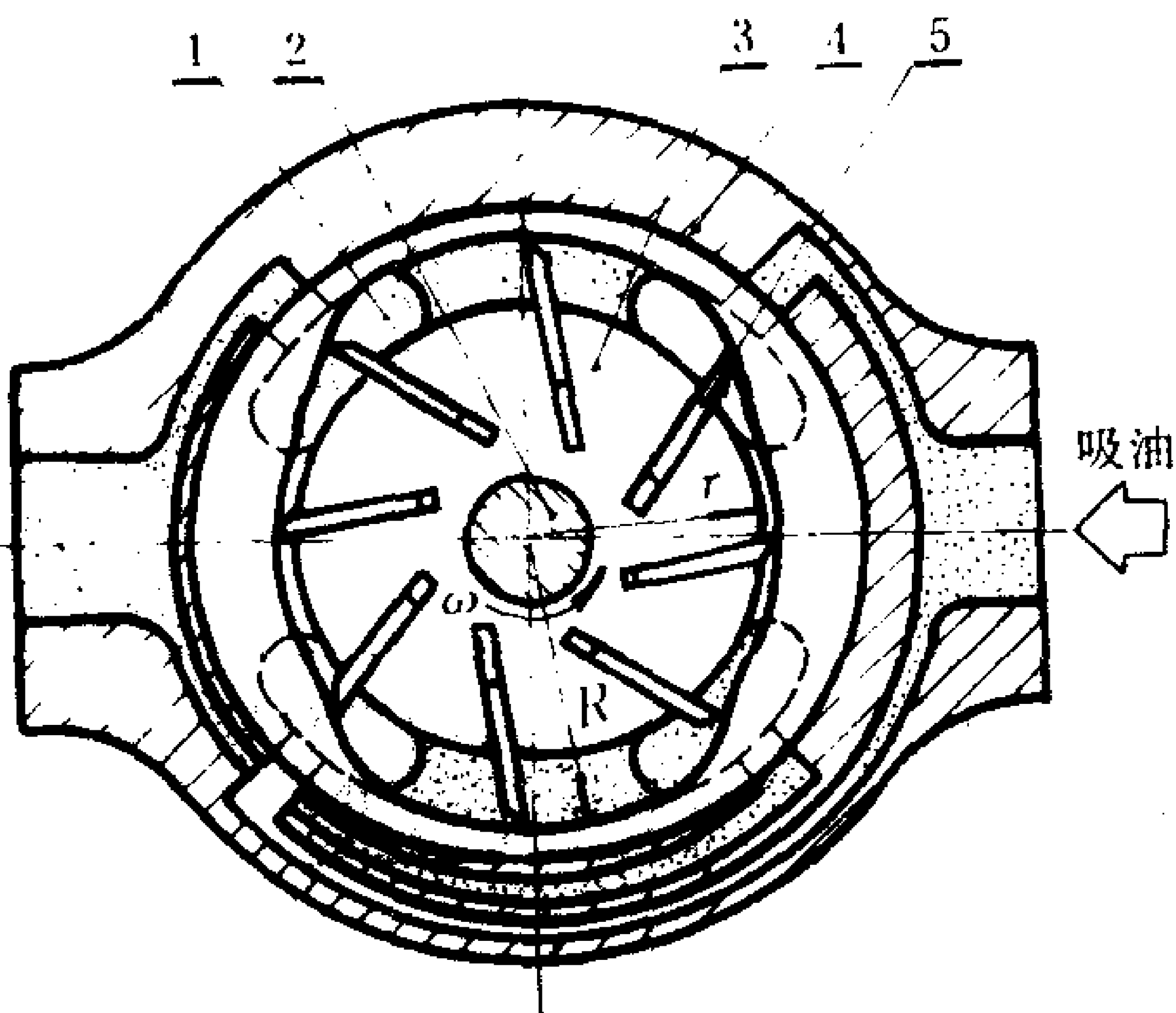


图 5.1.3-21　双作用叶片泵的工作原理

1-配流盘；2-轴；3-转子；4-定子；5-叶片

油区隔开，这就是过渡区。这种叶片泵的转子转动一周，各叶间容积吸、排油一次，因此称为单作用式叶片泵。

2）双作用叶片泵的工作原理

图 5.1.3-21 示出双作用叶片泵的工作原理。定子的内表面近似于椭圆，它由长径R和短径r的工作曲线各 2 条以及 4 段过渡曲线组成。过渡曲线过去多采用等加速曲线，近年来多采用考虑到弹性变形等现代理论的特殊曲线。双作用叶片泵的转子和定子中心重合。当转子旋转时，叶片在自身离心力和底部压力油（当叶片泵建立压力后）的作用下，贴紧定子内表面，并在转子槽内作往复运动。当叶片由小半径r向大半径R处移动时，叶片间的工作容积逐渐增大，形成低压而吸油。而当由大半径R向小半径r处运动时，则因工作容积逐渐减小而排油。转子每转 1 周产生 2 次吸、排油，因此称双作用式叶片泵。由于径向力已互相平衡，这种泵又称为卸荷式叶片泵。

3.2 类型

叶片泵按其工作方式的不同，可分为单作用的和双作用的，单级的和双级的，单联的、并联的和复合的等几种。

单作用式泵可以做成变量泵，而双作用式则不能，但后者的结构要比前者紧凑，输油量较大且较均匀，轴与轴承的受力平衡，压力可以较高，使用普遍。

双级泵是两个单级泵的串联，工作压力可为单级泵的 2 倍。在油路中常设平衡阀以自动平衡两个油泵的压力。

双联泵是两个同轴单级泵并联工作，泵的规格可以根据需要而不相同。复合泵也是一种双联泵，但配有特定的阀门，以便组合成双泵同时供油或分别供油等不同泵组。

叶片泵也可用作液压马达。

尽管各种叶片泵的工作原理完全一样，但叶片的结构形式和倾斜方向却不相同，详见3.4中的讨论。

图 5.1.3-22 示出常见的三种叶片安装方式。采用不同方式的目的，都是改善叶片的工作。

在一般的双作用叶片泵中，为了减少定子反作用力的切向分力对叶片所造成的弯折影响，便于叶片在排油区内的插入运动，常将叶片前倾置放，前倾角亦即安放角，一般为 10～14°。

后倾式叶片常见于变量叶片泵中。这种泵在吸油时，叶片底部将和低压油相通，如何保证叶片能在吸油时紧抵定子表面乃是一个关键问题。考虑到叶片运动时所受到的离心力、哥氏力和摩擦力的综合影响，宜将叶片后倾安放，后倾的角度有取 24°的。

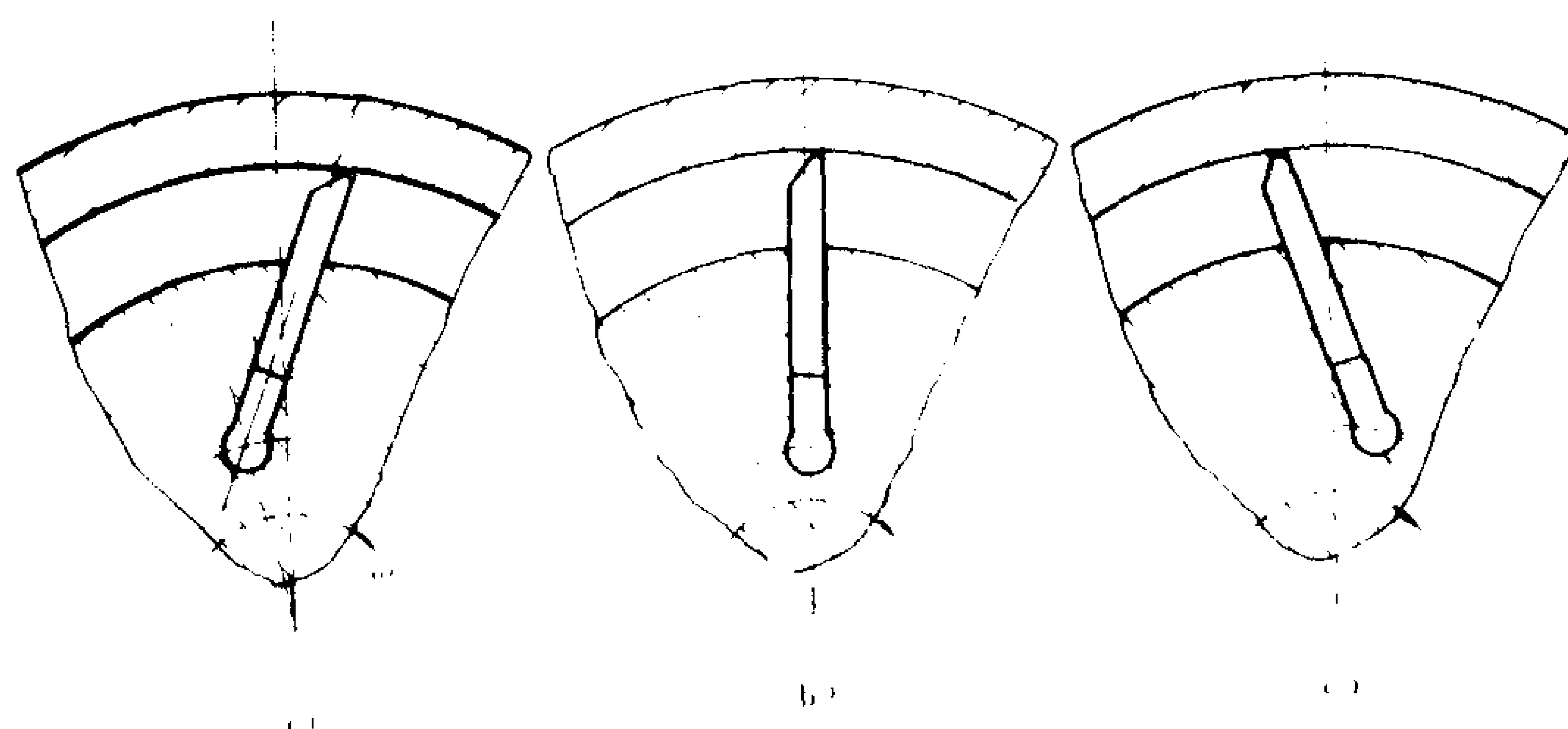


图 5.1.3-22　叶片安装方式

a）前倾式；*b*）径向式；*c*）后倾式

径向式安装则是一种“中性”考虑，可见于中、高压叶片泵，其中，对叶片上的受力常作了细心的考虑。

3.3 排量

1）单作用叶片泵的排量

单作用叶片泵的排量q_0可

用下式表达：

$$q_0 = 4\pi ReB \times 10^{-6} \quad \text{L/r} \tag{5.1.3-7}$$

式中：R——定子半径，mm

e——偏心距，mm；

B——转子宽度，mm；

单作用叶片泵的理论流量为

$$Q_t = q_0 n \quad \text{L/min} \tag{5.1.3-8}$$

式中：n——泵轴转速，r/min。

单作用叶片泵的实际流量为

$$Q = 4\pi Ren\eta_v \times 10^{-6} \quad \text{L/min} \tag{5.1.3-9}$$

单作用泵的叶片底部也参加泵的吸、排工作，并与泵的吸、排油腔相通，因此在计算泵的排量时，可以不考虑叶片厚度的影响。

2）双作用叶片泵的排量

双作用叶片泵的排量q_0，当不考虑叶片厚度影响时，可用下式表达：

$$q_0 = 2\pi B\ (R^2 - r^2)\ \times 10^{-6} \quad \text{L/r} \tag{5.1.3-10}$$

或者，当叶片底部不参加工作时用下式表达：

$$q_0 = 2B(R-r)[\pi(R+r) - \frac{\delta z}{\cos\varphi}] \times 10^{-6} \quad \text{L/r} \tag{5.1.3-11}$$

式中：R——定子长半径，mm；

r——定子短半径，mm；

B——转子宽度，mm；

δ——叶片厚度，mm；

z——叶片数；

φ——叶片相对于转子的倾角，。

双作用叶片泵的流量在不计叶片厚度影响时为

$$Q_0 = 2\pi Bn(R^2 - r^2) \times 10^{-6} \quad \text{L/min} \tag{5.1.3-12}$$

当计及叶片厚度时为

$$Q_0 = 2Bn(R-r)[\pi(R+r) - \frac{\delta z}{\cos\varphi}] \times 10^{-6} \quad \text{L/min} \tag{5.1.3-13}$$

3.4 典型结构

3.4.1 变量叶片泵

在单作用变量叶片泵中，使用得最多的要算是限压式变量叶片泵了。图 5.1.3-23 示出了内反馈限压式变量叶片泵结构。转子 9 和轴由 2 个滚针轴承支承。定子 7 的一端由销子 1 支承，另一端则受弹簧推压，向一侧偏转而产生一定的偏心。

当转子沿顺时针方向回转时，上半部为高压腔，下半部为低压腔，弹簧座 6 用来调节弹簧的预紧力，以决定偏心量刚开始变化时油泵的输出压力(限定压力)。螺钉 5 用来调整油泵工作时的初始偏心距，单作用变量叶片泵的最大偏心距一般不超过 3 mm。

图 5.1.3-24 示出这种泵的配流盘结构。从图上可以看出，泵的变量是通过泵本身的压力反馈来实现的，其配流窗口 a、b 对于油泵中心线是不对称的(偏过 α 角)。因此当油泵工作时，

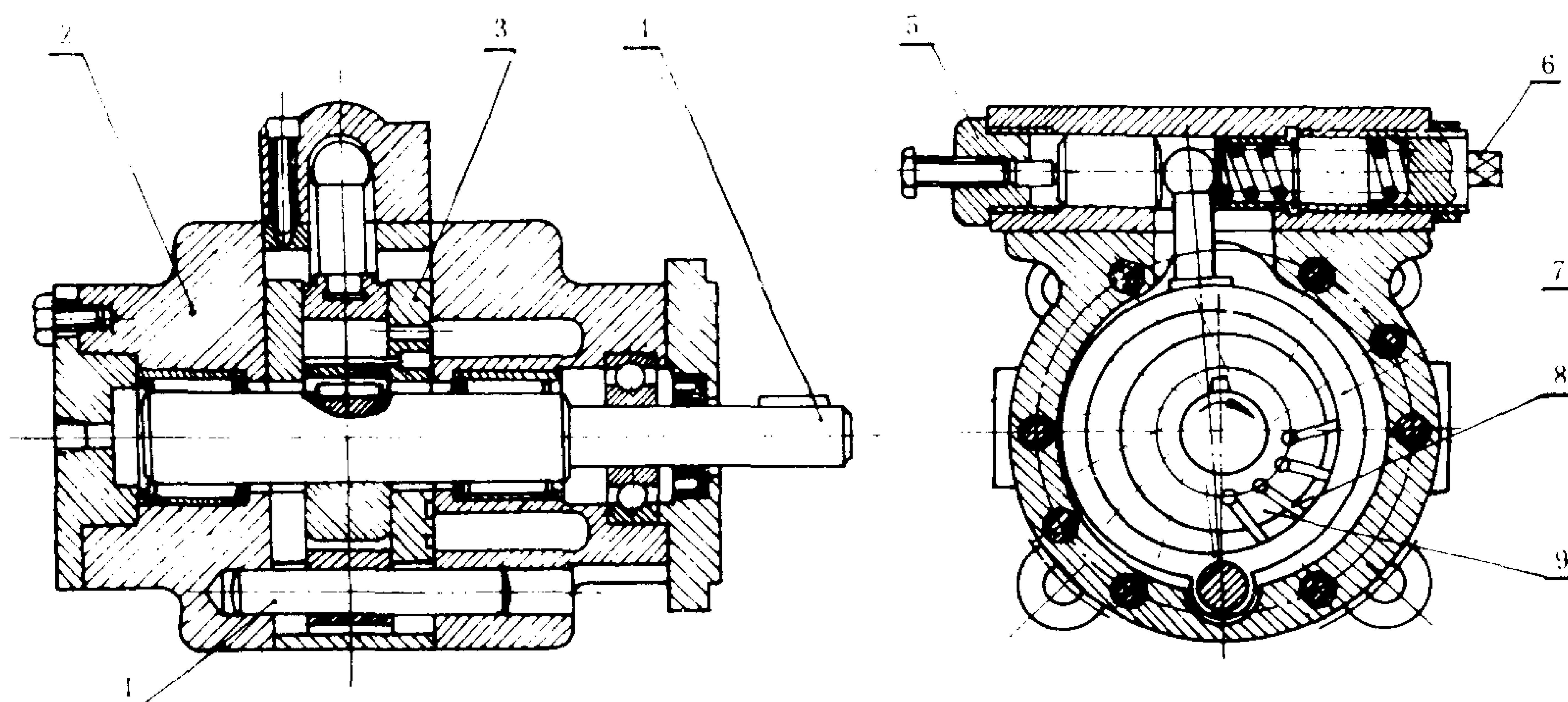


图 5.1.3-23　内反馈限压式变量叶片泵

1-销子；2-泵体；3-配流盘；4-轴；5-压力调节螺钉；6-弹簧座；7-定子；8-叶片；9-转子

排出压力在定子上的合力 R（见图 5.1.3-25）就将与垂向轴夹成 α 角，R 的水平分力 $R_x = R \cdot \sin\alpha$ 作用在定子 7 上并使它向减少偏心距方向偏移。显然，油压越高，R 和 R_x 就越大。当 R_x 大于弹簧的预紧力时，它就会推动定子绕销子 1 偏摆，减少其偏心距，直至与压缩后的弹簧力平衡。弹簧的刚度愈大，初始偏心距愈长，泵的最高压力(即排量为零时的油压)与初始变量压力的差值也就愈大。由于这种变量方式是通过泵内压力反馈来实现的，因此称内反馈限压变量。

表 5.1.3-4 中列出YBN型变量泵的有关技术参数。

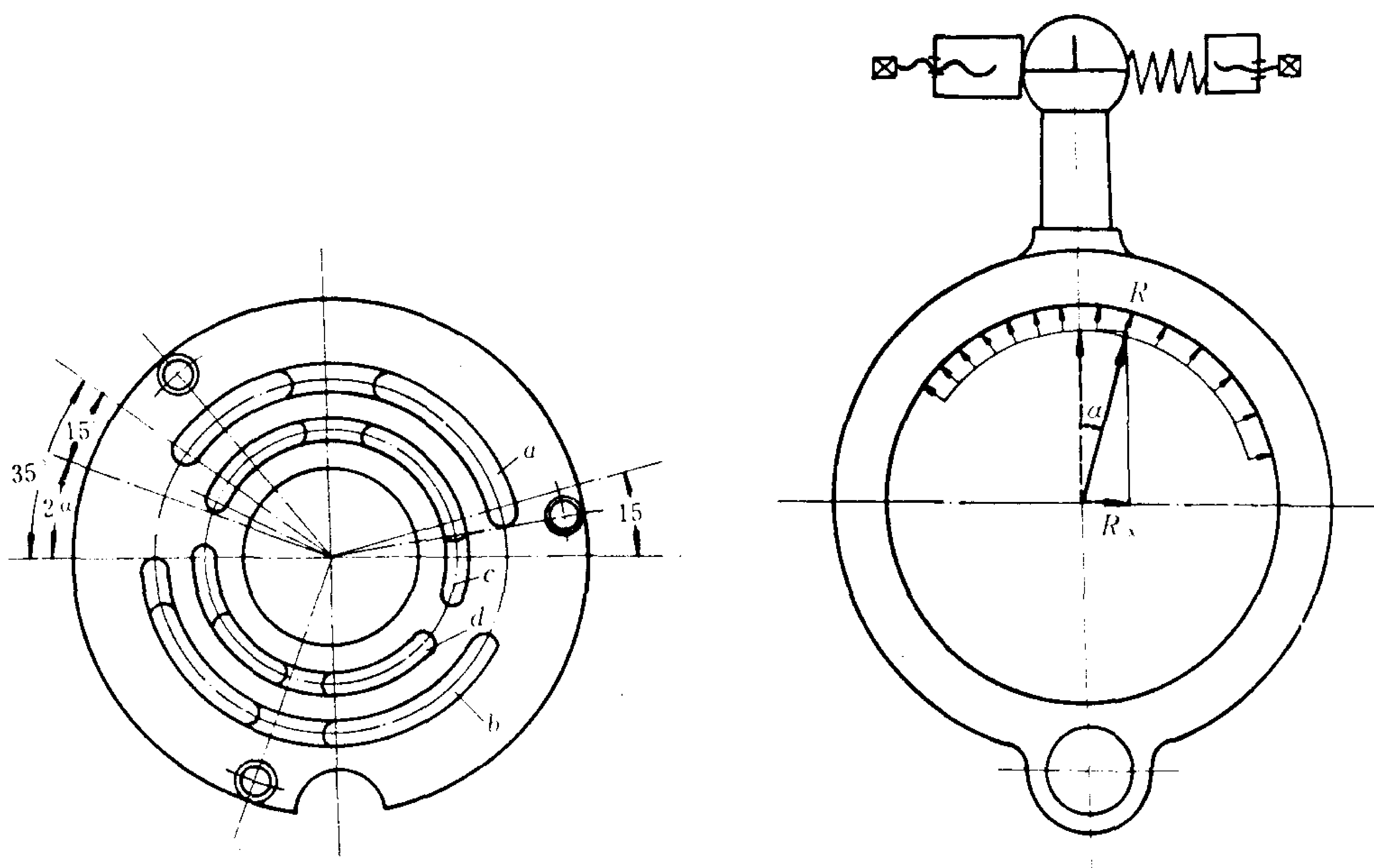


图 5.1.3-24　变量叶片泵的配流盘

a-排油窗口；b-进油窗口；c、d-油槽

图 5.1.3-25　内反馈变量叶片泵变量原理

表 5.1.3-4　　YBN型限压变量泵技术参数

型　号	排量 mL/r	压力范围 MPa	转速 r/min 最高	转速 r/min 最低	驱动功率 kW	生产厂
YBN 20 N-JB	20	1.96～6.86	1800	600	1.43	榆次液压件厂
YBN20M-JB	20	1.37～3.43			0.86	大连液压件厂
YBN20L-JB	20	0.69～1.76			0.45	
YBN40N-JB	40	1.96～6.86			2.86	榆次液压件厂
YBN40M-JB	40	1.37～3.43			1.72	大连液压件厂
YBN40L-JB	40	0.69～1.76			0.88	长江液压件厂

注：J—脚架安装；B—板式连接。

图 5.1.3-26 示出V4型变量叶片泵它是力士乐公司产品，属双叶片结构。转子 10 由原动

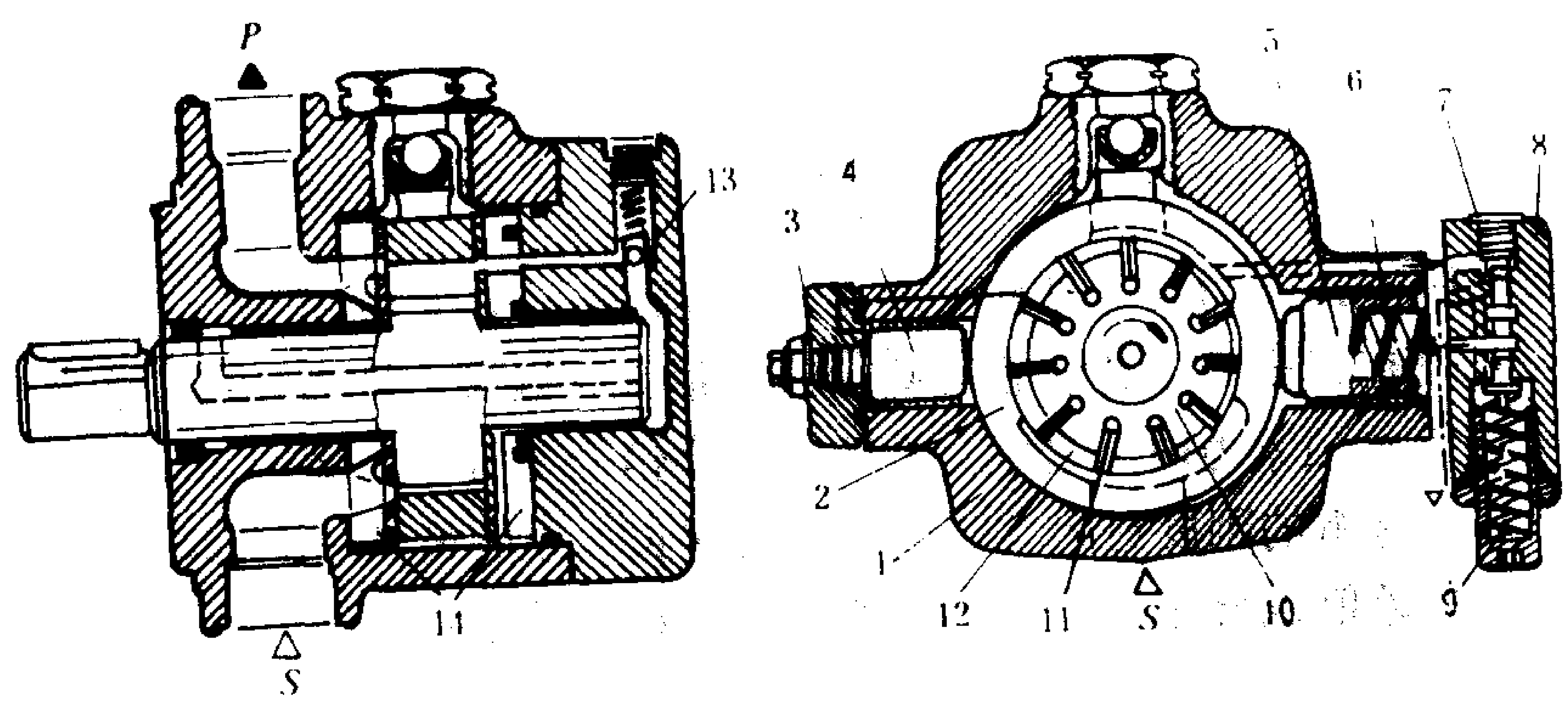


图 5.1.3-26　V 4 型叶片泵

1-泵体；2-定子环；3-调节螺钉；4-控制小活塞；5-控制大活塞；6、9-弹簧；7-阀芯；8-压力控制阀；10-转子；11-双叶片；12-工作腔；13-自动排气阀；14-侧板

机带动在定子环 2 内旋转。装在转子上的双叶片 11 受离心力作用向外甩出并贴压在定子环上。工作腔 12 是由 2 个双叶片 11、转子 10、定子环 2 和侧板 14 围成。它随转子 10 旋转离开吸入窗口（图中半月形虚线表示）时，工作腔容积达到最大，并被油液所充满。此后，工作腔即移向排油窗口，容积也逐渐减小，油液遂被挤压向排出口P流出。

圆形定子环 2 夹持在控制活塞 4 、5 之间。小活塞 4 的左端（工作腔）与压力油相通，大活塞的右端除设有弹簧 6 外，还与来自控制阀 9 的油液相通。当油泵的工作压力低于设定的限压压力时，定子 2 就会在活塞 4 、5 间的液压力和弹簧力的作用下，推向自己的最大偏心位置。一旦油压达到限定压力，阀芯上方的液压作用力F_P就大于弹簧 9 的预紧力F_F（见图 5.1.3-27），迫使阀芯向下移动。这样，

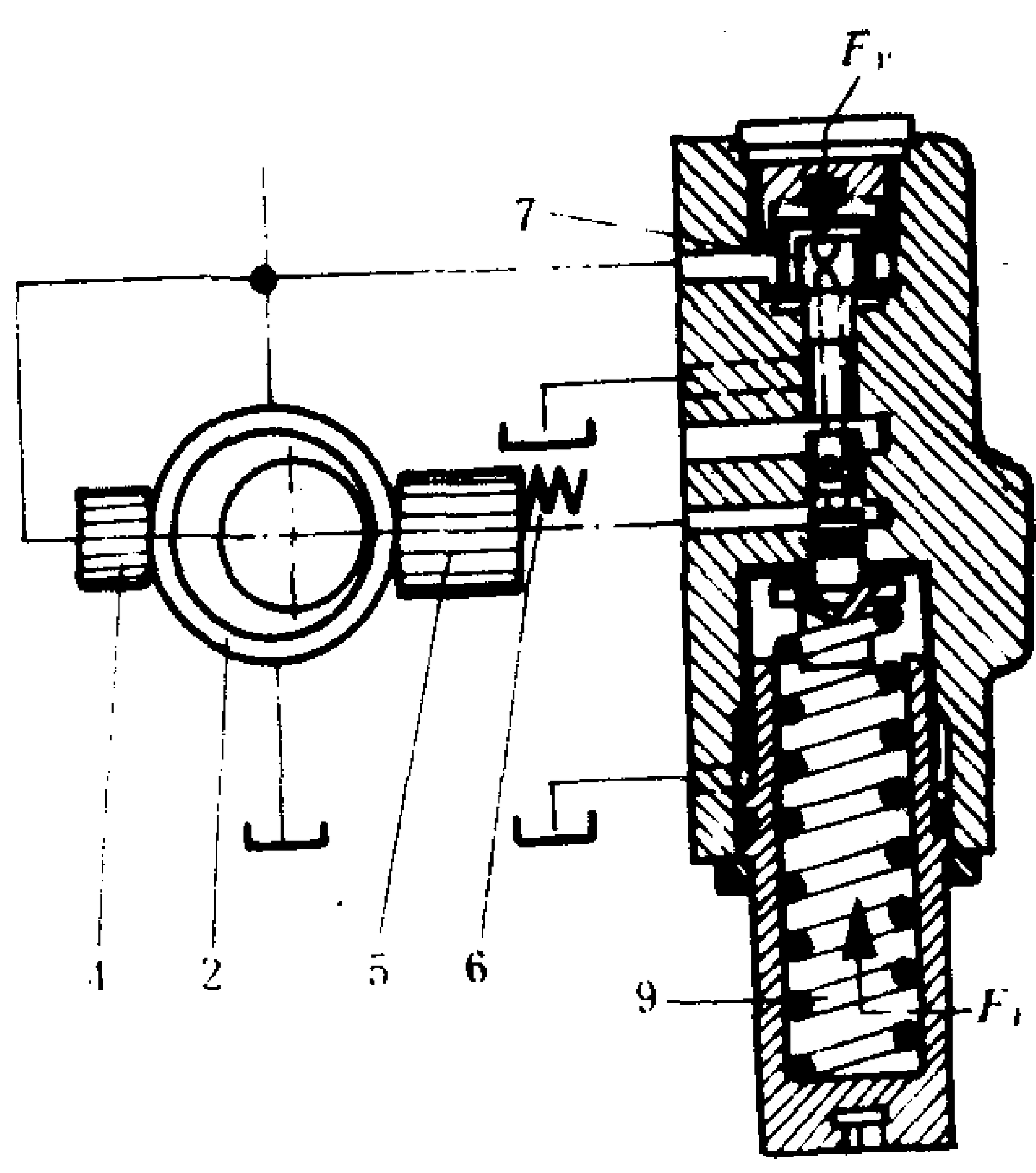


图 5.1.3-27　压力控制系统

大活塞后腔卸荷，油液流向油箱。而小活塞 4 继续处于压力之下，从而与定子环 2 一起向右移动，直到几乎与转子同心为止。这时，泵就停止吸排作用。如果系统压力下降到低于设定压力，则弹簧 9 把阀芯 7 推向原来位置，偏心距恢复，油液再次泵入系统。

3.4.2 中低压叶片泵

图 5.1.3-28 所示为YB型中低压双作用定量叶片泵。泵体为分离式，由前后两部分 1 和 8 组成体内有定子 5、转子 4 及左右配流盘 2 和 7。定子与两配流盘用柱销 6 定位于泵体上。转子上开有 12 条(小流量的是 10 条)与径向幅线成前倾 13°角的槽，槽内放置叶片 13，它能在槽中滑动。左右配流盘上都开有吸、压油窗口，分别与泵体上的进、出口相通。花键轴的一端通过球轴承 10 支承于前泵体上，另一端则通过轴承 3 支承于左配流盘上。密封圈 12 安装在盖板 11 上，用来防止油液泄漏和空气进入。当转子作反时针方向旋转时，油将从左边进

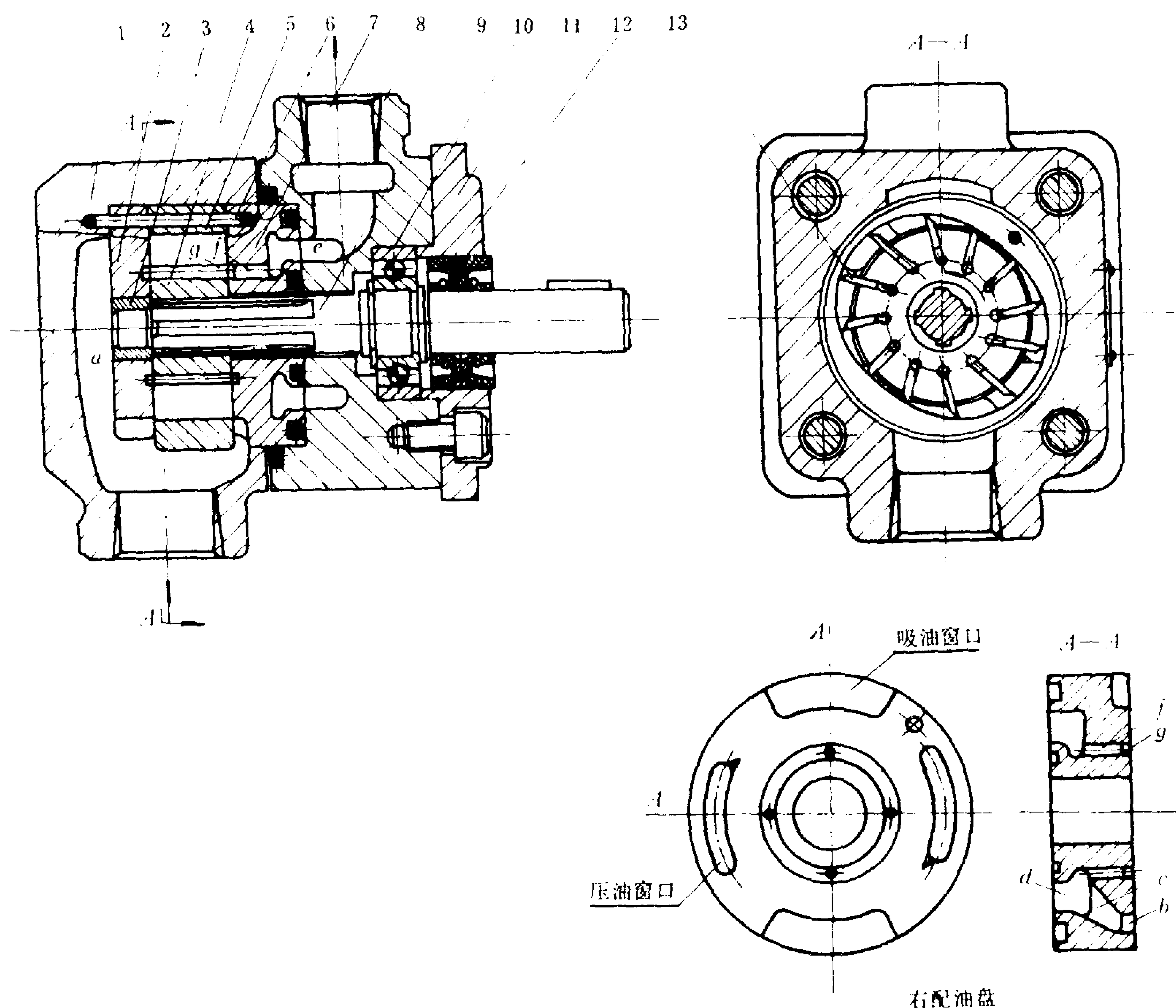


图 5.1.3-28 YB型双作用叶片泵

1、8-泵体；2、7-配流盘；3-轴承；4-转子；5-定子；6-圆柱销；9-花键轴；10-球轴承；11-盖板；12-密封圈；13-叶片；*a*-油腔；*b*-压油窗口；*c*-铸孔；*d*、*e*-油槽；*f*-小孔；*g*-环槽

油口进入油腔a，然后分别经上下吸油窗口从转子两边进入上下吸油区。左右压油区的油液则经右配流盘上的两个压油窗口b、铸孔c、环形油槽d和泵体上的环形油槽e由右边压油口排出。

部分YB型叶片泵的参数列于表 5.1.3-5。

表 5.1.3-5　　　　双作用叶片泵部分产品技术参数

型号	排　量 mL/r	额定压力 MPa	转速范围 r/min	驱动功率 kW
YB-D6.3	6.3	9.8	600～2000	1.4
YB-D25	25	9.8	600～2000	5.1
YB-D50	50	9.8	600～1500	10.2
YB-D100	100	9.8	600～1500	20.4

3.4.3　叶底减压供油的叶片泵

图 5.1.3-29 所示为叶片底部带有减压阀供油的叶片泵的配流简图。配流盘做成图示形状，是为了使叶片根部在转动过程中能交变地接通高压和减压后的压力，以便叶片在吸油区时能把经减压阀减压后的压力油引送到叶片根部，从而控制叶片顶端与定子的良好接触，并大大减轻定子吸入过渡曲面的磨损。当叶片处于排油区时，叶片根部仍作用着排出压力，以确保叶片顶端紧贴定子表面滑行。带有这种工作系统的一些叶片泵的参数，见表 5.1.3-6。

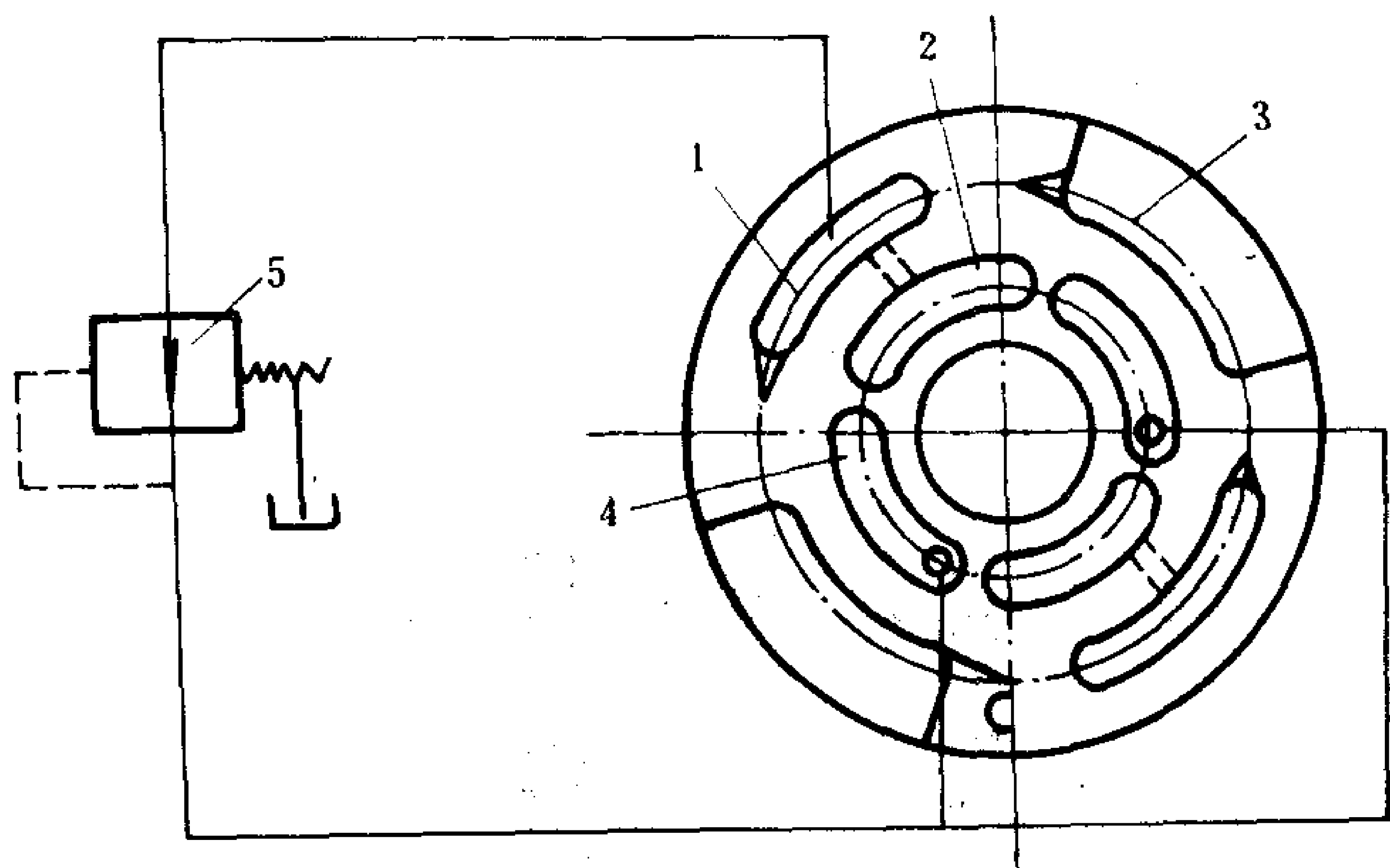


图 5.1.3-29　叶片底部用减压阀供油

1-排出窗口；2-与吸油区叶底相通的弧槽；3-吸油窗口；4-与排油区叶底相通的弧槽；5-减压阀

表 5.1.3-6　　　　叶底减压供油的叶片泵部分产品技术参数

型　号	理论排量 mL/r	最高使用压力 MPa							允许转速 r/min	
		石油系工作油			水成形液压液			合成工作油		
		高压用特定工作油	抗磨性工作油	普通液压油	耐磨性水乙二醇液压油	非耐磨性水乙二醇液压油		磷酸酯液压液脂肪酸酯液压液	①最高	最低
PV2R4-136	136	17.15	17.15	13.72	15.68	6.86	6.86	13.72	1800 (1200)	600
PV2R4-153	153									
PV2R4-184	184									
PV2R4-200	201									
PV2R4-237	237									

注：①使用磷酸酯液压液和水形成液压液时，最高转速限制在 1200 r/min，即括号内数。

3.4.4　子母叶片泵

图 5.1.3-30 所示为美国VICKERS公司的4535V型双联叶片泵。它由 2 个双作用式单级叶片泵共轴组成，排油口可以并联使用。结构上的主要特点是叶片径向力的平衡采用了子母

叶片；在降低噪声方面，从配油时刻上争取工作腔压力交变的平稳化；在提高容积效率方面，则采用了轴向静压补偿，以减少配流盘的弹性变形，使端面间隙变化小，避免大量内泄漏。

子母叶片的结构和工作原理见图 5.1.3-31。在配流盘的工作端面上有一环形槽d(分段用沟h连接)，经通道a与压力油相通。因此，母叶片 3 和子叶片 4 之间的油室f就可经槽e、d始终与压力油相通。而母叶片底部的油室g则经转子上的槽b与工作油腔c相通。因此，母叶片底部和顶部的作用油压是相同的。当叶片处在低压区时（见图中 a），只有油室f内是高压油，并只作用在母叶片下面的面积较小部分，因而叶片对定子的接触应力较小。而当叶片在高压区时(见图中 b)，母叶片上下均受高压油作用，液压力平衡。母叶片仅靠自身的离心力贴紧定子。为了保证排油时叶片更加可靠地紧贴定子，特将排油区的环槽d经阻尼沟槽h与压力油相通。这样，当母叶片内缩开始排油时，油室f中的油压就会因排出受阻而略大于排油压力，从而防止了在高压区叶片与定子脱开。

子母叶片泵的技术参数参见表 5.1.3-7。

表 5.1.3-7　　VICKERS子母叶片泵部分产品技术参数

型号	排量 L/min	最高压力① MPa				最高转速 r/min		最低转速 r/min
		石油	合成液	水、乙二醇液	水油乳液	石油	水、乙二醇液、合成液、水油乳液	
25V(T) 35V(T) 45V(T)	45～79 94～143 158～226	17.23	17.23	13.78	6.89	1800	1200	600
50V	271～411	11.71	10.54					
2520V	45～79	17.23	17.23	13.78	6.89			
3520V 3525V	94～143							
4520V 4525V 4535V	158～226							

注：①该公司 1987 年的产品已将工作压力提高到 25 MPa。

3.4.5　双叶片泵

图 5.1.3-32 所示为联邦德国REXROTH公司的V2型叶片泵，它是一种双作用双叶片定量泵。

双叶片泵的结构和工作原理见图 5.1.3-33。在转子的叶片槽内装有 2 枚叶片 1 和 2 。它们的顶端和两侧均做成倒角，以便装入后构成V形通道，保持顶部油室a和根部油室b始终相通。当叶片在圆弧区和高压区时，油室b与配流盘上的高压油槽相通；而在低压区时，则与配流盘上的低压油槽相通。这样，不论是在高压区还是在低压区，叶片四周均受压力相同的油压作用。由于叶片两边对称，作用于叶片轴向上的油压力平衡。在径向上，叶片顶部油压作

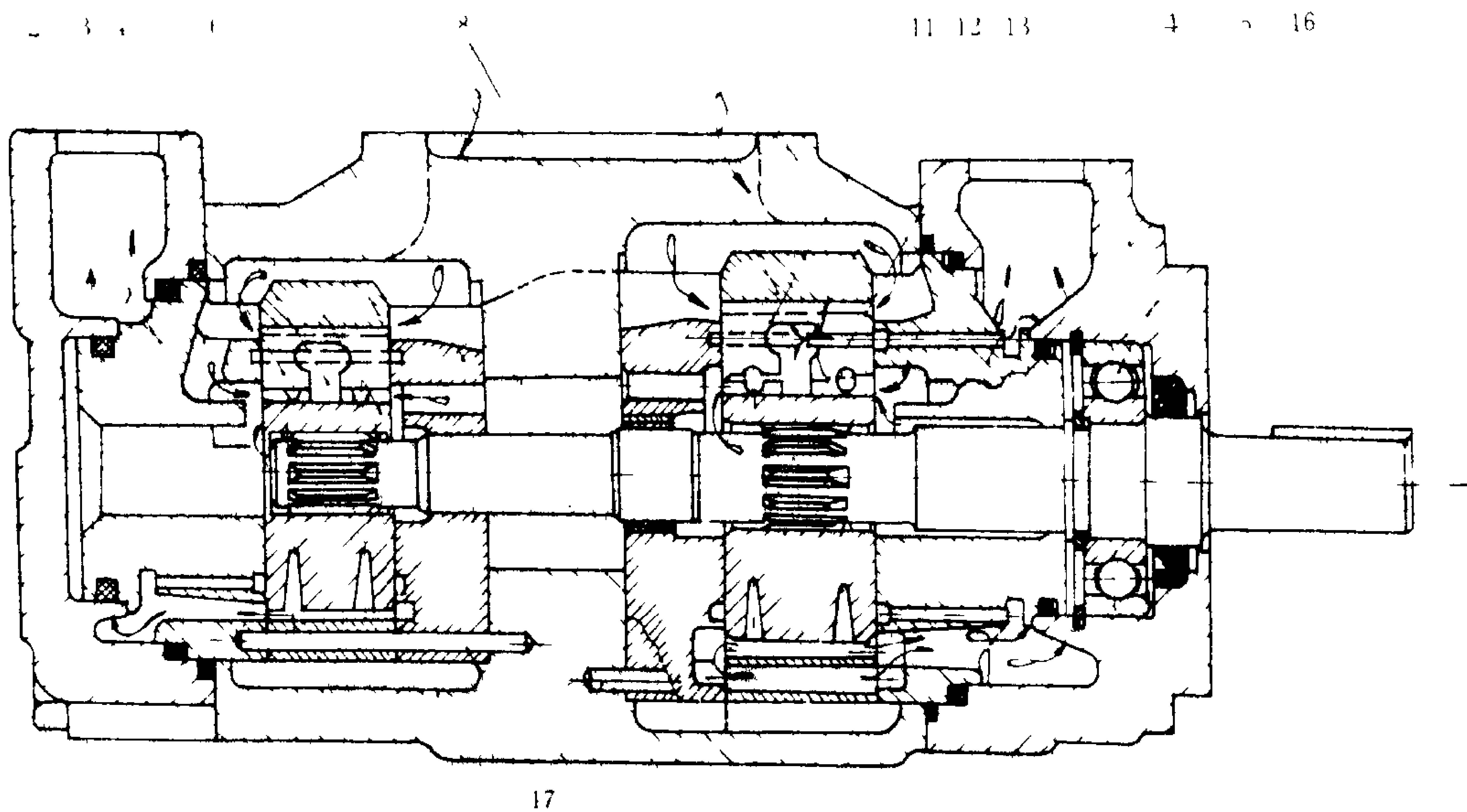


图5 1 3-30　4535型双联叶片泵

1、14-排出配流盘；2-端盖，3、11-母叶片，4、12-子叶片，5、13-转子，6　9-定子；7、8　吸入配流盘，10-泵壳，15-轴端盖，16-单列向心球轴承，17-定位销钉

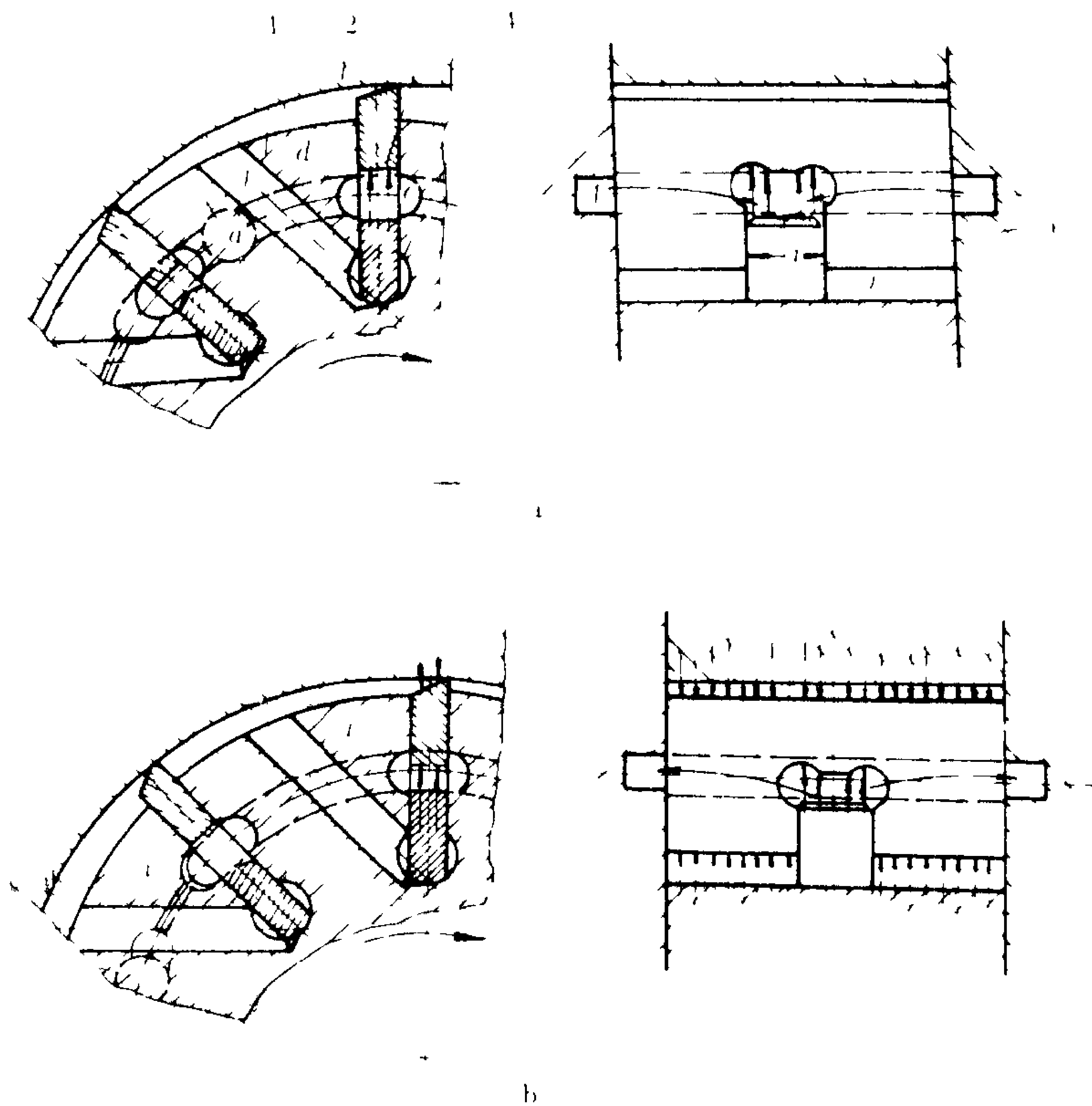


图5 1 3-31　子母叶片结构和工作原理

a）吸入时　b）排出时

1　转子　2　定子　3　母叶片　4　子叶片　*a* 通道　*b*　*d*　*e* 槽，*c* 油腔　*f*　*g*-油室，*h* 阻尼沟槽

部宽度s_1小于叶片底部的油压作用宽度s_2。这个面积差就可在压油区构成油压不平衡力，使叶片贴紧定子。正确选择叶片顶部棱边的宽度，可以控制叶片与定子内表面贴紧力的大小，以保证高低压腔的密封，而不致产生过大的接触应力。在低压区，叶片作用在定子内表面上的力仅仅是叶片自身的离心力（吸入压力很有限，因此液压力可不计）。

双叶片泵的参数列于表 5.1.3-8

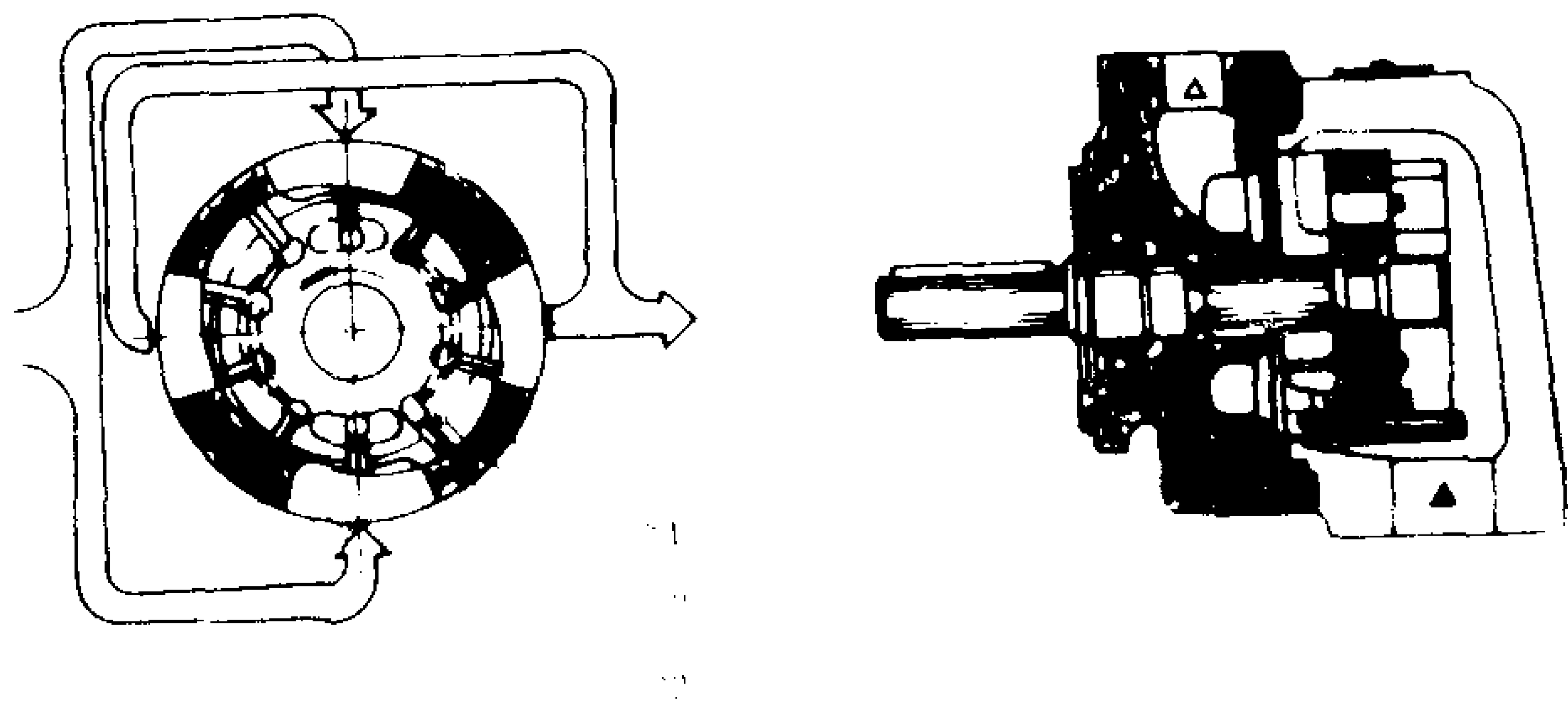


图 5.1.3-32 V 2 型叶片泵

1-定子；2-转子；3-叶片

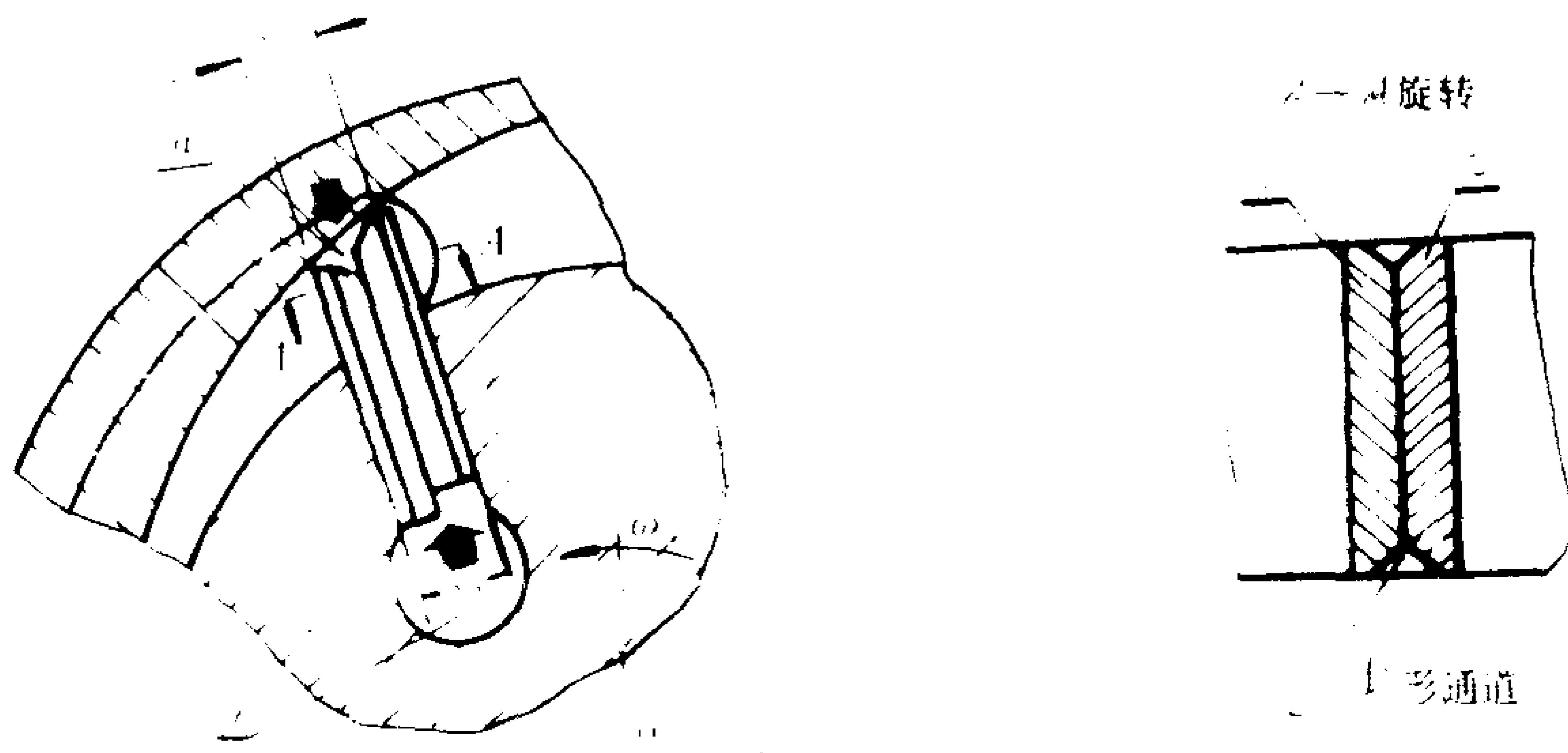


图 5.1.3-33 双叶片泵工作原理图

1、2-叶片；a-顶部油室；b-根部油室

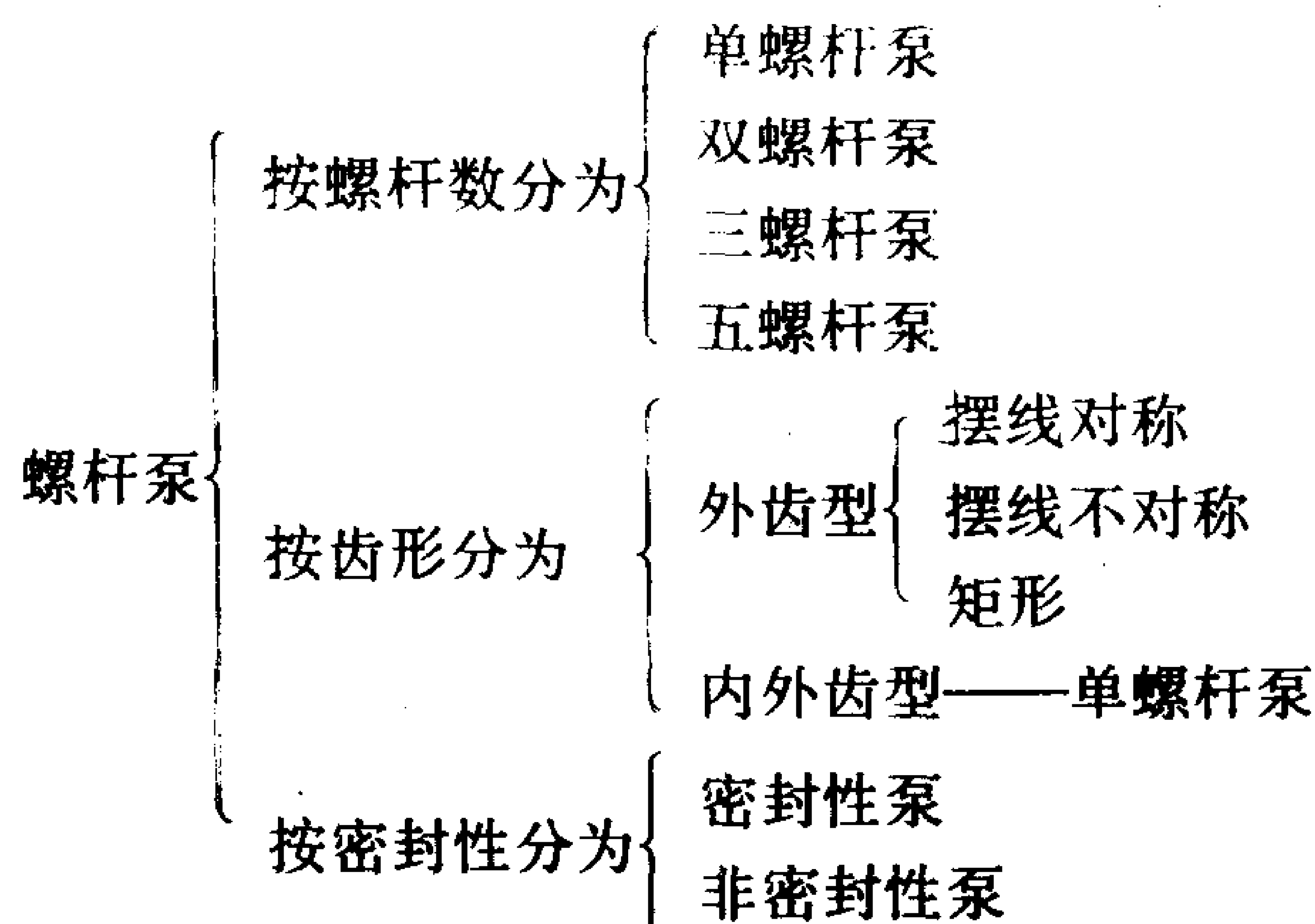
表 5.1.3-8 REXROTH-V2型泵技术参数

排 量 cm³/r	最高压力 MPa	功 率 在 1500 r/min和最高工作压力时 kW	转 速 r/min
50	17.5	21.7	1000～1800
63		26.8	
80		34.1	

4 螺杆泵

4.1 螺杆泵的分类和在船上的应用

螺杆泵的分类如下：



螺杆泵的共同特点是：有干吸能力，吸高约 8 m水柱；流量均匀且很少扰动；对液体不敏感，可运送含颗粒液体，允许粘度范围大；流量范围大，一般为 0.1～300 m^3/h，最高达 800 m^3/h；工作压力约为 0.6～35 MPa。

在船上，螺杆泵常被用作主滑油泵、滑油和燃油输送泵、减速齿轮滑油泵、污水泵、消防泵、淡水泵以及锅炉给水泵等。其中以密封型三螺杆和单螺杆泵用得最多。但近些年来，在国外也使用非密封型螺杆泵作船用泵，因为它的制造和维修要求都比往复泵和密封型螺杆泵低，而性能指标却分别优于和稍逊于它们。

4.2 螺杆泵工作原理

螺杆泵也是一种回转泵，它以螺杆作为自己的工作部件。螺杆实际上可被看成是连续叠合的齿轮，两者的工作原理也很相象。图 5.1.3-34 示出一个三螺杆泵的结构。它由一根主动螺杆 5 和两根从动螺杆 4 组成，它们相互啮合着安装在泵缸内，形成周向和轴向的密封。当主动螺杆按图示方向带动从动螺杆旋转时，各螺杆下端的螺牙就逐渐从啮合螺杆的螺谷中退出，螺谷容积就逐渐向轴线方向扩展、增大，压力降低，于是从吸入腔吸入液体，直到螺谷容积扩展过一个导程时达到最大，并开始与吸入口隔离，将容积中的液体封闭起来，并在螺杆以后的转动中继续将这些液体沿轴向向上移动，同时又开始新的吸入，直到被封闭的液体与上部排出口连通后，才逐渐把液体向排出口挤出。因此，这种泵的吸排工作是连续的，液体的流动方向是一贯的。为了解决啮合时的润滑，密封型螺杆泵更适宜作油泵使用。

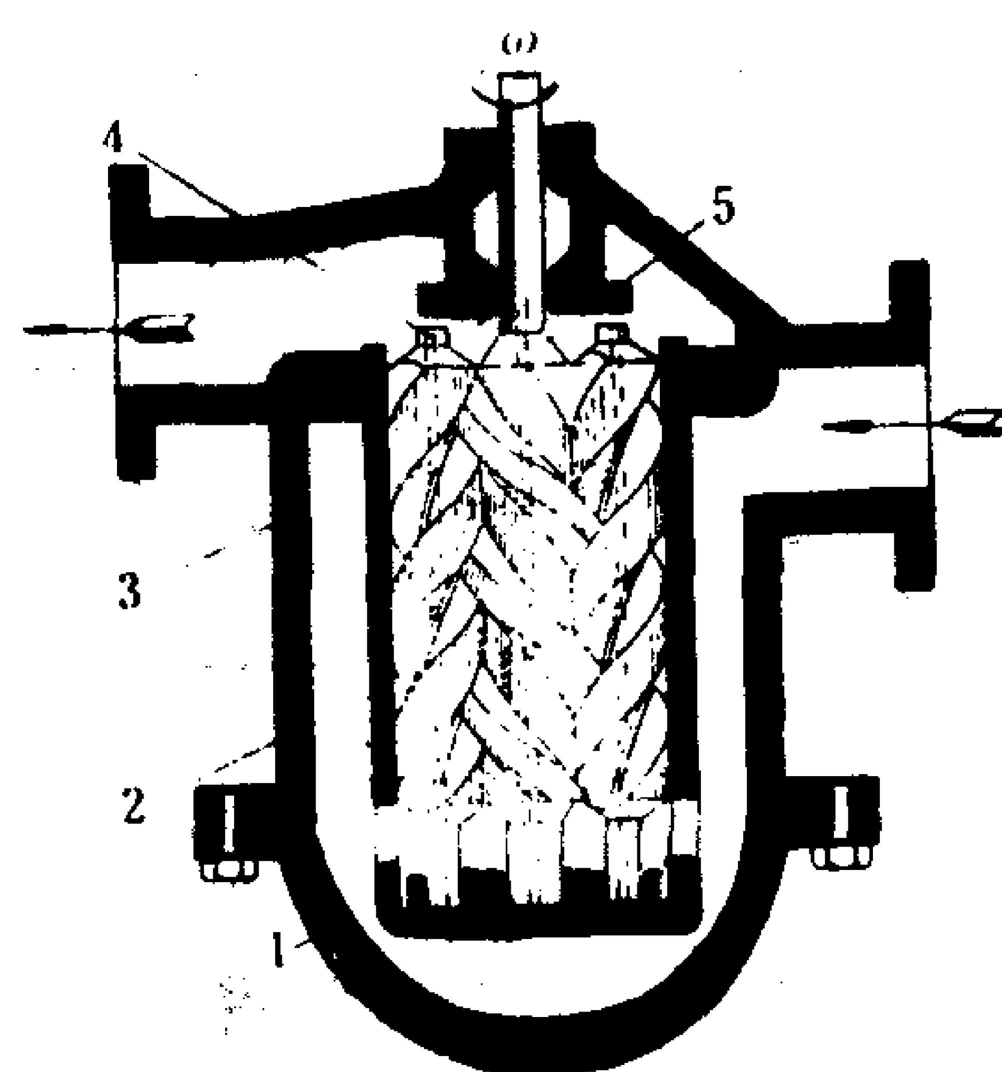


图 5.1.3-34　三螺杆泵简图

1-端盖；2-缸衬；3-泵壳；4-从动螺杆；5-主动螺杆

4.3 螺杆泵的齿形、齿（头）数和接触线

4.3.1 摆线三螺杆泵的齿形

这是一种对称的密封型齿形，使用得最为普遍，如图 5.1.3-35 所示。其中从动螺杆的齿廓是由一段长外摆线 de（以主动螺杆节圆为滚圆滚动时，圆外一点 c 所描

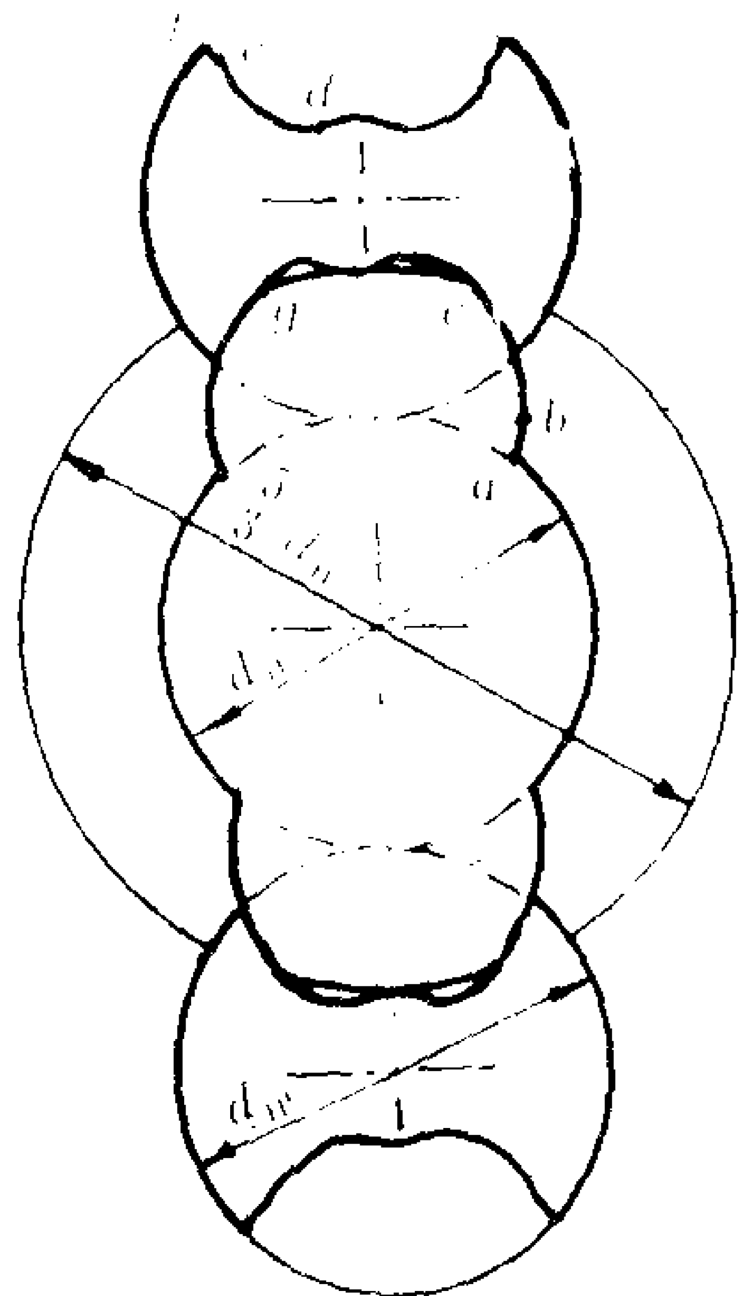


图 5.1.3-35 摆线三螺杆泵齿形

d_H-节圆直径；ab-外摆线；bc-短外摆线；de-长外摆线；ef-内摆线

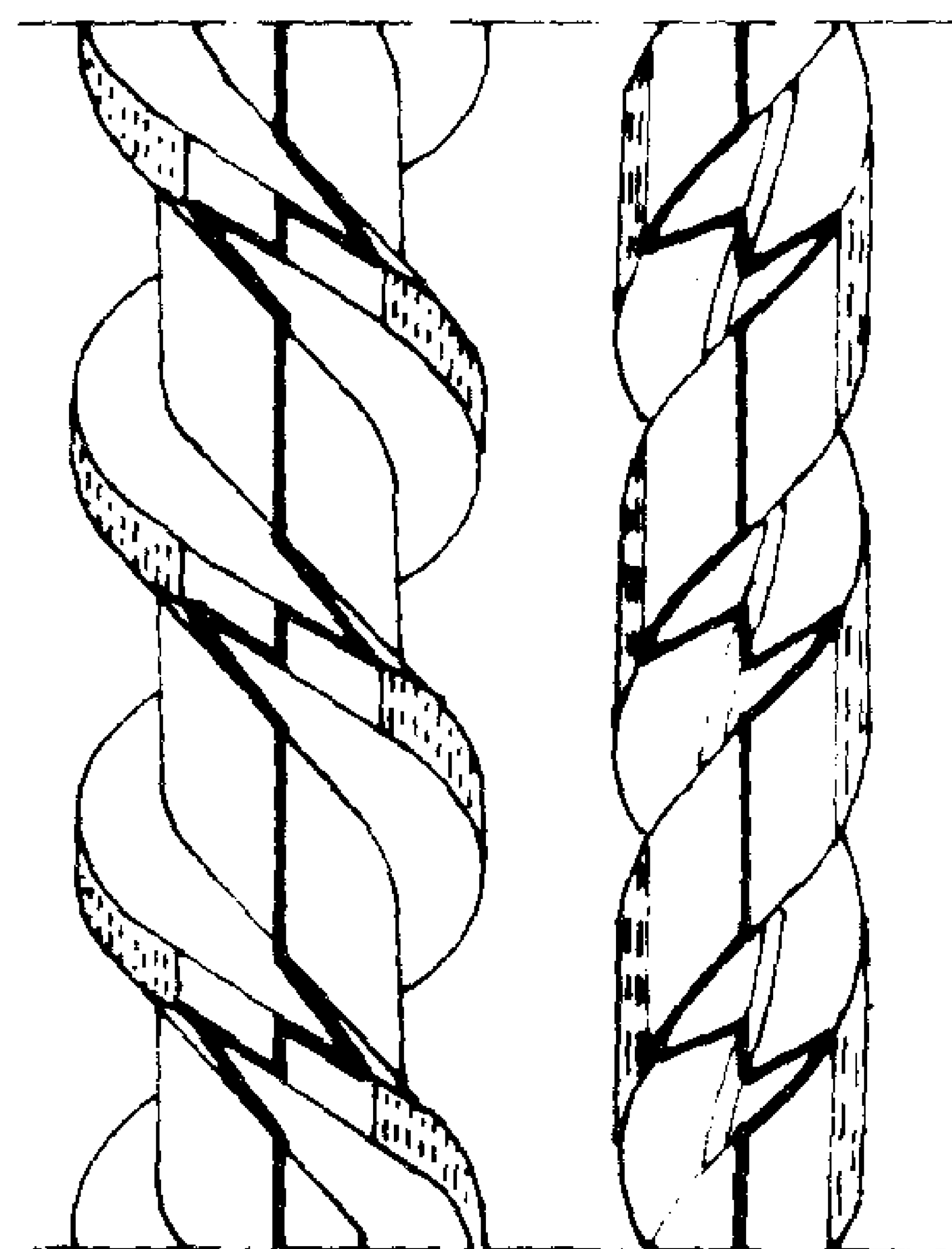


图 5.1.3-36 摆线三螺杆泵的接触线

绘的曲线）和内摆线ef以及中间的一段圆弧组成。主动螺杆的齿廓线，则由外摆线ab、短外摆线bc以及圆弧cg组成。从图上可以看出，这样的齿廓往往带有很尖的棱边，它们在啮合工作中很容易磨损，导致密封破坏，效率降低。因此，实际应用的齿廓线都需对上述薄弱部分作适当的修正。

图5.1.3-36示出主动螺杆和从动螺杆啮合时在各自工作面上所产生的接触线，图5.1.3-37则为它的展开示意图。图上的粗黑线表示螺杆间的啮合接触线，数字代表充油部分，数目表示互相连通的空间。可以看出，如果按照图5.1.3-36和图 5.1.3-35 的要求加工螺杆，那么，就可使它们沿轴向形成一个个互相封闭的∞字形回环，为螺杆泵的工作创造了良好的条件。

为了满足这一要求，摆线螺杆泵的螺杆根数以及各根螺杆上的齿数，必须满足以下条件：

当主动螺杆为凸螺杆时

$$m_1=k(m_2-1) \tag{5.1.3-14}$$

当主动螺杆为凹螺杆时

$$m_1=k(m_2+1) \tag{5.1.3-15}$$

式中：m_1——主动螺杆齿数；

m_2——从动螺杆齿数；

k——从动螺杆根数。

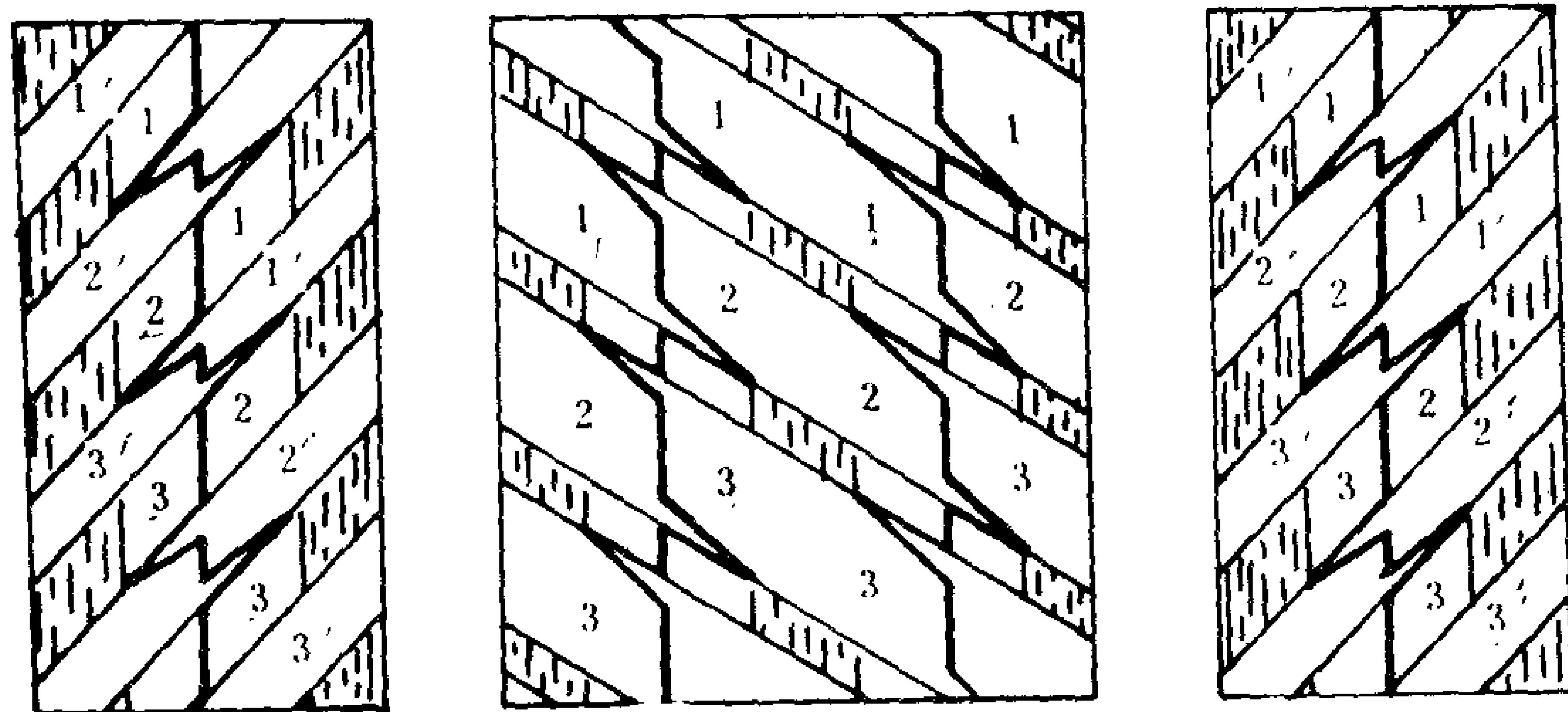


图 5.1.3-37 三螺杆泵展开示意图

4.3.2 摆线双螺杆泵的齿形

D值也可由表7.8.3—4查得，如果k为未知数，则D取0.606；

表7.8.3- 4 **系 数 D**

k	D	k	D
1.00	0.606	1.52	0.704
1.02	0.611	1.54	0.707
1.04	0.615	1.56	0.710
1.06	0.620	1.58	0.713
1.08	0.624	1.60	0.716
1.10	0.628	1.62	0.719
1.12	0.633	1.64	0.722
1.14	0.637	1.66	0.725
1.16	0.641	1.68	0.728
1.18	0.645	1.70	0.731
1.20	0.649	1.72	0.734
1.22	0.652	1.74	0.736
1.24	0.656	1.76	0.739
1.26	0.660	1.78	0.742
1.28	0.664	1.80	0.745
1.30	0.667	1.82	0.747
1.32	0.671	1.84	0.750
1.34	0.674	1.86	0.752
1.36	0.677	1.88	0.755
1.38	0.681	1.90	0.758
1.40	0.685	1.92	0.760
1.42	0.688	1.94	0.763
1.44	0.691	1.96	0.765
1.46	0.695	1.98	0.767
1.48	0.698	2.00	0.770
1.50	0.701	2.02	0.772
		2.20	0.790

Z——在释放状态下，气体的压缩系数，如此系数为未知数，则Z取1.0；

M——货品的分子量；

A——液货舱的外表面面积，m^2。

对回转体形液货舱壳体；

A＝外表面面积；

对非回转体形液货舱壳件；

A＝外表面面积减去底面投影面积；

对由一组压力容器组成的液货舱；

船体结构隔热时；

A＝货舱外表面面积减去其投影面积；

液货舱结构隔热时：

A——一组压力容器的外表面面积(不包括隔热层)减去其底部投影面积，如图7.8.3—5所示。

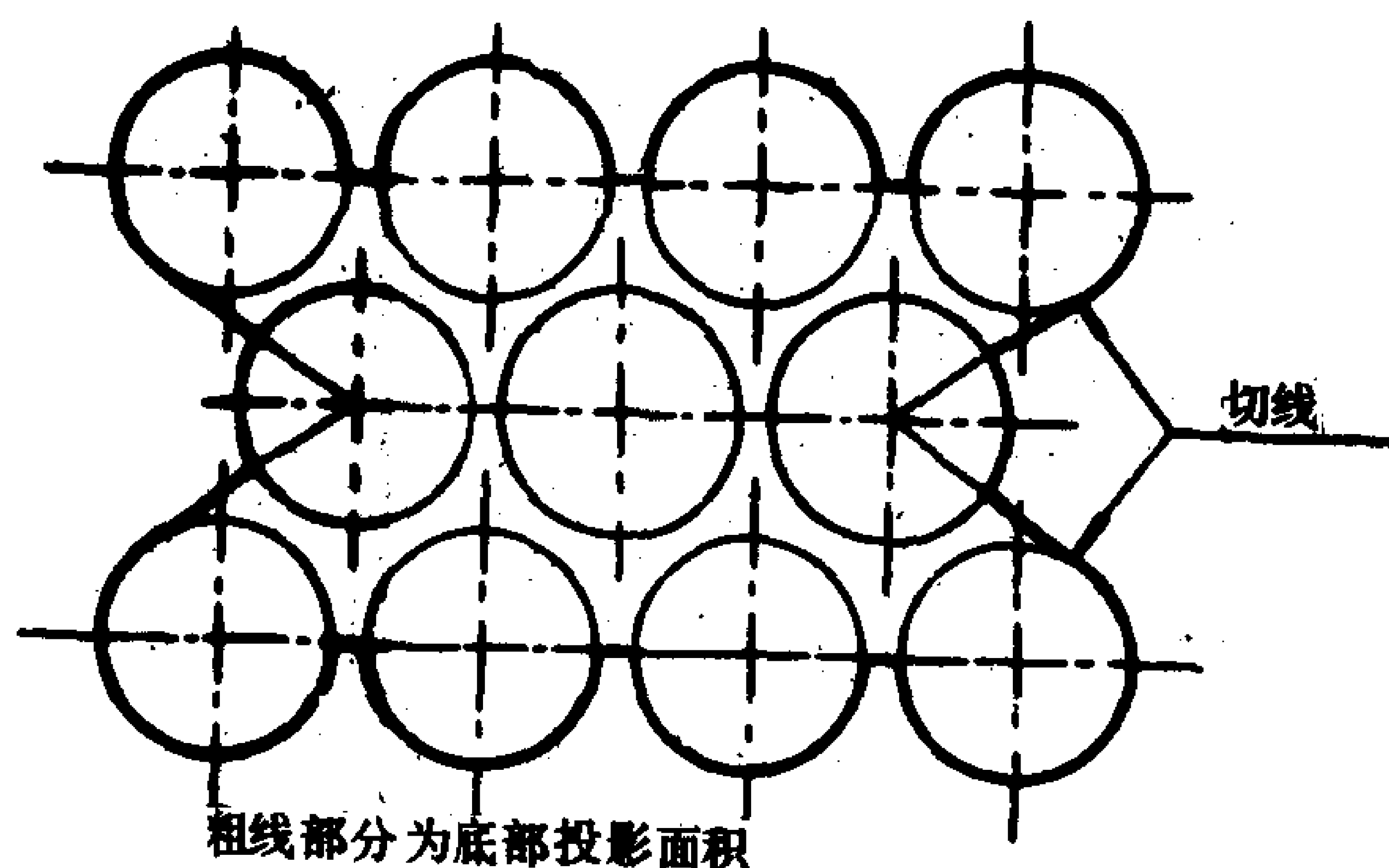


图7.8.3—5 舱群投影底部面积的确定

螺杆，使结构变得较为复杂。

4.3.4 D型五螺杆泵的齿形

这种泵常用作低压大流量的滑油泵，其齿形如图5.1.3-42所示。图上的传动侧由长外摆线ab、渐开线bc和短外摆线cc'组成，另一侧则由长外摆线de、ef组成，有关参数见表5.1.3-10。

这种泵啮合时的接触线见图5.1.3-43。从图上所示的漏泄箭头可以看出，上下螺谷是相互连通的，因此不能构成封闭回环，是一种非密封性齿形。这是因为m_1、m_2的关系不符合式（5.1.3-15）的缘故。

4.4 螺杆的工作长度

为了保证螺杆泵的可靠工作和较好的容积效率，螺杆的工作长度L应随工作压力p的提高而增加可容纳的封闭回环数，通常都取：

$$\left.\begin{aligned} &L=(1.5-2)h, \quad 当p=1.5\sim2.0\ \text{MPa时;}\\ &L=(3\sim4)h, \quad 当p=5\sim7.5\ \text{MPa时;}\\ &L=(6\sim8)h, \quad 当p=15\sim20\ \text{MPa时} \end{aligned}\right\} \tag{5.1.3-17}$$

式中：h——螺杆导程，mm。

4.5 螺杆泵的流量

螺杆泵的理论流量Q_t可写成下式：

$$Q_t=F_e hn\times10^{-6} \quad \text{L/min} \tag{5.1.3-18}$$

式中：h——螺杆导程，mm；

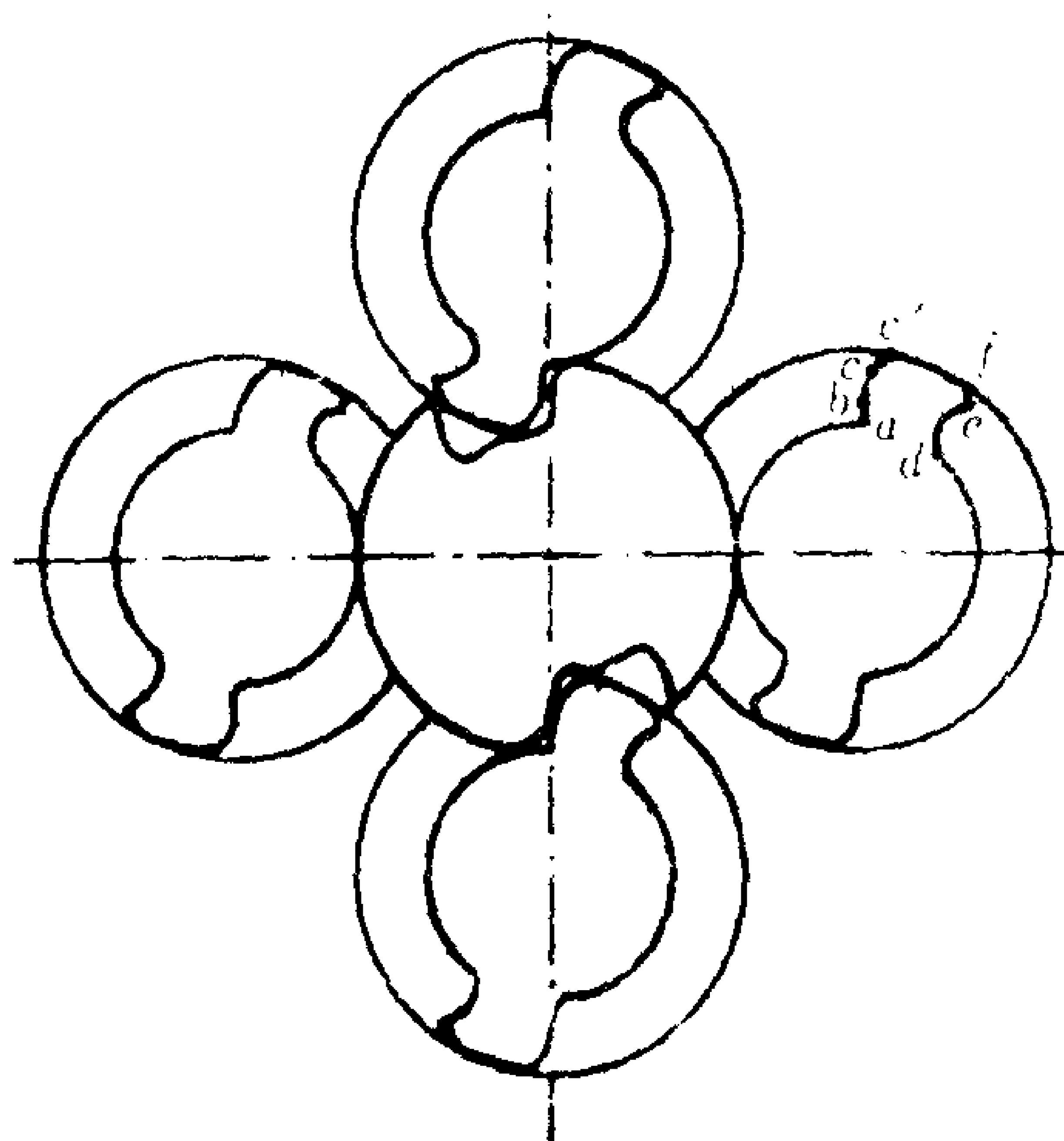


图5.1.3-42 D型五螺杆泵齿形

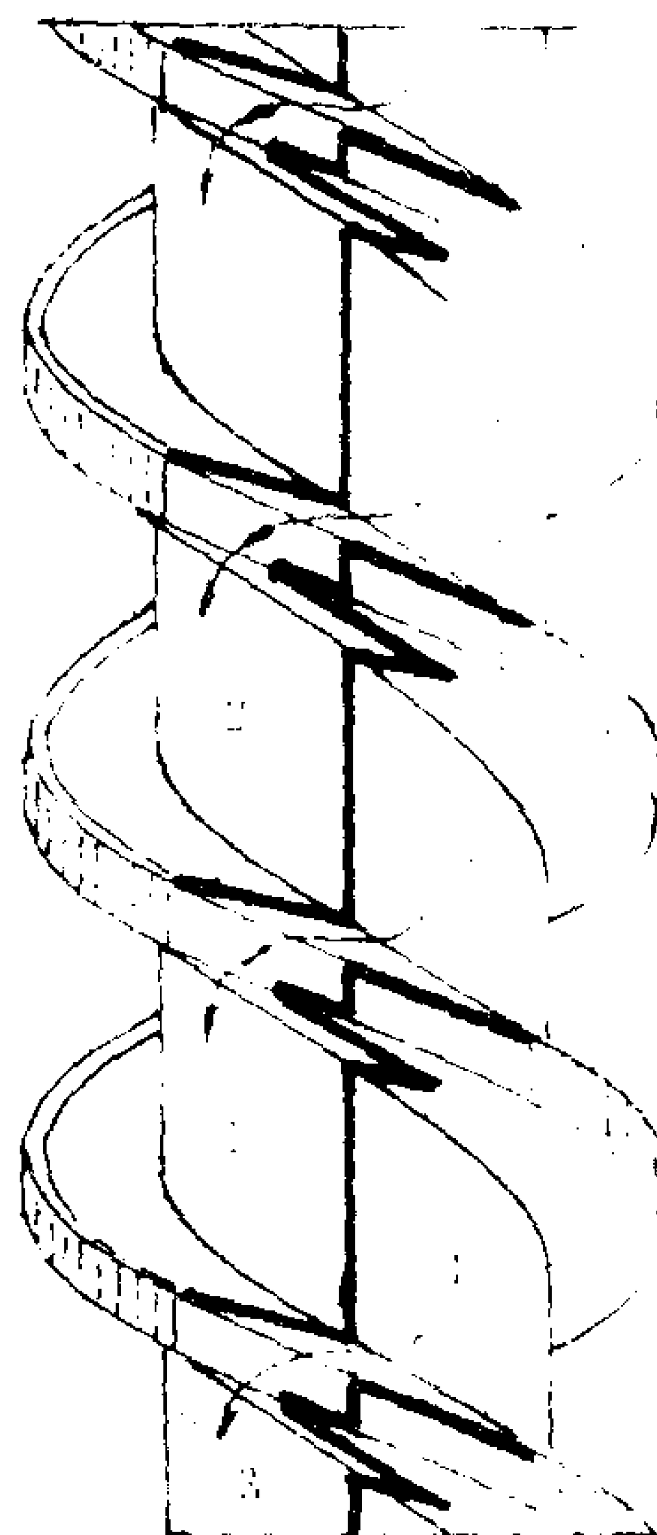


图5.1.3-43 五螺杆泵的接触线

表 5.1.3-9

摆线齿形基本参数

型式 / 内容 / 项目	摆线三螺杆泵				摆线双螺杆泵			
	主动螺杆		从动螺杆		主动螺杆		从动螺杆	
齿数	2		2		1		2	
顶圆半径	$5/3\ R_H$		R_H		$2\ R_{H1}$		$R_{H2}=2\ R_{H1}$	
根圆半径	R_H		$1/3\ R_H$		R_{H1}		R_{H1}	
齿形曲线名称	外摆线	短外摆线	长外摆线	内摆线	外摆线	短外摆线	长外摆线	内摆线
发生圆半径R_g	$0.5R_H$	R_H	R_H	$0.5R_H$	R_{H1}	$2\ R_{H1}$	R_{H1}	R_{H1}
摆点半径B	$0.5R_H$	$0.95R_H$	$5/3\ R_H$	$0.5R_H$	R_{H1}	$1.9R_{H1}$	$2\ R_{H1}$	R_{H1}
曲线起点角θ_0 (°)	45.9975	45.9975	16.2	44.0024				
曲线下端点半径	R_H	$1.13688R_H$	$1/3\ R_H$	$0.95R_H$	R_{H1}	$1.334166R_{H1}$	R_{H1}	$1.9R_{H1}$
曲线下端点φ_1角 (°)	O	18.19487	O	18.19487	O	36.39	O	18.19487
曲线上端点半径	$1.13688R_H$	$5/3\ R_H$	$0.95R_H$	R_H	$1.334166R_{H1}$	$2\ R_{H1}$	$1.9R_{H1}$	$2\ R_H$
曲线上端点φ_2角 (°)	18.19487	56.00383	28.201429	O	36.3897	81.9	19.255	O
导程h	$\frac{20}{3}R_H$; $\frac{14}{3}R_H$; $\frac{10}{3}R_H$		$h_2=h_1$		h_1		$h_2=2\ h_1$	
密封性能	好				好			

表 5.1.3-10

渐开线摆线齿形基本参数

内容 型式		B型双螺杆泵				D型五螺杆泵				
		密封面齿形		传动面齿形		密封面齿形		传动面齿形		
项目		长外摆线	长外摆线	长外摆线	渐开线	长外摆线	长外摆线	长外摆线	渐开线	短外摆线
发生圆半径R_g		R_H	R_H	R_H		R_H	R_H	R_H		R_H
摆点半径B		$1.2R_H$	$1.14R_H$	$1.2R_H$		$1.24R_H$	$1.16R_H$	$1.24R_H$		0.965926
基圆半径R_0					$0.8R_H$				0.965926	
啮合角（°）					0.6435				0.2618	
曲线起点角θ_0	主动螺杆	1.53964	1.5708	1.40033	1.4643	0.2618	0.30605	0.2618	0.3784	0.3907
	从动螺杆	1.53964	1.5708	1.40033	1.4643	1.142	1.18625	1.142	1.2586	1.2709
曲线下端点半径		$0.8R_H$	$1.14R_H$	$0.8R_H$	0.8564	$0.76R_H$	$1.16R_H$	$0.76R_H$	$0.965926R_H$	$1.0959R_H$
曲线下端点角φ_1（°）		0	-0.5	0	0.832	0	-0.53146	0	0	0.2618
曲线上端点半径		$1.14R_H$	$1.2R_H$	$0.85637R_H$	$1.2R_H$	$1.16R_H$	$1.24R_H$	$0.965926R_H$	$1.0959R_H$	$1.24R_H$
曲线下端点角φ_2（°）		0.53044	-0.5612	0.19757	1.118	0.56393	-0.60818	0.380863	0.5359	0.49746

n——主动螺杆每分钟转速，r/min

F_e——螺杆泵螺谷总截面积，mm^2；

F_e的值可从泵缸截面积中减去主动螺杆和从动螺杆的截面积求得。当按照表 5.1.3-9 和表 5.1.3-10取用参数时，F_e值如下：

摆线三螺杆泵（$h=\frac{20}{3}R_H$）　$F_e=4.9725R_H^2$，mm^2

B型双螺杆泵　$F_e=2.1964R_H^2$，mm^2

D型五螺杆泵　$F_e=8.4929R_H^2$，mm^2

为了保证泵的良好吸入，应使：

$hn\times10^{-3}\leqq330$，m/min，当用作滑油泵时；

$hn\times10^{-3}\leqq132$，m/min，当输送重油时。

螺杆泵的实际流量为

$$Q=F_e hn\eta_v\times10^{-6} \quad \text{L/min} \tag{5.1.3-19}$$

式中：η_v——容积效率，一般可取，　$\eta_v=0.75\sim0.95$，对高对螺杆泵，η_v应取较低值。

4.6　螺杆泵的传动性能和轴功率

螺杆泵的传动性能随齿形而不相同。

摆线螺杆泵的从动螺杆属长外摆线齿形，在轴向液压差的作用下，液压阻力矩一般都很小，甚至可成负值，因此它所需要的传动力矩就很小，摩擦、磨损也很轻微，机械效率则较高。

渐开线-摆线螺杆泵中的传动力矩较大，加上螺旋角较小，所以螺杆本身的传动性能较差，摩擦、磨损大，机械效率低。

螺杆泵的轴功率P可用下式写出：

$$P=(p_2-p_1)\ Q_t/60\eta_m \quad \text{kW} \tag{5.1.3-20}$$

式中：p_2、p_1——泵的排出和吸入压力，MPa；

Q_t——泵的理论流量，L/min；

η_m——机械效率，$\eta_m=0.65\sim0.95$。

4.7　螺杆泵的排出压力及其控制

密封型螺杆泵是一种容积泵，它的排出压力仅取决于外负荷的高低和拖动功率的大小。在一般情况下，如果外负荷异常增高，必将出现排出压力异常增大或电机过载现象，因而导致不良后果。为了杜绝这种弊病，为泵在有外负荷下的起动创造安全、方便的条件，常在螺杆泵的排、吸口间装设各种安全旁通阀，如图 5.1.3-44 和图 5.1.3-45 所示。

图 5.1.3-44 所示的安全旁通阀包括一只压力控制旁通阀和一只直动式安全阀，常用在多泵并联的系统中，以保证泵换用操作的方便、安全。

来自系统总管的压力油，分别接至阀左侧的上、下接头。由于单向阀 1 的阻隔，系统中的高压油就无法与泵排出口相通。接至下接管的压力油经节流管通过柱塞 16 作用在旁通滑阀上，压缩弹簧 13。在换泵时，如果调节油压（如减少排出阀开度使阀前压力升高）使之升高到调定值，那么，弹簧就被压缩而将旁通阀打开，螺杆泵也就可以起动。当泵的转速达到额定值时，油压恢复正常，并开始停止原工作泵的运行。这时旁通阀因液压力减少而关闭，排

惰性气体发生器的火焰燃烧设备,不得位于货物区域之内,而且惰性气体管路不得通过起居处所,服务处所或控制站。

液化气体船上惰性气体的使用和供给方式如表 7.8.3—6 所示。

表 7.8.3—6 惰性气体的使用和供给

供给方式		成份	防爆用				货物质量稳定用			注
			除气	充气	空间充入用	补给	除气	充气	补给	
岸上或驳船等供给		N_2 N_2+CO_2	√	√	√	—	√	√	—	选用合适的气体
燃烧排气式制造装置	锅炉(重油)	N_2+CO_2	√	√	—	0	—	—	—	纯度不高很少使用
	惰气发生器(轻油)	N_2+CO_2	0	0	√	√	√	√	√	辅燃气轮机排气
	同上,CO_2 去除装置	N2	0	0	√	√	√	√	√	辅燃气轮机排气
贮存氮气	液氮	N2	△	△	△	√	△	△	√	纯度高
	氮气	N2	△	△	△	√	△	△	√	纯度高

注:表中符号为:√:主要使用;0:使用;△:应急时使用;—:设有使用实例。

LNG 船液舱除气用惰性气体标准成分如表 7.8.3—7 所示。

表 7.8.3—7 LNG 船液舱除气用惰性气体标准成分

	第一类	第二类	第三类
O_2	≤1%	≤2%	≤3%
CO	≤100 mg/L	$(CO+H_2)$≤1%	≤10% mg/L
SO_2	≤50 mg/L	10 mg/L	0 mg/L
NOX	—	100 mg/L	40—60 mg/L
CO_2	≤15%	} 其余	} 其余
N_2	其余		
灰分	0	0	0
露点	≤-45℃	≤-55℃	≤-53℃

8 防火和灭火系统

常规的防火灭火系统已在本卷第 6 篇中介绍,此外,对液化气船还有一些特殊要求,说明如下:

8.1 水消防主要设备

所有载运国际气体规则所列货品的船舶,不论其吨位大小,都应满足 74 年安全公约第Ⅱ—2 章第 4 条(消防泵、消防总管、消火栓和消防水带)和第 7 条(机器处所的灭火设备)的要求,并按其适用于 2000 总吨及以上油船的规定,应于适用。

消防泵和消防总管可以用作水雾系统的一部分,但消防泵的排量和消防总管的直径应相应增大。消火栓处的压力,按照安全公约规定的方法进行测量,至少应为 0.5MPa。

水灭火系统的布置,应至少使两股水柱能射到货舱区域内甲板的任何部位,和甲板以上的

货物围护系统，以及货舱盖部分。消防水带的长度不超过33m，所有水枪都应为认可型的水柱、水雾两用水枪。

如果船舶机舱为周期无人值班者，则至少应有一台消防泵能从驾驶室或货物区域以外的其他控制站进行遥控起动。

8.2 水雾系统

在运载有毒或易燃货品的船上，应设有固定式水雾系统，以便供冷却，防火和船员防护时使用。

水雾系统应能覆盖下列区域：

1)暴露的液货舱气室和液货舱的其他暴露部分；

2)甲板上储存有易燃或有毒货品的露天容器；

3)货物液体和蒸气的装卸总管，及其控制阀区域，其他主要控制阀区域和防滴盘区域；

4)起居处所，货物压缩机室、货泵舱，存放有高度着火危险物品的储藏室和货物控制室等面向货物区域的围壁。

水雾系统所需水量，可按以下各项的总和决定：

1)水雾系统覆盖区域的水平投影面积乘以 10L/(m^2. min)；

2)水雾系统覆盖区域的垂直投影面积乘以 4L/(m^2. min)；

3)水平面或垂直面不能明显区分的结构，取下列二者的较大值：

(1)水平投影面积乘以 10L/(m^2. min)；或

(2)实际表面积乘以 4L(m^2. min)。

水雾系统的布置如图 7.8.3—9 所示。

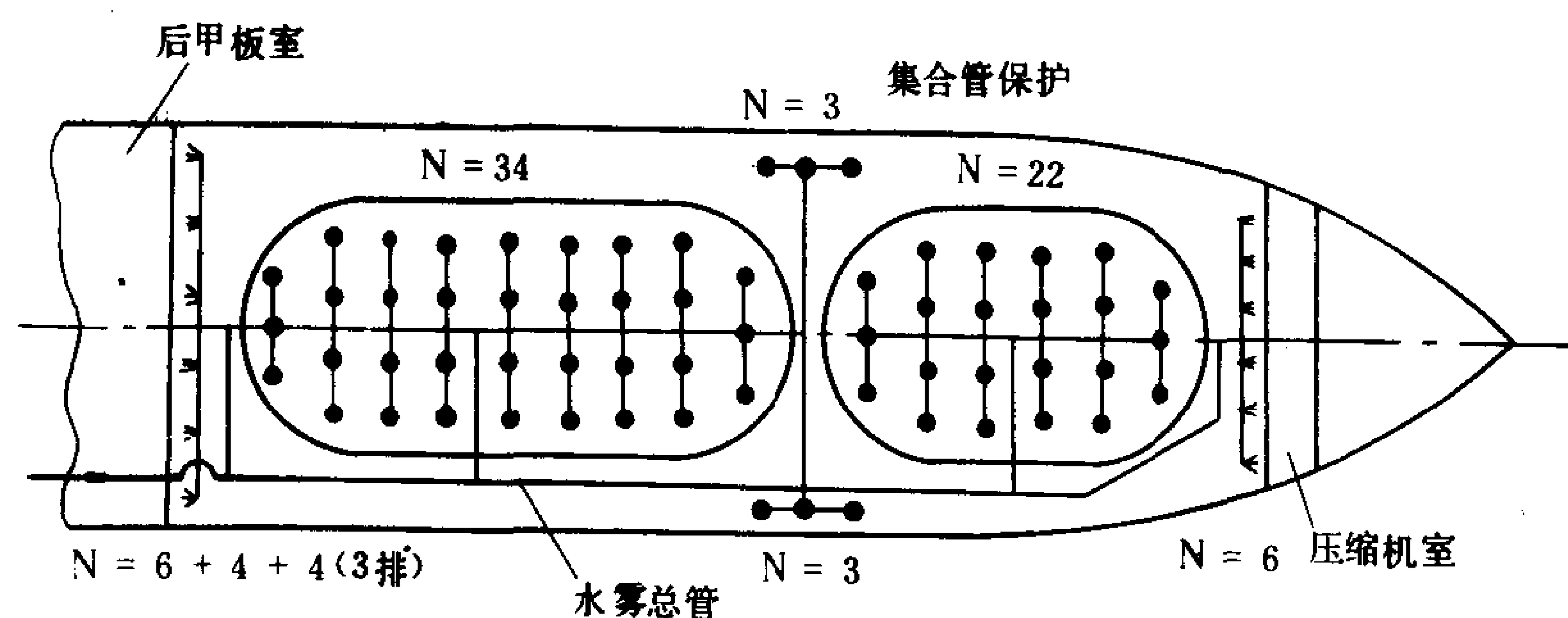


图 7.8.3—9 水雾系统布置图

→—水平方向喷嘴；●—向下喷嘴；N—喷嘴数

8.3 化学干粉灭火系统

凡载运易燃货品的船舶，都应安装固定式化学干粉灭火系统，用来扑灭货物区域甲板上的火灾，如合适时，可对首、尾装卸装置的区域进行灭火。

化学干粉灭火系统包括干粉柜、管路，手持软管或喷粉器以及驱动气体(氮气)容器和管路。每套装置至少有两根手持软管或两个喷粉器与手持软管相组合。货舱容积小于 1000m^3 的船舶，可设一套干粉灭火装置，而货舱容积大于等于 1000m^3 的船舶，则至少应设两套。此外，有首、尾装卸装置的船舶，应增设一套化学干粉灭火装置，该装置应至少有一根手持软管和一

泵上还装有安全旁通阀 4，用来防止压力过高引起的危害。安全阀是一个中空的圆滑阀，下端插套在端盖 1 上，上部钻有小孔，用以导高压液体进入阀内。由于上下有效作用面积不同，因此形成了向下的液压力。一旦排出压力过高，弹簧就被压缩而使阀下移，将高压油泄回吸入空间。按顺时针向转动手轮，阀的开启压力升高，反之就降低。当降至极限位时，阀就可作旁通阀使用。此外，安全阀还能在吸入压力过高时向上压缩弹簧 5 将阀开启，防止油泵反转而造成损坏。弹簧 5 和 2，由于调节杆上凸块的作用，都只能对阀施加单方面的影响，而不会相互干扰。

国内生产的某些三螺杆泵在结构上与图 5.1.3-46 所示相似，有关参数见表 5.1.3-11。

表 5.1.3-11　　　　三螺杆泵技术参数

型号	理论流量 m^3/h	工作压力 MPa	转速 r/min	功率 kW	吸高 m	质量 kg	工作介质
3GY-1.5/25	1.5	2.5	2900	2.7	4	–	油
3GY-5.4/25	5.4		2900	6.2	4	30	
3GY-22/25	22		1460	23	4	115	
3GY-36/25	36		1460	40	4	216	
3GY-90/25	90		1460	83	4	470①	
3UY-2.4/25	2.4		2900	3	5.5	116	
3UY-5/25	5.26		2900	7.5	5.5		
3UY-10/25	9.8		2900	10	5.5	277	
3UY-40/25	39.8		1450	40	4.5	1240	
3UY-2.4/100	2.4	10	2900	10	5.5		

注：①以下数字为泵组总质量

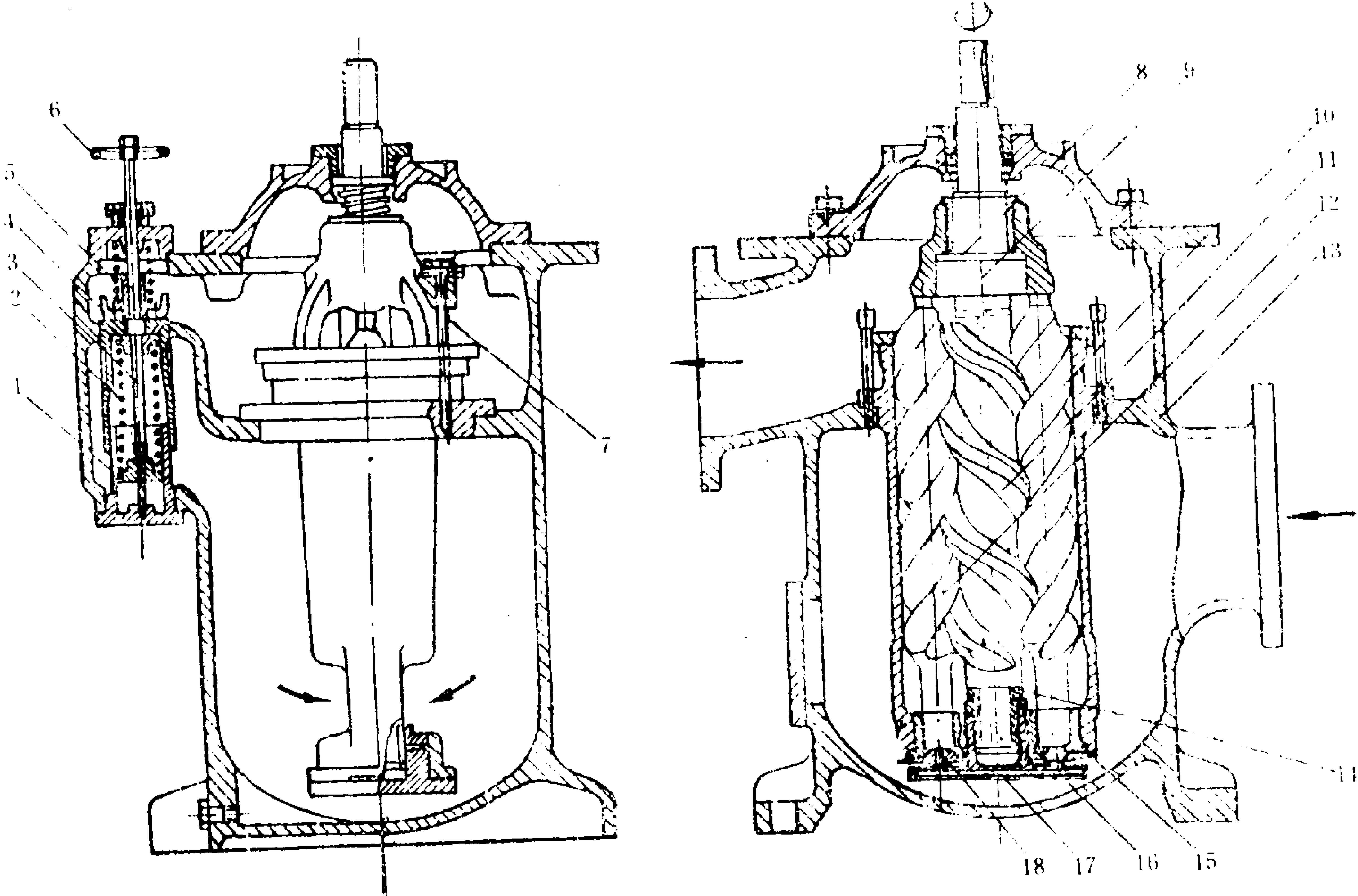


图 5.1.3-46　立式三螺杆泵

1-端盖；2、5-弹簧；3-调节螺杆；4-安全阀；6-手轮；7-回油管；8、14-推力垫圈；9-平衡活塞；10、12-从动螺杆；11-主动螺杆；13-泵体；15、16-平衡轴套；17-盖板；18-推力垫块

4.8.2 B型双螺杆泵

B型双螺杆泵常用来输送高粘度重油。螺杆的导程只有44 mm，螺旋角为14°17′12″。由于传动性能差，因此在下端设传动齿轮（斜齿），如图5.1.3-47所示。

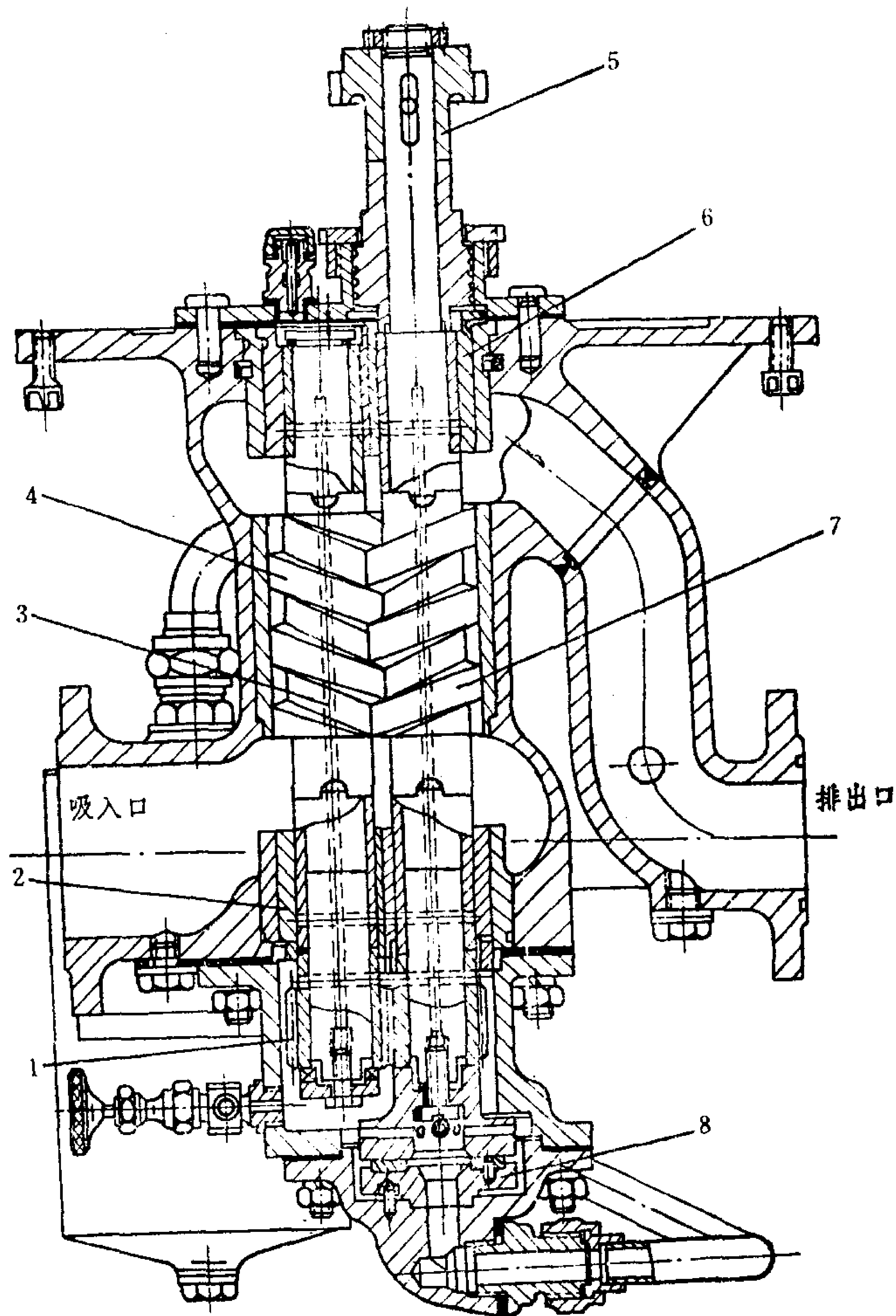


图5.1.3-47 B型双螺杆泵

1-传动齿轮；2、6-支持轴承；3-油孔；4-从动螺杆；5-联轴器；7-主动螺杆；8-推力轴承

由于重油中含有多量杂质，需要加以过滤，因此将它送入小油缸存贮，然后再经小油管送至推力轴承中央。在推力轴的端面开有径向小槽，可在转动时将油压提高至0.075 MPa，然后再送至各润滑处，这样就可防止排出端的高压重油进入润滑系统造成故障。小油缸中贮存的油液，可在起动时向系统供油约6 min。因此在拆修螺杆泵时或泵经长期停用之后，应注意将油灌满泵缸和小油缸。

泵的轴向推力通过轴端的液压力以及斜齿传动时的轴向力来平衡。

4.8.3 单螺杆泵

单螺杆泵可认为是一种内啮合的双螺杆泵，但因其运动部件只有一根螺杆，所以称单螺杆。它由螺杆4、泵缸3和套筒1等组成，如图5.1.3-48所示。

螺杆4用金属制造，截面呈圆形。它的型线可被看成是

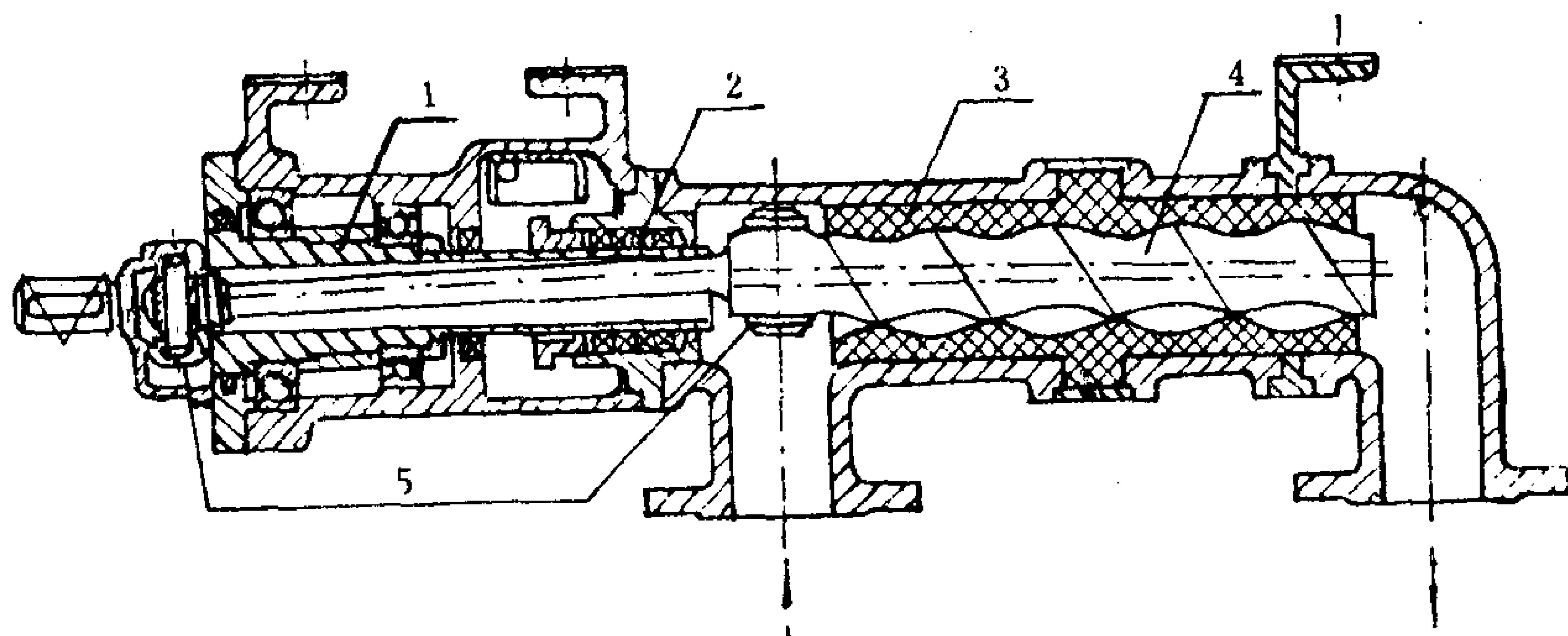


图5.1.3-48 单螺杆泵

1-套筒；2-填料；3-泵缸；4-螺杆；5-万向联轴节

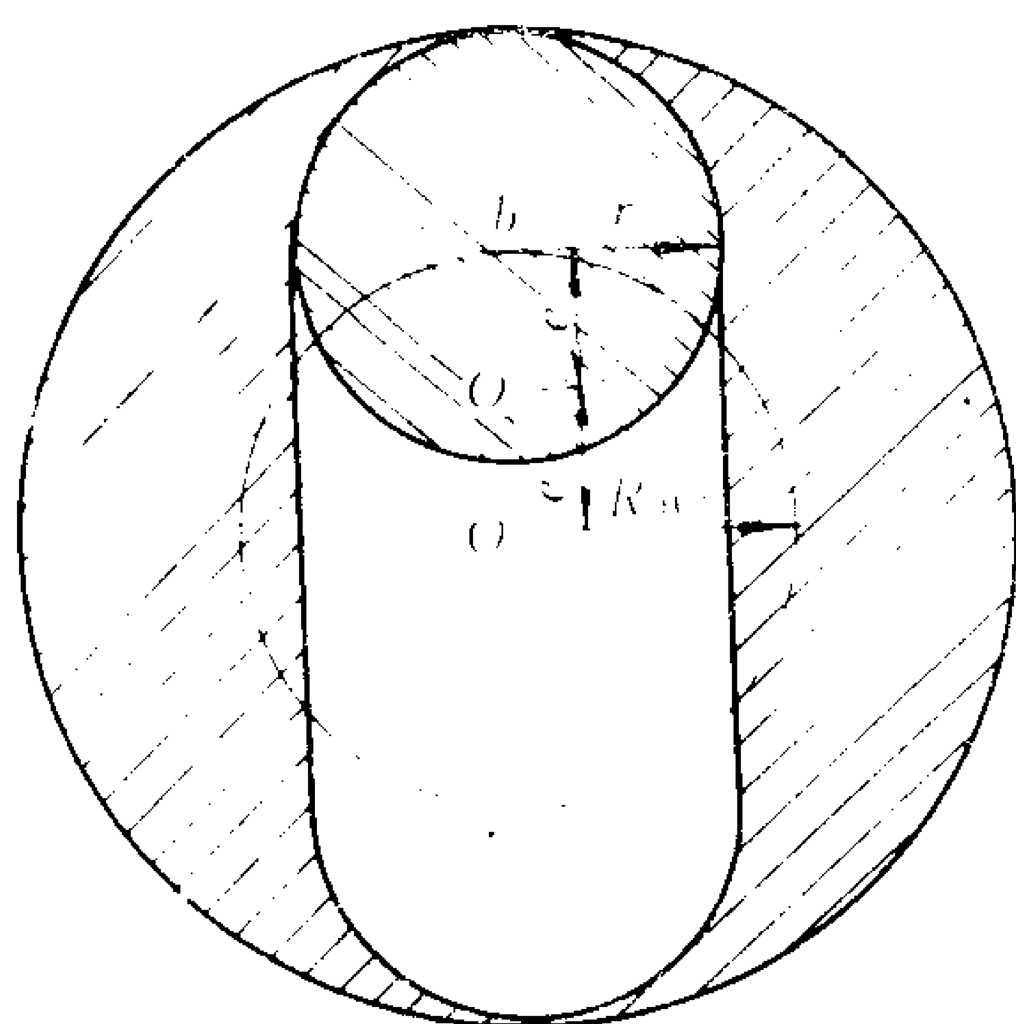


图 5.1.3-49 泵缸截面

由半径为r的圆，其中心以螺距t单头绕半径为e（偏心距）的圆柱旋绕而成。泵缸则常用弹性材料如橡胶、氟塑料或聚丙稀等制造，截面型线由两个中心距为4e、半径为r的对称半圆用直线联结而成，如图5.1.3-49所示。整个缸体就是以这样的截面以螺距$T=2t$（双头）沿中心轴旋绕而成。这样，当将螺杆插入其中时，泵缸的每个截面就将被分隔成两个部分，并以$T=2t$构成封闭段，随着螺杆的旋转，从吸入口向排出口移动，形成泵的吸排。

在螺杆泵工作时，螺杆的中心将绕泵缸中心作圆运动，因此在螺杆与传动轴之间需加设万向联轴节。

单螺杆泵的理论流量为

$$Q_t = 8\,rehn \times 10^{-6} \quad \text{L/min} \qquad (5.1.3\text{-}21)$$

式中：r——螺杆截面半径，mm

e——偏心距，mm;

h——螺杆导程，mm;

通常，$e=1\sim8$ mm; $3\leq h/r\leq10$; $20\leq h/e<35$。

单螺杆泵的实际流量为

$$Q = 8\,rehn\eta_v \times 10^{-6} \quad \text{L/min} \qquad (5.1.3\text{-}22)$$

式中：η_v——单螺杆泵的容积效率，$\eta_v=0.65\sim0.85$。

4.9 螺杆泵管理要则

1）螺杆泵必须按既定的方向运转，不得反向；

2）螺杆泵虽有自吸能力，但不能令其干转，以防磨损。因此，在起动前必须确认泵缸内已充满液体。

3）起动螺杆泵时，应全开排、吸截止阀，以防过载。如果排出管路已经形成高压，则应使泵在旁通情况下起动，待达到额定转速后逐渐建立压力，然后并入系统工作。旁通时应注意时间不要过长，以防发热。

4）泵的流量只能采用变转速或旁通的方法来调节。变速时要注意勿使超过最高转速。

5）螺杆泵的漏泄量与工作液体粘度的平方根成反比，功率损失则近似与粘度的平方根成正比，使用时要注意液体粘度的变化。

6）螺杆泵工作不正常的原因有：

（1）间隙因磨损而增大，流量减少；

（2）吸入了空气，流量降低或伴有噪声；

（3）泵在工作时因油温过高、粘度过高、吸入管路阻塞等原因发生汽蚀；

（4）安全旁通阀关闭不严。

参考文献

〔1〕严金坤、张培生：液压传动，国防工业出版社，1979
〔2〕胡玉兴：液压传动，中国铁道出版社，1980
〔3〕阎永阁等：船舶辅机，人民交通出版社，1980
〔4〕联邦德国力士乐（REXROTH）公司产品目录
〔5〕大连工学院机械制造教研室：金属切削机床液压传动，科学出版社，1985
〔6〕日本液压气动协会：液压气动手册，机械工业出版社，1984
〔7〕海工科研部：螺杆泵的理论和设计
〔8〕Одновинтовые насосы, Машгиз
〔9〕通用机械研究所：螺杆泵

第4章 离 心 泵

常 用 符 号

B——宽度，m

C——绝对速度，m/s；汽蚀比转数

D——直径，m

e——偏心距，m

F——力，N

G——质量，kg

g——重力加速度，m/s

H——压头，m

Δh——汽蚀余量，m

i——级数

K——系数

L——长度，m；

M——力矩，N · m

n——转速，r/min

P——功率，kW

p——压力，MPa

Q——流量，m^3／s（m^3/h）

$R(r)$——半径，m

S——吸入比转数

u——圆周速度，m/s

w——相对速度，m/s

Z——几何高度，m

α——绝对速度的液流角，

β——叶瓣安装角，

η——效率，%

ω——角速度，rad/s

ρ——密度，kg/m^3

ν——运动粘度，m^2/s

脚标：

1——进口

2——出口

a——大气

H——额定

h——水力

m——机械

s——吸入；比；

T——理论

V——容积

v——汽化

∞——无限多

1 分类、原理和基本参数

1.1 分类

离心泵按结构特点的分类见表5.1.4-1。

表 5.1.4-1　　　　离心泵分类

分类方法	名称	简图	性能特点
按泵吸入口分	单吸式		适用于小流量，有轴向力
	双吸式		适用于大流量、低压头，能平衡轴向力，抗汽蚀性能较好
按叶轮级数分	单级泵	螺旋泵壳 泵舌 锥形扩管 I II III IV	压头很少超过 0.15 MPa (150 m 水柱)
	多级泵	1 2 3	适用于高压

分类方法	名称	简图	性能特点
按能量转换装置分	螺壳式	见本表单级泵	撞击和涡漩损失小；为单级泵所常用，两级泵亦有采用
	导轮式		外形尺寸较小，适用于三级以上的多级泵
按泵壳剖分面方向分	轴向剖分式		将上盖（对卧式）或前盖（对立式）拆下，就能对叶轮进行检修
	径向剖分式（亦称分段式）		便于将几个叶轮串联成多级泵，制造方便，但拆检较困难

分类方法	名称	简图	性能特点
按叶轮有无盖板分	闭式叶轮		效率较高，适用于输送无杂质液体。一般离心泵大多采用
	半开式叶轮		适用于输送流量较小、含有颗粒的液体
	开式叶轮		效率较低，宜用作污水泵，泥浆泵等
按比转数 n_s 分	低比转数离心泵 $n_s=40\sim80$ 中比转数离心泵 $n_s=80\sim150$ 高比转数离心泵 $n_s=150\sim300$		参见本章 5.4.1

[10] S・Kakubari:同上:construction and classification of chemical Tankers

[11] WILHELM MAGELSSEN:同上:Design and operational Features of Chemical tankers

[12] J. L. E. JENS;同上:safety Instlruments Related to chemical Tankers and Gas Carricers,survey and Cerlification Reguix—ements Under the SOLAS Convention,Its protocol and the Bulk chemical and Gascarrier codes

[13] F. M. J. VANDE LAAR:同上:Repair Requirements for Tankers

[14] 惠美洋彦、角张昭介:ケミカルタンカー,(株)船舶技术协会,昭和 57 年 1 月

[15] 惠美洋彦、曾根纮角张昭介:续.クシカルタンカー,(株)船舶技术协会,昭和 59 年 1 月

[16] 惠美洋彦:液化ガス/ケシカルタンカーの基础,成山堂书店,昭和 58 年 9 月

$$H_{T\infty}=\frac{1}{g}u_2C_{2u} \quad \text{m} \tag{5.1.4-2}$$

上式亦称为欧拉方程式，并可写成：

$$H_{T\infty}=\frac{u_2^2-u_1^2}{2g}+\frac{w_1^2-w_2^2}{2g}+\frac{C_2^2-C_1^2}{2g} \quad \text{m} \tag{5.1.4-3}$$

或

$$H_{T\infty}=\frac{u_2^2}{g}+\frac{u_2C_{2r}\text{ctg}\beta_2}{g} \quad \text{m} \tag{5.1.4-4}$$

上式表明，$H_{T\infty}$不仅与u_2（n、D_2）成比例，而且还与表征流量的径向分速度C_{2r}和叶片出口安装角β_2有关，亦即

1）当采用后弯叶片，$\beta_2>90°$时，$\text{ctg}\beta_2<0$，$H_{T\infty}$随流量的增加而下降，并恒小于$\frac{u_2^2}{g}$，见图 5.1.4-4 a)；

2）当采用径向叶片，$\beta_2=90°$时，$\text{ctg}\beta_2=0$，$H_{T\infty}=\frac{u_2^2}{g}$，其值不随流量而变，见图 5.1.4-4 c)；

3）当采用前弯叶片，$\beta_2<90°$时，$\text{ctg}\beta_2>0$，$H_{T\infty}$将随流量的增加而提高，并恒大于$\frac{u_2^2}{g}$，见图 5.1.4-4 b)。

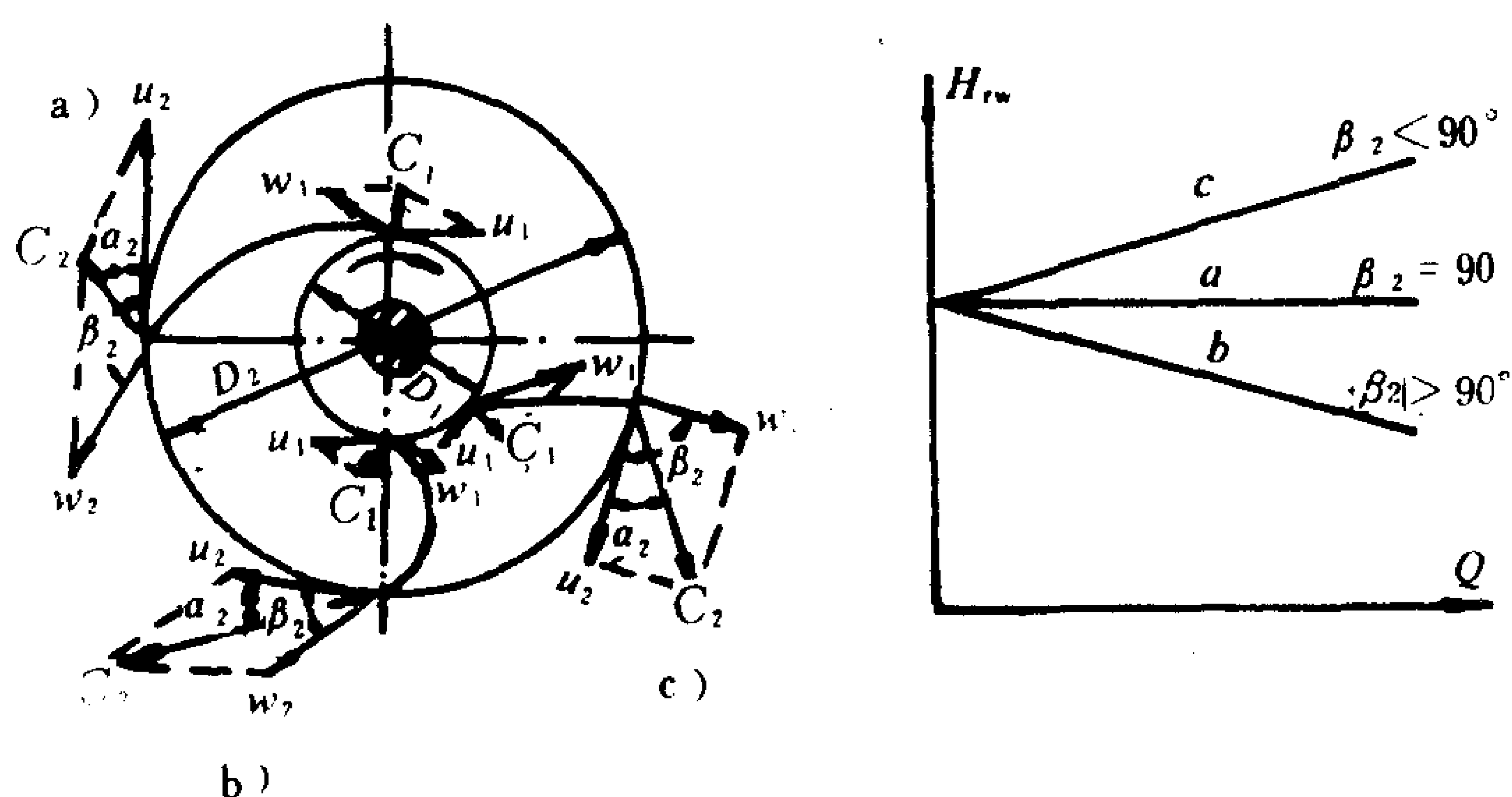


图 5.1.4-4　不同β_2角对压头的影响

前弯叶片能产生较大的压头，但却使液体有很大的绝对速度C_2，这会在转化为压力能时产生较大的损失，因此离心泵中几乎都不采用，而仅被应用在离心式通风机中。

2.3　离心泵的实际压头

实际叶轮的叶片数是有限的，所以离心泵的实际压头就与$H_{T\infty}$有差别，并可写成：

$$H=H_{T\infty}\cdot K_{2cu}\cdot \eta_h \quad \text{m} \tag{5.1.4-5}$$

式中：K_{2cu}——涡漩系数，用来考虑叶片有限多时因流通中的涡漩而造成的压头损失；

η_h——水力效率，考虑泵中液体流动时的各种水力损失。

K_{2cu}、η_h的数值见表 5.1.4-2。

表 5.1.4-2　K_{2cu}和η_h随n_s变化

n_s	60～100	100～150	150～220
η_h	0.87～0.90	0.90～0.92	0.92～0.94
K_{2cu}	0.60～0.82	0.82	0.82

2.4 离心泵压头和流量的近似估算

2.4.1 压头的近似估算

实用上，离心泵的压头可按下列经验公式估算：

$$H=iKn^2D_2^2 \quad \text{m} \tag{5.1.4-6}$$

式中：i——级数；

K——系数，$K=0.0001\sim0.00015$；

n——叶轮转速，r/min；

D_2——叶轮外径，m。

2.4.2 流量的近似估算

当抽送清水时，离心泵的流量，可按下列经验公式估算：

$$Q=5(\frac{D_1}{25.4})^2 \quad \text{m}^3\text{/h} \tag{5.1.4-7}$$

式中：D_1——离心泵吸入口直径，mm。

3 离心泵的能量损失和效率

3.1 机械损失和机械效率

机械损失包括下列各项：

1）轴封（如填料）和轴承等处的摩擦功率损失ΔP_{m1}，如图 5.1.4-5 所示。

2）叶轮在液体中旋转时所产生的圆盘摩擦功率损失ΔP_{m2}，其值为

$$\frac{\Delta P_{m2}}{P_e}=\frac{97}{n_s^{5/3}}\left(\frac{\nu}{\nu_w}\right)^{0.2} \tag{5.1.4-8}$$

式中：ν_w、ν——分别为水和其它液体的运动粘度，对于常温清水$\nu/\nu_w=1$；

P_e——泵的有效功率，kW。

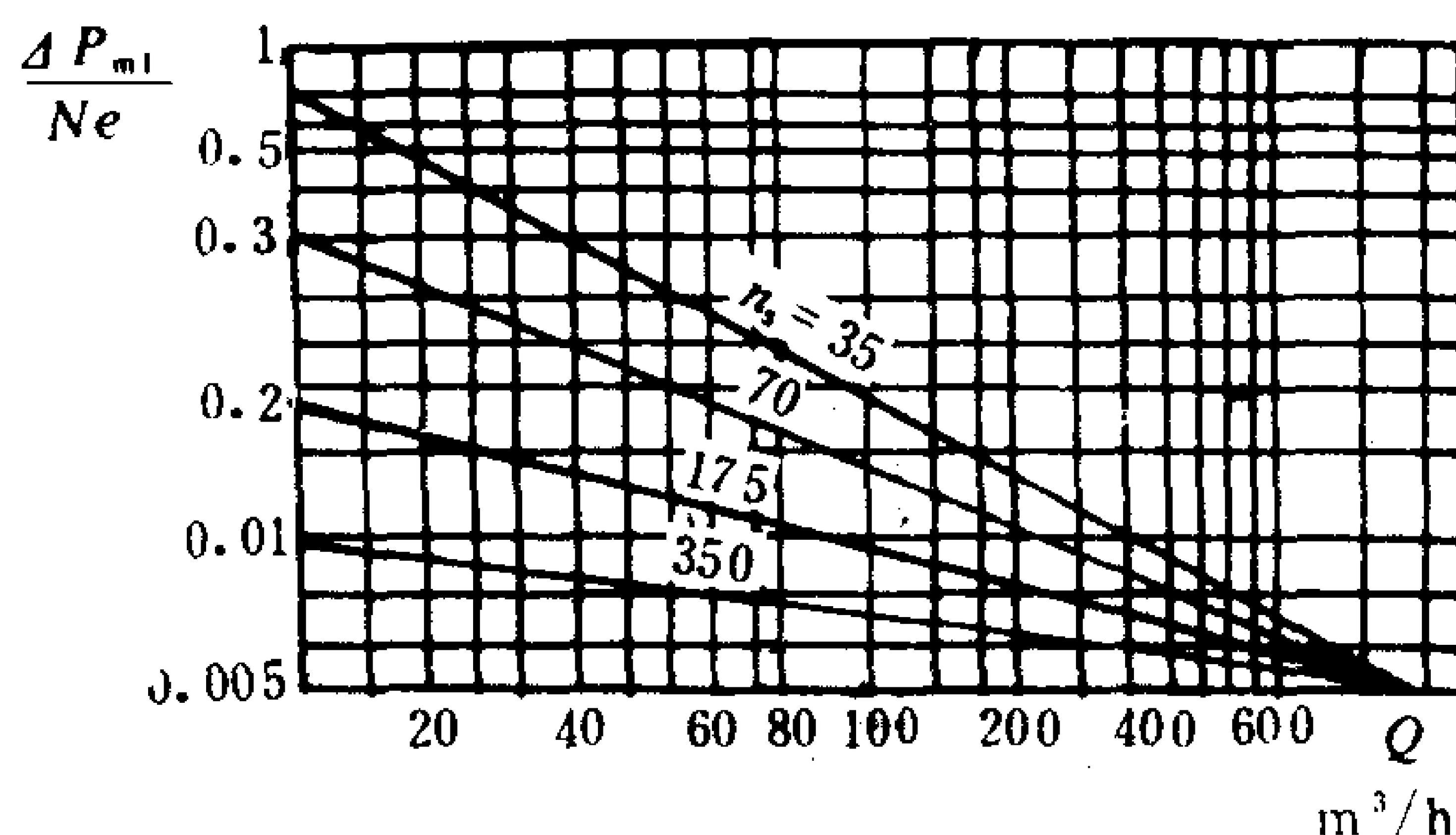


图 5.1.4-5 $\frac{\Delta P_{m1}}{P_e}$与$n_s$和$Q$的关系

机械功率损失$\Delta P_m=\Delta P_{m1}+\Delta P_{m2}$，机械效率$\eta_m$的定义是泵轴输入功率与输出功率的比值，即

$$\eta_m=\frac{P-\Delta P_m}{P}=\frac{\rho g Q_T H_T}{P} \tag{5.1.4-9}$$

式中：P——泵的轴功率，W；

ρ——液体的密度，kg/m³。

η_m与n_s的关系列于表 5.1.4-3，或用下式表示：

$$\eta_m\approx\frac{1}{1+\frac{15.05}{n_s^{7/6}}} \tag{5.1.4-10}$$

主　　编　陆祥润

副 主 编　劢 让

主　　审　[费以法]　冒天诚

执 笔 人　晏君志　劢 让　朱 曙　谢 敏
汪荣海　刘道俊　曲昭惠　史际昌
刘宗德　黄伦坤　何志渔　罗章文
黎明森　王天序　冒天诚　涂光莹
范定华　鲍廷秀　陆祥润　吴昭钿
陈文凯　郑诗谦　胡本礼

审 稿 人　唐明斗　陆让之　范定华　张金昌
黄郁南　刘宗德　劢 让　陈文凯
胡行定　陆祥润　刘守善　汪荣海
冒天诚　范定华　王汉生　罗章文
祝贻德

责任编辑　张向东

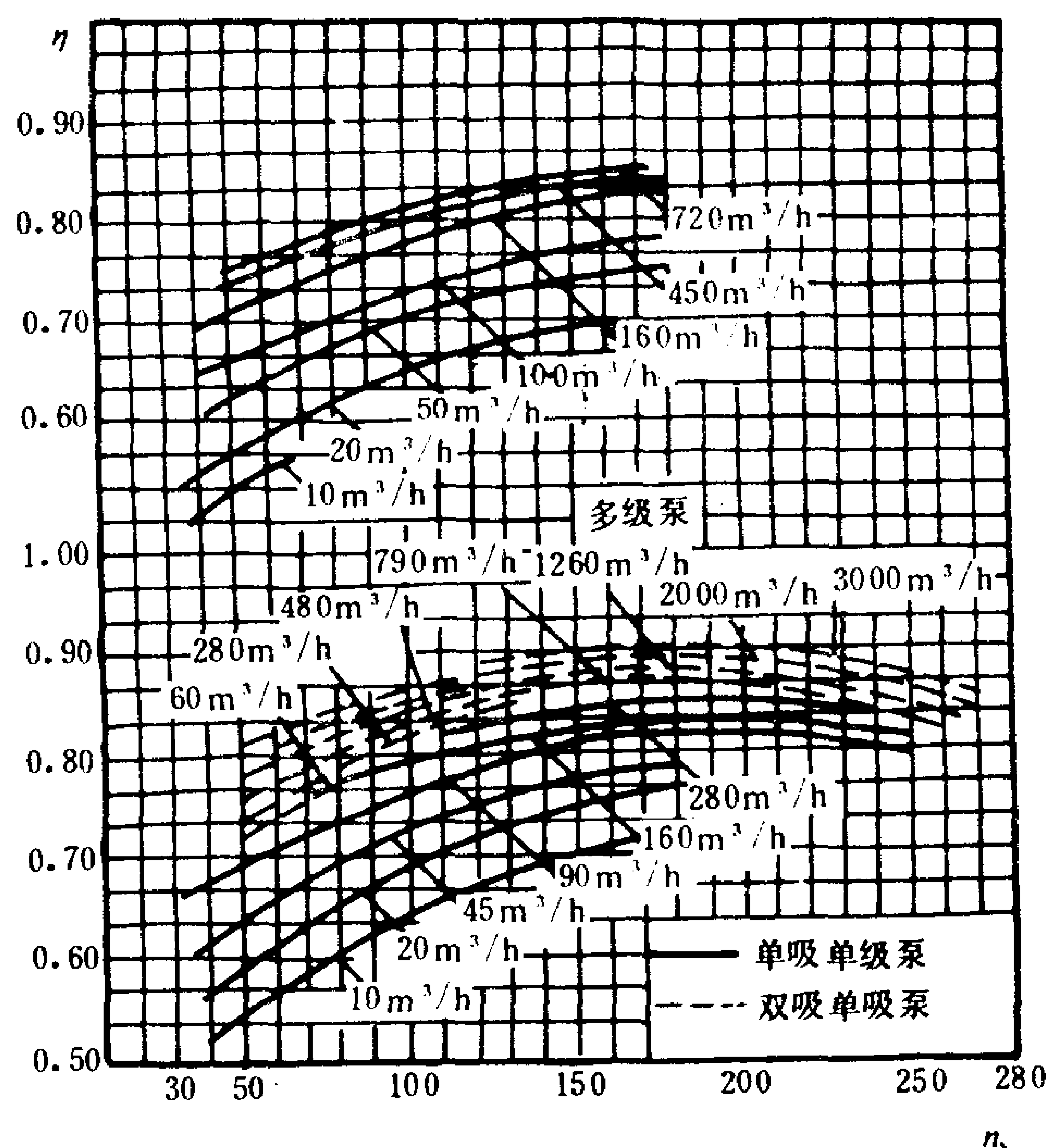


图 5.1.4-8 η与 n_s 和Q的关系

4 离心泵的轴向力、径向力及其平衡

4.1 轴向力及其平衡

离心泵工作时，由于叶轮两侧有如图 5.1.4-9 所示的压力分布，存在着$abcd$差异。

因此单吸式叶轮会产生一个从叶轮后盖指向叶轮进口的轴向力 F_{A1}，其值可由经验公式计算：

$$F_{A1}=KH_1\rho g\pi(r_w^2-r_h^2) \quad \text{N} \tag{5.1.4-16}$$

式中：H_1——单级压头，m；

ρ——液体的密度，kg/m³；

K——系数，当 $n_s=40\sim200$ 时，$K=0.6\sim0.8$；

r_w——密封环的半径，m；

r_h——轮毂半径，m。

液体在叶轮进口处从轴向变为径向流动时，在叶轮上产生一个轴向动反力 F_{A2}，其方向与 F_{A1}相反，数值为

$$F_{A2}=\rho Q_T C_0 \quad \text{N} \tag{5.1.4-17}$$

式中：ρ——液体密度，kg/m³；

Q_T——理论流量，m³/s；

C_0——叶轮进口处的轴向流速，m/s。

此外，对于单级悬臂泵，如果吸入压力较高，则尚须计入由于进口压力 p_1（表压）作用在轴端所引起的轴向力 $F_{A3}=\pi r_h^2 p_1$，其方向与 F_{A1}相反；对于立式泵，还须计入转子重力。

离心泵的轴向力较大，尤其是多级泵，可高达数十万N，必须设法平衡。常见的方法有下述几种。

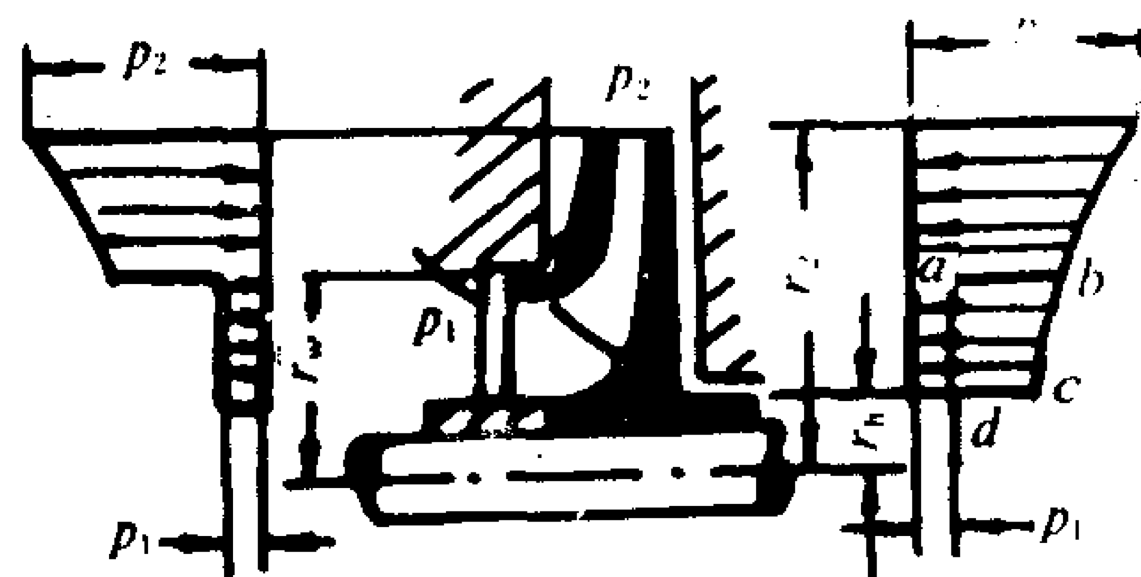


图 5.1.4-9 叶轮两侧的压力分布

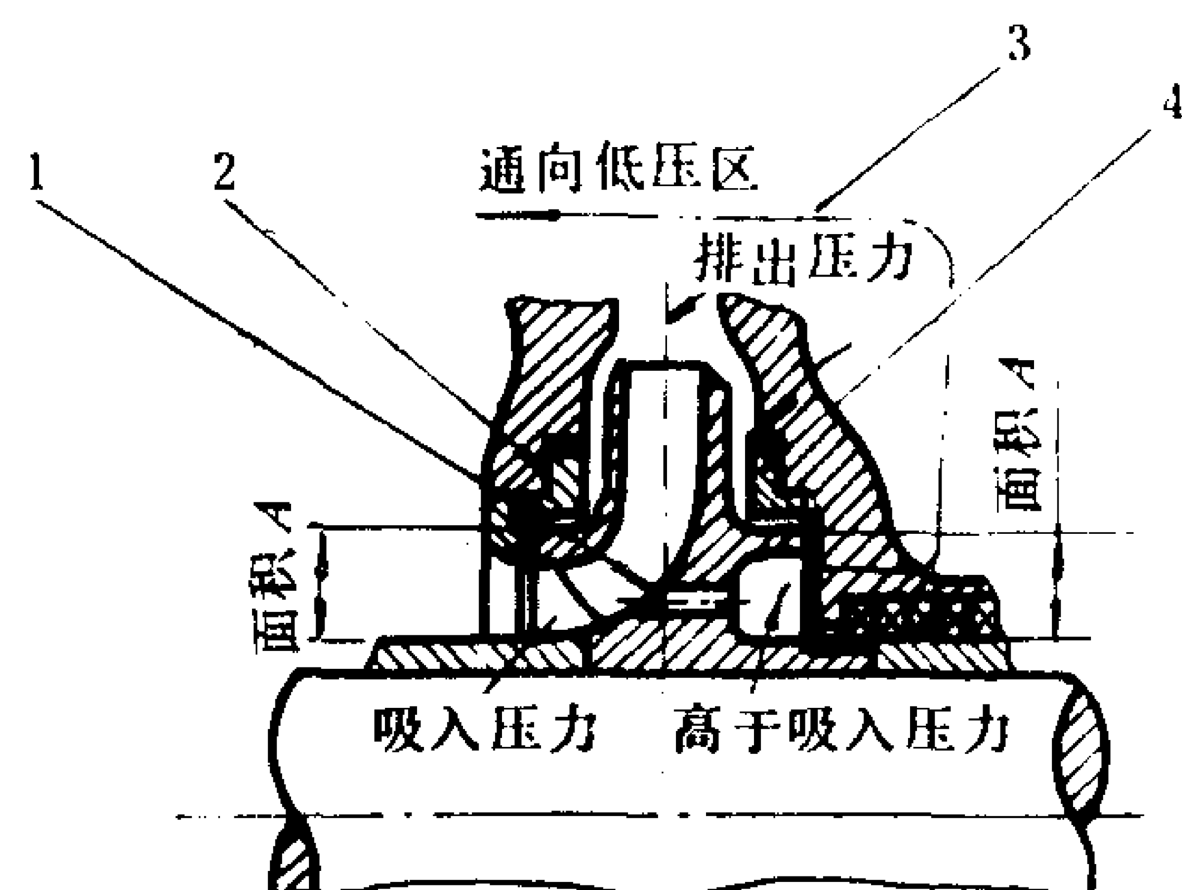


图 5.1.4-10 用平衡孔或平衡管平衡轴向力

1-平衡孔；2-前密封环；3-平衡管；4-后密封环

1）止推轴承法

止推轴承法用于轴向力不大的小型离心泵，在大多数泵中只作为其他平衡方法的补充手

表 8.1.1—1　　**标志及标志的含义**

1. 测量单位的符号

名　称	符　号	名　称	符　号	名　称	符　号
千　安	kA	瓦　特	W	毫　欧	mΩ
安　培	A	兆　乏	Mvar	微　欧	μΩ
毫　安	mA	千　乏	kvar	相位角	φ
微　安	μA	乏　尔	var	功率因数	cosφ
千　伏	kV	兆　赫	MHz	无功功率因数	sinφ
伏　特	V	千　赫	kHz	微　法	μF
毫　伏	mV	赫　芝	Hz	微微法	PF
微　伏	μV	兆　欧	MΩ	亨	H
兆　瓦	MW	千欧	kΩ	毫亨	mH
千　瓦	kW	欧　姆	Ω	微　亨	μH

2. 仪表工作原理的图形符号

名　称	符　号	名　称	符　号	名　称	符　号
磁电系仪表		电动系仪表		感应系仪表	
磁电系比率表		电动系比率表		静电系仪表	
电磁系仪表		铁磁电动系仪表		整流系仪表(带半导体整流器和磁电系测量机构)	
电磁系比率表		铁磁电动系比率表		热电系仪表(带接触式热变换器和磁电系测量机构)	

3. 电流种类的符号

名称	符　号	名　称	符　号	名　称	符　号	名　称	符　号
直流	—	交流(单相)	～	直流和交流	≂	具有单元件的三相平衡负载交流	≋

4. 准确度等级的符号

名　称	符　号	名　称	符　号	名　称	符　号
以标尺量限百分数表示的准确度等级，例如 1.5 级	1.5	以标尺长度百分数表示的准确度例如 1.5 级	1.5	以指示值百分数表示的准确度例如 1.5 级	1.5

不平衡轴向力。

7）平衡盘（液力自动平衡装置）

平衡盘常用于分段式多级泵中，装在末级叶轮后的泵轴上，随轴一起旋转，如图 5.1.4-14 所示。依靠不变的径向间隙b和可变的轴向间隙a的两次节流，将排出液体压力p先下降到平衡盘前的中间压力p'，再下降到平衡室压力p_0，并经平衡管与泵的吸入管相通。这种装置能通过轴向间隙a的变化来改变中间压力p'的大小，达到自动平衡轴向力的目的，因此可不设止推轴承。

4.2 径向力及其平衡

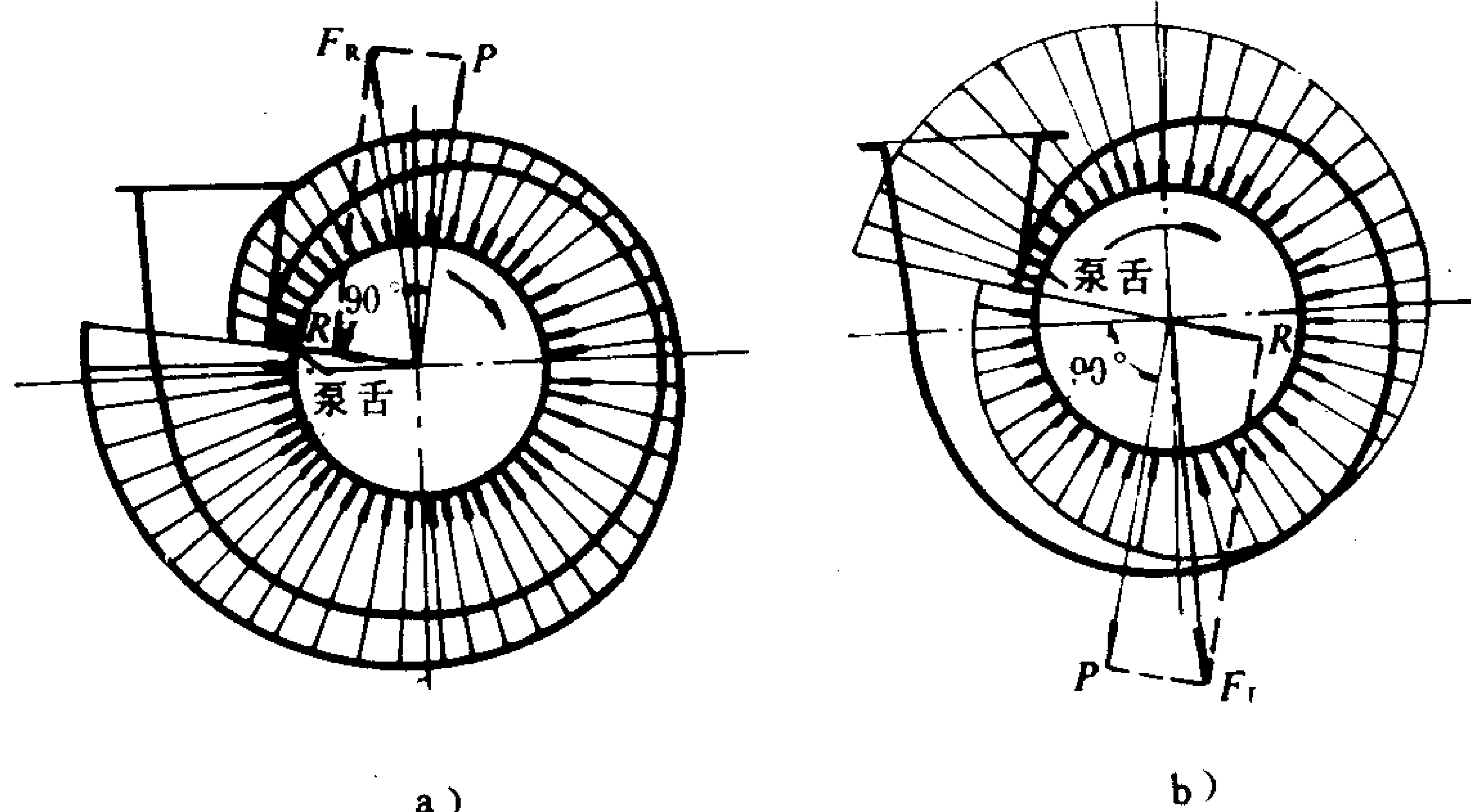


图 5.1.4-15 螺壳内非额定工况下的压力分布

a）低于额定工况；b）高于额定工况

单级螺壳式水泵在设计工况下运行时，整个叶轮外周上的压力分布一般是均匀的，不产生径向力。但大多数船用泵往往都在非设计工况下运行，这时叶轮外周上的压力分布就将呈不对称状态，如图 5.1.4-15 所示（图中a为低于设计流量，b)为高于设计流量)，因而就有径向力作用在泵轴上。流量偏离额定值越远，径向力就越大。这样，转动轴就加上了一个交变负荷，可能导致疲劳损坏，或使泵轴挠曲，甚至使运动部件碰擦。

径向力的大小可按下列经验公式计算：

$$F_R=0.36\left[1-\left(\frac{Q}{Q_H}\right)^2\right]HB_2D_2\rho g \quad \text{N} \qquad (5.1.4\text{-}18)$$

式中：Q——实际工作流量，m^3/s；

Q_H——额定流量，m^3/s；

H——泵的工作压头，m；

B_2——叶轮出口总宽度（包括前、后盖板），m；

D_2——叶轮外径，m；

ρ——液体的密度，kg/m^3。

对单级螺壳泵中的径向力，可采用双层涡室来平衡（见图5.1.4-16)。但其流道结构复杂，铸造困难，因此一般小泵都不采用，对大、中型泵则较适用。

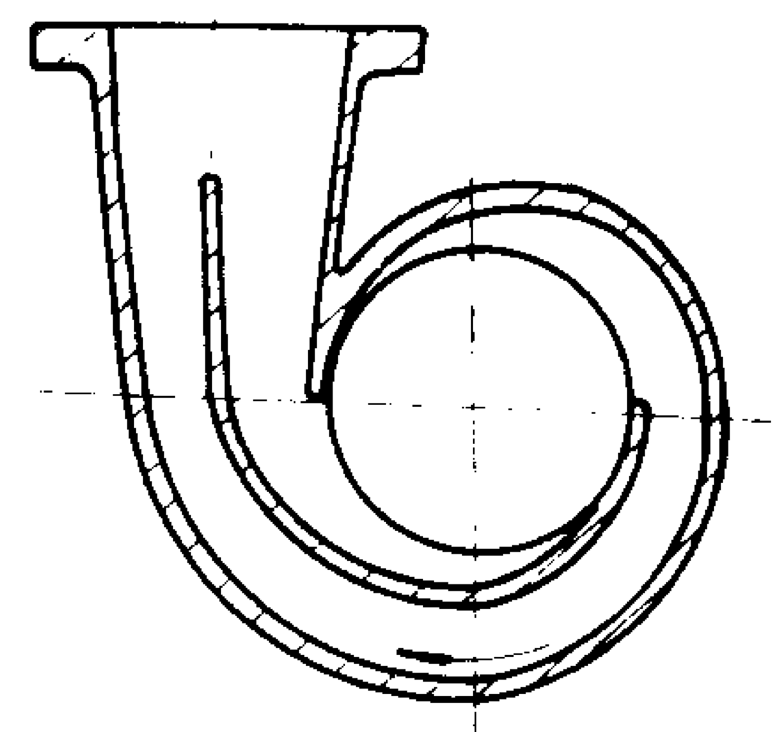


图 5.1.4-16 双层涡室

在多级螺壳泵中，将相邻涡室互成 180°布置的方法（见图 5.1.4-17 a)，可使径向力的合力为零，这时虽留有一个未被平衡的力偶，但因力偶臂(相邻叶轮的距离)不大，它在支承点上所引起的反力以及泵轴的挠曲，也

用 T，电动系用 D，感应系用 G，整流系用 Q 表示等。如 13C1－A 型直流电流表，“13”为形状代号，按此代号可从有关的标准中查出仪表的外型和尺寸，“C”表示是磁电系仪表，“1”为设计序号，“A”表示用来测量电流。

（2）可携式仪表型号的组成形式

此种仪表不用形状代号。第一位为组别代号，用来表示仪表的不同系别，以下部分的组成形式则与面板式仪表相同。如 T19－V 型交流电压表，“T”表示电磁系仪表，“19”为设计序号，“V”表示用来测量电压。

（3）除了前述的指示仪表外，其他各类仪表的型号的组成形式是在组别代号前再加一个类别代号，以汉语拼音字母表示。如电度表用 D，电桥用 Q，数字电表用 P 等。这些仪表的组别代号所代表的意义也和指示仪表不同。

常用电气仪表的类别和组别代号如表 8.1.1－2 所示。

表 8.1.1－2　　**常用电工仪表的类组代号**

类别代号＼组别代号	A	B	C	D	F	G	H	J	L	P	Q	S	T	U	X	Z	Y
指示仪表		谐振（振簧）	磁电	电动		感应			整流	补偿	静电	双金属	电磁	光电		电子	
D 电度表	安培（小时计）	标准		单相	伏特（小时计）		总耗	直流	打点记录			三相三线	三相四线		无功	最高需量	其余
M 各种（专用）仪表				万用表复用表	钳形表			整流			交流				组合（成套）仪表		
H 仪用互感器					放大器			电压	电流								
Z 电阻度量			欧姆表												电阻箱	电阻	
Q 电　桥					复用			直流				交流					
B 标准度量			电池			自感	互感					电阻时间常数	时间			电阻	
K 自动控制仪器		磁电									桥式			电位差计		电子	其
U 电位差计									直流			交流				电子	
S 示波器			磁电														
P 数字仪表			欧姆表		检验装置					频率表					相位表	伏特表	余
X 校验装置					复用												
F 附件配件			振动子	电阻元件电阻温度计	复用	光照设备	热电变换器	分压器倍率器附加电阻	分流器分流箱			传送器				整流器	
Y 其余												交流					

心泵的共同特点。泵的 Q-η 曲线上有一最高点，该点所对应的工况即为最佳工况。泵工作时，应尽量使其在最佳工况下运行。

离心泵的 Q-H 曲线可有三种基本形式（见图5.1.4-20）：

1）陡降型，适用于压头变化较大而流量不希望有多大改变的场所，例如舱底水泵；

2）平坦型，当流量变化较多时，压头改变不大，适宜用节流阀或变压头来调节流量，例如压力水柜供水泵、给水泵等；

3）驼峰型，具有不稳定的上升段。这种泵只宜在驼峰顶点K以右的区间工作。

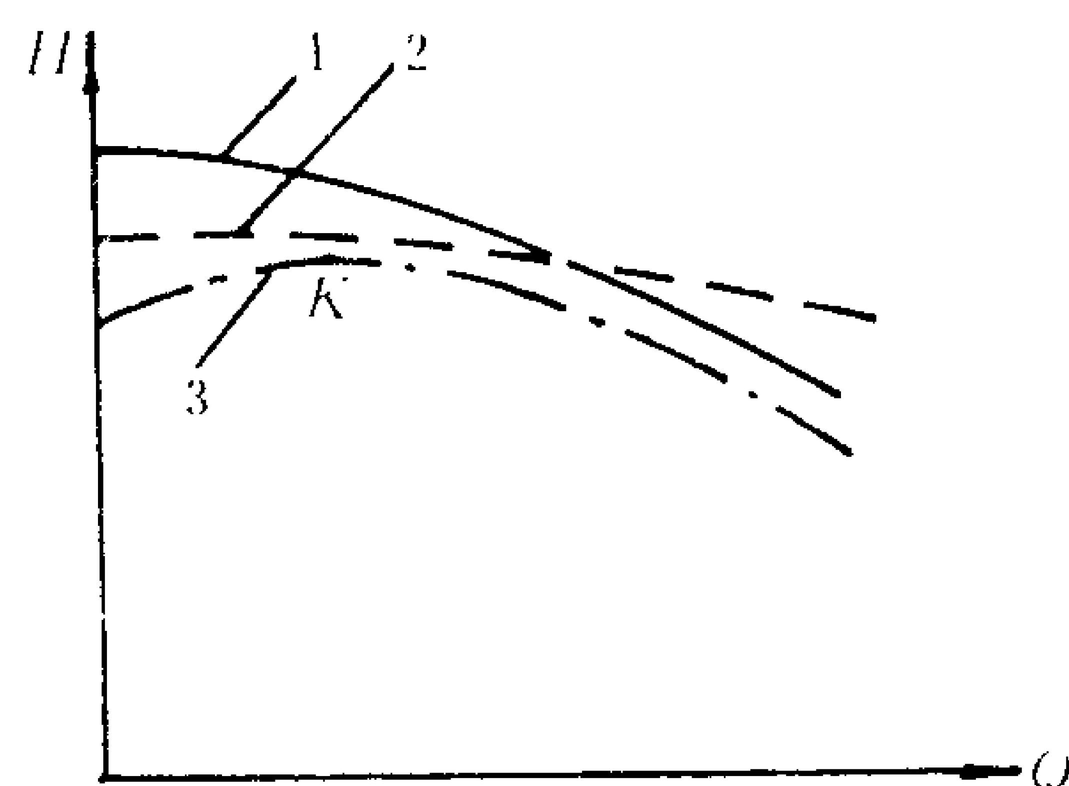


图 5.1.4-20 离心泵的Q—H曲线形式

1-陡降型；2-平坦型；3-驼峰型

5.2 通用特性曲线（万能特性曲线）

如图 5.1.4-21 所示，利用通用特性曲线，能确定泵在任意转速下的流量、压头和效率。图中还把各种转速下效率相同的各点整理成一组等效率曲线。较高的等效率曲线在某一转速的 Q-H 曲线上所截取的有限范围，即为它的适宜工况区。例如：在n_1的Q-H 曲线上，$\eta=0.65$ 的区段为 D_1A_1；在n_2的 Q-H 曲线上，$\eta=0.65$ 的区段为 E_1B_1。

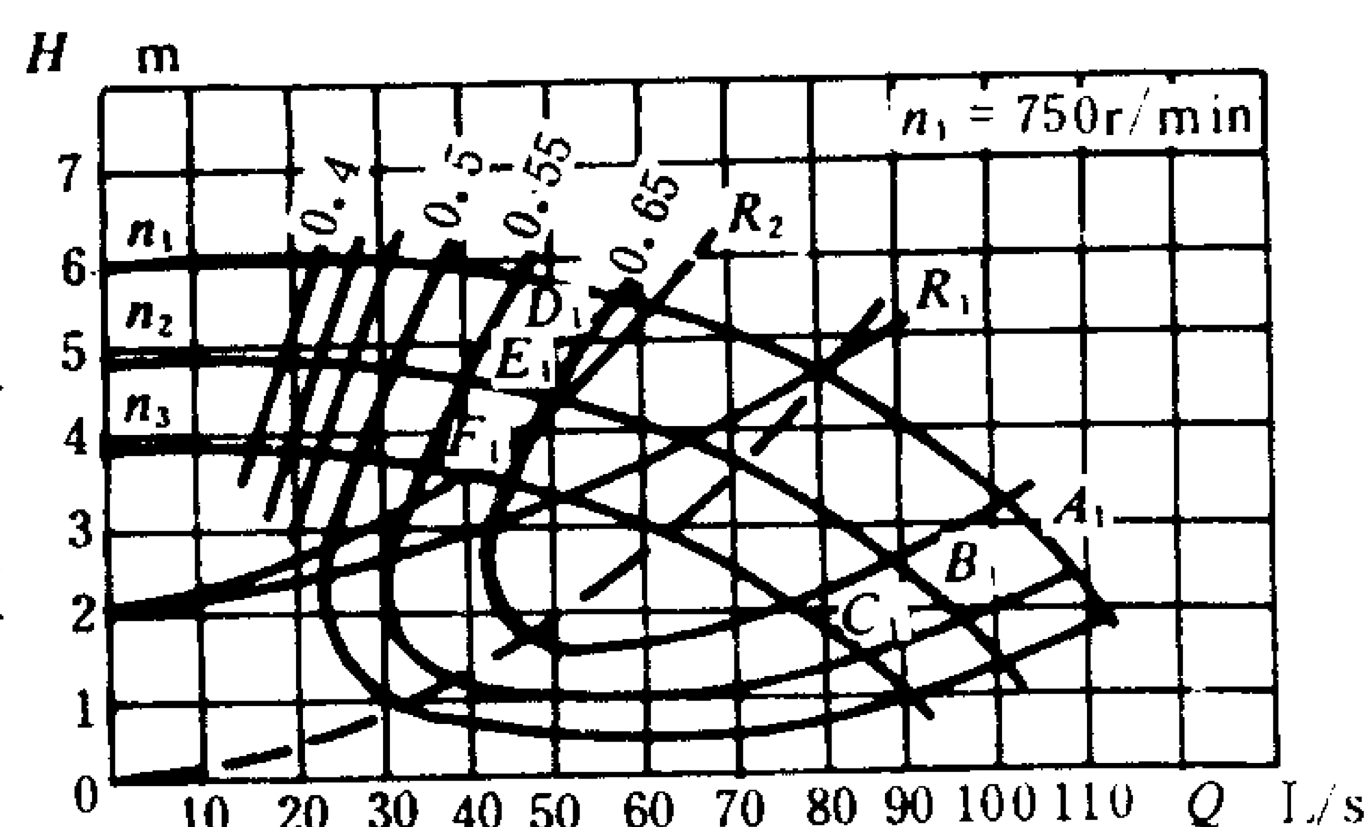


图 5.1.4-21 通用特性曲线

5.3 无因次特性曲线

为了研究上的需要，常把泵的性能参数Q、H、P和η表达成无因次的形式 $\bar{Q}$、$\bar{H}$、$\bar{P}$和$\bar{\eta}$，这时

无因次流量 $\bar{Q}=\dfrac{Q}{N_Q}$ (5.1.4-19)

无因次压头 $\bar{H}=\dfrac{H}{N_H}$ (5.1.4-20)

无因次功率 $\bar{P}=\dfrac{P}{N_P}$ (5.1.4-21)

无因次效率 $\bar{\eta}=\dfrac{\bar{Q}\bar{H}}{\bar{P}}$ (5.1.4-22)

式中：$N_Q=\dfrac{\pi}{4}D_2{}^2u^2$，$m^3/s$；

$N_H=\rho u_2{}^2$，N/m^2；

$N_P=N_Q\cdot N_H$，W。

用无因次量$\bar{Q}$、$\bar{H}$、$\bar{P}$和$\bar{\eta}$代替泵的实际参数 Q、H、P和η而绘出的曲线即称为无因次特性曲线。

根据一台泵的实测特性曲线，利用上

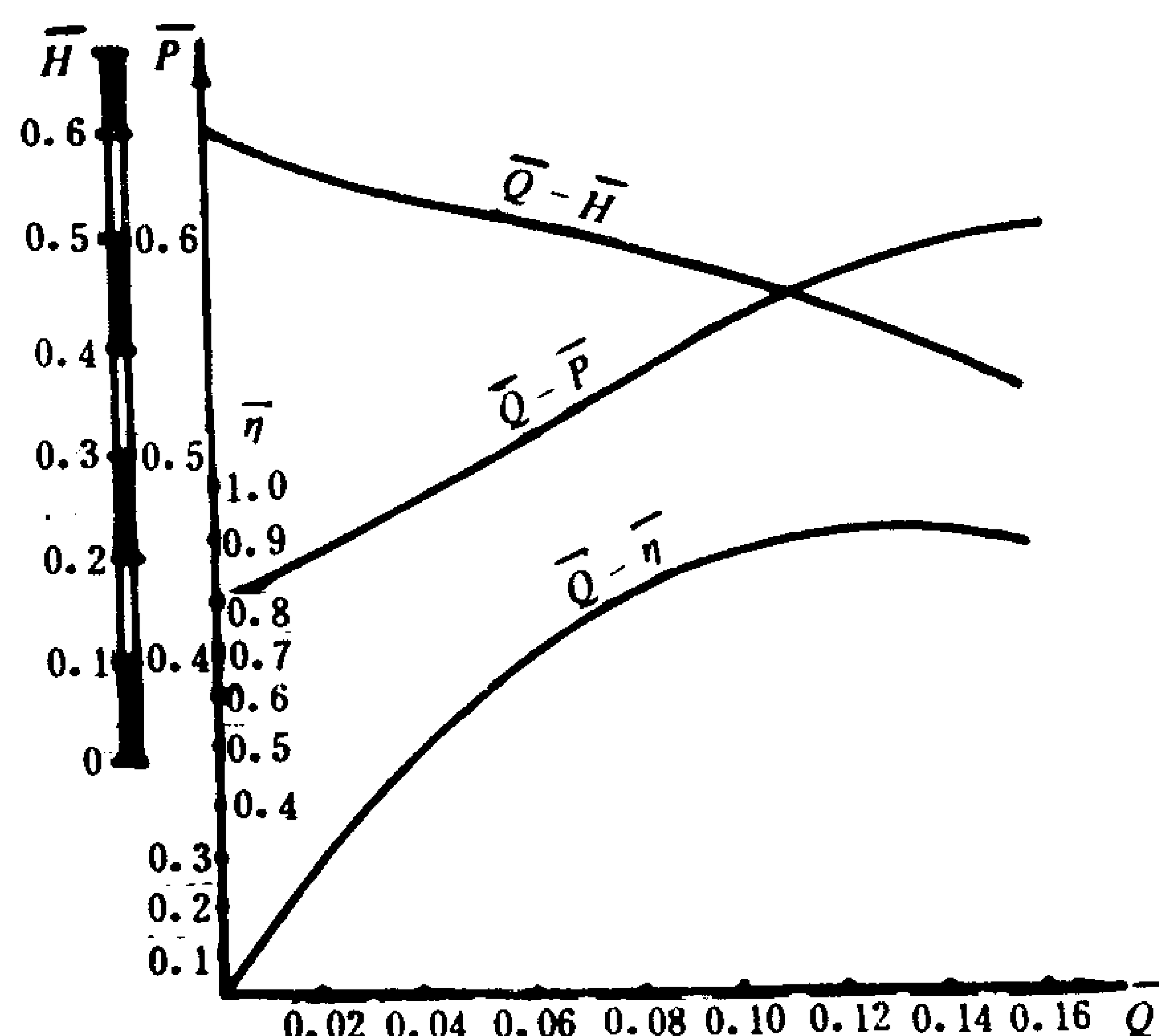


图 5.1.4-22 无因次特性曲线

仪表准确度等级符号通常在仪表的刻度盘上标示出来，表示方法见表 8.1.1－1。

4 仪表准确度的选择

1）根据工程实际要求，合理选择仪表的准确度等级。通常准确度为 0.1 级至 0.2 级的仪表用作标准及作精密测量用；0.5 级至 1.5 级的仪表用于实验室的一般测量；1.5 级至 5.0 级的仪表用于一般工业生产上。

2）根据被测量的大小选用适当量程的仪表。如果选择不当，用量程比被测量数值大很多的仪表进行测量时，将会产生较大的误差。为充分利用仪表的准确度，被测量的数值应大于仪表量程上限的三分之二，这时仪表可能产生的最大相对误差将不会超过仪表准确度等级数值百分数的 1.5 倍。即：

$$\gamma_m \leqslant \pm 1.5K\%。$$

5 磁电系仪表

5.1 磁电系仪表的结构和工作原理

磁电系仪表的测量机构如图 8.1.1－2 所示。

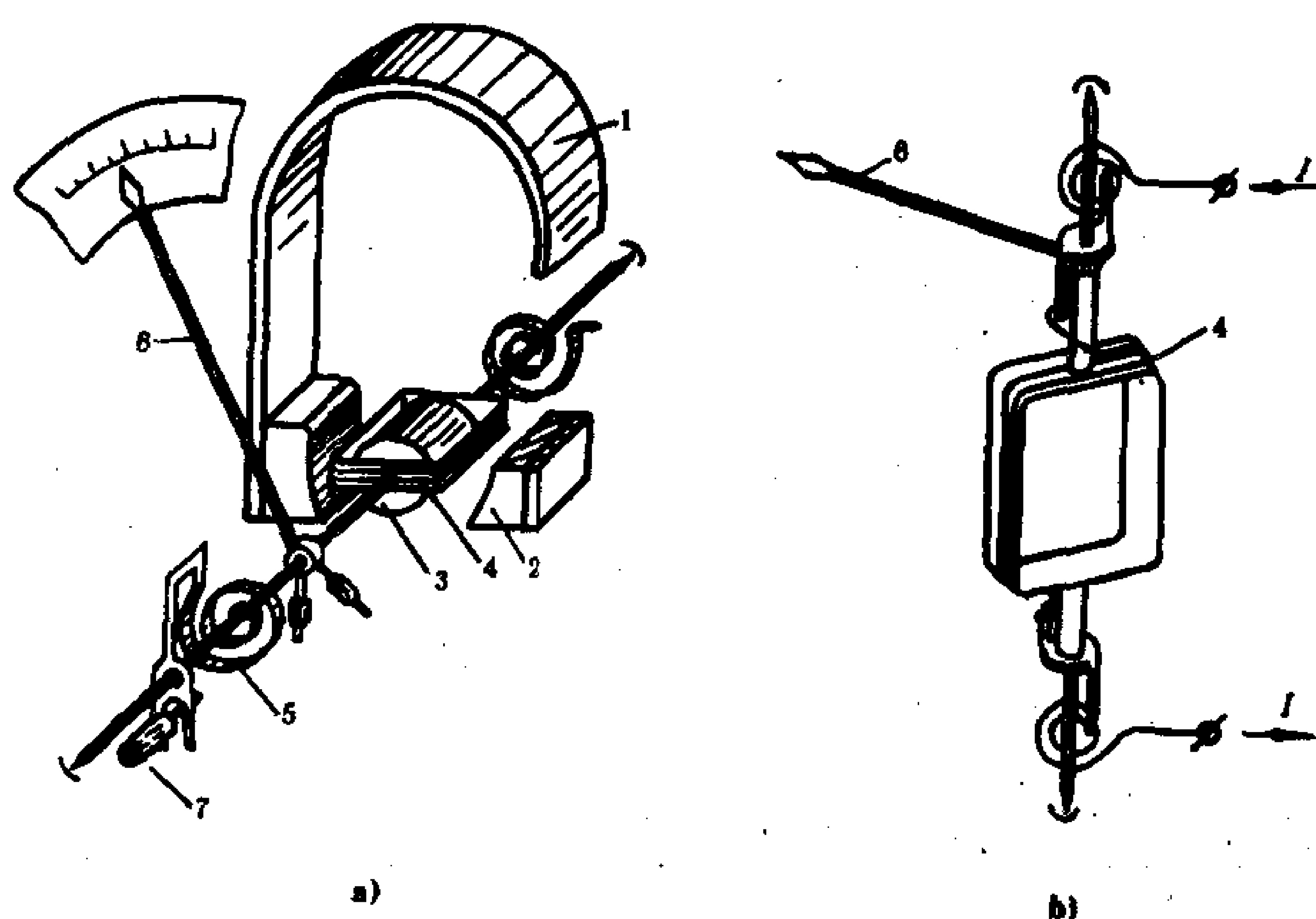


图 8.1.1－2 磁电系测量机构

a）测量机构；b）电流途径

1－永久磁铁；2－极掌；3－圆柱形铁芯；4－可动线圈；5－游丝；6－指针；7－调零器

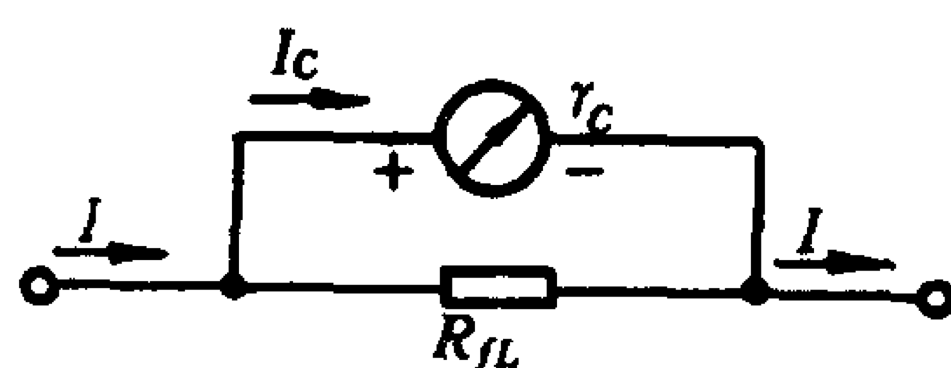


图 8.1.1－3 磁电系电流表原理电路

测量机构包含固定的磁圆路系统及可动部分。磁路系统为，圆柱形凹面的软钢极掌 2 固定在马蹄形永久磁铁 1 的足上。圆柱形铁芯 3 固定在两极掌之间，其目的是在极掌和铁芯间的气隙中产生均匀的辐射方向的磁场。铁芯上装有一固定于转轴上的可动线圈 4。转轴上装有指针 6 和产生反转力矩作用的两个螺旋形游丝 5。其中一游丝的另一端固定在仪表的支架上，另一游丝的另一端固定于调零器 7 上，以便进行指针的零位调整。

作用原理：当被测电流通过可动线圈 4 时，因导线中电流和永久磁铁的磁场相互作用而产

对于同一台泵，因比值$\lambda=\frac{D}{D'}=1$，因此可改写如下：

$$\frac{Q}{Q'}=\frac{n}{n'} \quad (5.1.4\text{-}26)$$

$$\frac{H}{H'}=\left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad (5.1.4\text{-}27)$$

$$\frac{P}{P'}=\left(\frac{n}{n'}\right)^3 \quad (5.1.4\text{-}28)$$

以上三式称为比例定律，它们表明：改变转速，可以调节流量和压头，但过分提高转速，原动机将会严重超载。

2）比转数

由相似定律可导出离心泵的相似准则数——比转数n_s，即

$$n_s=\frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (5.1.4\text{-}29)$$

式中：n——泵的额定转速，r/min；

Q——泵的额定流量，在双吸式泵中，取Q等于总流量的一半，m³/s；

H——泵的额定压头，对多级泵，H应取为每级叶轮所产生的压头，m。

表 5.1.4-4　　不同 n_s 值的叶轮结构特征和特性曲线

水泵类型	离心泵			混流泵	轴流泵
	低比转数	中比转数	高比转数		
比转数	40～80	80～150	150～300	300～500	500～1000
叶轮简图					
尺寸比	$\frac{D_2}{D_0}\approx2.5$	$\frac{D_2}{D_0}\approx2.0$	$\frac{D_2}{D_0}\approx1.8\sim1.4$	$\frac{D_2}{D_0}\approx1.2\sim1.1$	$\frac{D_2}{D_0}\approx1.0$
叶片形状	圆柱形叶片	进口处扭曲 出口处圆柱形	扭曲形叶片	扭曲形叶片	轴向机翼形
工作特性曲线					

在转速一定时，比转数大致可以确定泵的通流部分的几何形状和泵的特性曲线的特点。因此，比转数是对叶轮式泵进行合理分类的一个数序，见表 5.1.4-4。

比转数是有因次的，但通常皆省略其单位。各国采用的计算公式和性能参数的单位不同，所得的比转数值也不同，可根据表 5.1.4-5 进行换算。

表 5.1.4-5　　　　比转数换算表

公式		$3.65\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$	$\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$				
国别		中（n_s）	德（n_s）	日（N_s）	英（N_s）		美（N_s）
单位	Q	m^3/s	m^3/s	m^3/min	IG/min	ft^3/min	USG/min
	H	m	m	m	ft	ft	ft
	n	r/min	r/min	r/min	r/min	r/min	r/min
系数		1	0.274	2.12	12.9	5.17	14.15

5.4.2　变速时的特性变换和变速特性

当离心泵的转速由 n_1变为n_2（变化范围在 20%以内）时，特性曲线上各点参数Q、H和P的变化规律服从比例定律（见公式 5.1.4-26、27 和 28）。

依据比例定律，即可作出新转速下的定速特性曲线，如图 5.1.4-24 所示。当转速变化较大时，换算误差增大，特别是效率相差较大，因此应通过试验加以确定。

5.4.3　切割叶轮外径时的特性变换

制造厂和使用部门常采用车削叶轮外径的方法来改变泵的性能，扩大泵的使用范围。

当叶轮外径 D_2被车削为 D_2'时，如果转速不变，则新的参数Q'、H'和P'可按下式算出（假定泵的效率在允许车削范围内变化不大）：

$$Q'=Q\frac{D_2'}{D_2} \tag{5.1.4-30}$$

$$H'=H\left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2 \tag{5.1.4-31}$$

$$P'=P\left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3 \tag{5.1.4-32}$$

上述关系式称为离心泵的切割定律。利用此定律即可方便地获得叶轮切割后的特性曲线，如图 5.1.4-25 所示。

叶轮外径的允许车削量视 n_s 而定，见表 5.1.4-6。车削过多会使泵的效率降低过多。

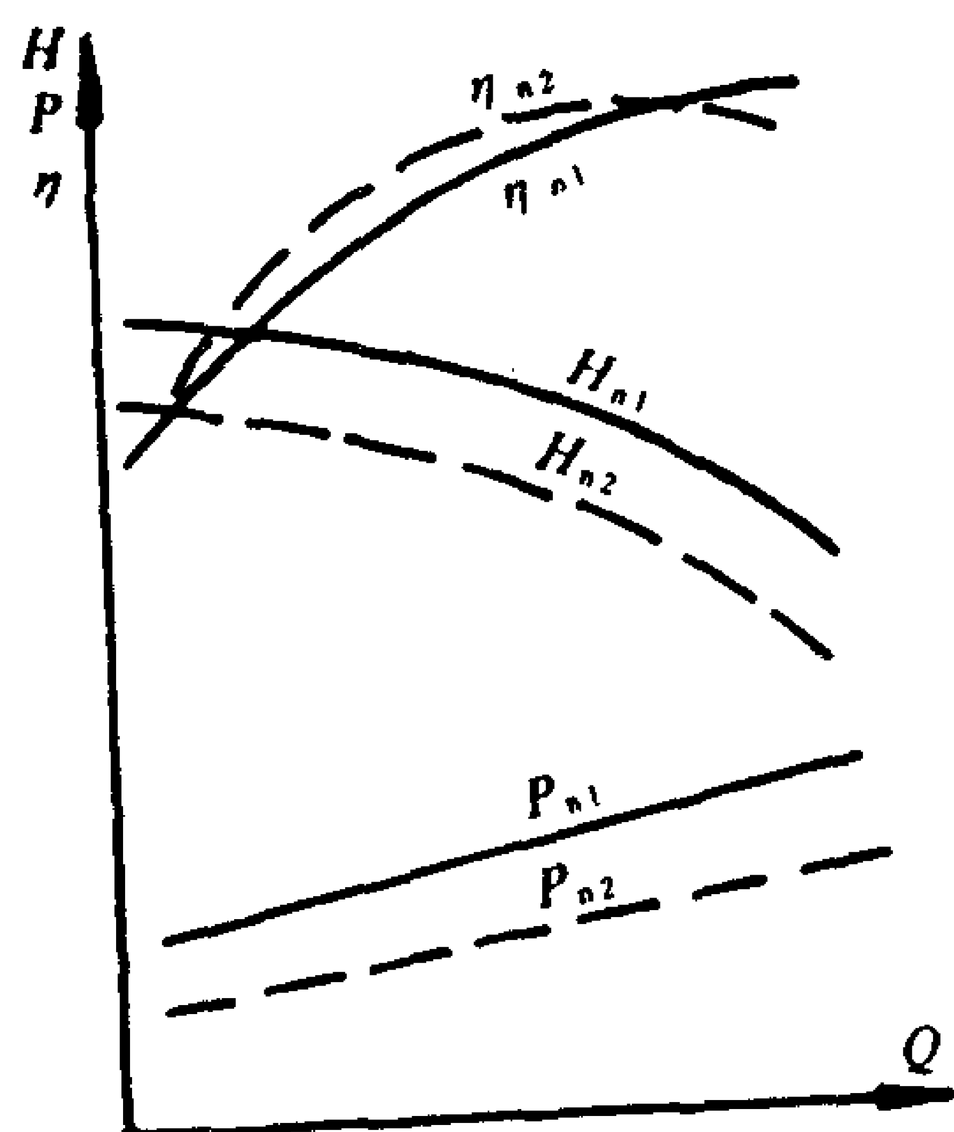


图 5.1.4-24　离心泵的变速特性

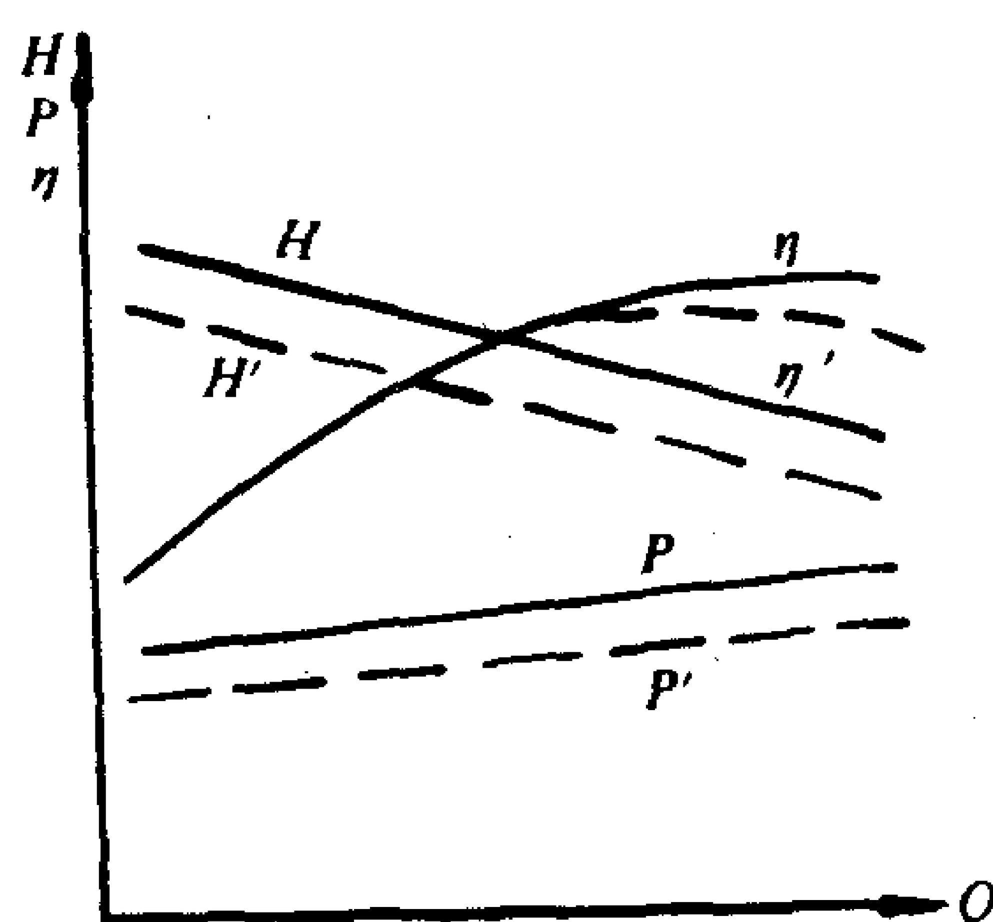


图 5.1.4-25　叶轮经切割后特性的变化

表 5.1.4-6　　　　　　　　**叶轮外径的允许车削量**

n_s	≤60	60～120	120～200	200～250	250～350	350～450
最大车削量 $(\frac{D_2-D_2'}{D_2})$ 100%	20	15	11	9	7	5

叶轮的车削方法应视 n_s 的大小而有所不同，见图 5.1.4-26。对于低比转数泵，可平行车削外径；如配有导轮，可只车削叶轮的叶片而保留前、后盖板不动。对于高比转数泵，则宜采用斜切或平切。

5.4.4　输送不同密度液体时的特性变化

当输送液体的密度由ρ变化到ρ'时，如果其他条件不变，则泵的流量、压头和效率基本不变。但泵的轴功率P和泵的排出压力p则发生变化，即

$$p'=\frac{\rho'}{\rho}p \qquad (5.1.4\text{-}33)$$

$$P'=\frac{\rho'}{\rho}P \qquad (5.1.4\text{-}34)$$

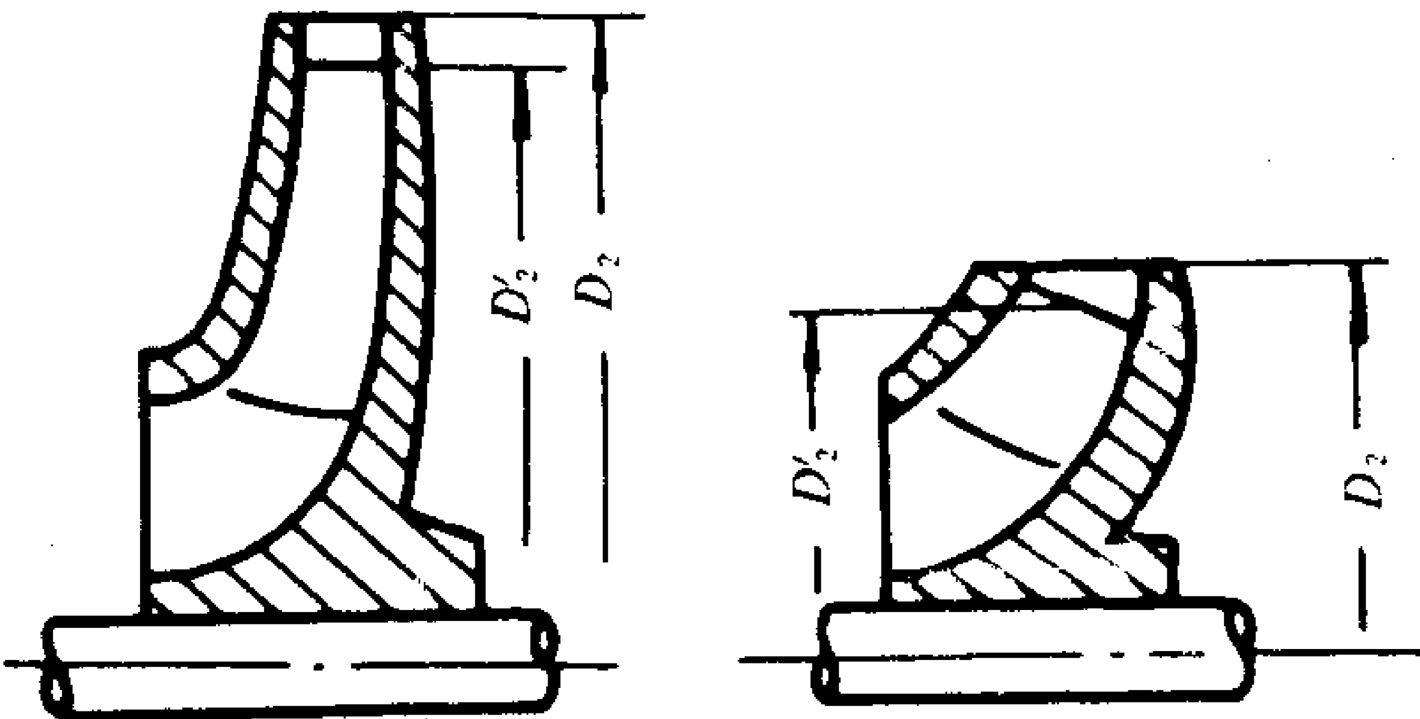


图 5.1.4-26　不同 n_s 叶轮的车削

5.4.5　输送不同粘性液体时的特性变化

离心泵在输送粘性液体时，由于液体的粘度增加(例如,常温清水的运动粘度$\nu=1\times10^{-6}$ m^2/s，而原油的运动粘度$\nu=10.24\times10^{-6}m^2/s$)，雷诺数 Re 减小，泵内液体流动状态发生较大变化，引起流量、压头、效率和汽蚀余量下降，而轴功率却增加。这时就需把泵输送常温清水时的特性曲线（由制造厂提供）换算成输送粘性液体时的特性曲线。换算的方法很多，但都需确定流量、压头和效率的修正系数 K_Q、K_H 和 K_η。

图 5.1.4-27 所示为美国水力协会提供的换算关系曲线。此曲线适用于输送石油类液体、吸入口径为 50～200 mm 的离心泵。双吸泵取$Q/2$，多级泵取相当于第一级的压头。使用时，先按输水时的额定流量(例如$Q_{HW}=170\ m^3/h$)，在图 5.1.4-28 所示的特性曲线上，查得0.6 Q_{HW}、0.8Q_{HW}、1.0Q_{HW}和 1.2Q_{HW}各点的H、η值列于表 5.1.4-7 中。再按额定流量Q_{HW}=170 m^3/h和额定压头　H_{HW}=30 m在图 5.1.4-27 上求得交点，由该点引水平线与$\nu=102.4$ mm^2/s 的斜线相交，并由交点向上作垂直线，即可分别查得各点的K_Q、K_H和K_η值。然后按表中各式换算，即可作出$\nu=102.4\ mm^2/s$ 的特性曲线，如图 5.1.4-28 上的虚线。

表 5.1.4-7　　　　　　　　**输送粘性液体时泵性能换算表**

项	目	单位	0.6Q_{HW}	0.8Q_{HW}	1.0Q_{HW}	1.2Q_{HW}
清水	流　量Q_W	m^3/h	102	136	170	204
	压　头H_W	m	34	32.5	30	26
	效　率η	%	72.5	80	82	79
油的粘度		$10^{-6}m^2/s$	102.4			

续上表

项目		单位	$0.6Q_{HW}$	$0.8Q_{HW}$	$1.0Q_{HW}$	$1.2Q_{HW}$
换算系数	K_Q			0.975		
	K_H		0.97	0.95	0.93	0.91
	K_η			0.76		
油	流量 $Q_\nu=K_Q\cdot Q_w$	m³/h	99.5	132.6	165.8	198.9
	压头 $H_\nu=K_H\cdot H_W$	m	33	30.9	27.9	23.7
	效率 $\eta_\nu=K_\eta\cdot\eta_W$	%	55.1	60.8	62.3	60
	密　度	kg/m³		900		
	轴 功 率	kW	14.6	16.5	18.2	19.3

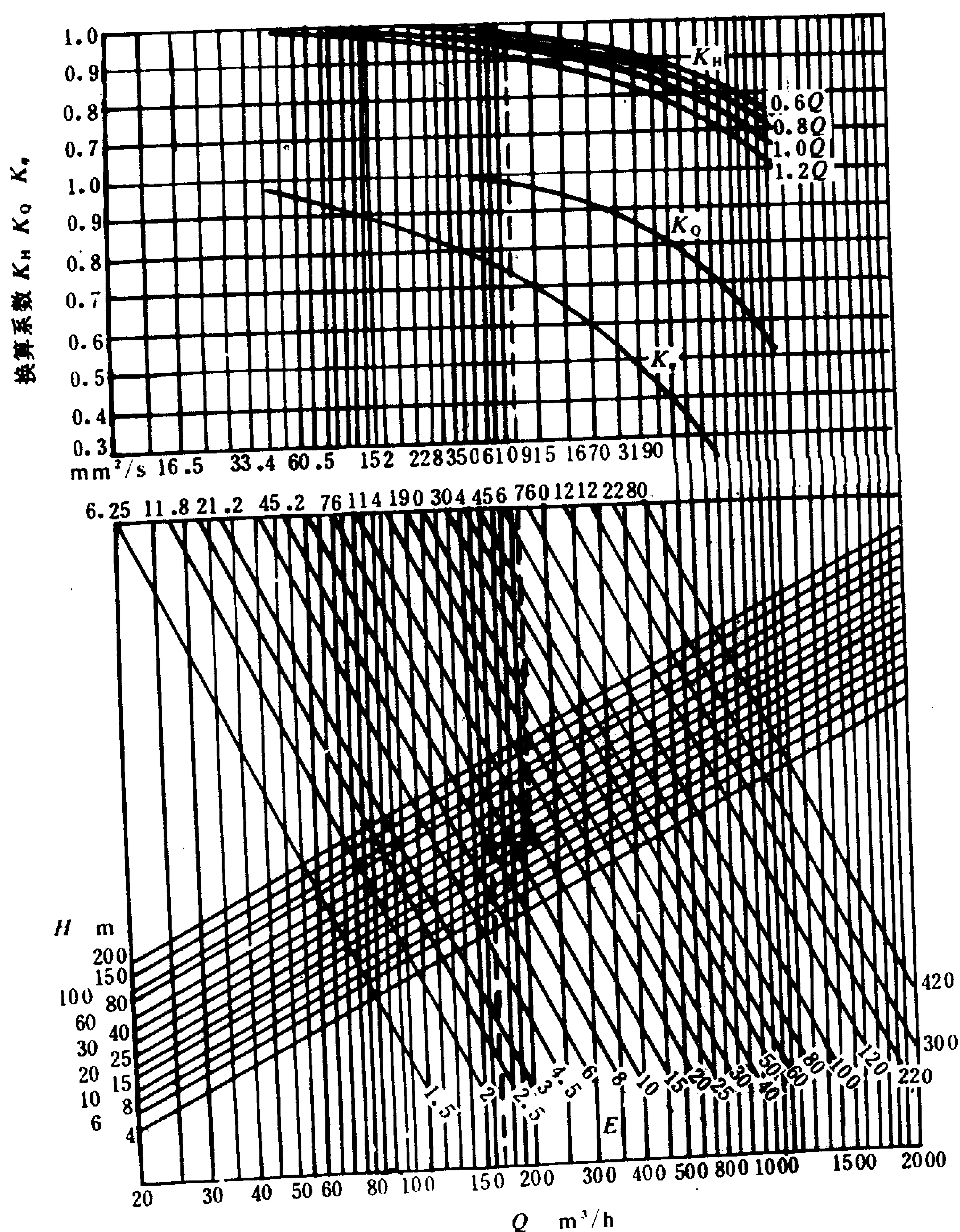


图 5.1.4-27　粘性液体换算关系

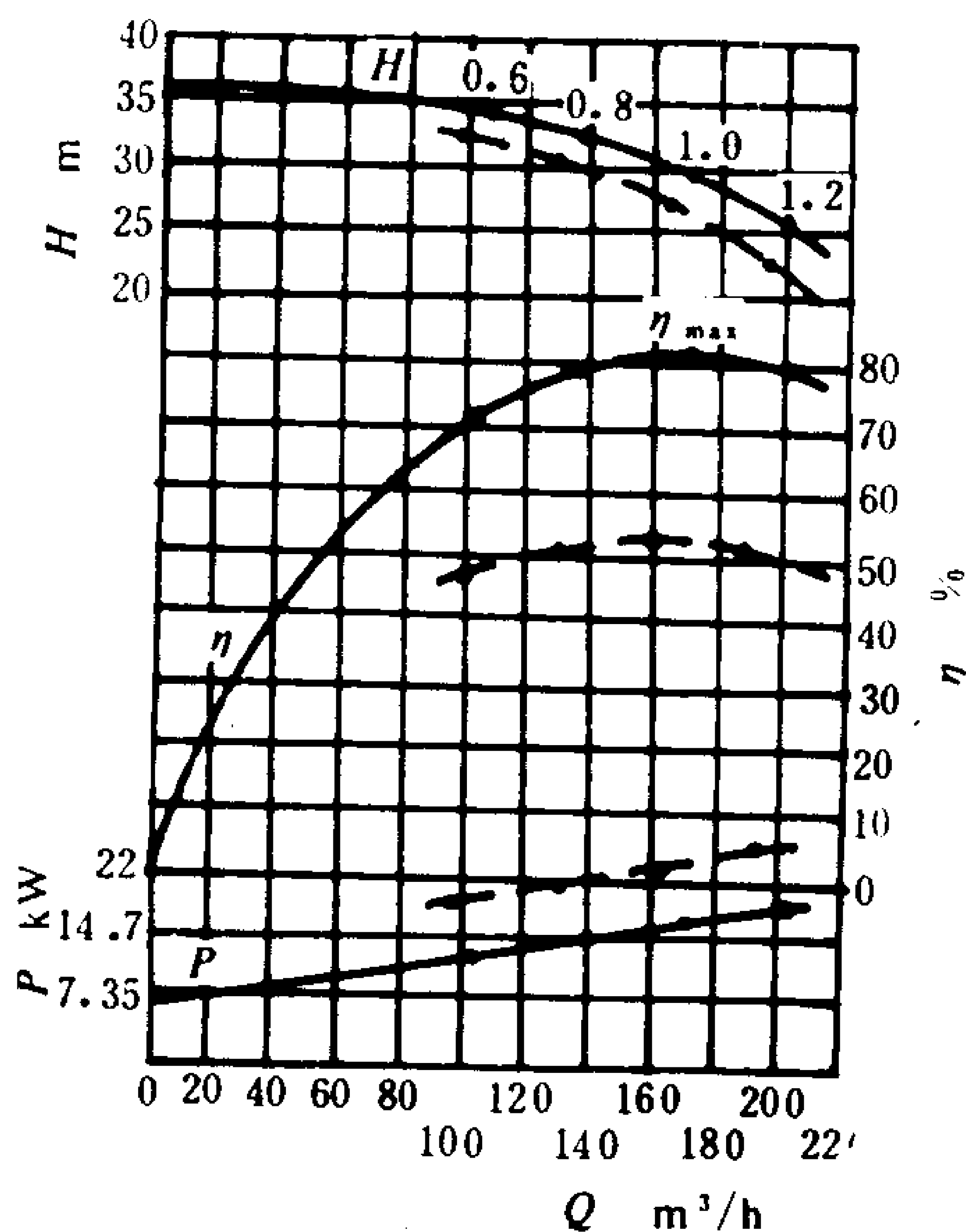


图 5.1.4-28 液体粘度变化时特性曲线的变化

——代表输水时的特性；----代表输送粘性液体时的特性

含有粒度小于 0.05 mm固体颗粒（如泥浆）的液体，可被看作是均质混合物，它对泵性能的影响可参照粘性液体来确定。

6 离心泵的汽蚀

6.1 汽蚀的特征

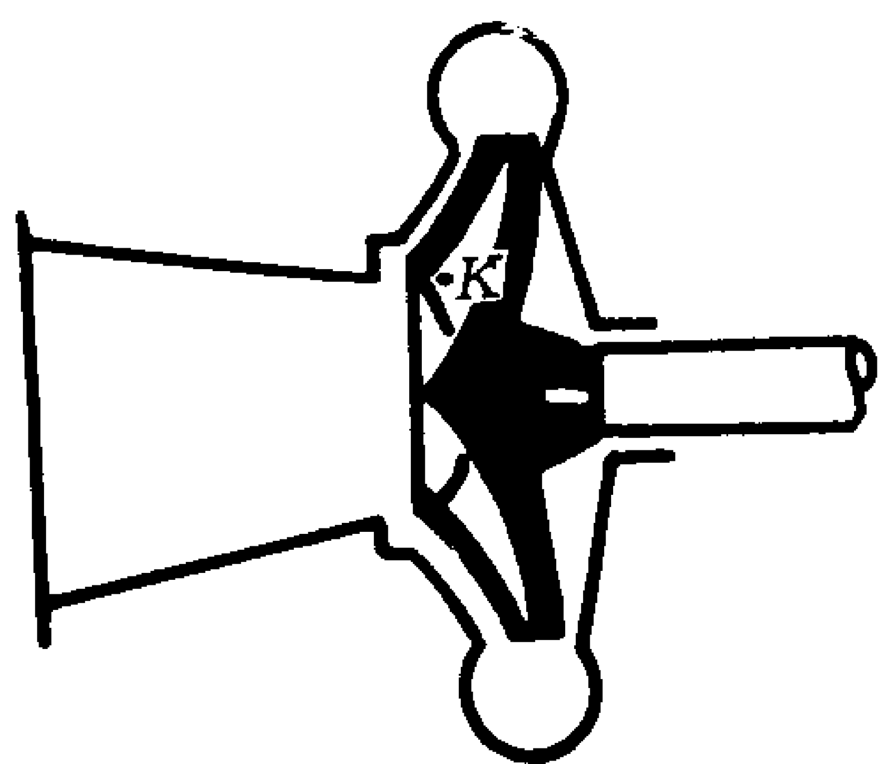


图 5.1.4-29 叶轮中压力最低部位

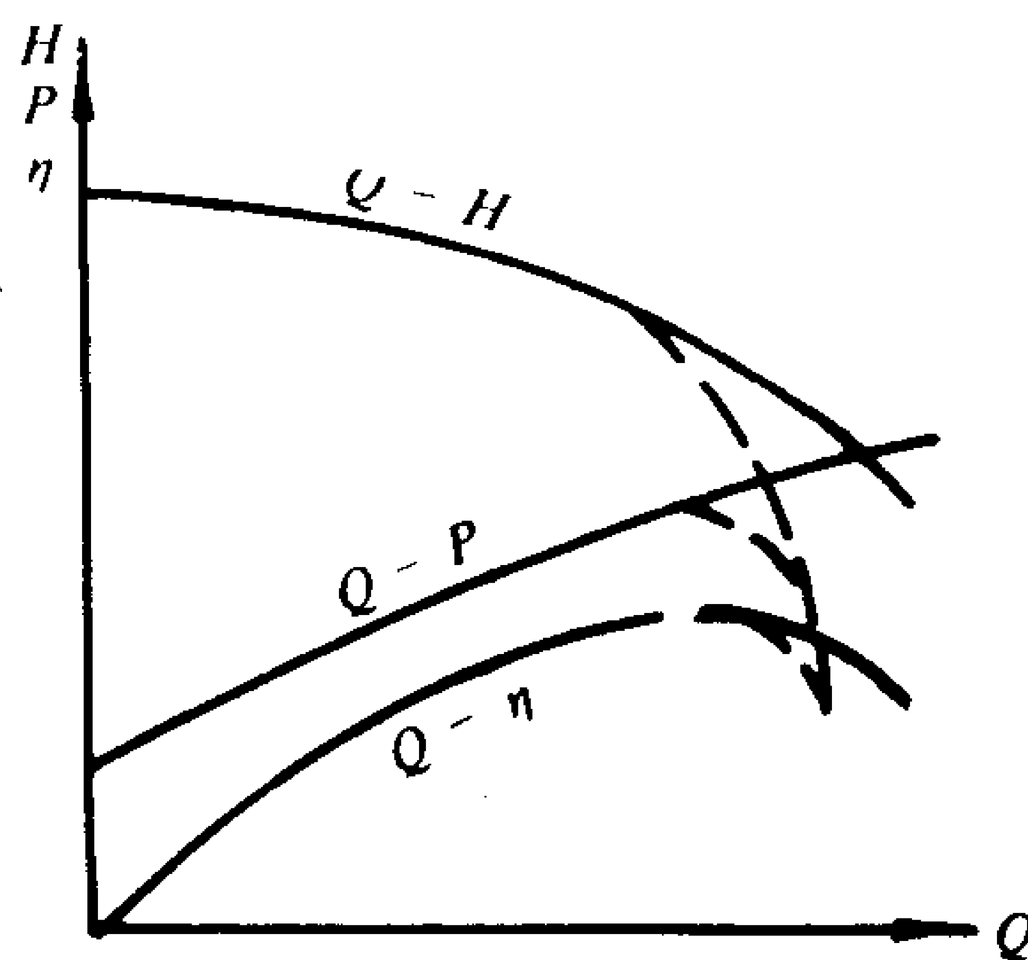


图 5.1.4-30 泵汽蚀时的特性曲线

泵在运转中依靠进口处造成的低压不断地吸入液体。液体在进入叶轮时，在靠近前盖板的叶片始端稍后的K点处(见图 5.1.4-29)，会出现最低压力。如果K点的压力p_k降低到被输送液体温度对应的汽化压力p_v，液体就会汽化而形成汽泡。此外，溶解在液体中的气体也会逸出而形成气泡。这些汽、气泡随液体流到高压区，高压液体又会使汽泡急剧缩小以至凝结，气体也会重新溶入液体，从而造成局部真空。于是，周围的液体质点就以极高的速度向真空中心冲来，发生相互冲撞而形成强烈的水击，其局部压力可高达 50 MPa以上，这种现象称为

汽蚀。

汽蚀有下列危害：

1）强烈的水击会产生噪音和振动；

2）强烈的水击还伴随着化学、电化学腐蚀等多种复杂作用，使金属表面迅速疲劳而剥蚀，在叶轮外周以及前、后盖板和叶片上出现麻点、蜂窝甚至穿孔。

3）大量汽泡会形成汽塞，使泵的流量、压头、功率和效率下降。汽蚀对特性曲线的影响见图 5.1.4-30。

不同n_s的泵，汽蚀时特性曲线的变化是不同的，见表 5.1.4-8。低比转数离心泵由于叶道窄长，汽蚀时汽泡易于充满整个流道，因此特性曲线呈突降形；高比转数离心泵由于叶道宽短，其特性先是缓降，只是在某一流量时才变为突降；轴流泵的特性曲线只会出现缓降。在多级泵中，汽蚀只发生在第一级，因而性能下降较单级泵小。泵的吸上几何高度Z_s越高，出现汽蚀的可能性就越大。

表 5.1.4-8　　不同n_s的泵汽蚀时特性曲线的变化

n_s	低	中	高
特性曲线变化情况	高←Z_s→低　Q	高←Z_s→低　Q	高←Z_s→低　Q
特　点	突　降	先缓降，后突降	缓　降

6.2 汽蚀余量

6.2.1 装置汽蚀余量

装置汽蚀余量是指在泵的进口处，为单位质量液体所提供的高于汽蚀条件的那部分压头，也称有效汽蚀余量，用Δh_a表示，单位是m，国外称之为有效净正吸高，用$ENPSH$表示。其值为

$$\Delta h_a=\frac{p_s}{\rho g}+\frac{v_s^2}{2g}-\frac{p_v}{\rho g}\quad \text{m} \qquad (5.1.4\text{-}35)$$

式中：$\frac{p_s}{\rho g}$——泵进口处的绝对压力头（包括测压点到基准面的垂直高度），m；

$\frac{v_s^2}{2g}$——泵进口处的平均速度头，m；

$\frac{p_v}{\rho g}$——被输送液体在工作温度下的汽化压头，m。

如以图 5.1.4-31 所示吸上装置为例，泵进口处的绝对压力为

$$\frac{p_s}{\rho g}=\frac{p_a}{\rho g}-Z_s-\Delta H_s-\frac{v_s^2}{2g} \qquad (5.1.4\text{-}36)$$

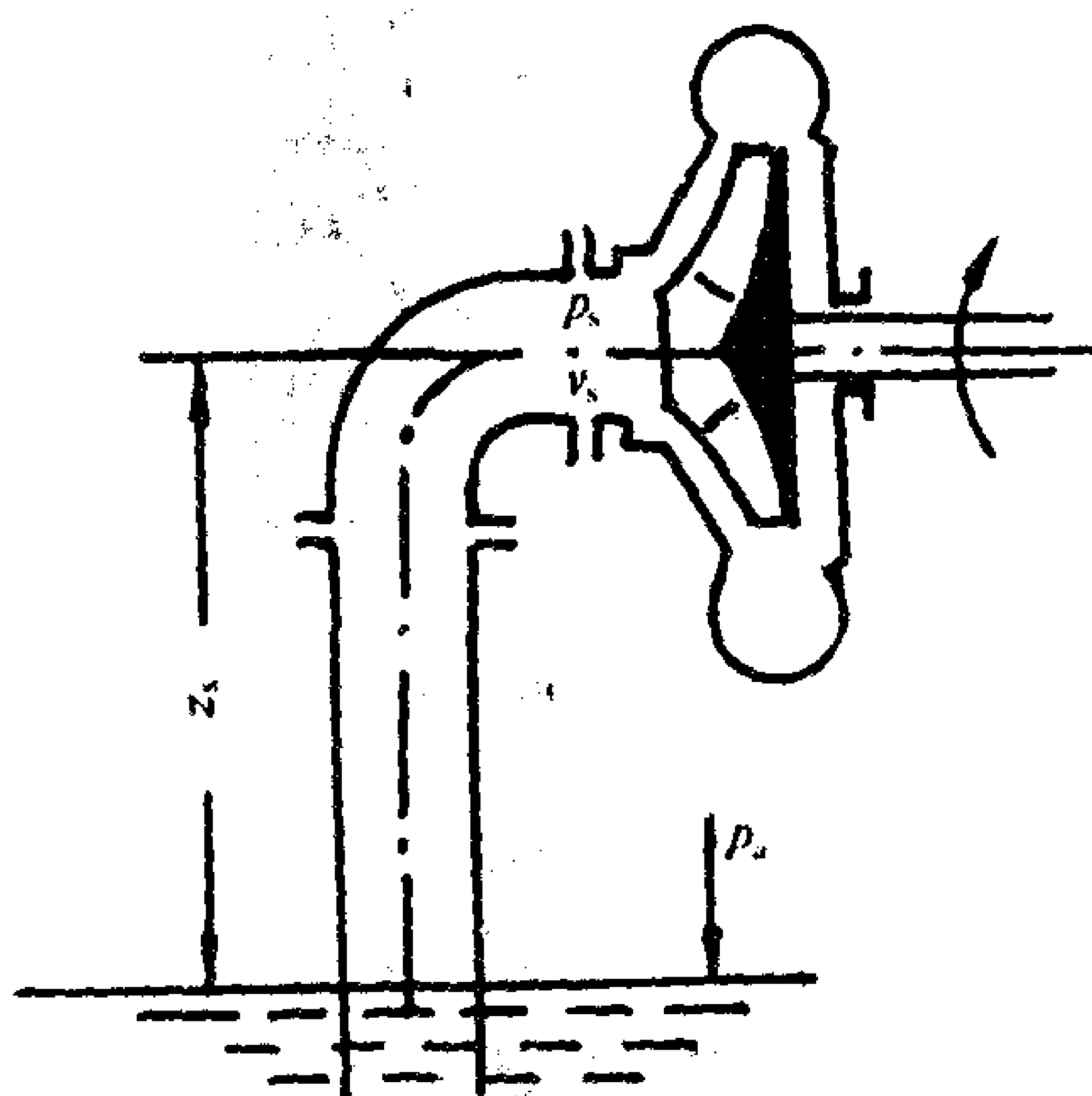


图 5.1.4-31　吸上装置简图

则该装置的汽蚀余量

$$\Delta h_a = H_a - Z_s - \Delta H_s - H_v \tag{5.1.4-37}$$

式中：H_a——作用在吸入液面上的大气压头，m；

Z_s——吸入液面到基准面的垂直距离。若泵在灌注头下工作，则Z_s应取负值，m；

ΔH_s——吸入管路的阻力水头，m；

H_v——被输送液体在工作温度下的饱和蒸汽压头，m（见表5.1.4-9）

表5.1.4-9　　水在各种温度下的饱和压头

温度℃ / 饱和压头m / 介质	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
水	0.062	0.12	0.24	0.43	0.75	1.26	2.03	3.18	4.83	7.15	10.33

计算汽蚀时的基准面见图5.1.4-32。

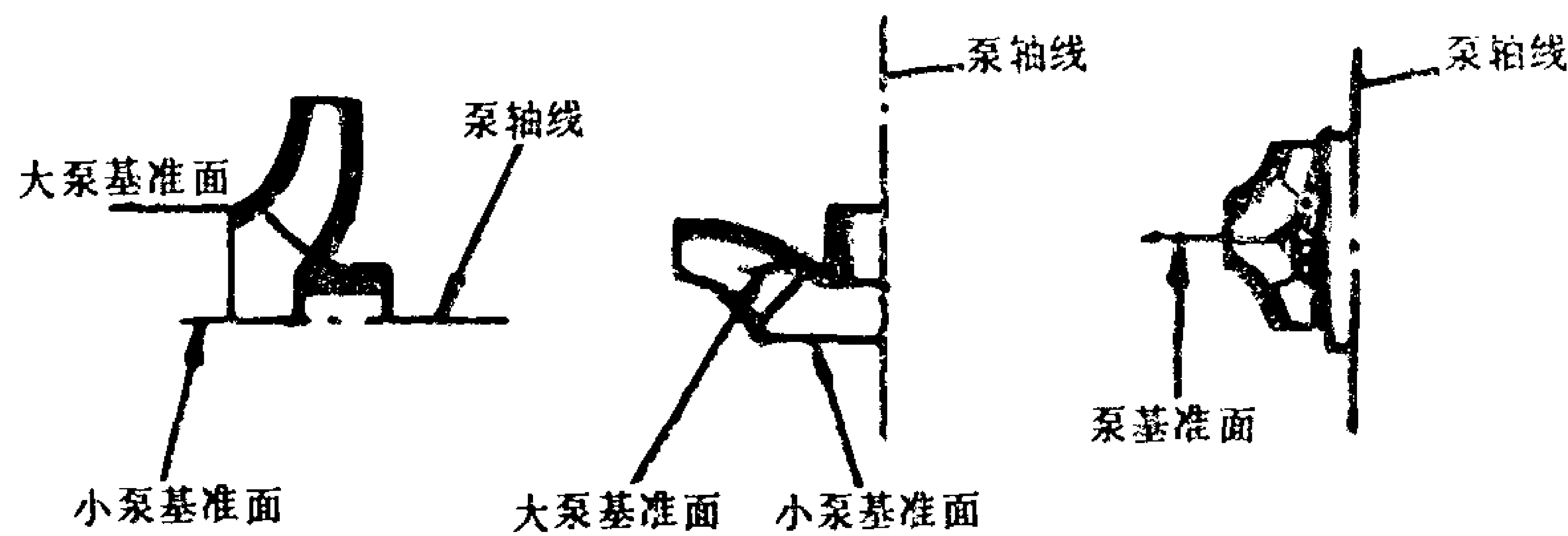


图5.1.4-32　汽蚀计算基准面

装置汽蚀余量是由泵的吸入装置决定的，用泵的进口参数表示，它反映了实际场所提供给泵的抗汽蚀条件，因此，其值与泵本身无直接关系。

6.2.2　泵的汽蚀余量

液体在离心泵进口到叶片进口压力最低点K之间流动时，总要产生一定的压力降，相当于此压力降的液柱高度即称为泵的汽蚀余量或称必需汽蚀余量，用Δh_r表示，单位是m。国外称必需的净正吸高，用$RNPSH$表示。

Δh_r的表达式为：

$$\Delta h_r = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda \frac{w_0^2}{2g} \quad \text{m} \tag{5.1.4-38}$$

式中：v_0——叶片进口稍前处的绝对速度平均值，m/s；

w_0——叶片进口稍前处的相对速度平均值，m/s；

λ_1——绝对速度压降系数，通常$\lambda_1 = 1.0 \sim 1.2$；

λ——相对速度压降系数，通常$\lambda = 0.2 \sim 0.4$。

Δh_r值很难用计算确定，通常均由制造厂通过汽蚀试验求得。

泵的汽蚀余量Δh_r取决于泵本身的品质，因此Δh_r越小，泵的汽蚀性能越好。

判别离心泵在工作时是否会发生汽蚀的条件为：

当$\Delta h_a > \Delta h_r$（即$p_K > p_v$）时，不发生汽蚀；

当$\Delta h_a = \Delta h_r$（即$p_K = p_v$）时，处于临界状态，汽蚀即将开始；

当$\Delta h_a < \Delta h_r$（即$p_k < p_v$）时，发生汽蚀。

6.2.3 临界汽蚀余量和允许汽蚀余量〔Δh〕

泵的汽蚀余量Δh_r，对既定泵来说，在一定转速和流量下是定值，而装置汽蚀余量Δh_a则随装置情况的不同而变化。用汽蚀试验测取Δh_r值时，通常都通过改变装置参数的方法，促成泵发生汽蚀（即$\Delta h_a = \Delta h_r$），测取Δh_a值然后间接求出。按照JB 1040-67 的规定，将压头H曲线急剧下降段上的下降量等于1％的点作为离心泵的临界汽蚀点，该点的汽蚀余量即为临界汽蚀余量Δh_r。国外则常以下降段上压头比无汽蚀时压头（多级泵为第一级压头）减少（$x+3$）％的点作为临界汽蚀点，其中离心泵$x=0$，混流泵$x=1$，轴流泵$x=2$。泵长期处在临界汽蚀点上运转是不允许的，必须考虑一个汽蚀安全量K，见图 5.1.4-33。因此，允许汽蚀余量〔Δh〕应为

$$[\Delta h] = \Delta h_r + K \tag{5.1.4-39}$$

式中：K——汽蚀安全量，我国JB1040—67 规定

$K=0.3\,\text{m}$。

或 $$[\Delta h] = \varphi \cdot \Delta h_r \tag{5.1.4-40}$$

式中：φ——安全系数，按国外标准$\varphi=1.1\sim1.3$。

测出不同流量时的〔Δh〕，并在泵的定速特性曲线上绘出〔Δh〕-Q曲线，即为泵的汽蚀性能曲线，如图 5.1.4-34 所示。

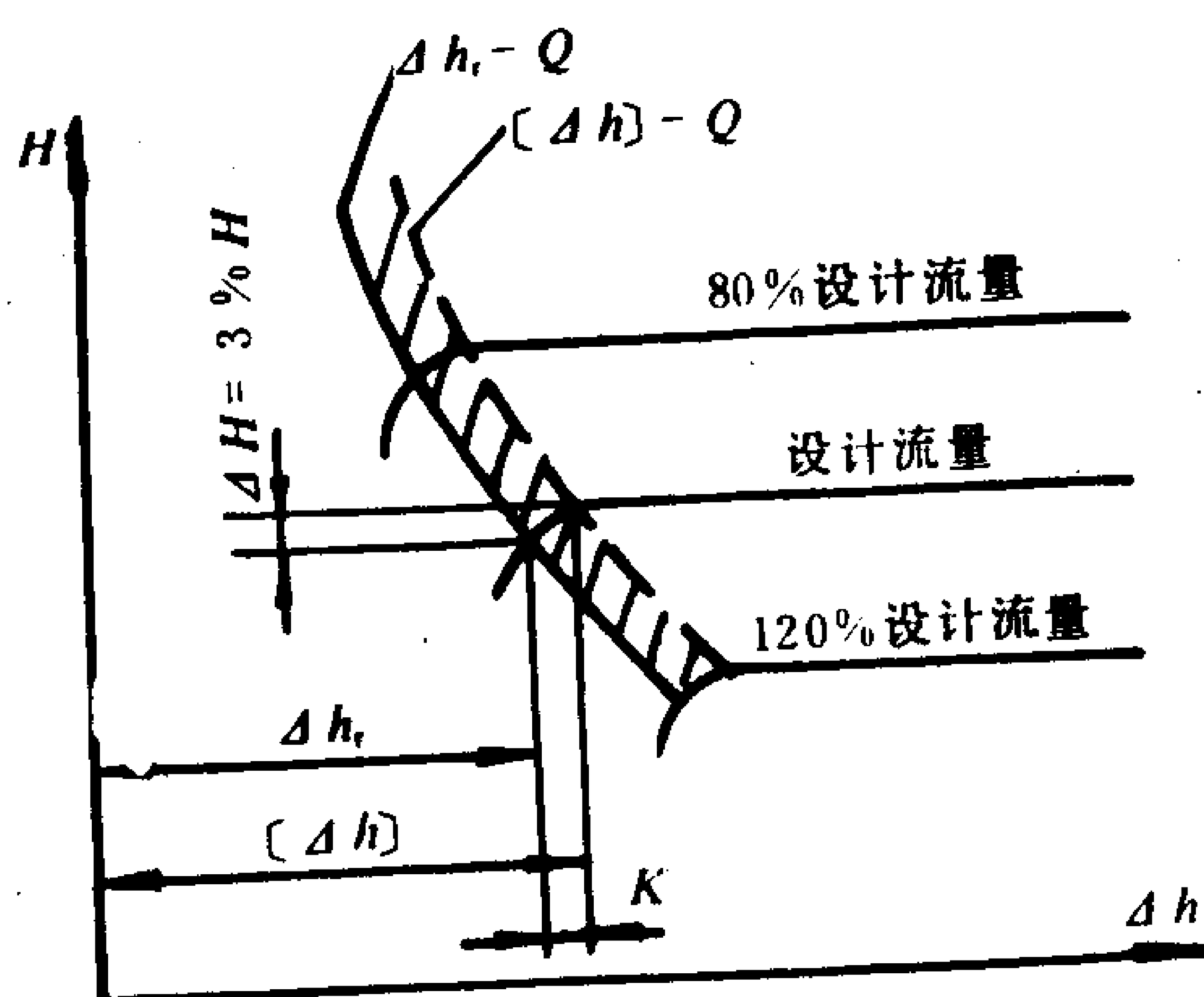


图 5.1.4-33 定速、定流量下泵的汽蚀特性

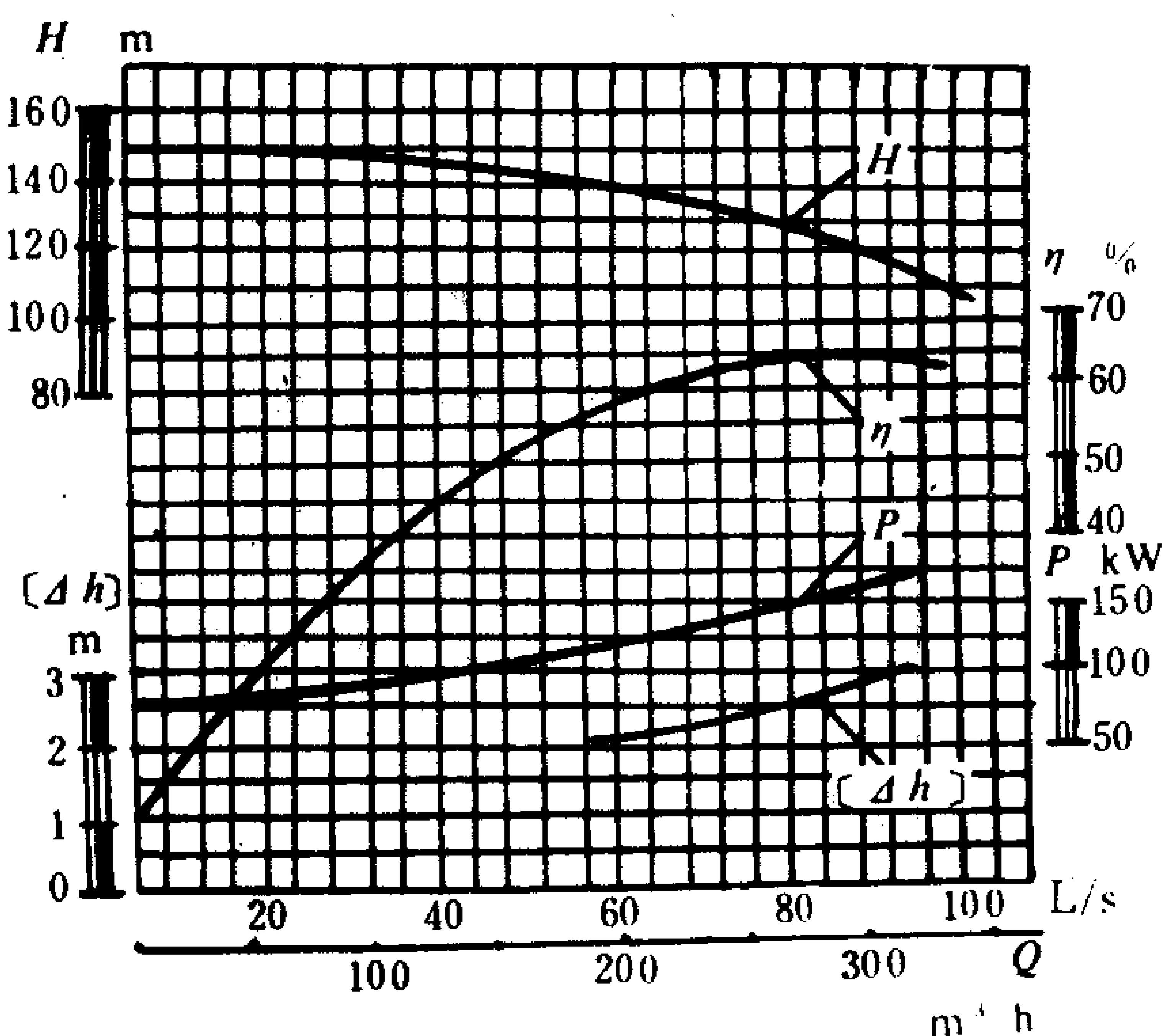


图 5.1.4-34 泵的特性和汽蚀性能曲线

6.3 吸上真空度（吸上真空高度）H_s

由于Δh_a值不易直接测得，而进口法兰处泵的吸上真空高H_s可用真空表直接测得，按图 5.1.4-31，就有

$$H_s = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_s}{\rho g} = Z_s + \Delta H_s + \frac{v_s^2}{2g} \quad \text{m} \tag{5.1.4-41}$$

临界状态下的吸上真空度称为最大吸上真空度H_{smax}。为了保证泵的安全运转，

JB 1039-67 和JB 1040-67 规定要留 0.3 m的安全量(有的工厂留 0.5 m)，所以允许吸上真空高为

$$[H_s]=H_{smax}-0.3 \quad m \tag{5.1.4-42}$$

产品说明书中提供的〔H_s〕值，是指在标准大气压下输送 20℃ 清水时的数值。如使用条件与标准状态不同，则应用下式进行修正：

$$[H_s]'=[H_s]-10.33+H_a'-(H_v'-0.24) \quad m \tag{5.1.4-43}$$

式中：〔H_s〕′——修正后的允许吸上真空度，m；

H_a'——使用现场的大气压头，m；

H_v'——液体在输送温度下的饱和压头，m；

10.33——标准大气压头，m；

0.24——20℃ 清水的饱和压头，m。

目前　我国除对离心式油泵给出允许汽蚀余量〔Δh〕外，大多数离心泵制造厂给出的都是允许吸上真空度〔H_s〕。

6.4 离心泵允许几何安装高度的确定

6.4.1 利用〔Δh〕来确定

为使泵在工作时不发生汽蚀，必须保证$\Delta h_a \geq [\Delta h]$。因此，保持泵不发生汽蚀的允许几何安装高度〔$Z_s$〕为

$$[Z_s] \leq H_a-H_v-\Delta H_s-[\Delta h] \quad m \tag{5.1.4-44}$$

式中：〔Z_s〕——算到泵基准面的允许几何安装高度；

H_a——作用在吸入液面上的大气压头，m；

H_v——被输送液体在工作温度下的饱和压头，m（见表 5.1.4-9）；

ΔH_s——吸入管阻力损失，由设计者自行计算；

〔Δh〕——允许汽蚀余量，由制造厂提供。

6.4.2 利用〔H_s〕来确定

为使泵在工作时不发生汽蚀，$H_s \leq [H_s]$，泵的允许几何安装高度〔Z_s〕应为

$$[Z_s] \leq [H_s]-\Delta H_s-\frac{v_s^2}{2g} \quad m \tag{5.1.4-45}$$

式中的〔H_s〕由制造厂提供，ΔH_s和$\frac{v_s^2}{2g}$由设计者自行计算。

6.5 汽蚀相似定律和汽蚀比转数

6.5.1 汽蚀相似定律

汽蚀相似定律表示几何相似的泵在相似工况下，在转速差相应小于 25%时，汽蚀性能之间存在着的关系：

$$\frac{\Delta h_r}{\Delta h_r'}=\left(\frac{nD}{n'D'}\right)^2 \tag{5.1.4-46}$$

式中：$\Delta h_r'$、Δh_r——分别为模型泵和实型泵的汽蚀余量；

n'、n——分别为模型泵和实型泵的转速；

D'、D——分别为模型泵和实型泵的对应线性尺寸。

6.5.2 汽蚀比转数

参照比转数的方法，可以把汽蚀比转数C写成：

$$C=\frac{5.62n\sqrt{Q}}{\Delta h_r^{3/4}} \tag{5.1.4-47}$$

式中：n——泵的设计转速，r/min；

Q——泵的设计流量（双吸泵取$Q/2$），m^3/s；

Δh_r——泵的汽蚀余量（对多级泵是指第一级叶轮），m。

汽蚀比转数是几何相似、工况相似泵的汽蚀相似准则。在一定流量和转速下，C值越大（Δh_r越小），泵的抗汽蚀性能越好。

实践证明，随着泵尺寸的增加和转速的提高，汽蚀比转数C有增大的趋势。所以在相似泵中，汽蚀比转数C通常并非常数，而与尺寸、流量和转速有关（见表 5.1.4-10）。

表 5.1.4-10 离心泵的C值

	Q m^3/h	6	20	60	100	150	200	300	>300
C	2900 r/min	400～500	550～600	750～800	900～1000	1000～1100	1100～1200	1200～1300	1250～1350
	1450 r/min				550～600	650～700	700～750	750～850	850～1000

国外常用吸入比转数S，它和汽蚀比转数C只差一个常数，其物理意义完全相同。

可表达如下：

$$S=\frac{n\sqrt{Q}}{\Delta h_r^{3/4}} \tag{5.1.4-48}$$

C值与S值之间的换算见表 5.1.4-11。

表 5.1.4-11 C值与S值的换算表

公式		$C=\frac{5.62n\sqrt{Q}}{\Delta h_r^{3/4}}$	$S=\frac{n\sqrt{Q}}{\Delta h_r^{3/4}}$		
国别		中	日	美	英
单位	Q	m^3/s	m^3/min	U.S.gal/min	IMP · gal/min
	Δh_r	m	m	ft	ft
	n	r/min	r/min	r/min	r/min
换算系数		1	1.38	9.21	8.4

6.6 提高抗汽蚀性能的措施

1）增大叶轮进口有效直径D_0、加宽叶片进口宽度b_1，以减小叶轮的进口流速，如图 5.1.4-35所示。

2）采用双吸叶轮，以降低流速，改善汽蚀性能。

3）在第一级叶轮前加装诱导轮，如图

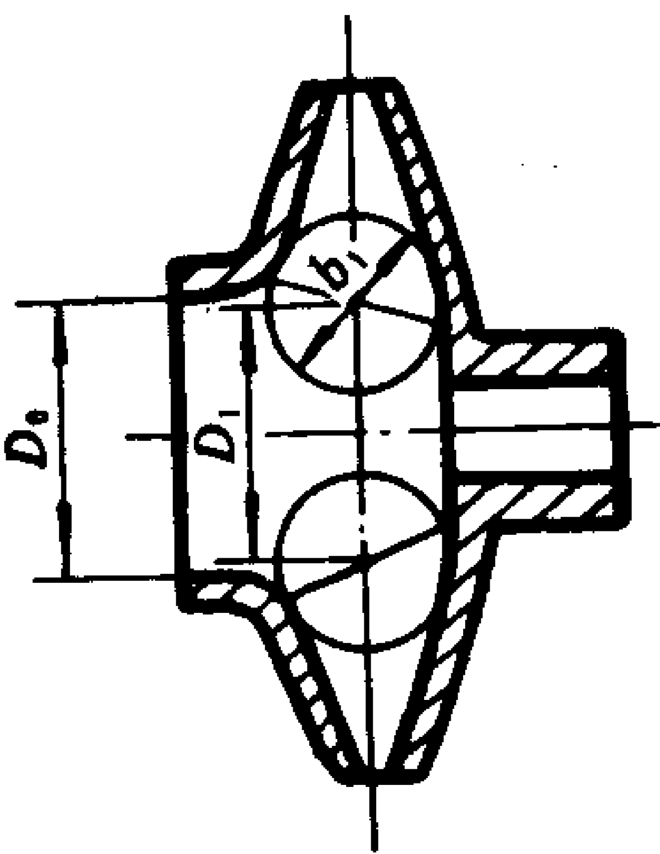


图 5.1.4-35 改变叶轮进口尺寸

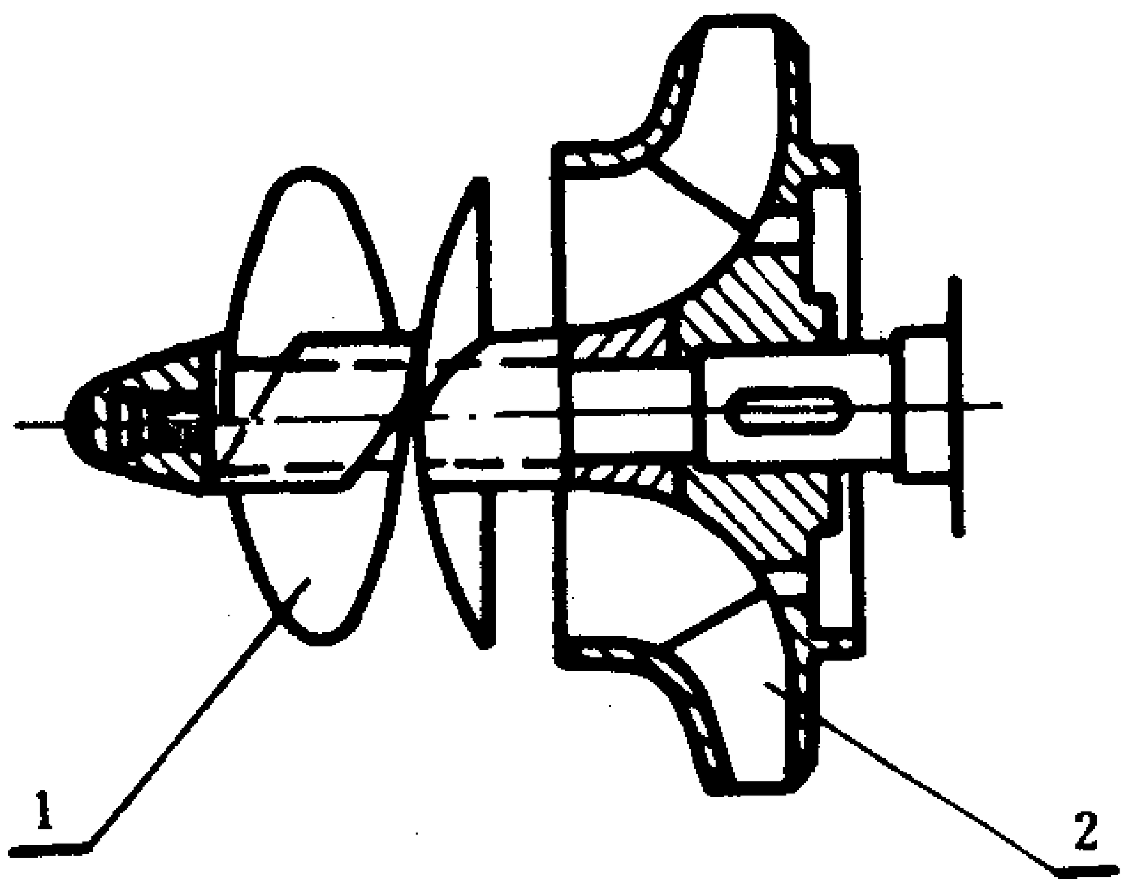


图 5.1.4-36 带诱导轮的叶轮

1-诱导轮；2-叶轮

5.1.4-36所示。采用诱导轮可使泵的汽蚀比转数提高到$C=3500\sim4000$。

4)对于接近或在汽蚀状态下工作的泵，应采用抗汽蚀材料，如铝铁青铜9-4、2 C_{r13}、稀土合金铸铁和高镍合金钢等材料，并降低零件表面的加工粗糙度。

5)在泵前串接一台汽蚀性能好的低速增压泵，以提高主泵的进口压力。

在船用离心泵中，比较容易出现汽蚀的泵有锅炉给水泵、热水循环泵、冷凝器和造水机的凝水泵以及货油泵等，运行中一旦出现汽蚀，应立即设法减少泵的流量，或降低液温，或适当调高冷凝器内的液位。在厂修时，可建议适当增加吸入管径，缩短管路长度，尽可能减少弯头和阀体，以减少吸入管的阻力损失；在可能的情况下，降低泵的几何安装高度。

7 离心泵的工况点和工况调节

7.1 管路特性曲线

液体流过某一管路的流量与所需压头之间的关系，用曲线表示，即称为管路特性曲线。

液体流过管路时所需的压头用于克服排、吸液面之间的高度差Z（见图5.1.4-37 a）和压力差(p_c-p_a)以及管路的阻力损失h。对既定的管路，$h=KQ^2$（其中K为管路的阻力损失系数），因此

$$H=H_{st}+KQ^2 \quad \text{m} \tag{5.1.4-49}$$

式中：

$$H_{st}=Z+(p_c-p_a)/\rho g \quad \text{m}$$

图5.1.4-37 b）上的曲线AR即表示管路的此种特性曲线。

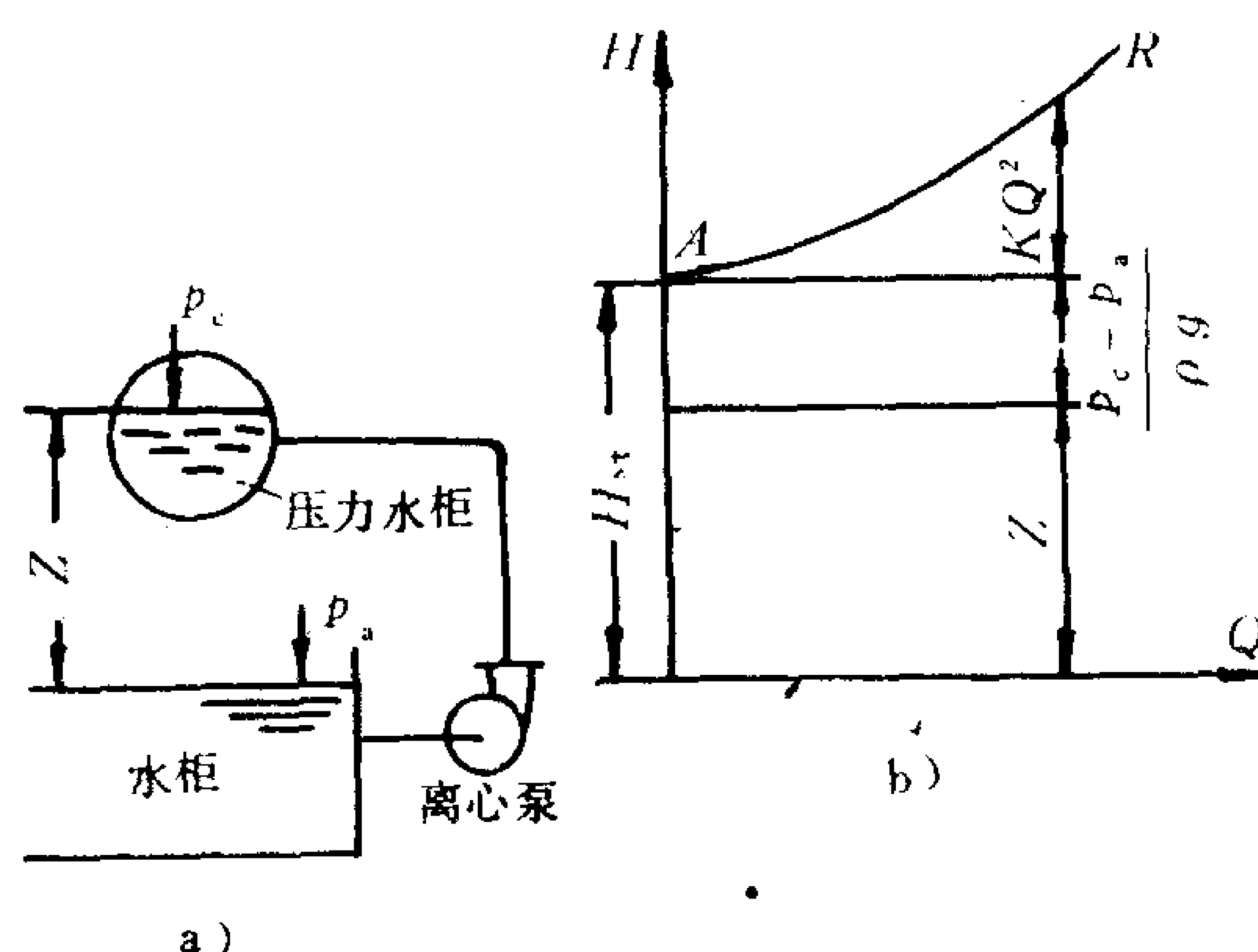


图5.1.4-37

a）离心泵管路系统图；b）管路特性曲线

7.2 离心泵的工况点

把离心泵的Q-H特性曲线和工作管路特性的曲线按同样比尺画在一张图上，它们的交点A（见图5.1.4-38）即为该泵对该管路工作时的工况点。此时，泵和管路的流量为Q_A，压头为H_A。工况点应尽可能处于泵的高效率区内。

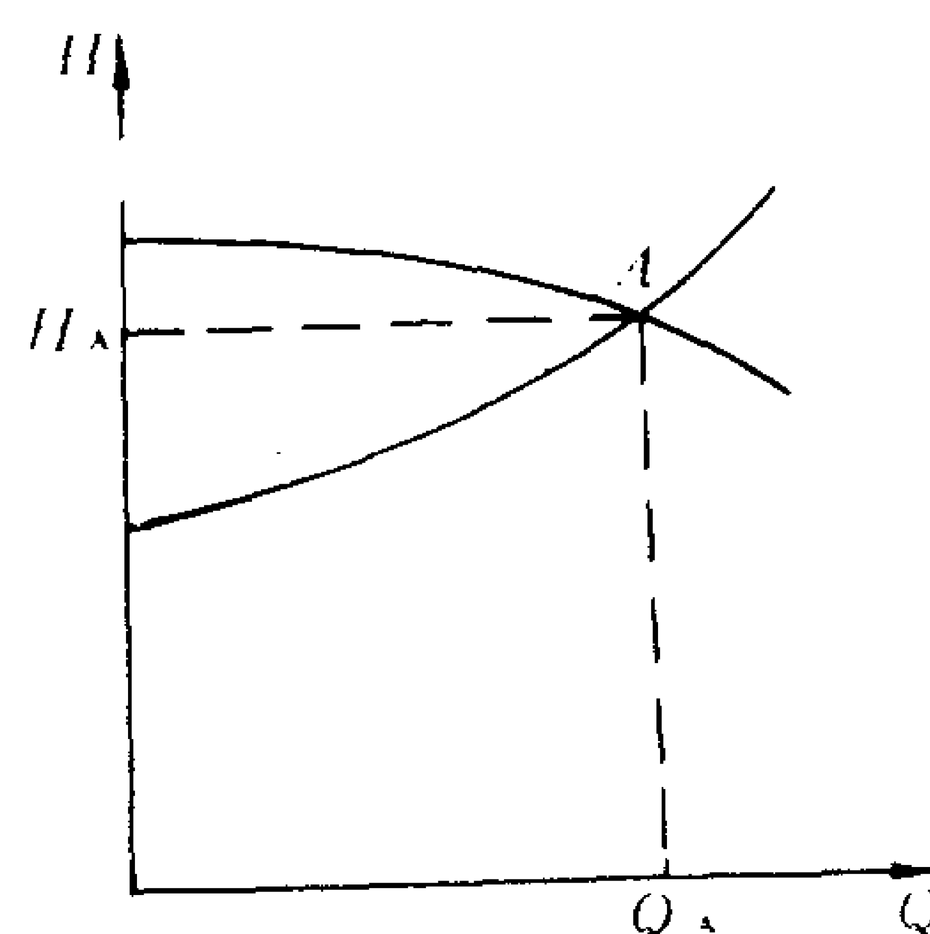


图5.1.4-38 离心泵工况点的确定

7.3 离心泵的工况调节

工况调节的方法有下述几种。

1)节流调节

节流调节是在泵转速一定时，用改变排出阀开度的方法来调节泵的工况。

当排出阀开度减小时，阻力头增大，管路特性曲线变陡，由R变为R_1(见图5.1.4-39)，于是工况点也就由A变为A_1，流量由Q_A减少到Q_{A1}，这时，消耗在管路中

和连接妥。其内部和外部接线如图 8.1.1—22 示。

10 功率因数表

10.1 电动系功率因数表

10.1.1 电动系流比测量机构及工作原理

电动系流比测量机构的结构示意图如图 8.1.1—23a)所示。它有两个可动线圈，一个产生工作力矩，一个产生反作用力矩，从而取消了游丝。两个动圈 D_1 和 D_2 交叉布置，两线圈平面间夹角为 2δ。动圈与指针一起固定在转轴上，通过动圈的电流由不产生力矩的导丝引入。定圈由两个完全对称的线圈 A_1 和 A_2 构成，以便获得均匀磁场，并使转轴得以穿过。

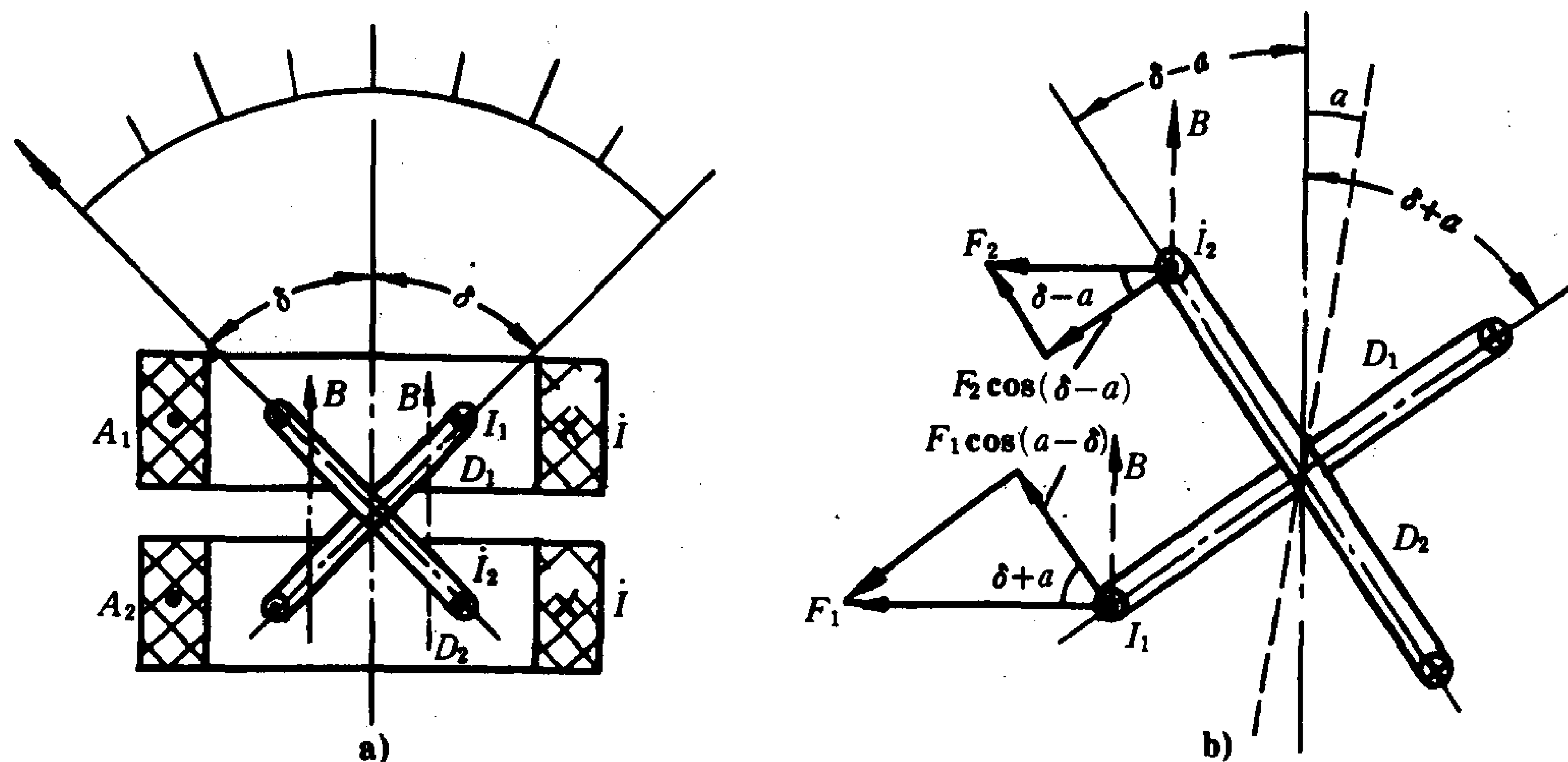


图 8.1.1—23 电动系流比测量机构的结构和原理

a)基本结构；b)动圈的力矩

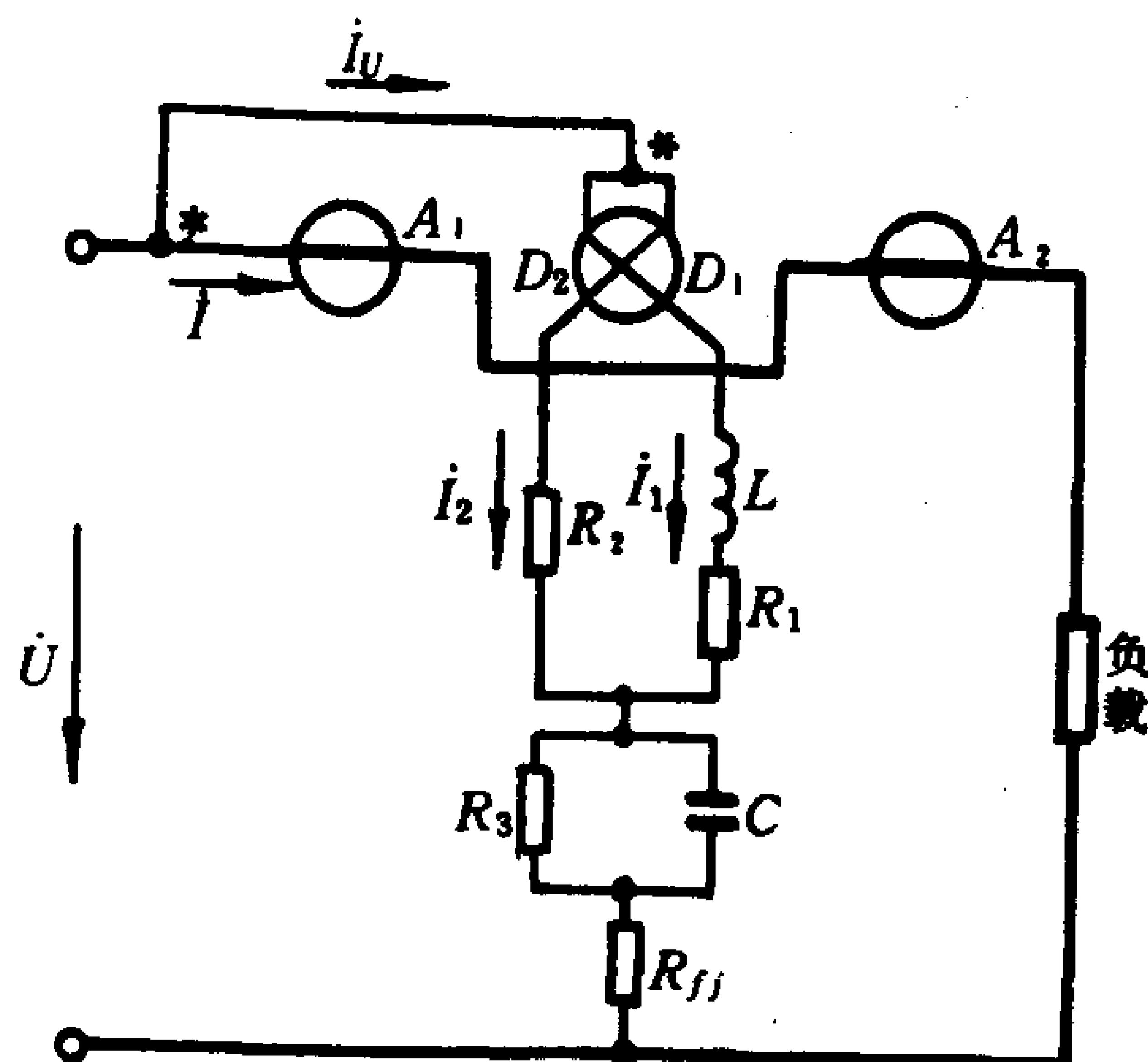


图 8.1.1—24 D3—φ型相位表原理电路图

当定圈中通入电流 I 时，产生如图 8.1.1—23 所示的 B 方向磁场。动圈 D_1 和 D_2 均处于定圈的磁场中。因此，当两个动圈内通过电流 I_1 和 I_2 时，它们将分别受到电磁力 F_1 和 F_2 的作用，其方向如图 8.1.1—23b)所示。此两力产生两个方向相反的力矩 M_1 和 M_2，当此二力矩相等时，仪表达到平衡状态。指针的偏转角与定圈电流无关，但和两动圈电流的比值$\frac{I_1}{I_2}$成正比，所以此种仪表叫做流比计。这种仪表在未接入电路之前，并不一定指零，可动部分处于随遇平衡状态，可以停留在任意位置上。

10.1.2 电动系相位表(功率因数表)

用来测量相位差和功率因数的仪表，统称为相

位表。电动系相位表采用流比测量机构。图 8.1.1－24 为 D3－φ 型相位表的原理电路图。该仪表由一个电动系流比测量机构及其它元件所构成。两个动圈平面的夹角为 $2\delta=60°$。整个动圈支路并联于负载的两端，承受负载上电压 U。而定圈 A_1 和 A_2 与负载串联，通过定圈的电流等于负载电流 I。为了构成相位表，整个动圈支路设计为：1)通过两个动圈的电流大小相等；2)动圈支路的总电 I_U 与外加电压 U 同相；3)I_2 超前于 U30°、I_1 滞后于 U30°。

仪表通入电流后，根据电动系测量机构的工作原理，并考虑到 $\delta=30°$，可得知仪表的偏转角就等于被测电压与电流间的相位差，标尺刻度是均匀的，并按 0～90°刻度。并设有转换开关，可以把相位差的量程扩大为 0°～360°。相位表也可以直接按 cosφ 刻度，但标尺刻度将是不均匀的。

10.1.3　电动系三相功率因数表

三相功率因数表用于测量三相对称电路的功率因数。图 8.1.1－25 为 D31－cosφ 型三相功率因数表的原理电路，它是采用电动系流比测量机构的原理构成。两个定圈 A_1 和 A_2 可以接成并联或串联，以适应不同的电流量程。互相交叉的两个动圈 D_1 和 D_2 分别和不同的附加电阻串联，以获得三种电压量程。此种仪表的接线图如图 8.1.1－26 所示。

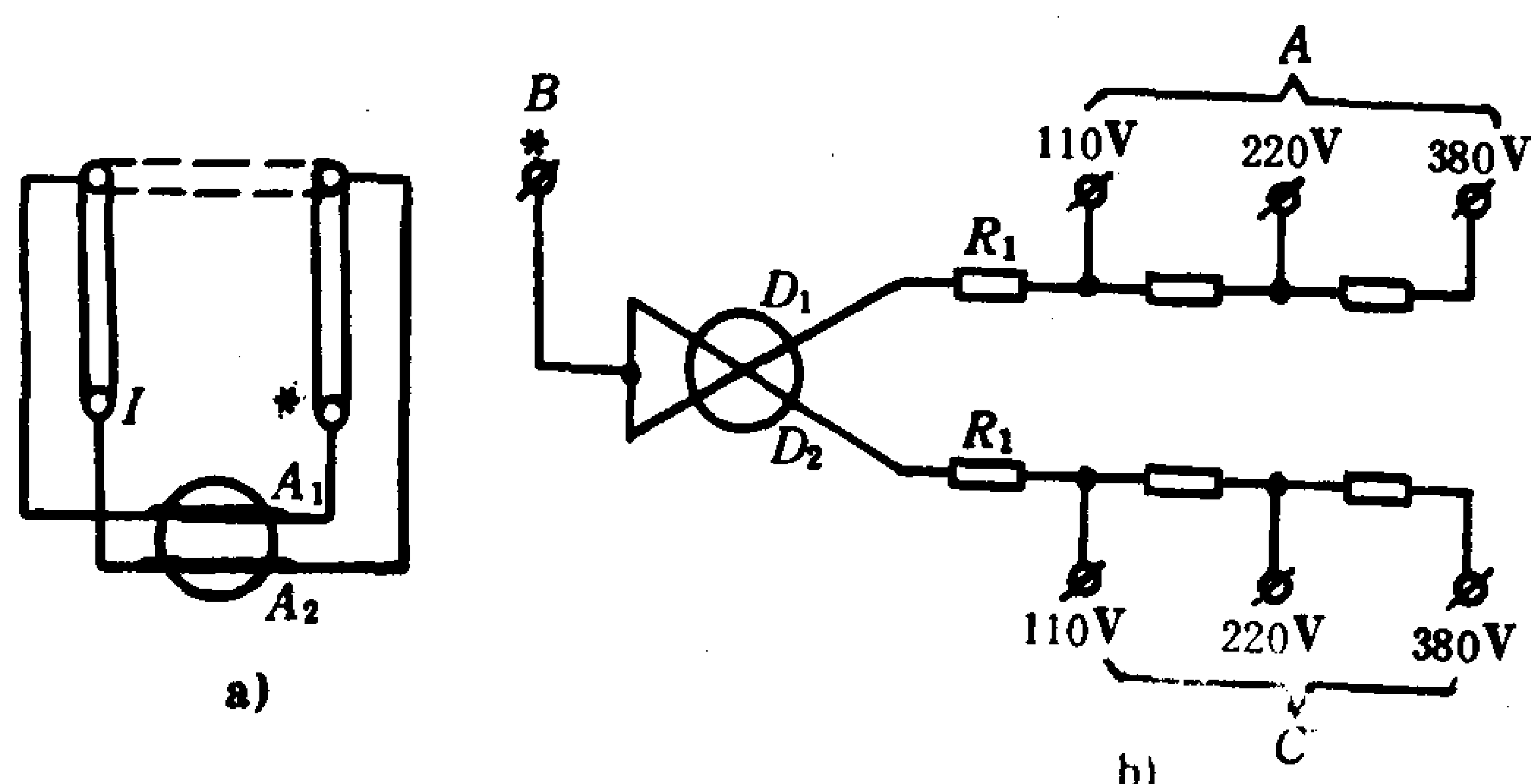


图 8.1.1－25　D31－φ 型三相功率因数表原理电路
a)电流支路；b)电压支路

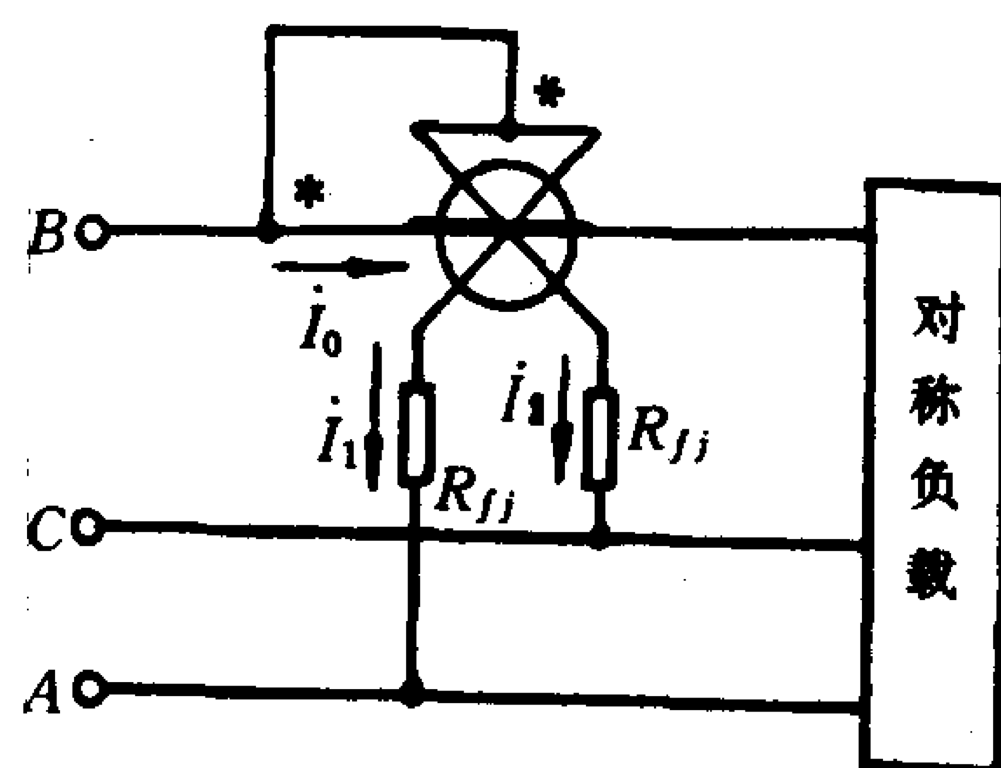


图 8.1.1－26　D31－φ 型功率因数表的接线图

根据电动系流比测量机构的工作原理及流入定圈、动圈电流与三相电压向的相量关系，得知仪表的指针偏转角是三相电路功率因数角 φ 的函数，即电路的 cosφ 函数。因此，根据一定的函数关系进行刻度，即可用来测量三相电路的功率因数。

10.2　铁磁电动系三相功率因数表

在开关板上常用的功率因数表中，有的是铁磁电动系的，如 1D5－cosφ 型、19D1－cosφ 型。

1D5－cosφ 型三相功率因数表按铁磁电动系流比测量机构的原理构成，其测量机构如图 8.1.1－27a)所示。两个定圈 A_1 和 A_2 分别绕在两个铁芯上，铁芯和弓形铁轭构成闭合磁路，但其间的空气隙做得不均匀，因而在定圈内的磁场也是不均匀的。由左侧向右侧，磁场越来越强。两动圈的平面位于同一平面，并且固定在轴的两侧。当可动部分受力而发生偏转时，作用在动圈 D_1 和 D_2 上的磁感应强度将随动圈位置的改变而变化。

泵建立压力后，断开压力开关3的触头，切断电磁阀，使抽气器自动停止工作。

这种抽气器具有对泵在运行中吸入的气体进行再抽气的能力，并能避免泵在引水期间的有害干转。这对于装有机械密封或内置轴承的泵很有意义。

2）AELD型压力控制式自动抽气器

这种抽气器的工作原理与AELE型相似，但压力开关可同时接通泵的起动电路和抽气器的电磁阀。当引水成功，泵建立压力后，再由压力开关将电磁阀关闭。

这种自动引水装置结构简单，价格便宜，但在抽气引水期间泵需干转。采用延时继电器控制虽可使泵的起动时间滞后，但仍无法适应实际的抽气时间而可靠地避免干转。

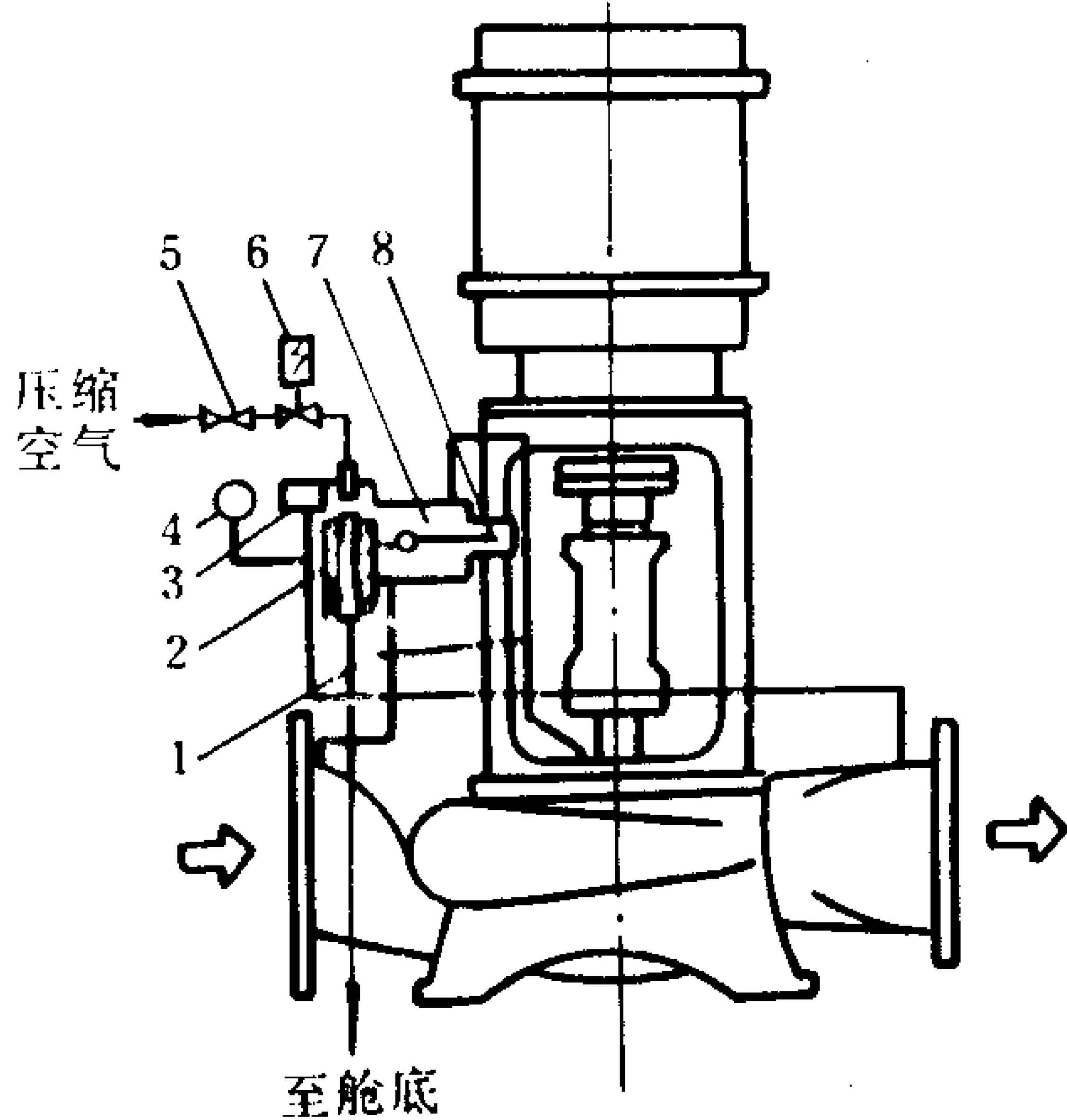


图5.1.4-45 AELE型自动抽气器示意图

1-抽气管；2-压缩空气喷射器；3-压力开关；4-压力表；5-截止阀；6-电磁阀；7-浮子室；8-浮子开关

3）APVS型水位控制式自动抽气器

这种抽气器的特点是采用抽气效率较高的水环泵来代替效率较低的喷射器，并将浮子室设计成使渗入的空气只聚集在浮子室内而不进入叶轮，因此适用于在工作中经常可能吸入空气的泵，如压载泵和舱底泵等。

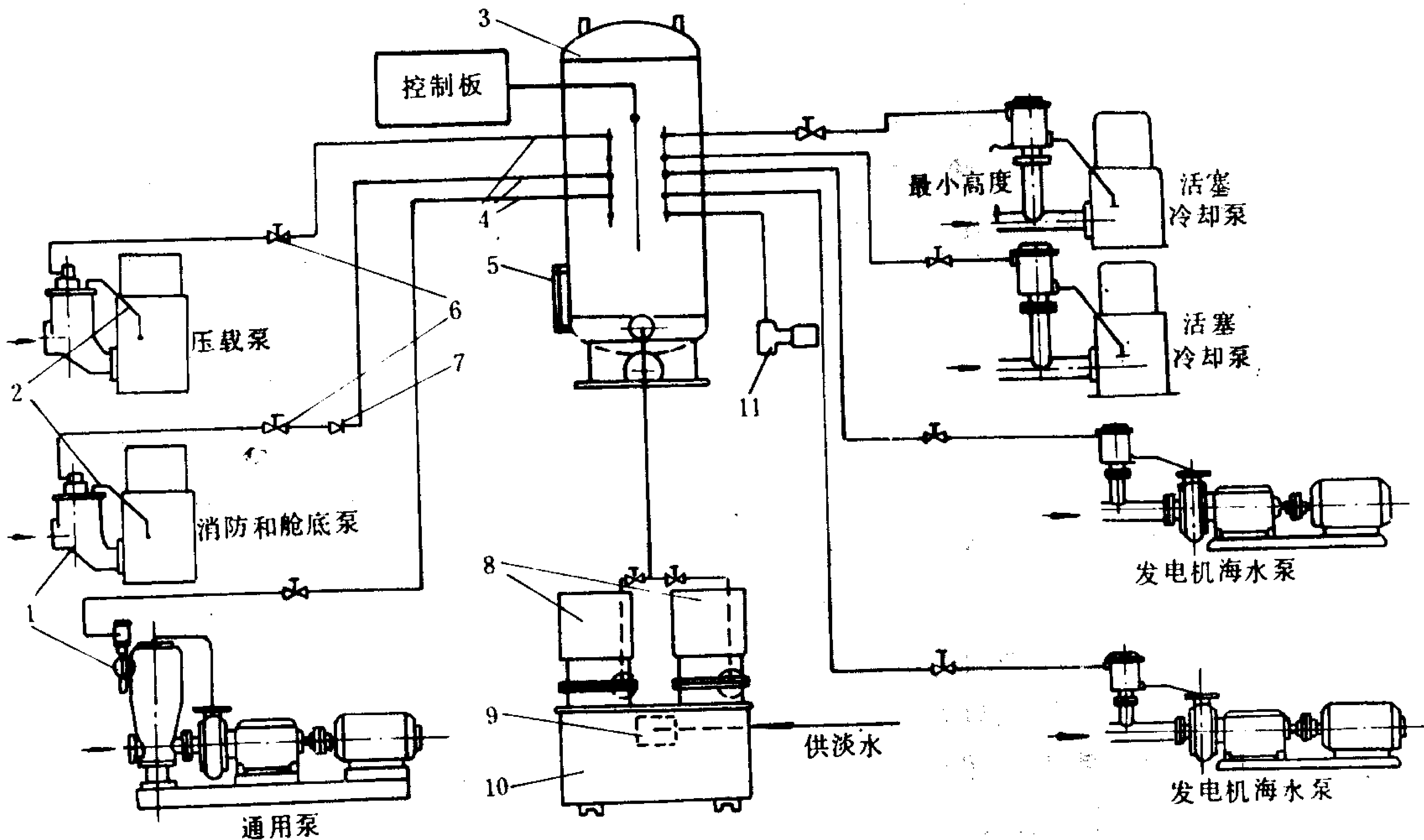


图5.1.4-46 真空箱式集中引水系统

1-浮子截止器；2-泵壳透气管；3-真空箱；4-抽气管；5-水位表；6-截止阀；7-止回阀；8-水环式真空泵；9-恒水位限制器；10-水箱；11-真空安全阀

8.2 集中引水系统的自动控制

当有较多离心泵需要引水时，采用真空箱式集中引水系统（见图 5.1.4-46）就比较合理。

真空箱内的真空依靠压力开关控制的两台水环式真空泵来保持。通常，当压力上升到0.04MPa（绝对）时，一台真空泵即自动起动。如果压力继续上升到 0.05 MPa（绝对），备用真空泵就同时投入工作。而当压力下降到 0.034 MPa（绝对）时，压力开关就会使真空泵自动停止工作。

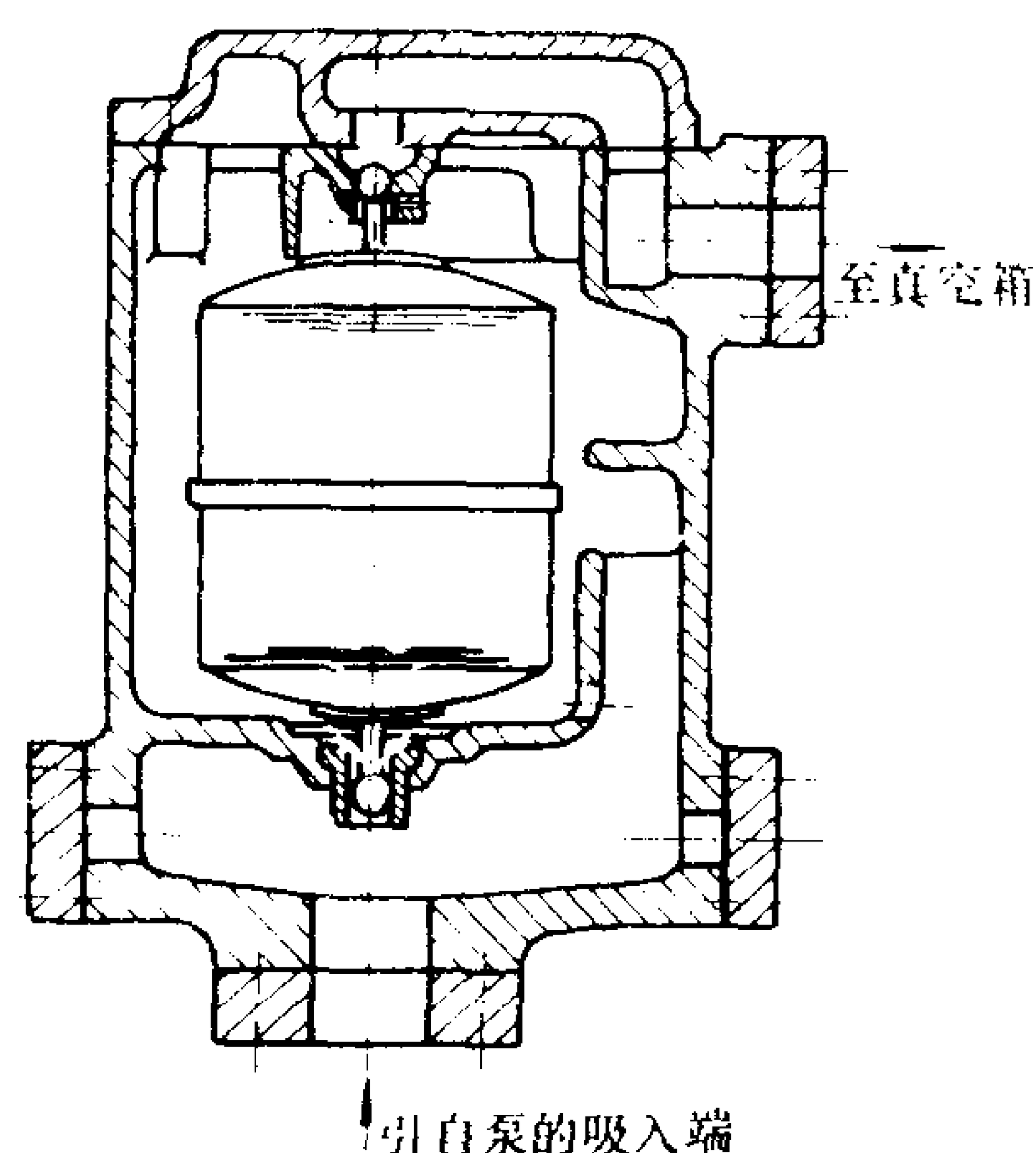


图 5.1.4-47 浮子截止器

打开相应抽气管路上的截止阀，依靠真空箱内的真空，即可对泵抽气引水。为了防止水进入真空箱，在抽气管上装有浮子截止器 2，如图 5.1.4-47 所示。此外，在一些吸入压力较低而又经常工作的泵的抽气管上还设有止回阀 7，以防系统内可能出现的较大压力影响该泵工作，并减少阀 6 的操作。系统中还设有安全阀，其开启压力一般为 0.02 MPa（绝对），以防真空过高。

如在每根抽气管上都装设电磁阀代替手动截止阀，并使每个电磁阀由该泵的起动器控制，则泵起动时就可自动地沟通泵与真空箱的通路，以实现集中引水系统的自动控制。

8.3 货油泵的自动扫舱系统

1）再循环式自动扫舱系统

图 5.1.4-48 为再循环式自动扫舱系统及其控制设备的示意图。卸油时，如果舱内油位较

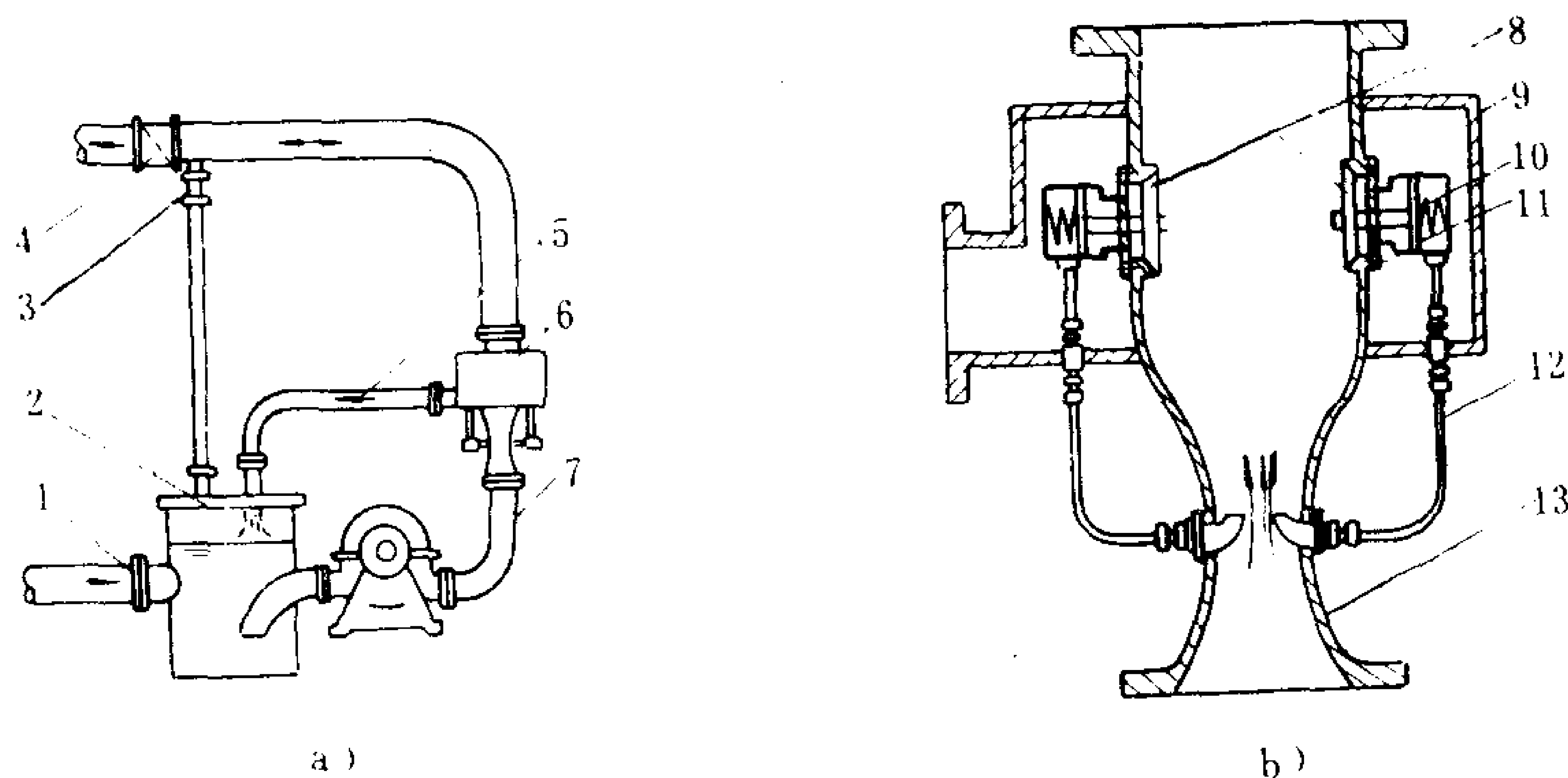


图 5.1.4-48 再循环式自动扫舱系统

a）自动扫舱系统；b）控制设备

1-吸入管；2-吸入箱；3-排气止回阀；4-出口止回阀；5-再循环管路；6-控制设备；7-离心泵的排出管；8-控制阀；9-壳体；10-弹簧；11-控制活塞；12-传压管；13-文丘里管

高，则泵可正常向外排油。扫舱时，一旦货油泵吸入空气，泵的排出压力就会随之下降，以致无法顶开出口止回阀 4 向外排油。由于流速下降，文丘里管 13 的喉部压力就会与其他各处的压力趋于相等，控制阀 8 在弹簧 10 的作用下即被顶开，排出管内的液体也就会经再循环管路 5 倒流回吸入箱，把箱内空气经排气止回阀 3 驱出，并淹没叶轮进口，从而使泵得以重新吸入液体，继续进行扫舱。

2）真空式自动扫舱系统

图 5.1.4-49 所示为应用水环式真空泵的自动扫舱系统。气液分离柜 1 中的液位经液位变送器变成气压信号，用来控制真空泵 8 的自动起停以及抽气阀 13 和泵排出调节阀 5 的开度。再循环柜 7 用来为真空泵自动补充工作用水（海水），并冷却真空泵排出的空气和油气混合物，使油液返回油舱，空气排出舷外。

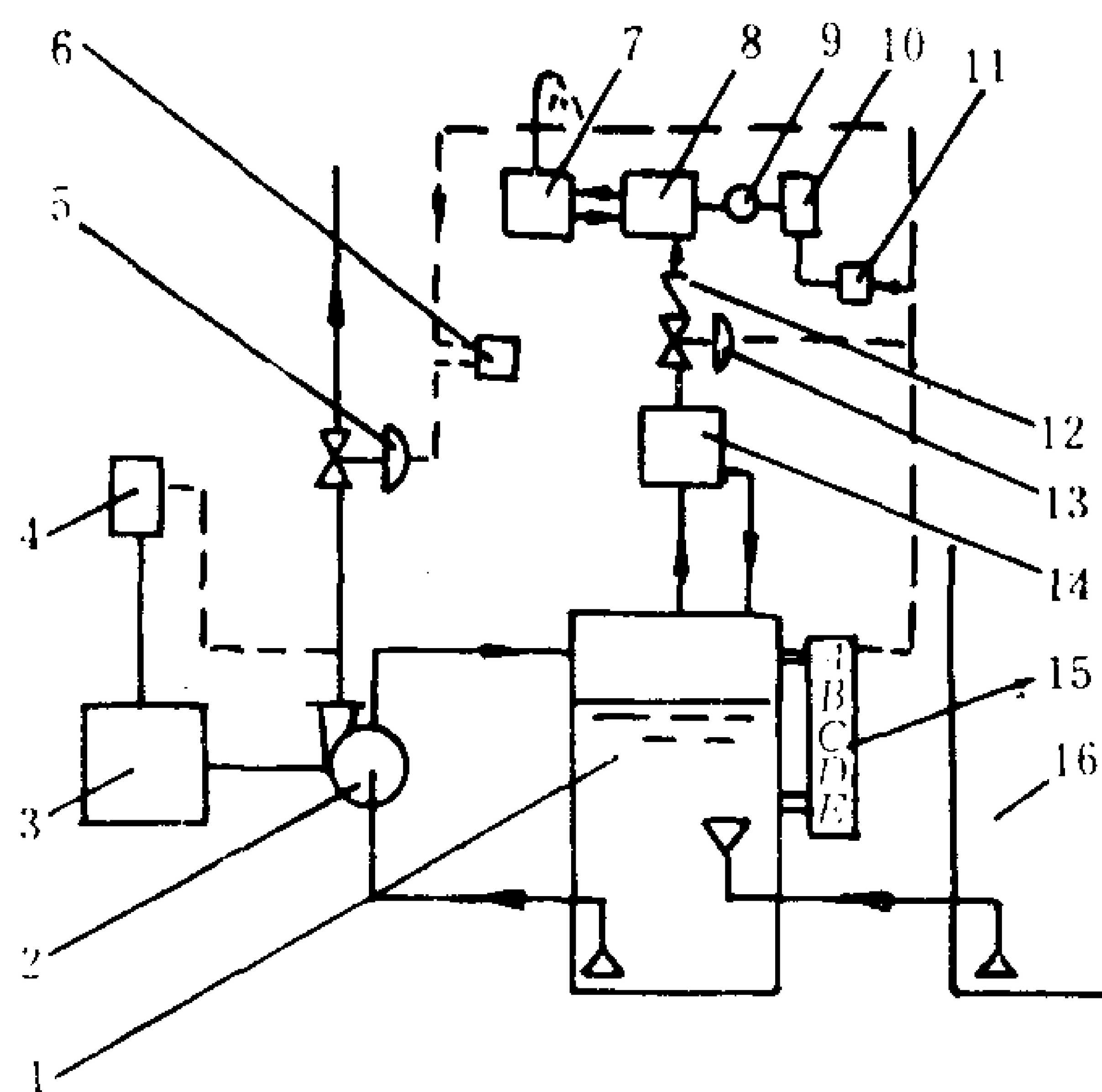


图 5.1.4-49　真空式自动扫舱系统示意图

1-气液分离柜；2-货油泵；3-原动机；4-温控器；5-排出调节阀；6-手动-自动切换器；7-再循环柜；8-水环泵；9-电动机；10-电机起动器；11-压力开关；12-止回阀；13-抽气阀；14-液体分离器；15-液位变送器；16-油舱；*A*-真空泵停止时的液位；*C*-真空泵起动时的液位；*B*-抽气阀全关时的液位；*D*-抽气阀全开时的液位；*E*-货油泵排出阀全关时的液位。

当油舱中油位较高时，气液分离柜中的液位高于*B*点、气压高于大气压，真空泵停转，抽气阀 13 全关，排出阀 5 全开。卸油时，依靠舱与柜间的静压差，使油液不断流入柜中，货油泵在全流量下工作。随着舱中油位的下降，柜中液位因流入量减小而降低。当液位低于*B*点时，抽气阀就会自动打开，将气体排出；柜中液位又会上升并超过*B*点，使抽气阀自动关闭，如此重复多次。当舱中油位降低到 1 ~ 2 m时，柜中气压已低于大气压力，因此当柜中液位再次降到*B*点时，抽气阀虽已开启，但柜中不能自行排气，只有当液位继续下降到*C*点，使真空泵起动才能向外抽气。于是，柜中液位又开始上升直至真空泵停转。真空泵如此起停 2 ~ 3 次后，舱内油位已进一步降低，空气开始混入，系统也就进入扫舱阶段。在扫舱阶段中，即使真空泵连续运转，柜中液位仍将下降，排出阀 5 就自动关小，迫使泵降低流量运转，直至卸完。扫舱结束后，排出阀 5 因柜中的液位低于*e*点而关闭，于是，温控器 4 感受到排出管中的高温，停止原动机的工作。

3）喷射式自动扫舱系统

喷射式扫舱系统如图 5.1.4-50 所示。扫舱时，打开管 4 上的截止阀，依靠离心货油泵排出油液的一部分压力油，作为喷射泵的工作油液，使喷射泵从油舱中抽吸液体和气体，并将其排至分离柜中分离。分离出来的气体经排气管放入油舱，而液体则由货油泵排出。系统的其他部分与 2)相似。

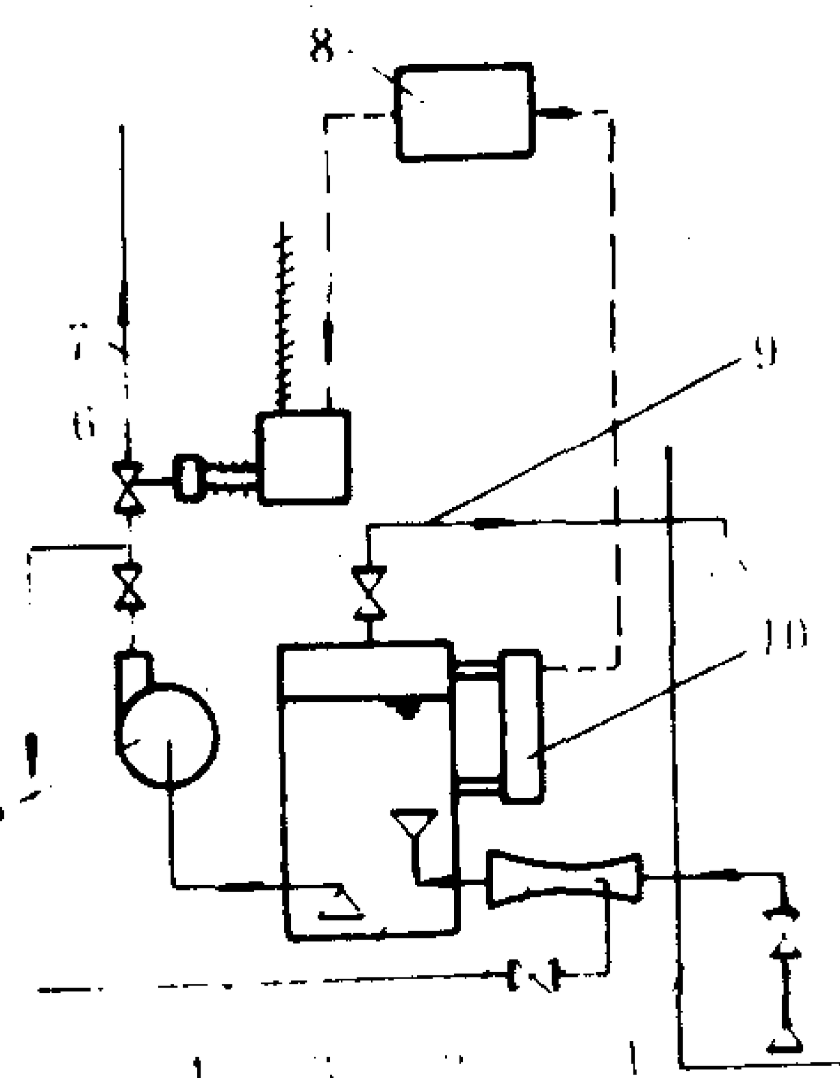


图 5.1.4-50　喷射式扫舱系统示意图

1-油舱；2-喷射泵；3-气液分离柜；4-工作油管；5-货油泵；6-排出调节阀；7-阀门定位器；8-液位调节器；9-排气管；10-液位变送器

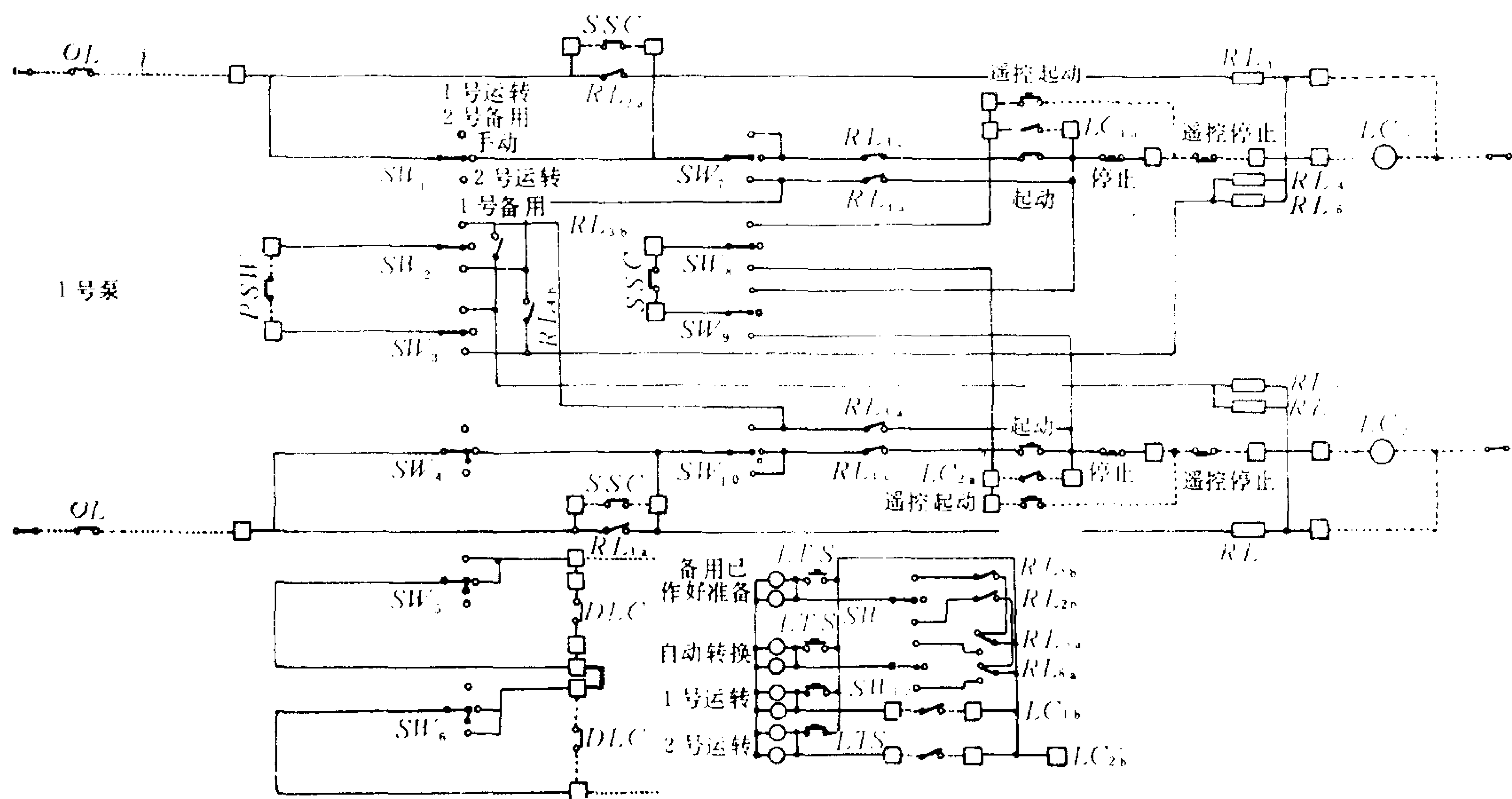


图 5.1.4-51 备用泵自动起动的电路原理

LC-接触器线圈；RL-继电器线圈；SW-选择开关（12 柱）；OL-过载保护；SSC-程序起动触头（大约在 10s内完成）；DLC-数据记录触头；LTS-灯光试验按钮；□-接线柱；ⓧ-指示灯；……外接控制板接线

8.4 备用泵的自动控制

在自动化程度很高的"无人机舱"内，为船舶动力装置服务的泵一般均设两台，互为备用。因此，依靠安装在两台泵公共排出管上的压力开关，即可实现备用泵的自动起动，以保证装置的安全运行。其电路原理如图 5.1.4-51 所示。

将选择开关SW置于手动位置，泵就可手动起动。然后把选择开关转到 1 号运转、2 号备用（或 2 号运转、1 号备用）的自动位置，系统即投入自动工作。当运转泵的排出压力下降到压力开关PSW的调定值时，压力开关即会接通RL_3和RL_5（当 1 号泵为运转泵时）或RL_4和RL_6（当 2 号泵为运转泵时），使相应触头RL_{3c}或RL_{4c}断开，RL_{3a}或RL_{4a}接通，则运转泵停止，备用泵起动。与此同时，自动转换触头RL_{5a}或RL_{6a}则发出灯光（或声响）报警。图中RL_{3b}或RL_{4b}为PSW的连锁触头。

一旦出现电源故障，程序起动触头能再次将泵起动。在出现电源故障时，如果选择开关处于自动位置，则备用泵将自动起动；如果选择开关处于手动位置，则泵要靠手动起动。利用数据记录触头可对数据记录器发出信号。这样，当系统处于自动状态时，就可记录下备用泵的起动。

9 离心泵的选型

离心泵基本上属系列化定型产品，除特殊情况外，大多是按所需的流量Q和压头H结合泵的使用要求，利用产品目录和样本进行选用，这时需要：

1）确定选型参数Q、H值

宜在船舶动力装置计算的基础上，酌增 5 ～ 7％作为选型用的Q、H值。

2）确定泵的级数、台数

泵的级数应尽可能少。泵的台数不得少于“规范”要求。但备用的消防泵、压载泵、舱底泵以及供喷射泵用的工作水泵，可用一台参数可变换的通用泵来满足。

3）确定泵的类型和型号

选用泵的类型应视被输送介质的性质。例如，被输送的介质为石油产品时，即应选用各种油泵。在确定泵的型号时，应结合泵的使用要求和工作场合，按产品目录进行。

4）确定泵的驱动方式

船上一般优先考虑采用交流电动机驱动。在有蒸汽源的船舶上，也可选用汽轮机驱动，其优点是转速高，可变速调节工况，且无电器火花。对于应急泵，则可考虑选用柴油机驱动。

5）校验泵的性能

（1）校验初选泵的工作点

在初选离心泵的Q-H曲线上，以所选用的Q、H值标出工作点，查看此点是否离额定工况点不远。一般工作点应处在最高效率的92%以上，否则应重选。

（2）核验泵的汽蚀性能

根据泵的管路布置图，算出最困难条件下泵入口的实际吸入真空度H_s或装置的汽蚀余量Δh_a，将其与该泵的允许值相比较。也可根据允许吸上真空度〔H_s〕或泵的允许汽蚀余量〔Δh〕，计算出泵的允许几何安装高度，以此与管路图中拟定的安装高度相比较。如不能满足，就须另选它泵或变更泵的位置，或采用其他措施。

10 船用离心泵实例

10.1 型号

船舶上应用的离心泵，一部分是按船用技术要求专门设计和生产的。目前国内外均有很多种船用离心泵的系列产品可供选用。在不敷应用的情况下，往往借陆上通用产品经必要修改后代用。常用的几种离心泵型号及其含义见表5.1.4-12。

表5.1.4-12　离心泵型号及其含义①

类型	型号规格举例	进水管内径近似值 mm (in)	型号的意义	$\frac{n_s}{10}$	泵的级数	泵的压头或多级泵的单级压头m	叶轮车削后的等级标志	附注
CL型	8 CL-12	(8)	船用立式泵	12	1			
	100 CCL-12 AG	100	新型号船用立式离心泵	12	1		A-第一次车削	G-60 Hz，无此标志为50 Hz
CBLG型	6 CBLG-7	（6）	船用并、串联立式高压泵	7	2			
CZL型	3 CZL-9	（3）	船用自吸立式泵	9				
BA型	3 BA-9 A	（3）	单级单吸悬臂卧式泵	9	1		A	
	4 B②-91	（4）	革新型号单级单吸悬臂卧式泵			91		
Sh型	10 Sh-13 A	(10)	单级双吸水平中开卧式泵	13	1		A	
	150 S 50 B	150	革新型号单级双吸卧式泵		1	50	B-第二次车削	
DA型	4 DA-8×5	（4）	单吸多级分段式泵	8	5			
	80 D 12×4	80	革新型号单吸多级分段式泵		4	12		
CWX型	1.5 CWX-4	(1.5)	船用旋涡自吸泵	4	2			

① 我国水泵系列和型号曾在全国水泵行业会议上作了部分修订调整，但各水泵厂尚未完全统一，新、旧型号仍在交替使用；

② B型泵和BA型泵性能基本相同，只是泵重和配用电机有所不同。

10.2 典型结构

10.2.1 船用单级单吸立式（CL型）泵

这种泵的结构见图 5.1.4-52，参数见表 5.1.4-13。它在船上可用作主、辅机冷却水泵，日用海、淡水泵；配置相应的引水装置后可用作压载泵、舱底泵；符合消防系统要求时也可作为消防泵或消防设备的工作水泵。

10.2.2 船用并、串联立式高压（CBLG型）泵

CBLG型船用离心泵属下置水环引水泵的自吸式离心泵，结构见图 5.1.4-53，性能见表 5.1.4-14。这种泵通过转换控制手柄 1 可实现关、串联工作。可作为通用泵，以满足消防、压载和舱底等用途的需要。

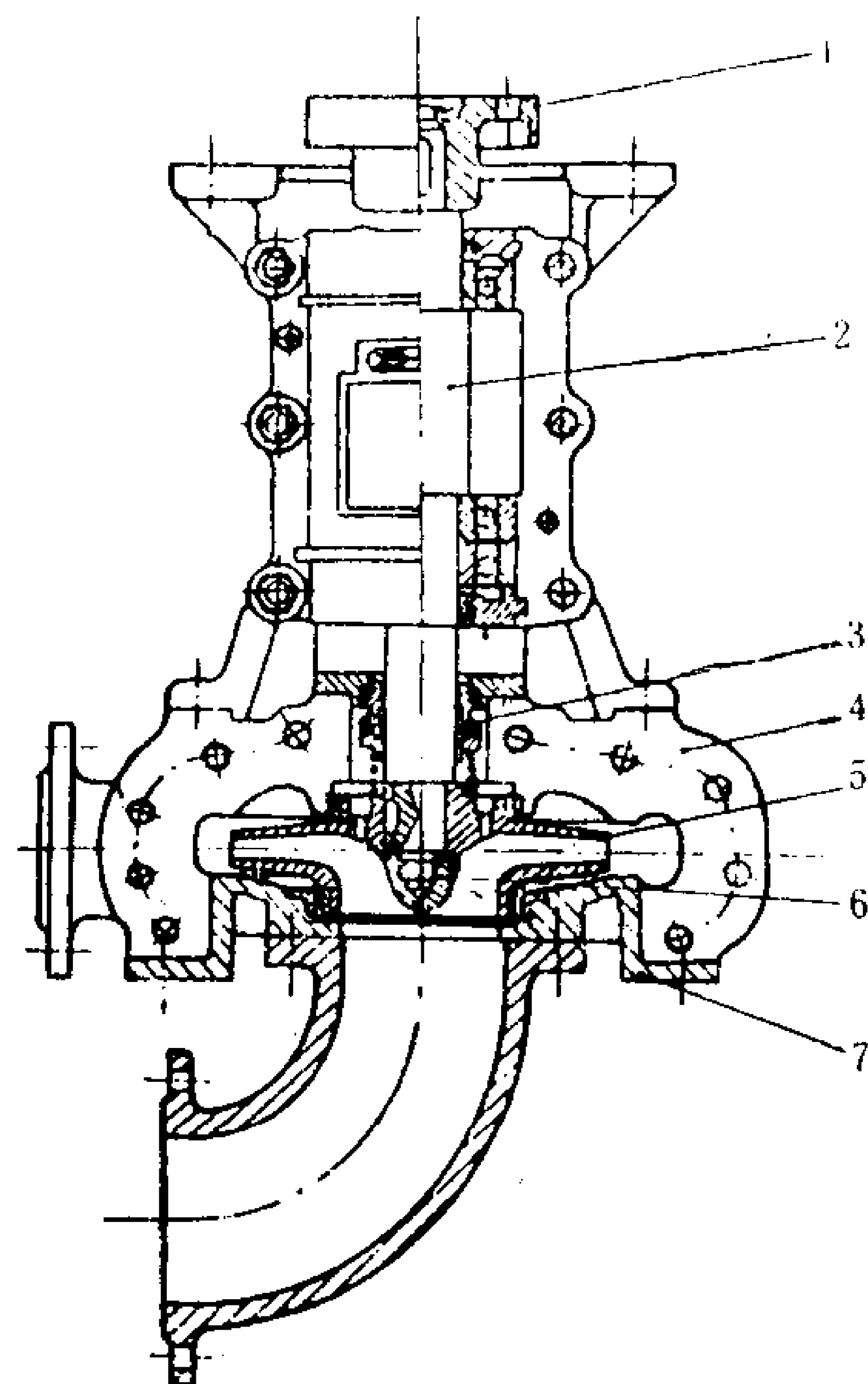


图 5.1.4-52 8 CL-12 型离心泵
1-弹性联轴节；2-泵轴；3-机械密封；4-泵体；5-叶轮；6-反牙螺母；7-泵盖

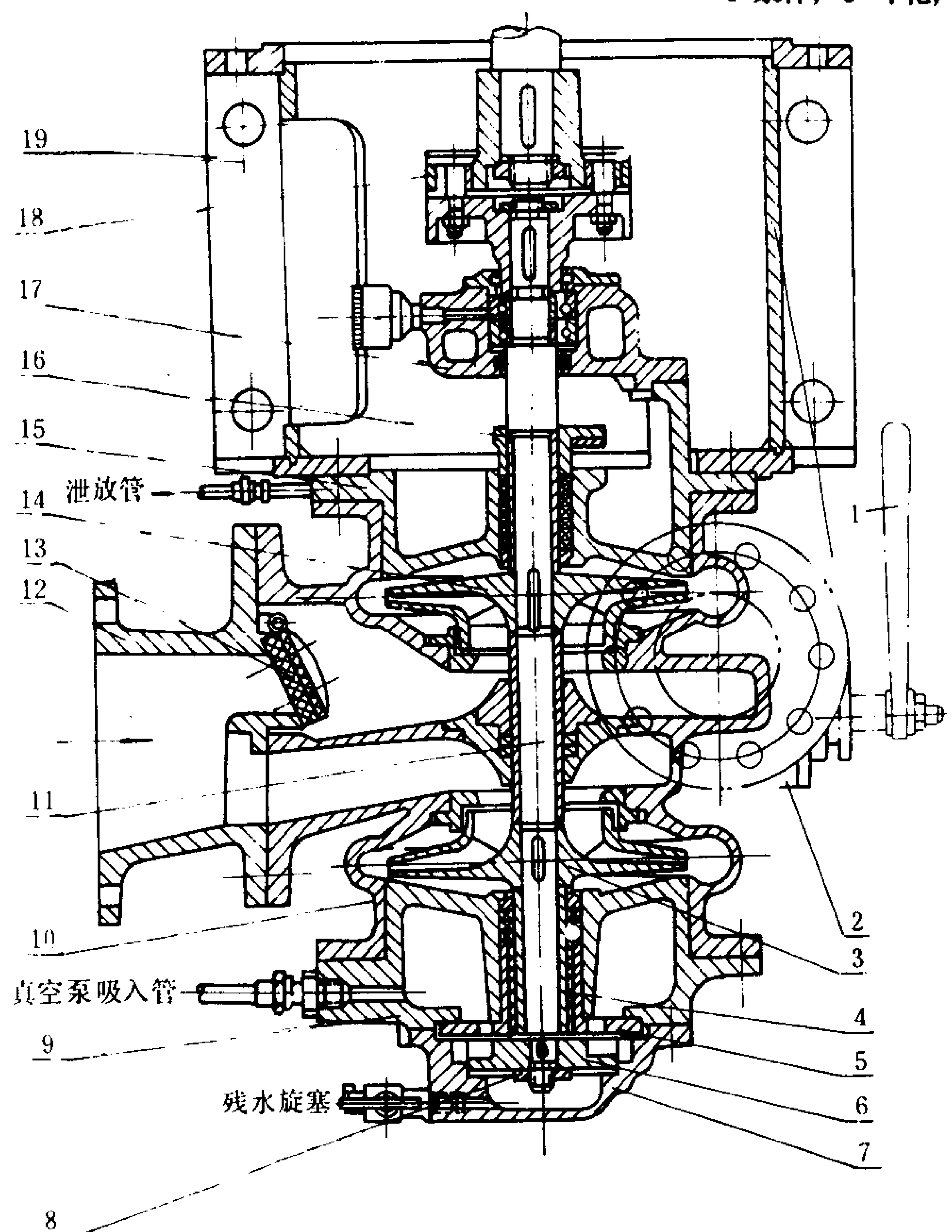


图 5.1.4-53 6 CBLG-7 型并、串联自吸离心泵
1-控制手柄；2-滑阀部件；3-第一级叶轮；4-保护套；5-真空泵盖（阀）板；6-真空泵叶轮；7-真空泵泵盖；8-下螺母；9-真空泵壳；10-泵壳；11-泵轴；12-吸入管接；13-单向阀；14-第二级叶轮；15-泵上盖；16-填料压盖；17-轴承架；18-联轴节；19-泵架部件

表 5.1.4-13　　　　　　　　　　**CL型船用离心泵规格**

泵型号	主要规格									配套电动机			泵重
	流量 m³/h	压头 m	转速 r/min	效率 %	轴功率 kW	允许吸上真空度 m	吸入口径 mm	排出口径 mm	叶轮直径 mm	型号	功率 kW	转速 r/min	kg
2 CL-6	19.8	30.8	2900			6.5	50	40	116	Z_2C-32 JO_2-32-2-H/L_3	4	3000 2900	130
2.5 CL-4	25	65	2900	46	10	6				Z_2C-52 JO_2-52-2-H	13	3000 2900	90
2.5 CL-5.5	29.9	45.5	2900			7	65	40	194	Z_2C-51 JO_2-51-2-H/L_3	10	3000 2900	170
3 CL-5.5	50.4	64.5	2900			5	80	50	232	Z_2C-61 JO_2-61-2-H/L_3	17	3000 2900	300
3 CL-9	45	31	2900			6	80	50	168	Z_2C-42 JO_2-42-2-H/L_3	7.5	3000. 2900	204
4 CL-8	90	50	2900	75	19	5					22		
4 CL-12	90	33.5	2900	71	11	5	100	80	170	Z_2C-61 JO_2-61-2-H/L_3	17	3000 2900	
6 CL-8	162	32	1450			7	150	100	330	Z_2C-72 JO_2-72-4-H/L_3	30	1500 1470	600
8 CL-12	288	28.9	1450			6	200	125	320	Z_2C-82 JO_2-82-4-H/L_3	40	1500 1470	660
10 CL-18	486	25	1450			5	250	000	336	Z_2C-91 JO_2-91-4-H/L_3	55	1500 1470	1040

表 5.1.4-14　　　　　　　　　　**CBLG型船用离心泵参数**

型号	工况	流量 m³/h	压头 m	转速 r/min	轴功率 kW	电机功率 kW	效率 %	允许吸上真空度 m	泵重 kg
4 CBLG-6	串联 并联	20 100	85 24	2900	10 12	20 27	50 50	5	200
6 CBLG-7(交流)	串联	22 45 75	122 110 80	2900	17 22 26	33	40 62 67	5	355
6 CBLG-7(直流调压)	并联	100 150 180	50 38 25	2900	23 25 26	40	67.5 65 55		303 (6 CBL-7)

注：①根据船舶电网情况，可配交流、直流、直流调压等电机。

10.2.3　船用自吸立式（CZL型）泵

CZL型泵的结构与CL型泵基本相同，见图 5.1.4-54，参数见表 5.1.4-15。为了自吸，泵的螺壳作成双流道结构并一直延伸至排出接管，形成气水分离器，以便不断夹带空气并将其排出泵外。这种泵可用作舱底泵和压载泵。

钟)，向控制门发生一个控制脉冲，这样，两个脉冲的间隔为标准的一秒钟。控制门是一个晶体管门电路，当控制门开放时，被测信号的脉冲 可以通过，而当控制门关闭时，被测信号就不能通过。控制门的开放或关闭由秒信号发生器来控制，在第一个脉冲信号的作用下，控制开放，经一秒钟时间，在第二个脉冲信号作用下，控制门又关闭。这样，在一秒钟时间内通过的被测信号的个数即为待测的频率值。

脉冲计数器由累加器、译码电路和数码管所组成，用以累计由控制门送来的脉冲个数，并通过译码电路后，由数码管直接显示出来。所显示出来的数字为每秒钟内被测信号的脉冲个数，亦即被测频率值。

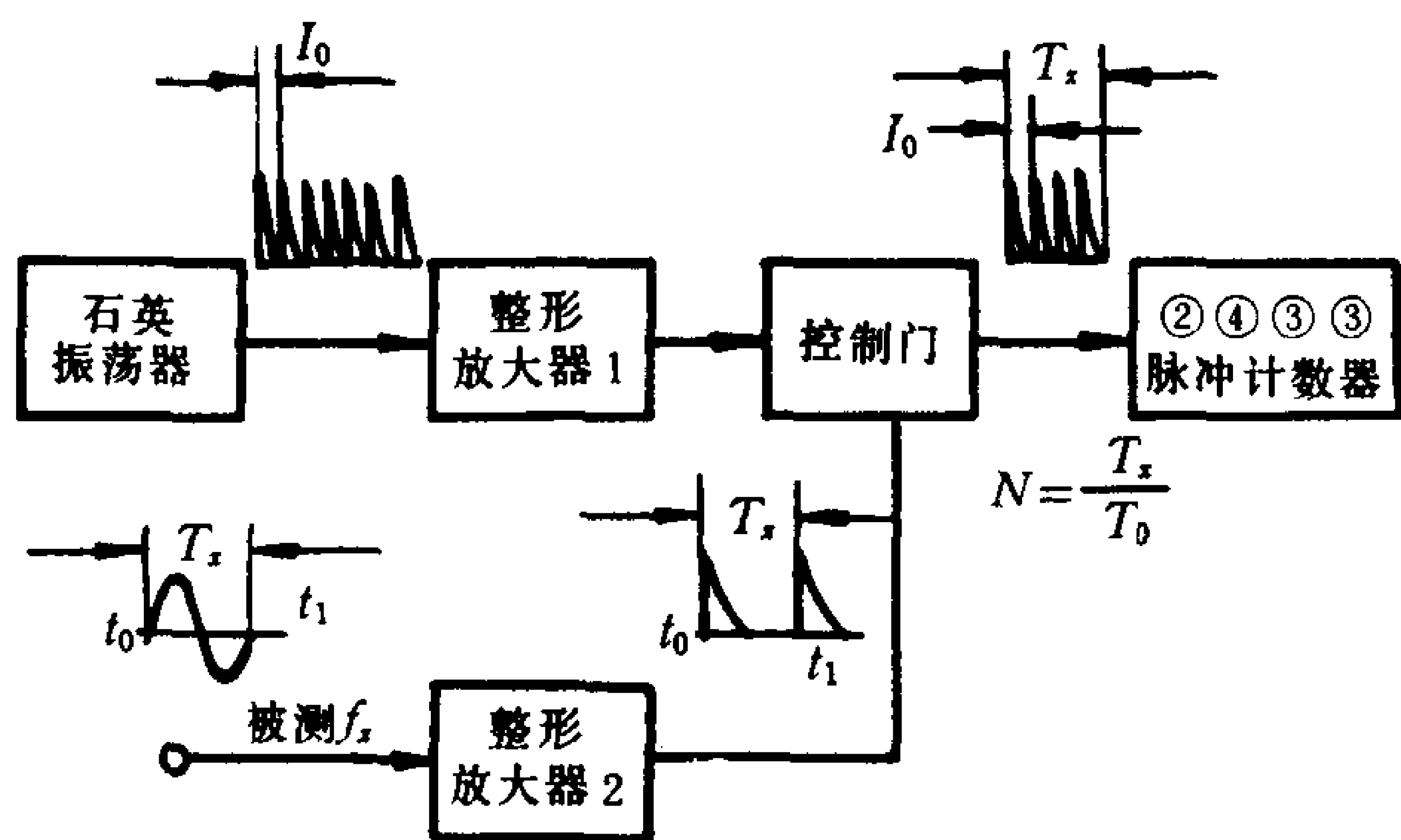


图 8.1.1—40　测周期法频率表方框图

这样测量方法在测量频率很低的信号时，易产生较大误差。

2)测周期法

图 8.1.1—40 为测周期法频率表的原理方框图。与测频法不同之处，是控制门由被测信号的脉冲来控制。因此，两个控制脉冲的间隔就是被测信号的周期 T_x。由石英振荡器产生的标准脉冲经整形放大后，进入控制门。这样，计数器即可计出在时间 Tx 内的标准脉冲个数 N，并根据标准脉冲的周期 T_0，得出被测周期 $T_x=NT_0$。测出周期后，便可得出被测频率为 $f_x=\frac{1}{T_x}$。

在使用数字式频率表时，应注意被测电压的大小应和仪表的铭牌数据相适应，否则，仪表可能损坏或不工作。

12　整步表(同步表)

整步表用于同步发电机和电网并列运行时，应先检查两侧电压之间频率、相位的差别情况，以使运行人员得以进行必要的调整和操作，使同步发电机在符合同期的条件下并入电网。整步完毕，整步表应及时切除，不允许长期工作。

12.1　电磁系整步表

电磁系整步表是目前应用最广泛的一种整步表，如 45T1－S 型、13T1－S 型整步表就是采用电磁系的机构制成的，通常做成面板式的。其结构与工作原理与电磁系三相功率因数表相似。

三线圈整步表的内部结构及接线图如图 8.1.1—41 所示。图中 A_1、A_2、A_3 为相互交叉成 120°空间角的三个定圈，用以产生旋转磁场。在此三个定圈内有一个圆柱形线圈 A_0，用以产生脉动磁场。在 A_0 中间有转轴，而轴套紧固在转轴上。轴套的上下两端各固定有扇形铁片 F_1、F_2，装在相反的两侧，与轴套组成 Z 字形，称为 Z 形铁片。指针固定在转轴上。Z 形铁片可以在 A_0 内自由转动，从而带动转轴和指针转动。

10.2.4 单级单吸悬臂卧式（BA型）泵

这种泵是陆用定型产品，结构见图 5.1.4-55，参数见表 5.1.4-16。BA型泵有甲式和乙式两种（甲式泵叶轮无平衡孔），在船上常用作消防泵、冷却水泵、生活用水泵等。

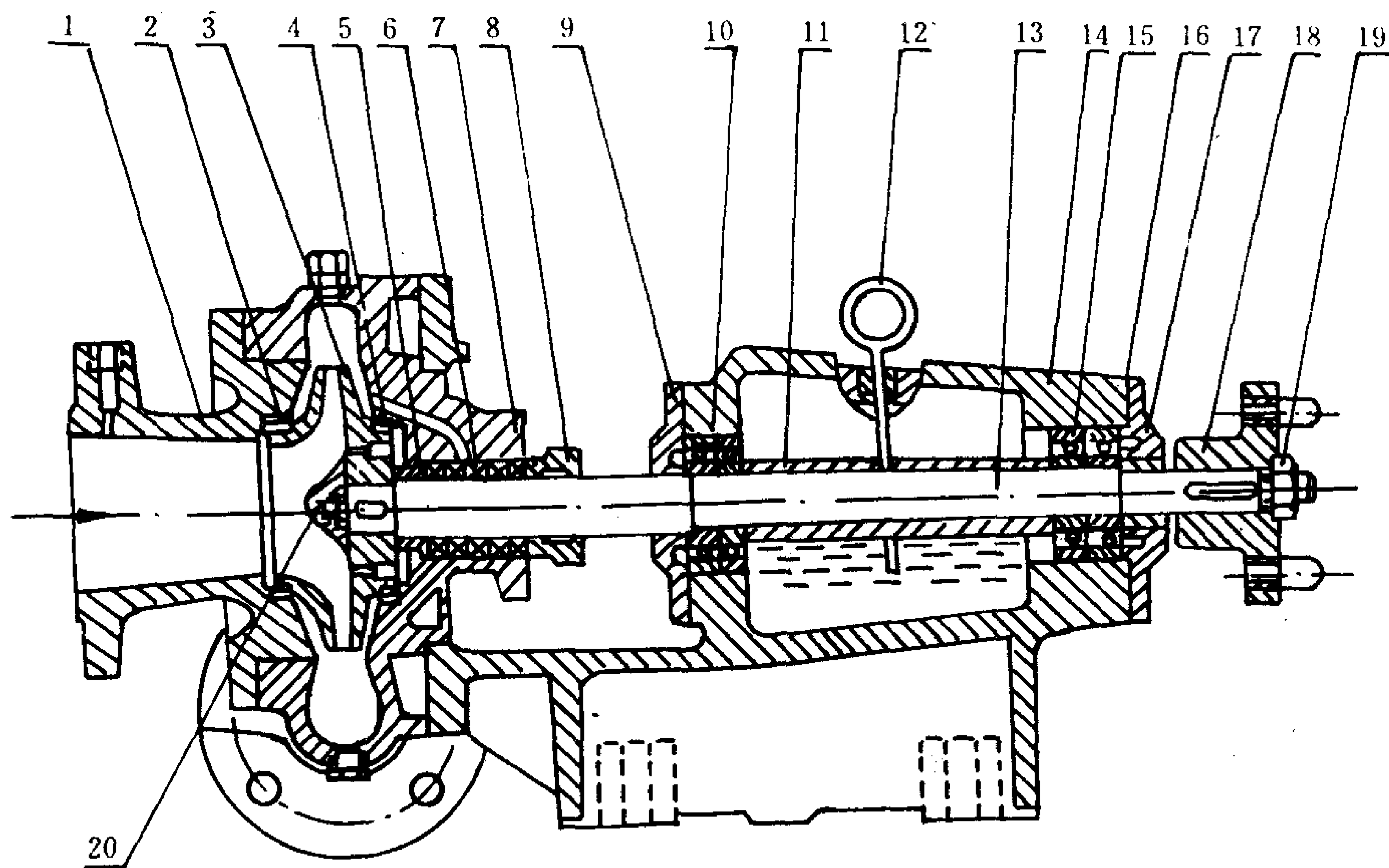


图 5.1.4-55 BA型离心泵

1-进口接管；2-前密封环；3-叶轮；4-后密封环；5-铜套；6-水封环；7-泵壳；8-填料压盖；9-压盖；10、15-轴承；11-定距套；12-油尺；13-泵轴；14-轴承架；16-纸垫；17-压盖；18-联轴节；19、20-反牙螺母

表 5.1.4-16 **BA型离心泵规格**

泵型号	主要规格 流量 m³/h	压头 m	转速 r/min	效率 %	功率 kW	允许吸上真空度 m	吸入口直径 mm	排出口直径 mm	叶轮直径 mm	配套电动机 型号	功率 kW	转速 r/min	外形尺寸包括电机 mm 长	宽	高	泵重 kg	附注
	6	20.3		44	0.745	6.6				JO_2-21-2-TH	1.5	2860					流量等有三个数字者，为适用工作范围
$1\frac{1}{2}$ BA-6	11	17.4	2900	55.5	0.94	6.7	40	32	128				721	280	302	30	
	14	14		53	1.01	6.0				Z_2C-21	1.5	3000					
	10	34.5		50.6	1.86	8.7				JO_2-32-2-TH	4	2910					
2 BA-6	20	30.8	2900	64	2.61	7.2	50	40	162				955	320	349	35	
	30	24		63.5	3.09	5.7				Z_2C-32	4	3000					
	11	21		56	1.12	8.0				JO_2-22-2-TH	2.2	2800					
2 BA-9	20	18.5	2900	68	1.48	6.8	54	40	127				915	300	337	36	
	25	16		66	1.66	6.0				Z_2C-22	2.2	3000					
	40	41.5		62	7.3	7.1				JO_2-52-2-TH	13	2930					
3 BA-6 A	50	37.5	2900	64	7.98	6.4	80	50	192				1347	445	490	116	
	60	30		59	8.3					Z_2C-52	13	3000					

泵型号	主要规格 流量 m³/h	压头 m	转速 r/min	效率 %	功率 kW	允许吸上真空度 m	吸入口直径 mm	排出口直径 mm	叶轮直径 mm	配套电动机 型号	功率 kW	转速 r/min	外形尺寸（包括电机）mm 长	宽	高	泵重 kg	附注
3 BA-9	30 45 55	35.5 32.6 28.8	2900	62.5 71.5 68.2	4.64 5.56 6.32	7.0 5.0 3.0	80	50	168	JO_2-42-2-TH Z_2C-42	7.5 7.5	2920 3000	1115	365	384	50	流量等有三个数字者，为适用工作范围
3 BA-13 B	29.5 39.6 48.6	17.4 15.0 12.0	2900	63 65 62	1.63 1.72 1.73	5.5 5.0 4.0	80	65	110	JO_2-31-2-TH Z_2C-31	3 3	2909 3000	965	320	349	41	
4 BA-8	70 109 120	51 47.8 43	2900	64.5 69 66	17.5 20.6 21.4	5.0 3.8 3.5	100	80	218	JO_2-71-2-TH Z_2C-62	22 22	2940 3000	1493	520	560	116	
4 BA-18	65 90 110	22.6 20 17.1	2900	75 78 74	5.32 6.28 6.93	5	100	80	143	JO_2-51-2-TH Z_2C-51	10 10	2930 3000	1218	405	412	59	
4 BA-25	54 79 99	17.6 14.8 10	2900	70 78 67	3.69 4.10 4.0	5	100	80	126	JO_2-41-2-TH Z_2C-41	5.5 5.5	2920 3000	1027	352	368	44	
6 BA-12 A	95 150 180	26.4 41.7 50	1450	74.5 80 76.6	6.18 7.61 8.07	8.6 8.8 7.6			240		11					146	

10.2.5 单级双吸卧式（sh型）泵

这种泵也是陆用定型产品，结构见图 5.1.4-56，参数见表 5.1.4-17。sh型泵也分甲式和乙式两种（甲式采用单列球轴承，轴颈等于或小于 60 mm；乙式用巴氏合金轴承，轴颈等于或大于 70 mm），在船上多用作大流量循环水泵和货油泵。

表 5.1.4-17　**sh型离心泵参数**

型号	流量 m³/h	压头 m	转速 r/min	轴功率 kW	电动机功率 kW	效率 %	允许吸上真空度 m	叶轮直径 mm	泵重 kg
6 Sh-6	126 162 198	84 78 70	2930	40 46.5 52.4	55	72 74 72	5	251	150
8 Sh-9 A	180 270 324	54.5 46 37.5	2930	41 48.3 51	55	65 70 65	5.5 5.0 3.8	218	265
10 Sh-9	360 486 612	42.5 38.5 32.5	1450	55.5 61.5 67.7	75	75 83 80	6	367	428
10 Sh-13 A	342 414 482	22.2 20.3 17.4	1450	25.4 27.6 28.6	40	80 83 80	6	270	420

续上表

型　号	流量 m³/h	压头 m	转速 r/min	轴功率 kW	电动机功率 kW	效率 %	允许吸上真空度 m	叶轮直径 mm	泵重 kg
12 Sh-19	612 792 935	23 19.4 14	1450	47.9 51 47.6	55	80 82 75	4.5	290	660
14 Sh-19 A	864 1116 1296	26 21.5 16.5	1450	76.5 77 80	100	80 85 73	3.5	326	878
20 Sh-9	1548 2016 2448	66 59 50	970	340 390 433	520	82 83 77	4	682	3130
24 Sh-19	2520 3168 3960	37 32 22	970	295 310 279	380	86 89 85	2.5	540	2250
32 Sh-19	4700 5500 6460	35 32.5 25.4	730	575 580 576	625	78 84 80.4		740	5100
48 Sh-22	9000 11000 12500	28.4 26.3 23.6	485	873 908 917	1150	80 86.8 88	4.3 3.7 3.2	985	17000

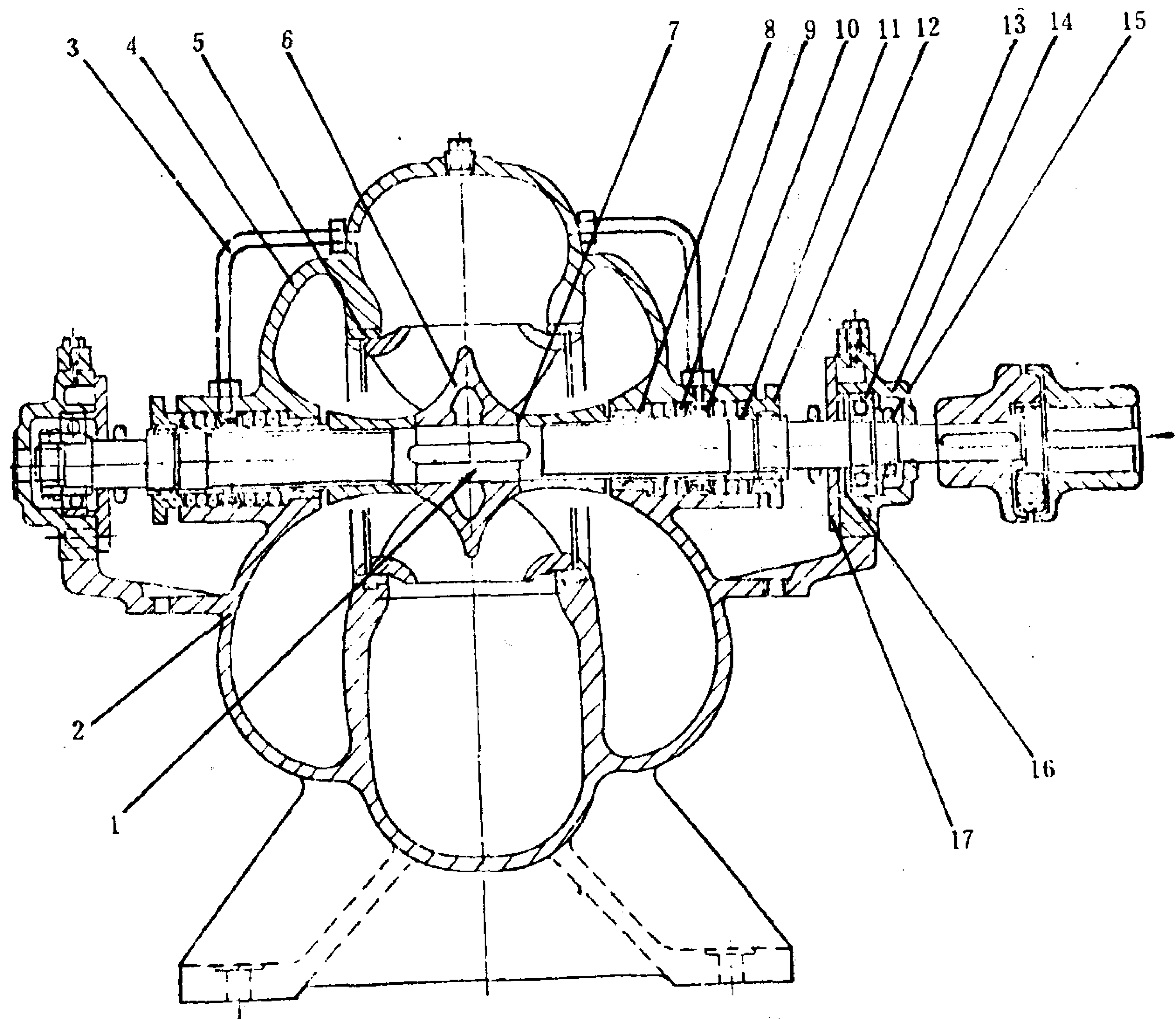


图 5.1.4-56　sh型离心泵

1-泵轴；2-泵壳下盖；3-高压引水管；4-泵壳上盖；5-密封环；6-叶轮；7-垫子；8-填料管；9-填料；10-水封环；11-轴套；12-填料箱压盖；13-球轴承；14-轴承架；15-拧紧螺母；16-轴承挡套；17-轴承挡盖

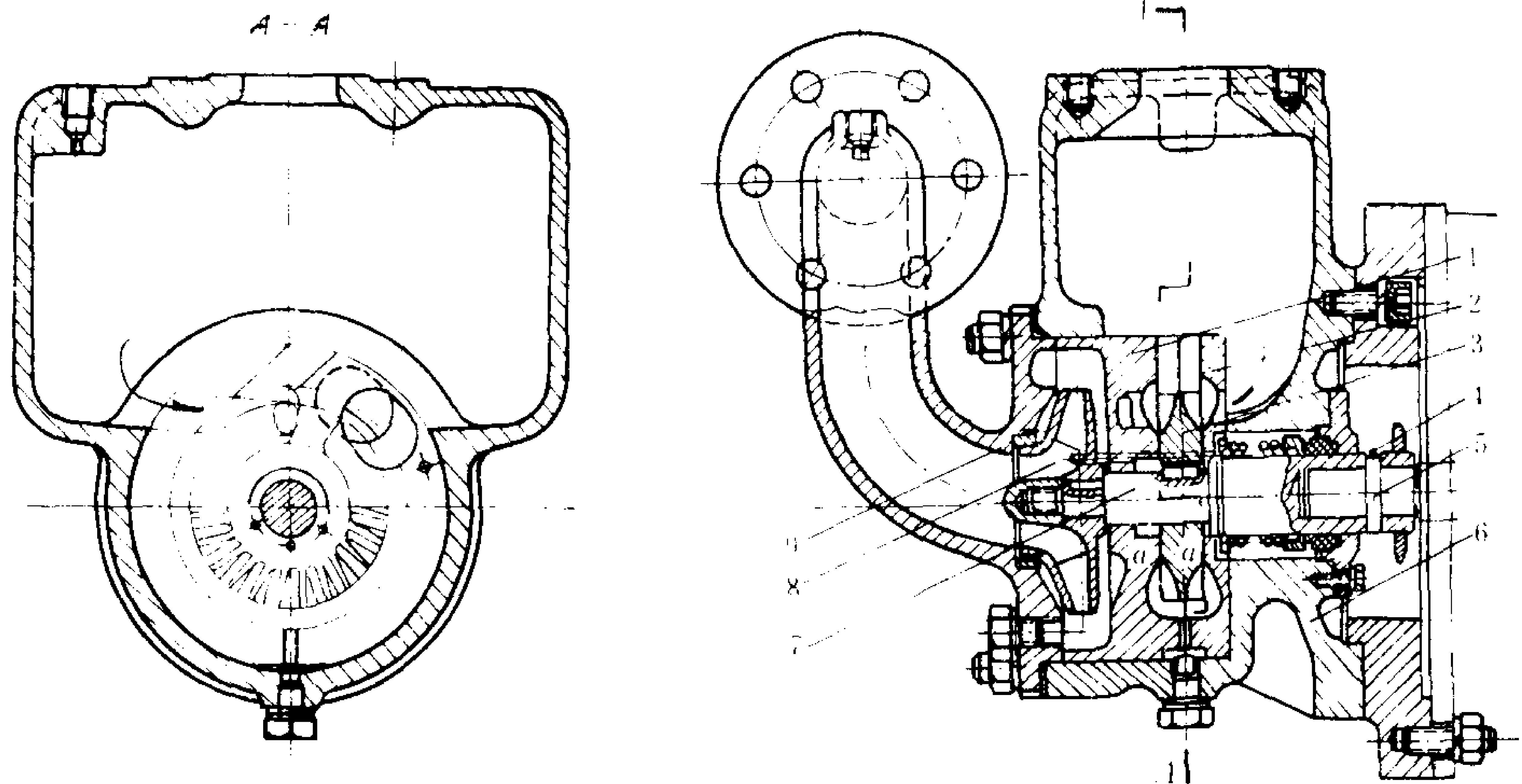


图 5.1.4-57 CWX型离心旋涡泵

1-内隔板；2-外隔板；3-旋涡泵叶轮；4-挡圈；5-横销；6-泵体；7-泵轴；8-离心泵叶轮；9-泵盖

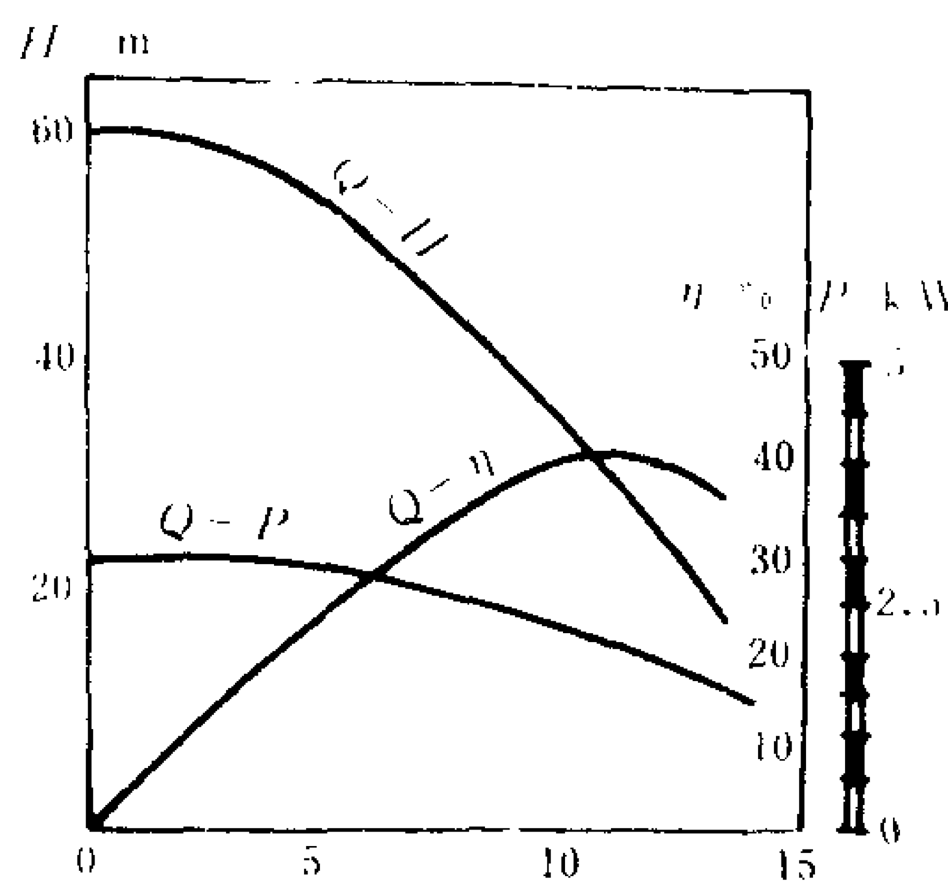


图 5.1.4-58 1.5 CWX-4 型离心旋涡泵特性曲线

10.2.6 离心旋涡泵

图 5.1.4-57 示出CWX型电动离心旋涡泵的结构，有关参数见表 5.1.4-18。第一级为离心泵，第二级为旋涡泵，在出口处装有气水分离器，且能积存一定量的水，以便在起动时使泵自吸。

离心旋涡泵的特性曲线较陡，如图 5.1.4-58 所示。这种泵在船上常用作日用海、淡水泵。

表 5.1.4-18 **CWX型离心旋涡泵参数**

泵型号	流量		压头	转速	功率 kW		效率	允许吸上真空度	泵重
	m³/h	L/s	m	r/min	轴功率	电机功率	%	m	kg
1.5 CWX-4	10	2.8	35	2900	2.5	4	40	4 （最大 8）	45
1.5 CWX-2	3	0.83	40	2900	2	2.2	17.5	4 （最大 8）	45

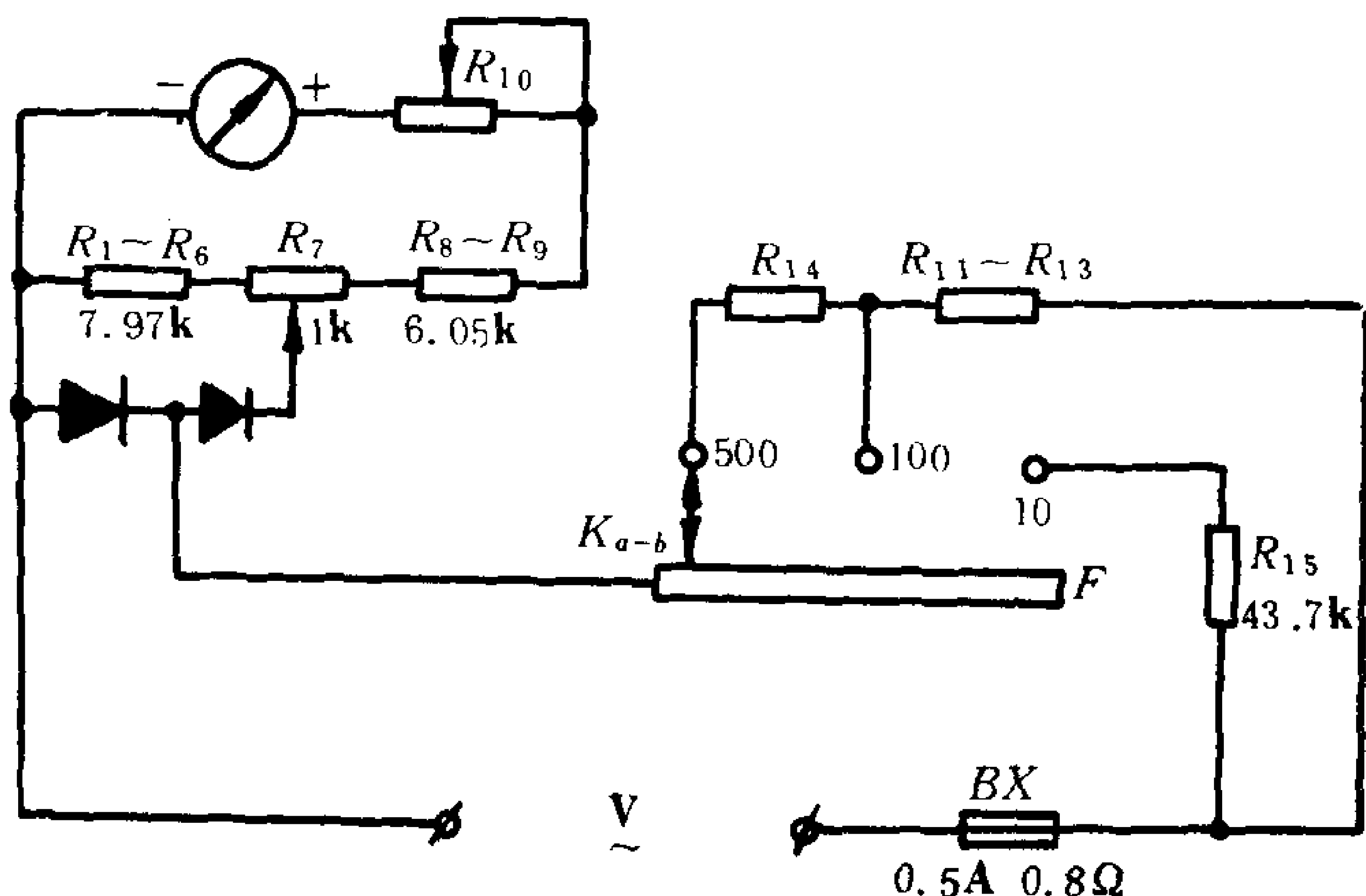


图 8.1.1—47 交流电压测量电路

②直流电压测量电路如图 8.1.1—46 所示。

③交流电压测量电路如图 8.1.1—47 所示。

④电阻测量电路

为了说明万用表的电阻测量电路,先说明磁电系欧姆表的基本原理。最简单欧姆表电路如图 8.1.1—48 所示。被测电阻 R_x 接于 A、B 两端,则电路的电流为:

$$I=\frac{U}{r_c+R+R_x} \tag{8.1.1-8}$$

当 U、R 和 r_c 为一定时,电流 I 将随被测电阻 R_x 而变化。因此,可以用电流 I 的大小来衡量被测电阻 R_x 的大小。当 R_x 为零时,对应的电流 $I=\frac{U}{R+r_c}$,选择 R 值使 I 等于磁电系表头的满偏电流 I_0;而在 $R_x \to \infty$ 时,I=0,因而偏转角为零。指针指零位。可见,偏转角越大,所对应的被测电阻越小;而偏转角越小,则所对应的被测电阻越大。为了消除因电池电压的下降,而引起的测量误差,在欧姆表中装有零欧姆调整器,如图 8.1.1—49 所示。调整的方法是,在每次测量之前,用表笔将两个端钮 A、B 端短接,调整电位器 R_0,使流过表头的电流增大,直到指针指到零位为止,然后进行电阻的测量。电位器 R_0 的旋钮装在仪表的面板上,并标有相应的标记。

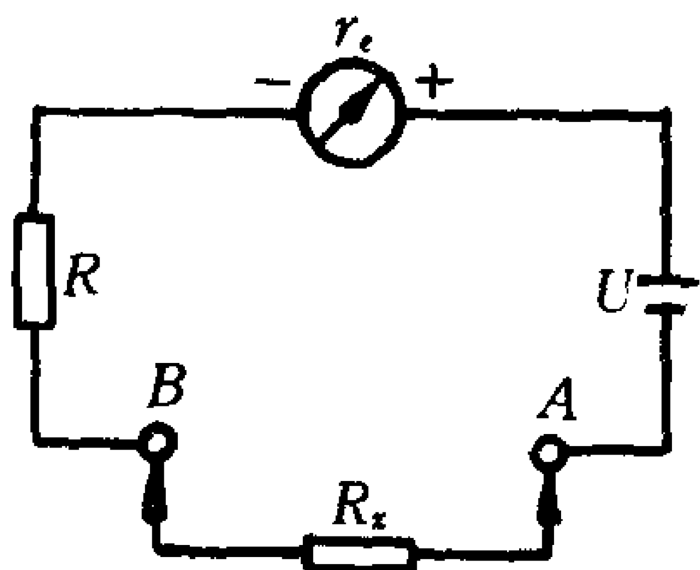


图 8.1.1—48 欧姆表的原理电路

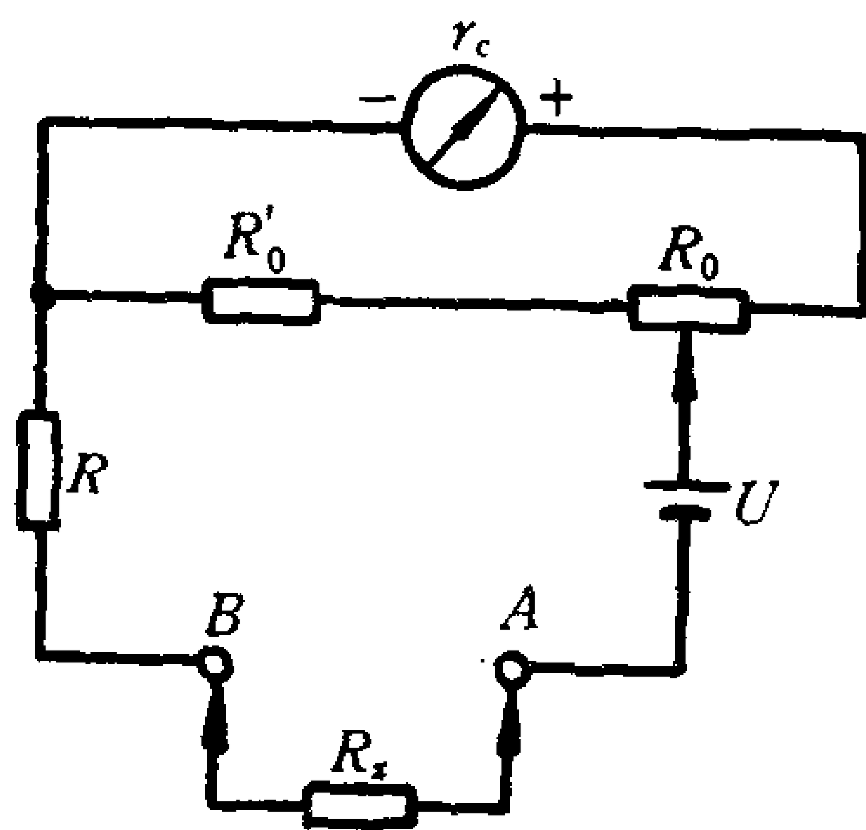


图 8.1.1—49 具有零欧调整器的欧姆表

为了扩大电阻的量程,在低阻档常采用改变分流电阻值的方法;而在高阻档常用提高电池电压的方法。

MF—30 型万用表的电阻测量电路如图 8.1.1—50 所示。R_9 为零 Ω 调整电位器。1.5V 干电池和 15V 积层电池,均附装在万用表内部。

2)万用表的正确使用

(1)接线要正确 万用表面板上的插孔(或接线柱)都有极性标记,在测直流时,要注意正负极性。在用欧姆档去判别二极管的极性时,应注意其"+"插孔是接到内附电池的负极。(参见图 8.1.1—50)。

2）汽轮机驱动。其防火性能好、功率大、流量大，适用于中型、大型或超大型油船，是目前应用最多的一种驱动方式，但效率低。

3）液压马达驱动。油泵为浸没式，置于油舱底部，由直联的液压马达带动，总的经济效益较高，扫舱效果也好，但每个货舱都需配置一台，检修不便。

4）柴油机驱动。只在特殊情况下使用。

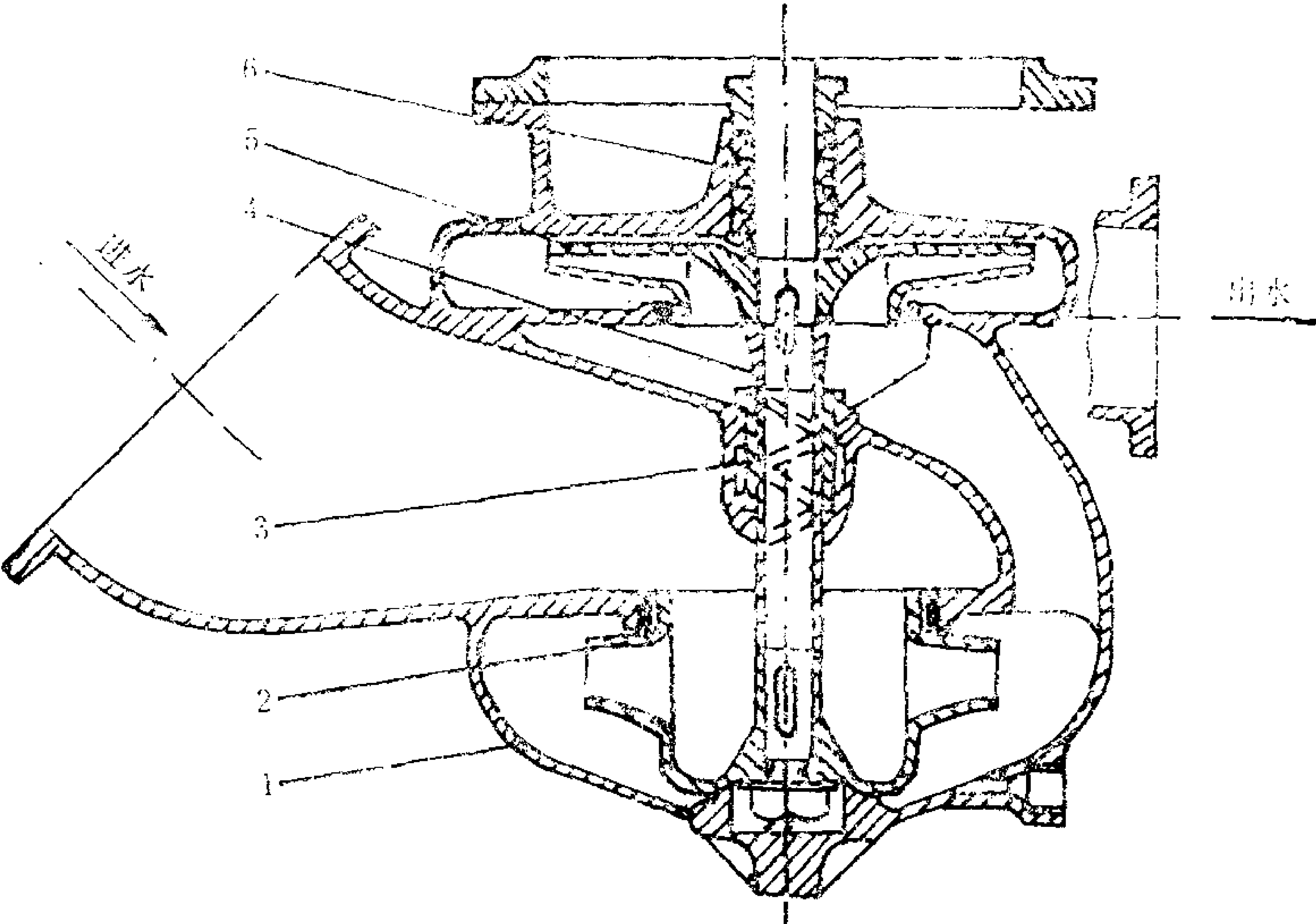


图 5.1.4-60　船用立式凝水泵

1-泵壳；2-第一级叶轮；3-下轴承；4-定位套；5-第二级叶轮；6-填料

货油泵的输油能力，一般以能在 10～12 h左右卸完全船货油为度，几艘不同吨位油船的货油泵流量列于表 5.1.4-19 中。

表 5.1.4-19　　货油泵流量

油船载重量　t	泵　型	单泵流量　m³/h×台数
209162	离心泵	3500×4
159816	离心泵	3000×3
99492	离心泵	2500×4
68043	离心泵	1500×3
45725	离心泵	1500×4
50000	离心泵	1500×3
24000	离心泵	850×3
16000	离心泵	800×3

货油泵一般都采用单级双吸离心泵，如Sh型，但为了减少轴承跨距和维修工作量，轴封已改用机械密封。此外，也有用浸没式（潜水式）离心泵的。

图 5.1.4-61 所示为 24000 t油船上使用的汽轮机带动的离心货油泵。由纯冲动式二列速度级组成的单级汽轮机，通过减速装置驱动单级双吸离心式货油泵。在汽轮机轴的前端装有超速保护装置，当转速超过 110%额定转速时，该装置即会关闭主汽门，使汽轮机自动停车。泵的流量为 850 m³/h，全船共三台。

表 5.1.4-20 列出新泻-华盛顿公司（日本）的船用大容量货油泵的型号和参数。这些泵都符合日本船用工业会对船用大容量货油泵的规格要求。

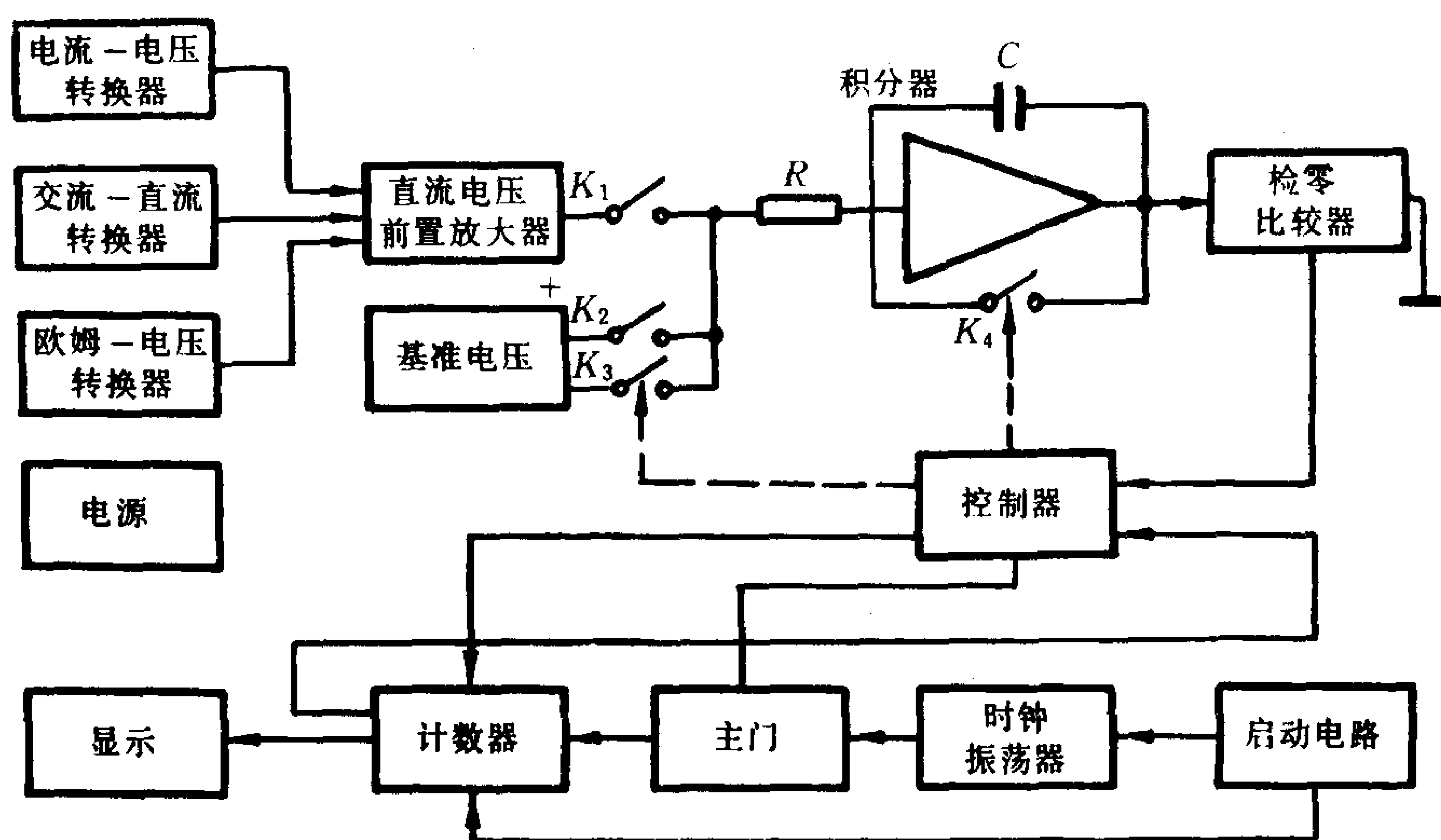


图 8.1.1－51　数字式万用表基本工作原理方框图

2)各部分电路简要说明

(1)电流——电压转换器　电流、电压的转换是通过采样电阻来实现的，由于电流通过电阻产生的压降与电流成正比，因此实现了电流、电压的转换。如果是交流电流，应先转换成交流电压，再进行交流——直流电压转换。

(2)欧姆——电压转换器　它是由标准电压、标准电阻及运算放大器所组成的比例运算放大器，其输入端接入标准电压，被测电阻 Rx 作为输出、输入间的反馈电阻，则运算放大器的输出电压将与 Rx 成正比关系。将此输出电压送至直流数字式电压表进行测量，便可得到被测电阻值。

(3)交流——直流电压转换器　它是由检波二极管、滤波电路将交流电压转换成直流电压。再送至数字式电压表进行测量。

(4)前置放大器　它是由场效应管差动放大器及运算放大器所组成的电压跟随器。它具有高精度、低漂移及高输入电阻等特点。

(5)积分器　它是双积分——模数转换的核心部分。其工作过程可以分为采样时间与比较时间两个阶段。

(6)检零器和比较器　它是由集成运算放大器、双稳态触发器、微分电路、与门电路及倒相器所组成。它的作用一是判别积分器输出达到零的时刻产生关门指令；二是判别输入电压的极性，以便在第一次积分结束后，送给积分器一个与输入电压极性相反的基准电压。

(7)时钟振荡器　它是由采样振荡器及时钟振荡器所组成，提供仪器所需的时钟脉冲，为外接待测模拟量随时作好准备工作，一旦待测模拟量到来便产生启动脉冲，计数器便开始计数进行测量。

(8)控制器　由它控制整个仪器的逻辑动作，使仪器按“准备——采样——比较”的程序工作。

(9)计数器　它是由计数电路、寄存电路和译码显示电路所组成。将各种待测模拟量以十进制数字显示出测量结果。

在使用数字式万用表之前，应仔细阅读使用说明书，严格按规定的使用方法进行测量，以免损坏仪表。

当前常用的数字万用表见表 8.1.1－3。

表 8.1.1－3　　**常用数字万用表的型号规格与技术数据**

产品名称	型号	规格和主要技术数据				主要用途和使用要求	参考价（元）	生产厂	备注
		量限		精确度±(%)	外形尺寸(mm)				
数字万用表	PF 13－2	量程	最高分辨率		280×245 ×75	测量交直流电压、电流及电阻	1200	温州市仪器厂	便携式
		AC：0≈500V	1mV	0.5					
		DC：0～1000V 0～1A	1mV 1μA	0.2 1					
		R：0～2MΩ	1Ω	0.5					
		最大显示：1999							
	PF －18	量程			75×200 ×248	测量直流电压电流、交流电压、频率	1400	天津市电表厂	
		DC：0.5～500v 0.5～500mA		0.2					
		R：0.5～500KΩ		0.3					
		AC：0.5～500V		0.5					
		频率范围：40Hz～10kHz							
直流数字伏欧表	PF 19	量程			120×440 ×450	测量直流电压和直流电阻	11000	上海电表厂	可配用 LY6 打印机
		DC：0.1～1000V		0.003(读数)＋2字					
		R：1kΩ～10MΩ		0.006(读数)＋2字					
		采样速度：5次/S 二～十进制编码输出							
数字万用表	PF33	AC：200mV～750V2mA～2A		0.5(读数)＋3字 1.5(读数)＋3字	51×83×191	测量交、直流电压、电流和电阻	790	天水长城电工仪器厂	
		DC：±200mV～1000V ±2mA～2A		0.25(读数)＋1字 1.0(读数)＋3字					
		R：200Ω～20MΩ		0.25(读数)＋1字					
数字万用表	PF34	AC：200mV～1000V 200μA～10A		0.5(读数)＋1字	76×164 ×204	测量交、直流电压、电流和电阻	1200	天水长城电工仪器厂	
		DC：±200mV～1000V ±200μA～±10A		0.1(读数)＋1字					
		R：200Ω～20MΩ		0.1(读数)＋2字					

10.2.10 泥浆泵

离心式泥浆泵的结构基本上可分为两种:

1)高效型。它具有圆弧形断面的涡壳和闭式叶轮;

2)方便型。它具有矩形断面的同心泵壳和开式叶轮，泵壳采用钢板铆接或焊接，便于更换、修补。

图 5.1.4-62 所示为方便型的具体结构。泵壳采用铆钉连接，内敷防磨衬版。两个轴承设在泵壳外面，一为推力轴承，一为支持轴承。后者在通过泵壳处设有水室，导入来自冲洗水泵的压力水。压力水起着冷却轴承、密封皮碗填料以及防止泥砂进入填料的作用，由轴周围间隙向泵内流去。

11 离心泵的检修和管理

11.1 离心泵的易损部件及其检修

船用离心泵易损部件的常用材料列于表 5.1.4-21 中。

表 5.1.4-21 船用离心泵易损部件的常用材料

零件名称		材料	
		淡水	海水
叶轮		灰铸铁HT 20-40 铸造硅黄铜ZHSi 80-3	铸造锡青铜ZQSn 3-7-5-1 铸造硅黄铜ZHSi 80-3
泵轴		35 45 耐热钢 1 Cr 18 NigTi 不锈钢 $2 Cr_{13}$	耐热钢 1 Cr 18 NigTi 不锈耐酸钢 1 Cr 17 Ni 2
轴套		灰铸铁HT 20-40 加工铝青钢QAL 9-4	加工铝青铜QAL 9-4 铸造锡青铜ZQSn 5-5-5
泵体		灰铸铁HT 20-40 球墨铸铁QT 40-17	铸造锡青铜ZQSn 5-5-5 铸造硅黄铜ZHSi 80-3
密封环		铸铝青铜、铸锡青铜或磷青铜	
机械密封	动环	氧化铝陶瓷、金属陶瓷、1 Cr 13 堆焊硬质合金，碳化钨	
	静环	浸渍石墨、磷青铜、碳化钨	
平衡盘		HT 25-47、45 钢调质或 3 Cr 13 调质	

11.1.1 叶轮

叶轮进口处的划伤或偏磨如不太严重，可用砂布打磨或光车(在厚度允许时)。铜质叶轮的裂纹、缺陷可用黄铜补焊，对补焊后的叶轮应进行平衡试验。

遇有下列情况之一时，叶轮应换新:

1)表面出现较深裂纹而无法补焊;

2)表面因腐蚀而形成较多的砂眼和穿孔;

3)叶轮盖板因刷蚀而显著变薄，影响机械强度;

4)叶轮进口处偏磨严重不能修复。

对新换的叶轮应进行静平衡试验。转子不平衡质量所造成的不平衡力矩的允许值，按下式计算:

$$M=e\cdot G \quad \mathrm{kg\cdot m} \tag{5.1.4-50}$$

式中：e——允许偏心距，m；

G——叶轮质量，kg。

允许偏心距可依转速按图 5.1.4-63 中的 $G6.3$ 级平衡精度等级线确定。

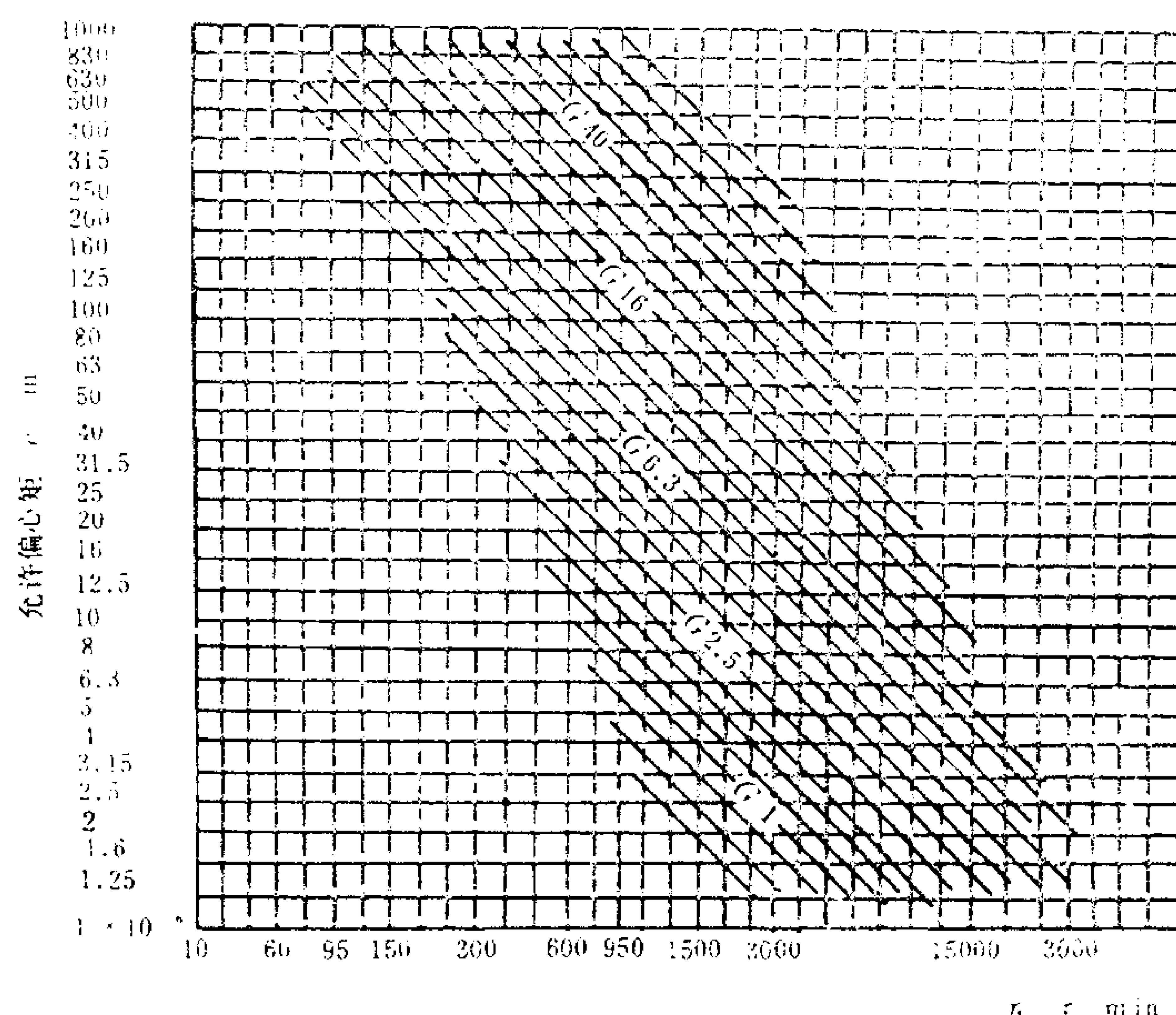


图 5.1.4-63 叶轮质心允许偏心距与转速的关系

汽轮机驱动的船用离心泵，遇有下列情况之一时，须对叶轮进行动平衡试验：

1）叶轮换新或经过修理；

2）运行中有异常振动。

动平衡试验允许的不平衡力矩极限值可从图 5.1.4-63 中的G 6.3 级所确定的偏心距的一半来计算。

11.1.2 泵轴

泵轴遇有下列情况之一时应换新：

1）泵轴产生裂纹；

2）表面严重磨损或因刷蚀出现较大沟痕，影响轴的机械强度。

泵轴经拆洗检查后，如无上述缺陷，即可放在车床上用千分表检查其弯曲量，并记下弯曲部位。如弯曲量超过 0.06 mm，则应校直，方法如下：

1）用手动螺杆校正机校直，见图 5.1.4-64。校直时，弯部凸点应当朝上。

2）用捻打法校直，如图 5.1.4-65 所示。校直时，将轴的凹面朝上，用铜质捻棒冷打校直。

轴端螺纹损坏时，可采用适当车小螺纹的方法修理。

11.1.3 轴承

滚动轴承如有变色、严重锈蚀、磨损过广、保持架损坏或转动不灵活等缺陷时，一般应

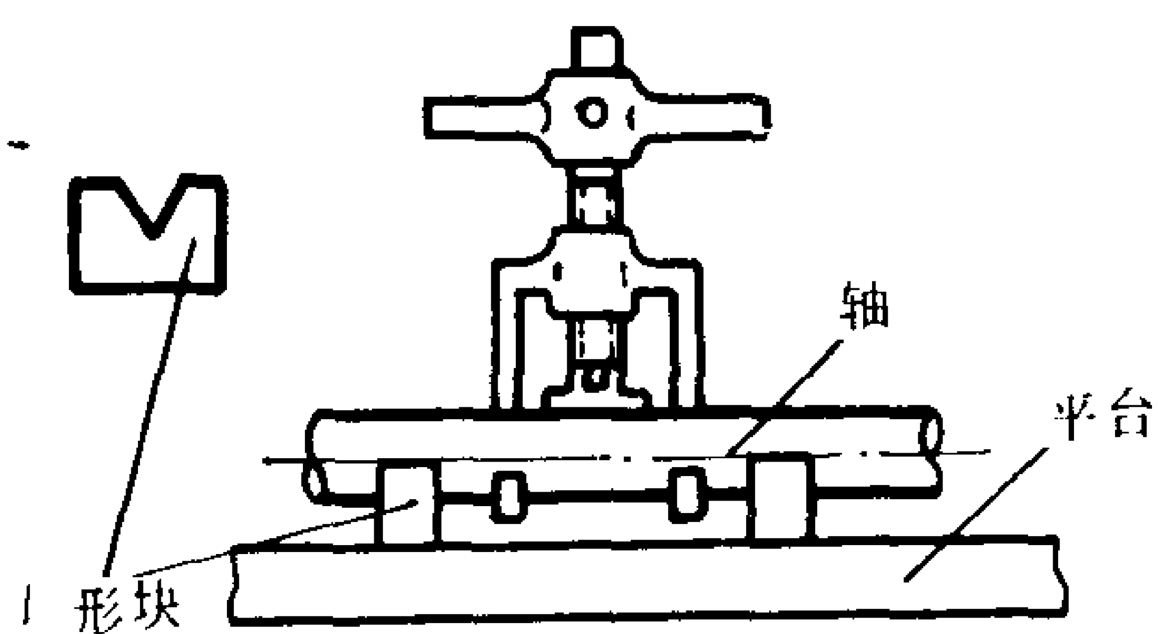


图 5.1.4-64 手动螺杆校正机校直泵轴

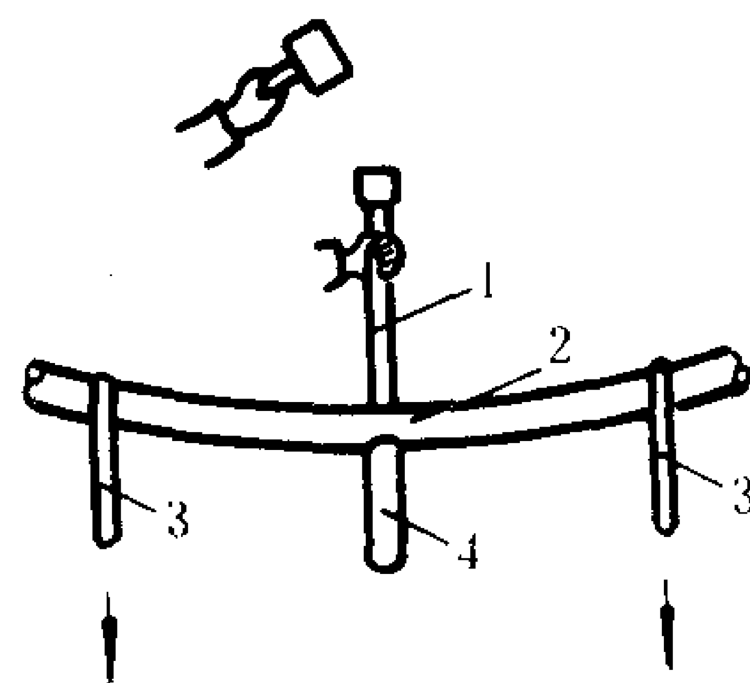


图 5.1.4-65 用捻棒敲打校直泵轴

1-捻棒；2-泵轴；3-拉紧装置；4-支承

按原型号和精度等级换新。

滑动轴承的损坏主要是轴承合金磨损、脱落或烧熔以及轴瓦壳产生裂纹等，应定期检查，并注意检查和调整轴承间隙。

用非金属材料（塑料、橡胶）制成的水润滑轴承，在不发生干磨擦时，可运行 5 ～10 年。

11.1.4 密封环

密封环的型式很多，但基本上不外乎平环和曲径环两种，如图 5.1.4-66 所示。

密封环是离心泵中最易损坏的部件之一。每工作 2000 h，即应对其间隙进行检查。交通部颁发的《船用辅机修理技术标准》规定了泵体密封环与叶轮密封环之间的装配间隙，见表 5.1.4-22。

表 5.1.4-22 离心泵泵体密封环与叶轮密封环的装配间隙（mm）

密封环内径	泵体密封环内径公差D_4	叶轮密封环外径公差d_4	内、外直径名义尺寸差值①	总间隙		半径方向间隙允许值
				最小	最大	
>50～80	+0.06	−0.06	0.30	0.30	0.42	0.06～0.36
>80～120	+0.07	−0.07	0.30	0.30	0.44	0.07～0.37
>120～150	+0.08	−0.08	0.35	0.35	0.51	0.08～0.43
>150～180	+0.08	−0.08	0.40	0.40	0.56	0.08～0.48
>180～220	+0.09	−0.09	0.45	0.45	0.63	0.09～0.54
>220～260	+0.09	−0.09	0.50	0.50	0.68	0.09～0.58
>260～290	+0.10	−0.10	0.50	0.50	0.70	0.10～0.60
>290～320	+0.10	−0.10	0.55	0.55	0.75	0.11～0.64

① 当泵体密封环内径名义尺寸为 100 mm，该差值应选为 0.3 mm，即叶轮密封环外径应为 $99.7^{+0.00}_{-0.07}$mm。

对于吸水管径为 100 mm或更小的泵，密封环磨损后的最大间隙为 1 mm（沿半径方向）；而当吸水管径为 150 mm时，最大间隙值为 1.5 mm。如有超过，密封环即应换新。

新环安装后，除应检查动、静环之间的径向间隙外，尚须以涂色法检查叶轮在转动时是否与密封环相擦。对于磨损后的密封环，可在内表面堆焊然后光车；也可将环锯为两半，适当锉削端面再拼接使用。此外，也可采用涂敷塑料后再进行机械加工的修理方法。

11.1.5 轴封

船用离心泵中常见的轴封有填料密封和机械密封，如图 5.1.4-67、图 5.1.4-68 所示。

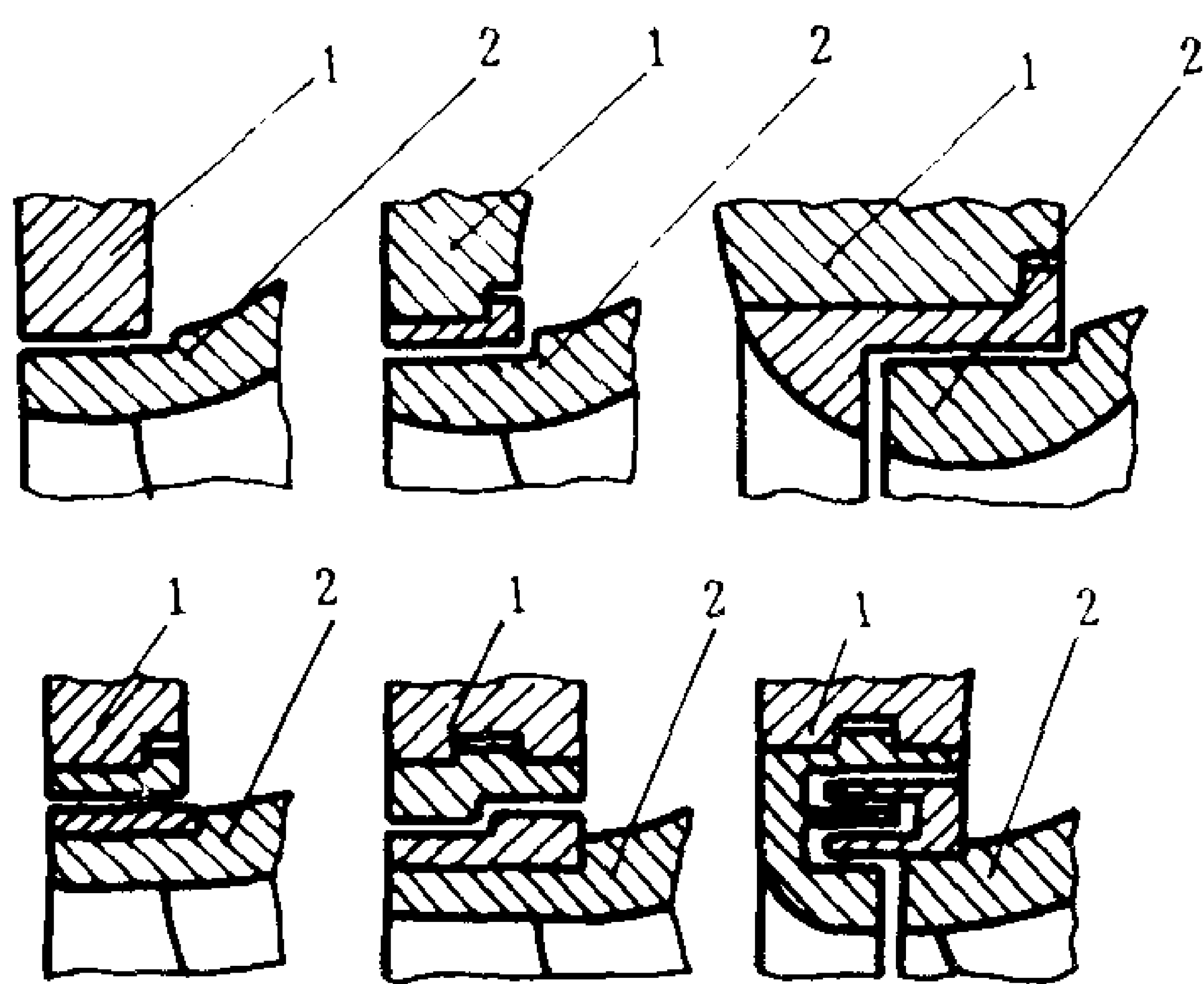


图 5.1.4-66 密封环的型式

1-泵体；2-叶轮

填料密封的合理漏泄量，是从填料函中渗漏出来的液体应成滴状，每分钟的漏泄量不超过 60 滴。老化失效的填料应及时更换。水封环在装复时，其轴向位置应与水封管对准。

装设轴封处的轴套(或轴)，如磨损较大或有沟痕，应予修理或换新。

机械密封的动、静环由硬度不同的材料制成。船用CL、CZL型泵常采用石墨浸渍酚醛树脂和金属陶瓷配对。动、静环磨擦面的粗糙度较低且很脆，拆装时应严防敲击和划伤。动环的上下端面均经研磨抛光，可调换使用。两端面拉毛或擦伤时，也可重新研磨抛光然后再用。

11.1.6 平衡盘

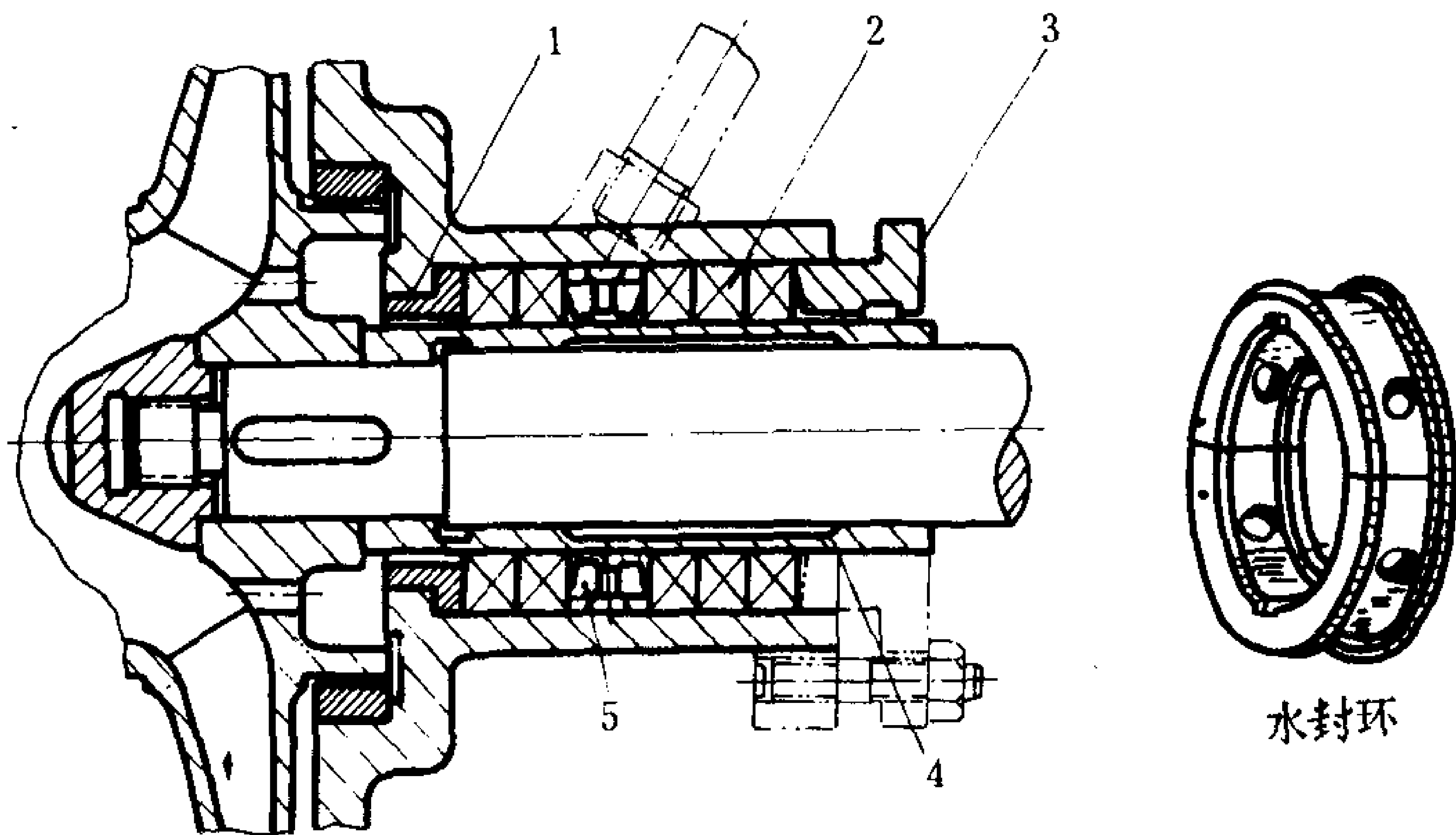


图 5.1.4-67 离心泵的填料密封

1-填料内盖；2-填料；3-填料压盖；4-轴套；5-水封环

平衡盘除用来平衡轴向力外，还对转子起轴向定位作用。平衡盘的轴向间隙 a（见图 5.1.4-14）应符合有关技术文件的规定，一般可取为 0.3 mm。若平衡盘发生摩擦，则应加大轴向间隙。

平衡盘的表面必须光洁平整，如有轻微锈蚀、磨损、划痕等缺陷，应予修正；若缺陷严重，则应换新。经修理后，平衡盘的端面跳动量应符合表 5.1.4-23 的规定。

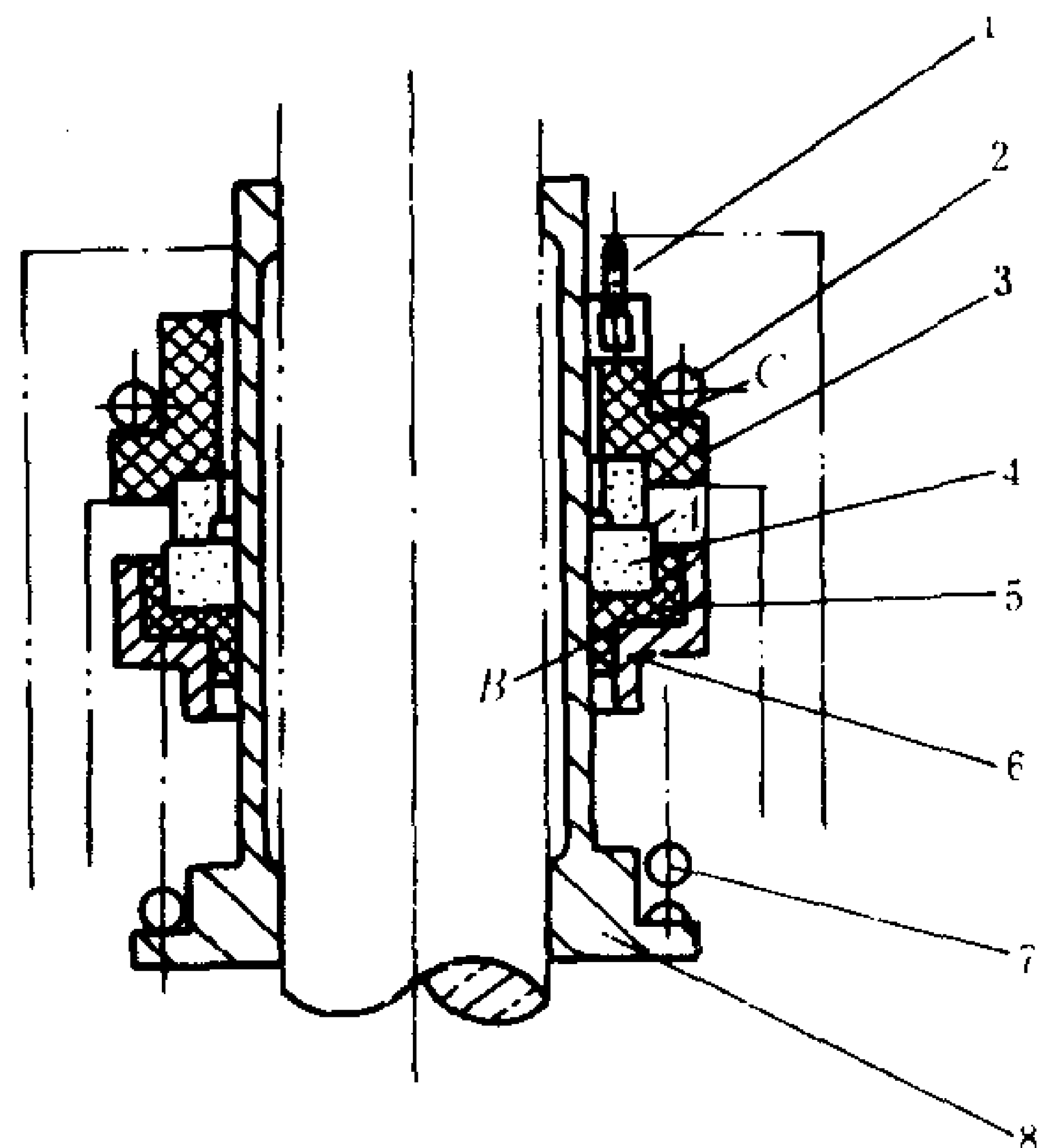


图 5.1.4-68 机械密封（CL型新结构）

1-防转销；2-密封圈；3-静环；4-动环；5-动环密封圈；6-动环座；7-弹簧；8-轴套

R_b 和 R_c 等值变换，如图中虚线所示。电路经变换后，实际上就是一个单臂电桥电路。在电桥平衡时，有下列关系：

$$R_x+R_b=\frac{R_2}{R_1}(R_n+R_c)$$

将 R_b、R_c 值及比值关系$\frac{R_1'}{R_1}=\frac{R_2'}{R_2}$代入，整理后得出

$$R_x=\frac{R_2}{R_1}\cdot R_n \qquad (8.1.1-11)$$

被测电阻 R_x 只决定于比值$\frac{R_2}{R_1}$及标准电阻 R_n，而与接线电阻 r 无关。比值$\frac{R_2}{R_1}$称为双臂电桥的倍率。

由于电路的特点，各端钮的接触电阻及接线电阻的影响均可较好地消除。因而用来测小电阻时，有较准确的测量结果。

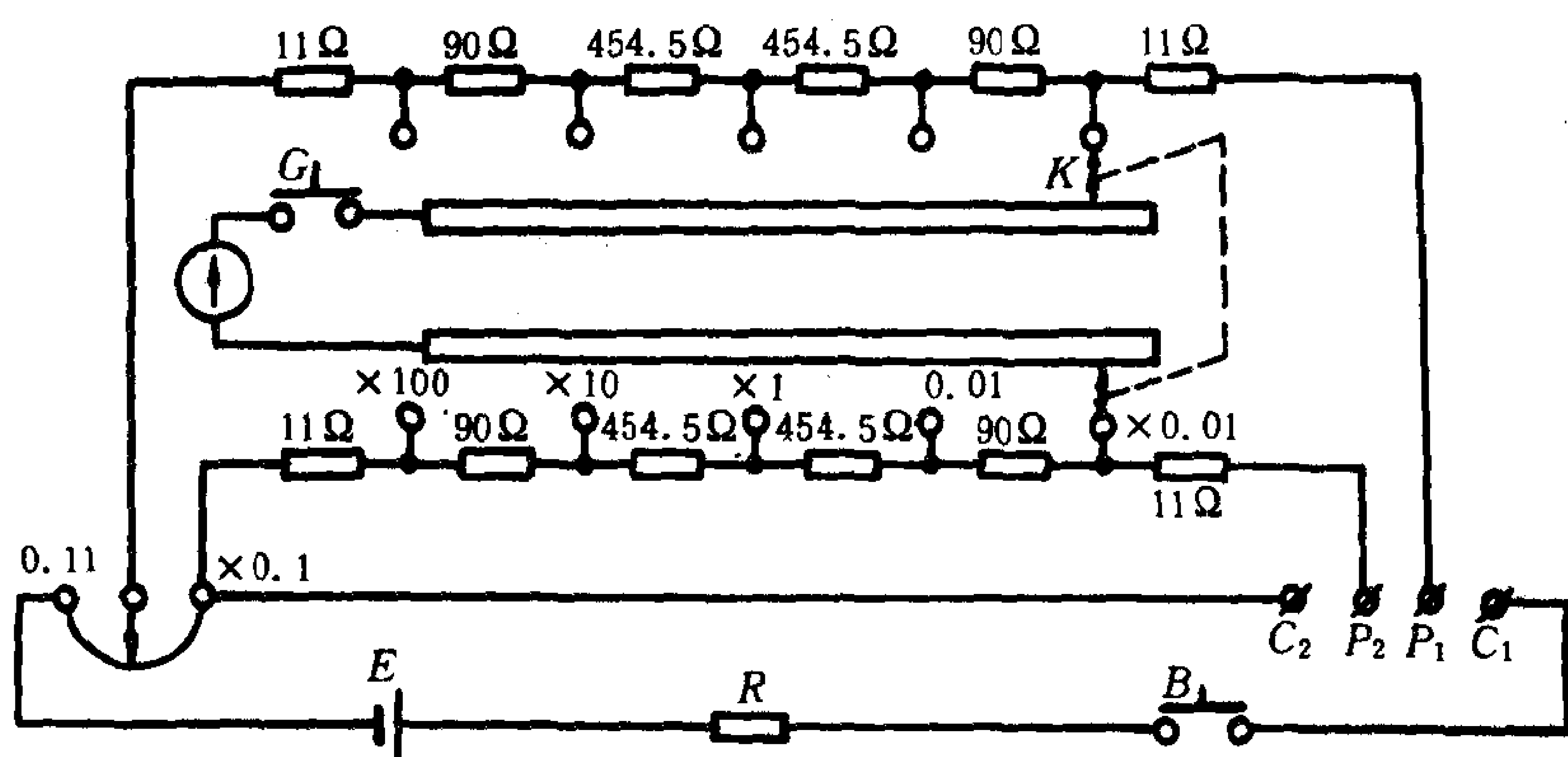


图 8.1.1－61　QJ－103 型直流双臂电桥原理电路图

图 8.1.1－61 为 QJ－103 型直流双臂电桥的原理电路图。共设有 100、10、1、0.1 和 0.01 五个固定倍率，倍率的改变借助于机械联动转换开关 K 进行，以保持$\frac{R_1'}{R_1}=\frac{R_2'}{R_2}$。标准电阻 R_n 的数值，可在 0.01～0.11 欧的范围内连续调节，其调节旋钮与刻度盘一起装在面板上，以便取得读数。当电桥达到平衡时，将所用倍率乘以标准电阻的读数，即可求出被测电阻值。在面板上还装有被测电阻的电流和电位端钮 C_1、C_2、和 P_1、P_2；按钮开关 B 和 G，及外接电源的接线柱等。该电桥的测量范围为 0.0011～11Ω。

直流双臂电桥的使用方法与单臂电桥基本相同，但还应注意以下几点：

1）被测电阻的电流端钮和电位端钮应与双臂电桥的对应端钮正确连接。当被测电阻没有专门的电位端钮和电流端钮时，也要设法引出四根线和双臂电桥相连接，并用靠近被测电阻的一对导线接至电桥的电位端钮上，如图 8.1.1－62 所示。

2）由于双臂电桥的工作电流较大，所以，测量要迅速，以避免电源电池的无谓消耗。

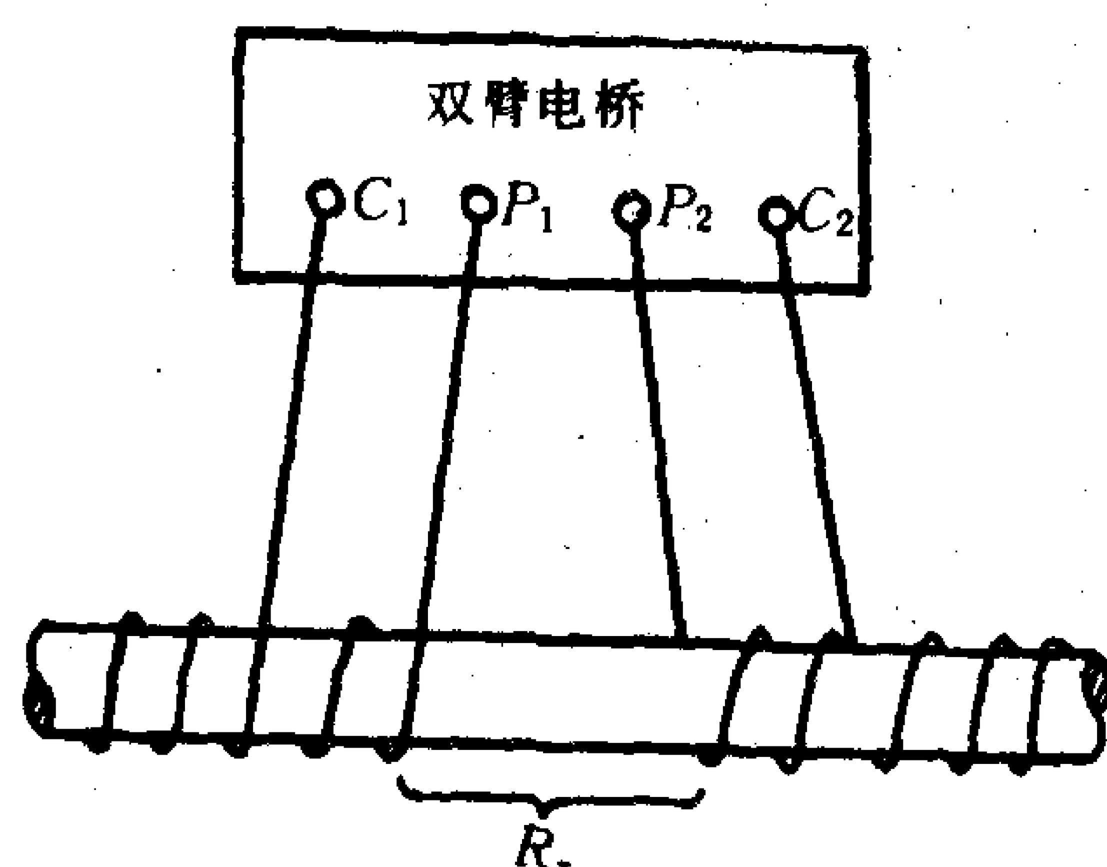


图 8.1.1－62　被测电阻的连接方法

故障现象	产生原因	排除方法
泵流量不足，排出压力降低	1)转速不够 2)吸入管漏气或部分淤塞 3)填料箱漏气或水封管堵塞 4)密封环磨损 5)叶轮淤塞或有损伤 6)吸入滤器被海草、塑料纸等堵塞	1)调整电压，检查原动机 2)消除漏气，疏通管路 3)调整或换新填料，疏通水封管 4)视情况决定修理或换新 5)清洗或换新叶轮 6)清洗滤器
填料箱发热或填料、机械密封处漏泄过多	1)填料压得太紧 2)填料压得太松或填料老化 3)水封环位置不对 4)机械密封损坏 5)泵轴或轴套有刻痕 6)泵轴弯曲或轴线不正	1)放松压盖，重新调整 2)压紧压盖，更换填料 3)调整水封环位置，使之对准水封管 4)检修或更换机械密封 5)查出后修理或换新 6)校直或更换泵轴，校正轴线
泵有振动和杂声	1)联轴节并紧螺母松动，缓冲橡皮圈损坏，轴线不正 2)泵轴弯曲，轴承磨损 3)地脚螺栓松动 4)转动部分有擦碰现象 5)泵内有杂物 6)叶轮平衡性差 7)吸入气体 8)泵发生汽蚀	1)拧紧螺母，更换缓冲橡皮圈，校正轴线 2)校直或更换泵轴，修理或换新轴承 3)拧紧 4)查明原因并校正 5)清除 6)作平衡试验 7)加以排除 8)应设法减少流量，降低液温
轴承发热	1)滑油量不足 2)轴承装配不正确或间隙不合适 3)轴向推力太大，引起发热 4)轴承损坏	1)查出处理 2)修理、调整 3)检查平衡装置，消除缺陷 4)更换
电动机过载	1)电网频率增加，电动机转速太高，使泵轴功率增加 2)填料压得过紧，机械密封安装不良 3)泵轴弯曲，轴线不正 4)叶轮螺母松脱，叶轮与泵壳摩擦 5)叶轮与泵壳卡死 6)轴承严重磨损	1)恢复正常频率 2)松动压盖、更换填料、调整机械密封 3)校直泵轴，校正轴线 4)紧固螺母 5)调整安装，使有一定间隙 6)更换轴承
泵轴卡死	1)叶轮与密封环之间的间隙过小或不均匀 2)泵轴弯曲 3)填料和泵轴干摩擦，发热膨胀 4)泵轴或叶轮锈住，填料压盖压得太紧 5)泵预热不匀	1)更换或修理密封环 2)校直泵轴 3)采取相应降温措施后，再试行起动 4)拆检清洗，旋松压盖 5)重新预热

参考文献

〔1〕阎永阁等：船舶辅机，人民交通出版社，1980年12月
〔2〕机、电工程手册编辑委员会：机械工程手册，第14卷机械产品（四），机械工业出版社，1982年8月
〔3〕沈阳水泵研究所、中国农业机械化科学研究院：叶片泵设计手册，机械工业出版社，1983年7月
〔4〕I.J.卡拉西克等：泵手册（第一分册），机械工业出版社，1983年5月
〔5〕欧阳剑等：船舶辅助机械，人民交通出版社，1981年5月
〔6〕杨惠宗、茅福谦：泵和风机，国防工业出版社，1980年12月
〔7〕汪云英、张湘亚等：泵和压缩机，石油工业出版社，1985年7月
〔8〕查森编：离心式和轴流式水泵，中国工业出版社，1961年12月
〔9〕M.KHETAGUROV：MARINE AUXILIARY MACHINERY and SYSTEMS，PEACE PUBLISHERS MOSCOW
〔10〕W.J.Fox：MARINE AUXILIARY MACHINERY，RICHARD CLAYAND COMPANY，LTD.
〔11〕朱树文：船舶动力装置原理与设计，上海交通大学出版社，1985年6月
〔12〕盛昕、周铁尘、程冲：船用柴油机实用手册，人民交通出版社，1982年10月
〔13〕《挖泥船》翻译小组：挖泥船，人民交通出版社，1973年2月

变是靠改变电容来实现的。刻度盘上的基本刻度是 20Hz～200Hz。

(2)功率放大器　振荡器的输出经由一电位器(输出电压调节器)送到功率放大器。它由倒相放大器及推挽功率放大器所组成。

(3)匹配变压器　仪器的输出部分是由两个匹配变压器所组成,即低频段(20Hz～20kHz)及高频段(20kHz～200kHz)匹配变压器,两者之间转换是由继电器自动进行的。此两匹配变压器是用来同负载 50Ω、150Ω、600Ω 和 5KΩ 相匹配的。仪器内部装有 600Ω 的内部负载电阻,通过"内部负载"开关与匹配变压器的对应于 600Ω 的次级线圈相连接。

(4)衰减器　在匹配变压器与功率放大器间设有衰减器,由 T 型和桥 T 型网路所构成,是用分贝来刻度的电阻式可变衰减器。整个衰减器由两段组成,第一段衰减 10dB(每节 1dB);第二段衰减 90dB(每节 10dB),联合使用,最大可衰减至 100dB。

(5)电子管电压表　被测电压送至一个射极输出器,它的负载是一个测量桥路。输出电压经二极管整流后,送到测量桥路一对角线上的直流电流表头,成为电压指示器。电压表分有四个量程:15V、30V、75V,和 150V。

(6)电源供给电路　供给整个仪器所需的灯丝电压及高压。它由全波整流电路及电子管稳压电路所组成。稳压电路输出的直流电压为 390V。

2)XFD－7A 型低频信号发生器的使用方法

将电源线接至电源上,开机预热约 30min。在正式输出之前须要进行以下调节:

(1)频率调节　按照所须要的频率值调节"频率倍率"开关和"频率调节"旋钮,再通过"频率微调"旋钮进行微调。实际输出信号的频率是刻度盘上的读数和倍率值的乘积,单位为 Hz。

(2)输出电压调节　用"输出调节"旋钮连续调节,或用两个"衰减调节"开关步级调节输出电压到须要值。

(3)负载匹配　当发生器与 50Ω、150Ω、600Ω,与 kΩ 四种阻抗匹配时,应将"阻抗匹配"旋钮置于相应的档位上,"内部负载"开关置于"断"位上。当发生器与高阻网路相匹配时,应先把"内部负载"开关置于"通"位上,再将"阻抗匹配"旋钮置于 600Ω 位置上。

(4)信号输出　在接地插孔上有一连接片,将此片的另一端连至"中心端"插孔时,在两个输出接线柱上就得到对称输出;若将连接片连至输出接线柱之一时,就得不到对称输出。

(5)输出电压的测量　用一根短的连接线将发生器的输出端与电压表的输入端连接,将"电压表量程"旋钮置于与被测电压相应的位置上,电压表指示即为输出电压值。

17.3　脉冲信号发生器

脉冲信号发生器常作为脉冲及数字电路的信号源,它能产生矩形脉冲信号。还广泛应用于测试视频放大器和其它宽频带电路的振幅特性、过渡过程以及器件的开关速度等。

1)脉冲信号发生器的工作原理

脉冲信号发生器的原理框图如图 8.1.1－65 所示。它主要由下面四个部分组成:

闭式流道两端不直接延伸成吸、排口，而是将吸、排口开设在泵盖旁侧的流道，见图5.1.5-1中的 d)和 e)。

旋涡泵还可按自吸性能分为非自吸式和自吸式。非自吸式旋涡泵具有闭式叶轮和开式流道，亦称闭式旋涡泵。自吸式旋涡泵具有开式叶轮和闭式流道，亦称开式旋涡泵。

旋涡泵具有以下主要特点：

1）结构简单、维护方便。叶轮、泵体可用青铜或不锈钢铸造，也可用塑料或尼龙等摸压。

2）可在较小的流量范围内获得较高压头。

3）自吸式旋涡泵具有一定的干吸能力。

4）液流进入叶片时冲角较大，液流紊乱，速度分布极不均匀，因此允许吸上真空高度一般不超过 4～5 m。

5）不宜抽送粘性太大和带有固体颗粒的液体。

旋涡泵常用作辅助锅炉或压力水柜的给水泵、中小型柴油机的冷却水泵、汽油驳运泵和小船上的消防泵等。

2 工作原理

旋涡泵叶片间的流体运动接近于等角速度，而在侧流道中则接近于等动量矩。由于叶轮和流道中的压力分布不相同，因此出现了如图 5.1.5-4 a)所示的那种剧烈的环流。这是离心力作用造成的叶轮与侧流道之间的环流。在这种循环运动上，还要加上第二个环流，它是由作用在液体上的叶片压力，即叶片前面和背面的压力差所引起的流动，在图 5.1.5-4 b)上用圆柱截面展开图表示出来。它的作用固然比第一种环流小，但因为是在侧流道的整个径向宽度上起作用，所以也值得重视。这种在叶轮和侧流道之间形成的环流，把它的多余能量（它是由圆周方向上相对于侧流道中流速的超速度引起的）不断地通过混合传给流道中的流体，实现了完全有用的能量交换。

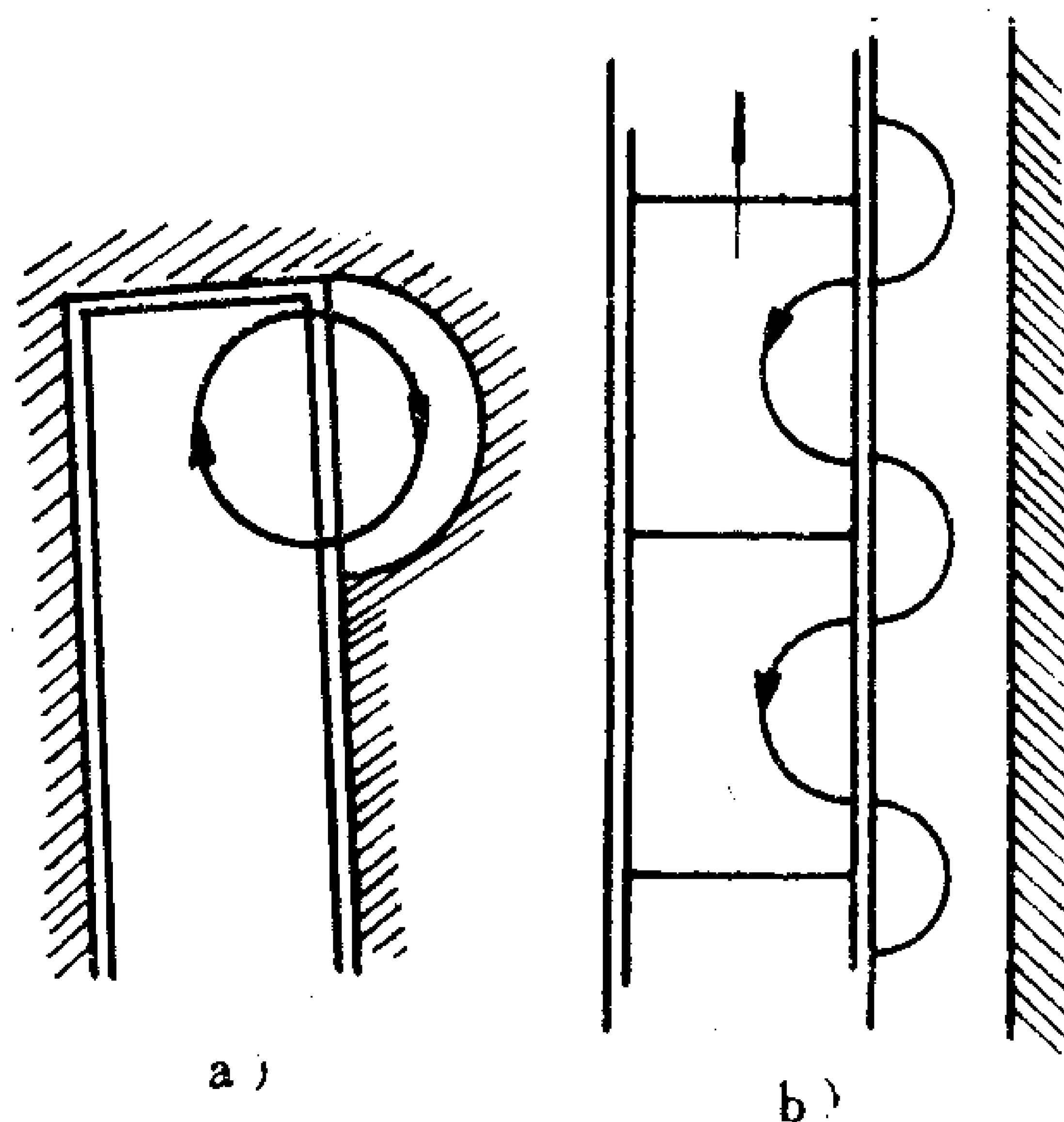


图 5.1.5-4　液体在叶轮和侧流道之间的环流

3 性能

旋涡泵的流量计算如下：

$$Q = cF \qquad \mathrm{m^3/s} \tag{5.1.5-1}$$

式中：F——流道的截面积，$\mathrm{m^2}$；

c——流道中的平均圆周速度，m/s，当泵在最佳工况下运行时开式流道泵的 $c \approx 0.5 \sim 0.65u$（u为叶轮在流道断面重心处的圆周速度）。

旋涡泵的压头为

$$H = K\frac{u^2}{2g} \qquad \mathrm{m} \tag{5.1.5-2}$$

式中：K——压头系数，其值与比转数n_s有关，见表 5.1.5-1。

表 5.1.5-1 旋涡泵的压头系数

n_s		6	10	20	30	40	50
K	闭式泵	9	7	5	4	3.2	2.5
	开式泵			4.3	3.6	3.0	2.3

旋涡泵的特性曲线见图 5.1.5-5。泵所产生的压头随流量的增加而降低。这是因为流量大时，流道内液体的平均圆周速度c也大（见 5.1.5-1 式），它使纵向旋涡变弱，所以压头就低。在理论上，当 $c=u$时，即流道和叶轮内的液体圆周速度一样时，引起纵向旋涡的力也就消失，泵的压头就将为零。但实际上，当 $c=(0.7\sim1.0)u$时，泵的压头即等于零，这时泵的流量最大；而当流量为零时，$c=0$，纵向旋涡最强，泵的压头也最高。

由于旋涡泵的特性曲线比较陡斜，泵工作时压头的变化只能引起流量的较小变化。此外，零流量的压头和功率也都较大，因此当泵起动时应将排出阀开启。也不宜用节流调节法来调节流量。如果泵不能用变速的方法来调节流量，就应采用回流调节。回流调节时将回流阀开

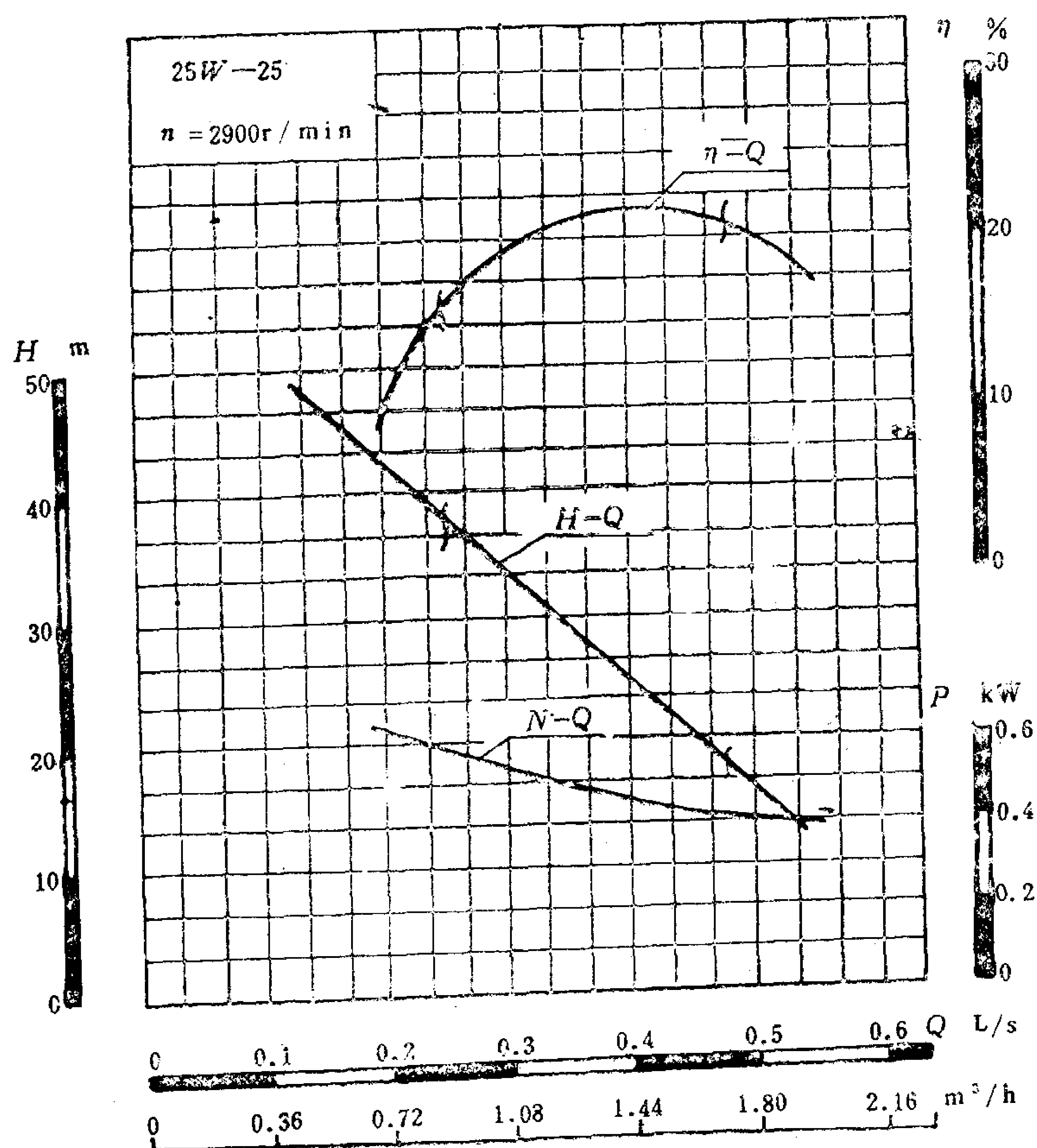


图 5.1.5-5 旋涡泵的特性曲线

大，虽可使管路的流量减少，但泵的排量却反而增加，因而也就会使泵的汽蚀性能降低。

由于工作时液体多次进出叶片，并在流道内产生旋涡，内部摩擦损失和撞击损失都较大，因此旋涡泵的效率很低，一般不超过 45%。

4 结构实例

4.1 开式旋涡泵

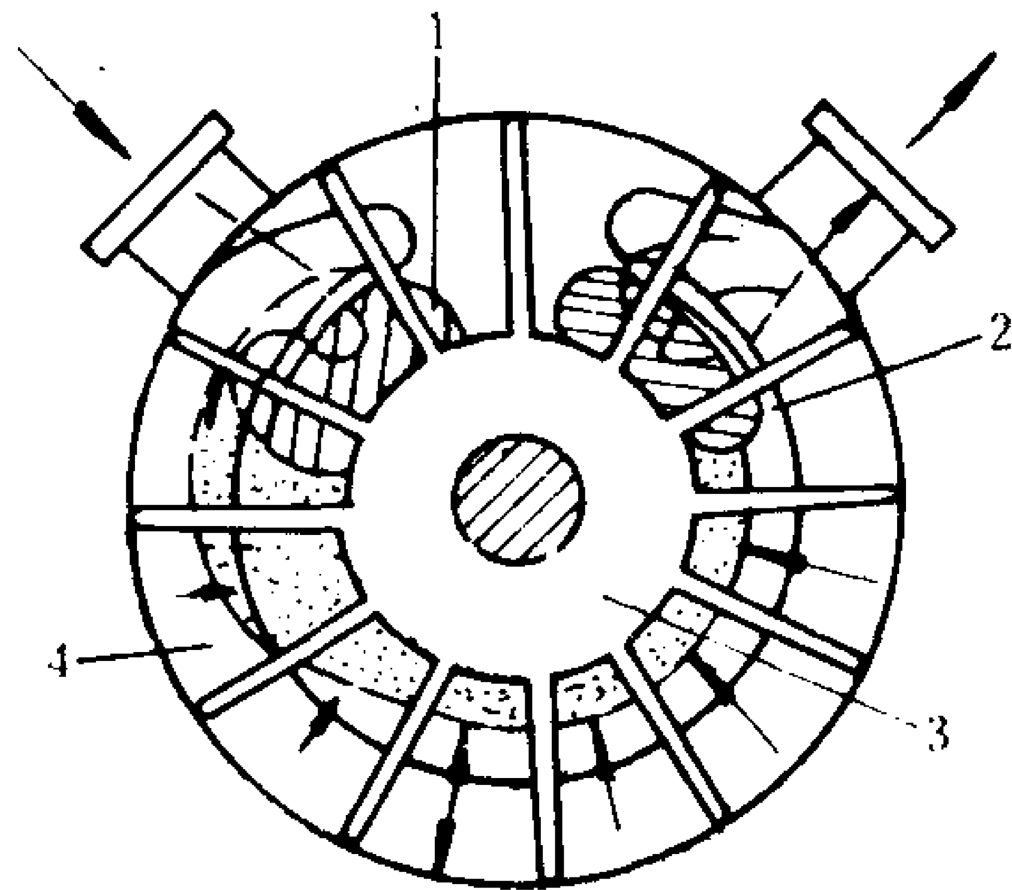


图 5.1.5-6 开式旋涡泵

1-吸入口；2-排出口；3-叶轮；4-流道

图 5.1.5-6 所示为-开式旋涡泵。只要将吸、排口朝上安装，并在初次起动前向泵内灌满液体，泵就具有自吸和抽送气液混合物的能力。因为在流道的起始部分，液体在离心力的作用下从叶间甩入流道，叶间就会形成真空，遂将气体从吸入口吸进叶间。随着叶轮的回转，流体的压力逐渐增大，而且越靠近排出口越大。因此，密度较小的气体就会被压缩在叶片的根部，体积不断缩小。另一方面，由于泵的排出口是在流道的尽头，并靠近叶片的根部，因此当液体随叶轮一起转到流道的尽头时，它就会以向心方向将气体从排出口挤出。

为了尽量减小排出端的水力损失，可采用向心式流道，见图 5.1.5-7。此类泵的效率可提高到 27%～35%。

4.2 闭式旋涡泵

图 5.1.5-8 所示为一台闭式旋涡泵，其效率可达 35%～45%，但因液体是从叶轮的外缘流入叶间的，入口处的圆周速度较大，而且流动情况复杂，速度分布不均，所以泵的汽蚀性能较差，允许吸上真空高度较小；同时因气体密度较小，转动时离心力小，当泵吸入气体时，气体就会聚集在叶片的根部，它随着叶轮一起转至流道的出口时不易排出而又经过隔舌被带回吸入端，所以一般不能抽送气液混合物，也没有自吸能力。

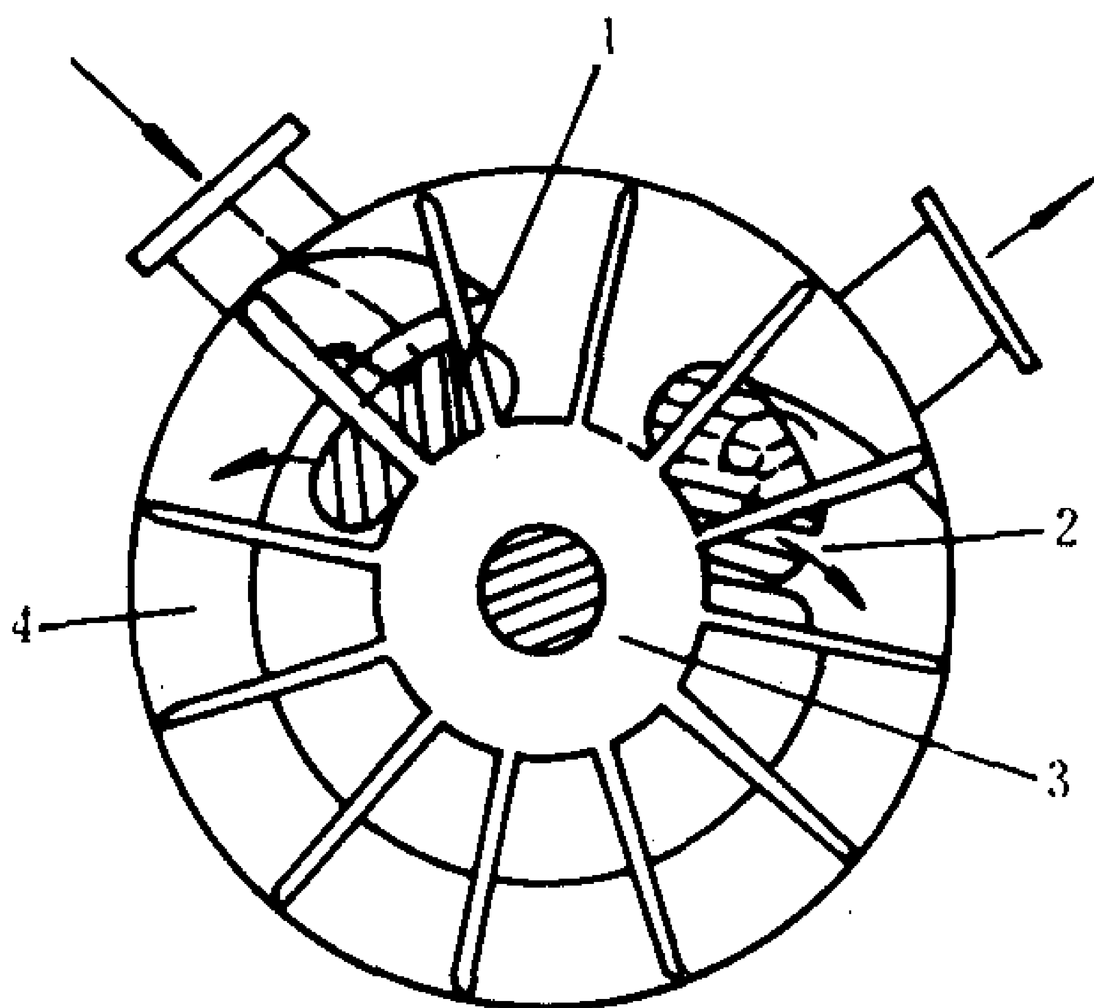


图 5.1.5-7 具有向心式流道的开式旋涡泵

1-吸入口；2-排出口；3-叶轮；4-流道

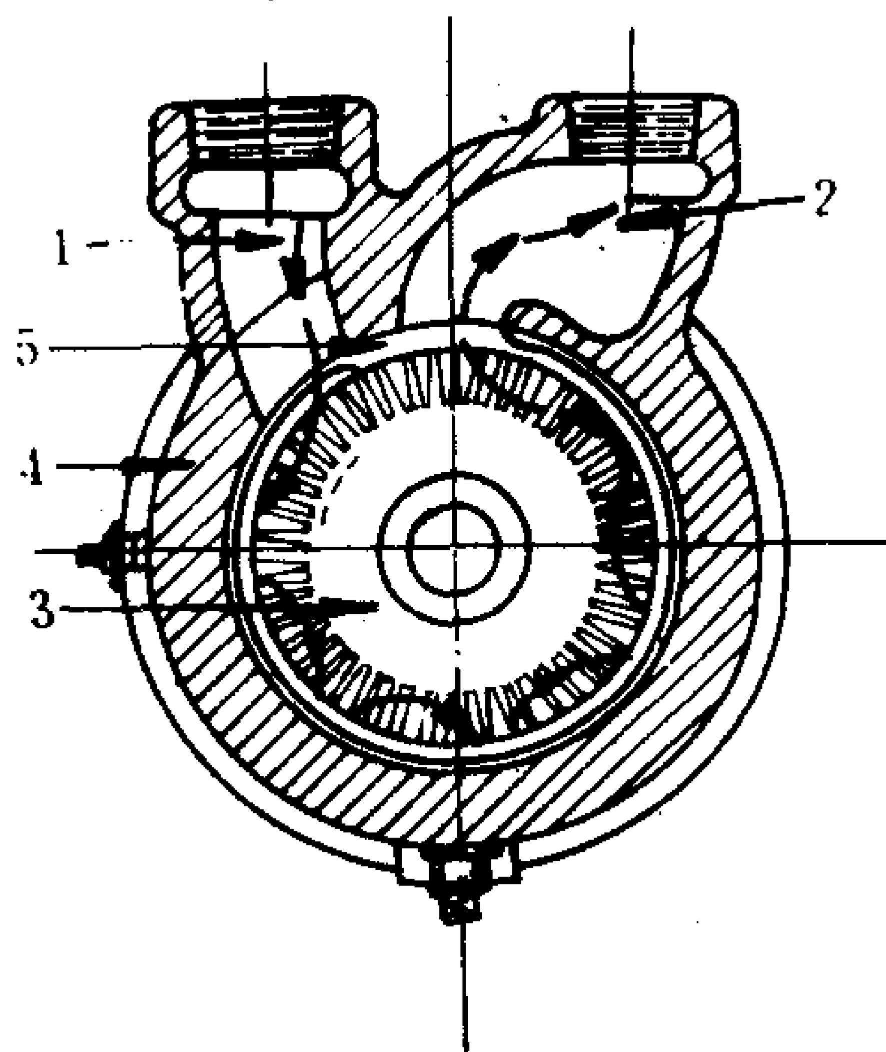


图 5.1.5-8 闭式旋涡泵剖面

1-吸入口；2-排出口；3-叶轮；4-壳体；5-隔舌

④集电极扫描信号部分　对共射极接法而言，选择集电极回路扫描信号的形式、大小、及其回路的限流电阻等。

⑤阶梯发生器部分　对共射极接法而言，选择基极回路的信号方式、大小及其限流电阻等。

⑥晶体管测试台部分　用于插接被测晶体管和选择接地方式等。

应该注意：面板标志的全部文字含义均按发射极接地的晶体管参数命名的，当被测晶体管按其它接地方式时，则面板标志的文字含义应按表 8.1.1－4 的内容来理解。

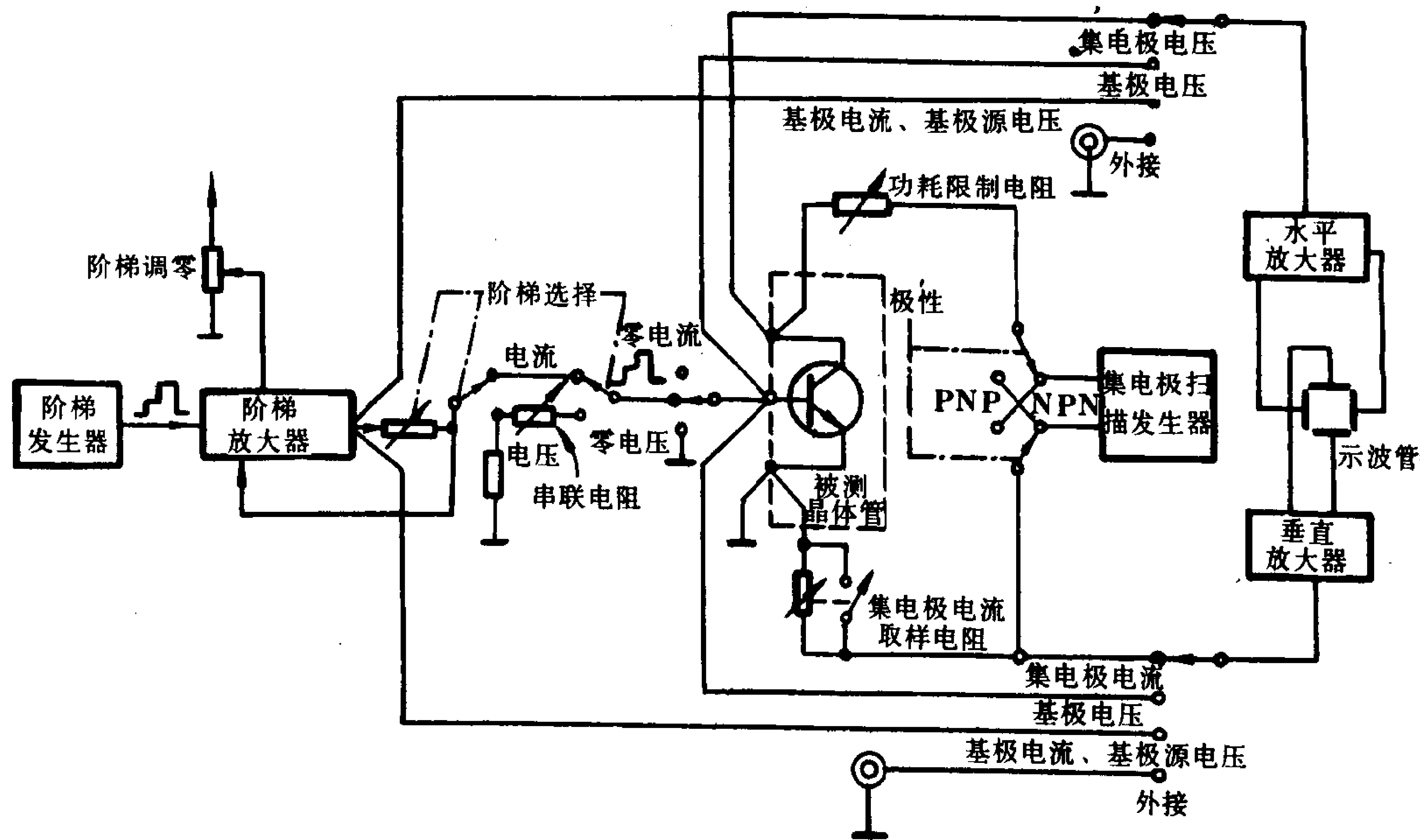


图 8.1.1—71　JT－1 型晶体管特性图示仪原理框图

表 8.1.1－4

面板标志的文字含义

连接方式 有关参数	发射极 E 接地	基极 B 接地	集电极 C 接地
Y 轴作用集电极电流	集电极电流 I_c	集电极电流 I_c	发射极电流 I_E
Y 轴作用基极电压	基极电压 U_B	发射极电压 U_E	基极电压 U_B
X 轴作用集电极电压	集电极电压 U_C	集电极电压 U_C	发射极电压 U_E
X 轴作用基极电压	基极电压 U_B	发射极电压 U_E	基极电压 U_B
基极阶梯信号	基极阶梯信号	发射极阶梯信号	基极阶梯信号
集电极扫描信号	集电极扫描信号	集电极扫描信号	发射极扫描信号

(2)使用步骤

JT－1 型晶体管图示仪的开关、旋钮较多，相互联系密切，使用较复杂。开关、旋钮的调节依据是被测特性的函数关系。由此来决定被测管子的插接、应加的测试信号形式和大小，以及 X 轴和 Y 轴取样哪个端点的信号。因此，为了能按要求进行正常的测试，在测试前必须了解仪器的基本测量原理，熟悉使用方法，了解晶体管的大致性能、规格和测试条件。测试中切记，除了进行极限参数的测量外，测试信号应严格地限制在各极限参数以内，且应从低量程慢慢地提

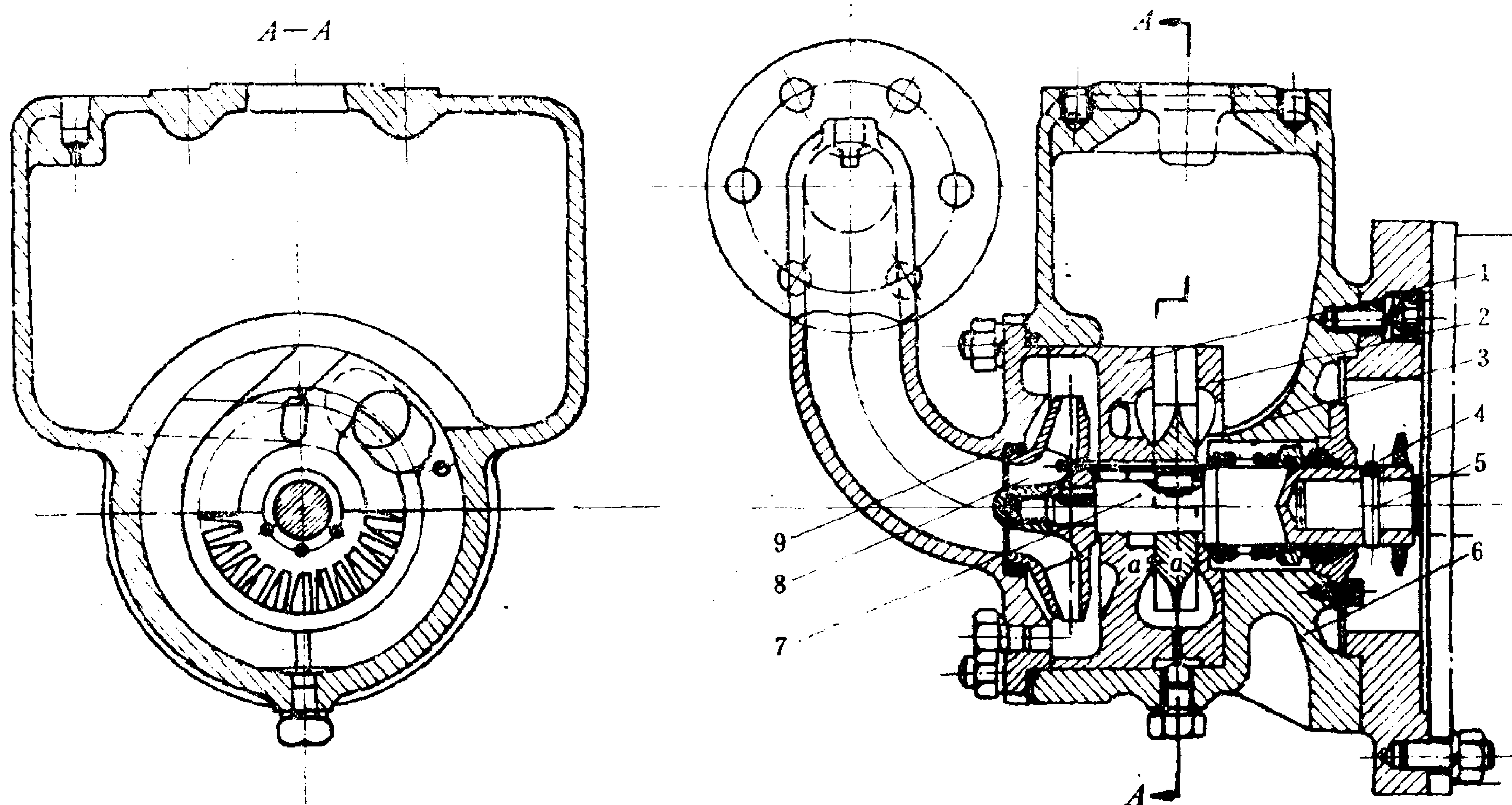


图 5.1.5-9 离心-旋涡泵

1-内隔板；2-外隔板；3-旋涡泵叶轮；4-挡圈；5-横销；6-泵体；7-泵轴；8-离心泵叶轮；9-泵盖

水下落后经回水口再次从旋涡泵的叶片根部进入叶间。如此循环，直至空气驱尽后，泵就可开始正常工作。

为了确保离心-旋涡泵的正常工作，旋涡叶轮与内外隔板之间的轴向间隙，应保持在0.15～0.25 mm之间，最大不超过 0.35 mm。离心叶轮与阻漏环间的间隙应保持在 0.25～0.35 mm之间，最大不超过 0.5 mm。

离心-旋涡泵的特性曲线见图 5.1.5-10。

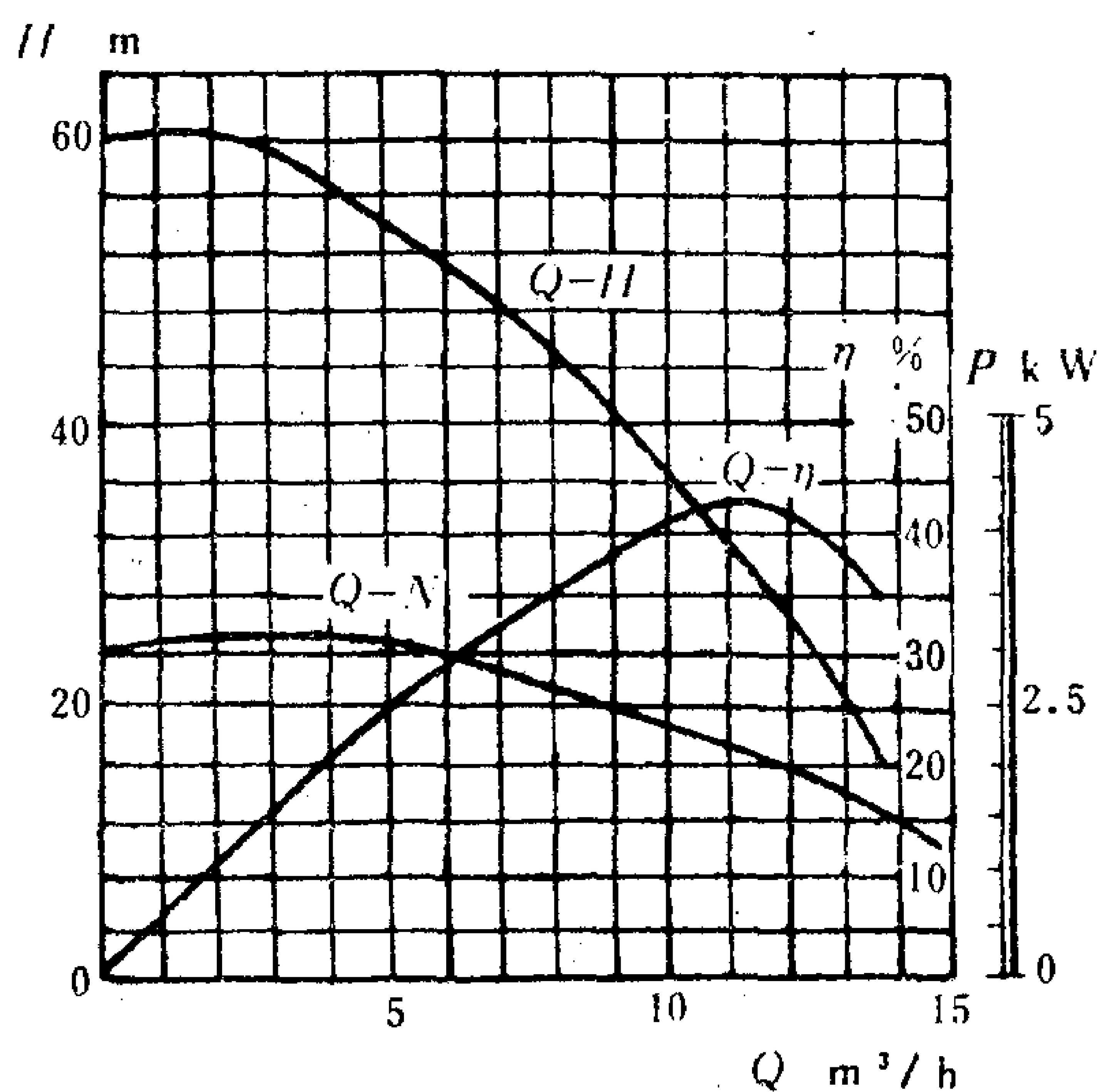


图 5.1.5-10 1.5 CWX-4 型离心-旋涡泵特性曲线

参考文献

〔1〕阎永阁等：船舶辅机，人民交通出版社，1983

〔2〕I.J.卡拉西克等(美)：泵手册，机械工业出版社，1983

〔3〕C.普弗莱德芮尔：叶片泵与透平压缩机，机械工业出版社，1983

〔4〕梶原滋美：泵及其应用，煤炭工业出版社，1984

第6章　喷　射　泵

1　概述

喷射泵利用有一定压力的工作流体的喷射作用来吸、排被输送的流体，其分类见表5.1.6-1。

表5.1.6-1　　喷射泵的分类

类　别	工作流体	被输送流体	名　称	用途举例
水喷射泵	水	水	射水器	抽舱底水
		空气	抽气器	造水(淡化)装置抽气、离心泵引水
		煤渣	冲渣泵	炉渣排至舷外
		鲜鱼	鱼泵	鲜鱼进舱、上岸
蒸汽喷射泵	水蒸汽	水	注水器	锅炉补水
		空气＋水蒸汽	抽气器(蒸汽喷射器)	冷凝器抽真空、真空制冷抽真空
空气喷射泵	空气	水	空气喷射器	
		空气	-	用柴油机排气为离心泵引水

各种喷射泵的结构和工作方式大体相似，但因工作流体和被输送流体的物理性质不同，彼此的工作过程、性能和结构亦有差异。

喷射泵的工作效率虽然很低，但重量轻，尺寸小，结构简单，没有运动部件，能输送含杂质的流体，起动迅速，流量均匀，自吸能力强并能造成高度的真空。

2　水喷射泵

2.1　工作原理

喷射泵主要由喷嘴、吸入室、混合室和扩压室等几部分组成，如图5.1.6-1所示，工作如下：

1）工作液流在喷嘴中的能量转换过程

水喷射泵的喷嘴是一个内壁光滑的收缩管，最佳锥角约为8°，末端是一段不长的圆管。工作压力为$29.4\times10^4\sim147\times10^4$ Pa 的工作水流入喷嘴以

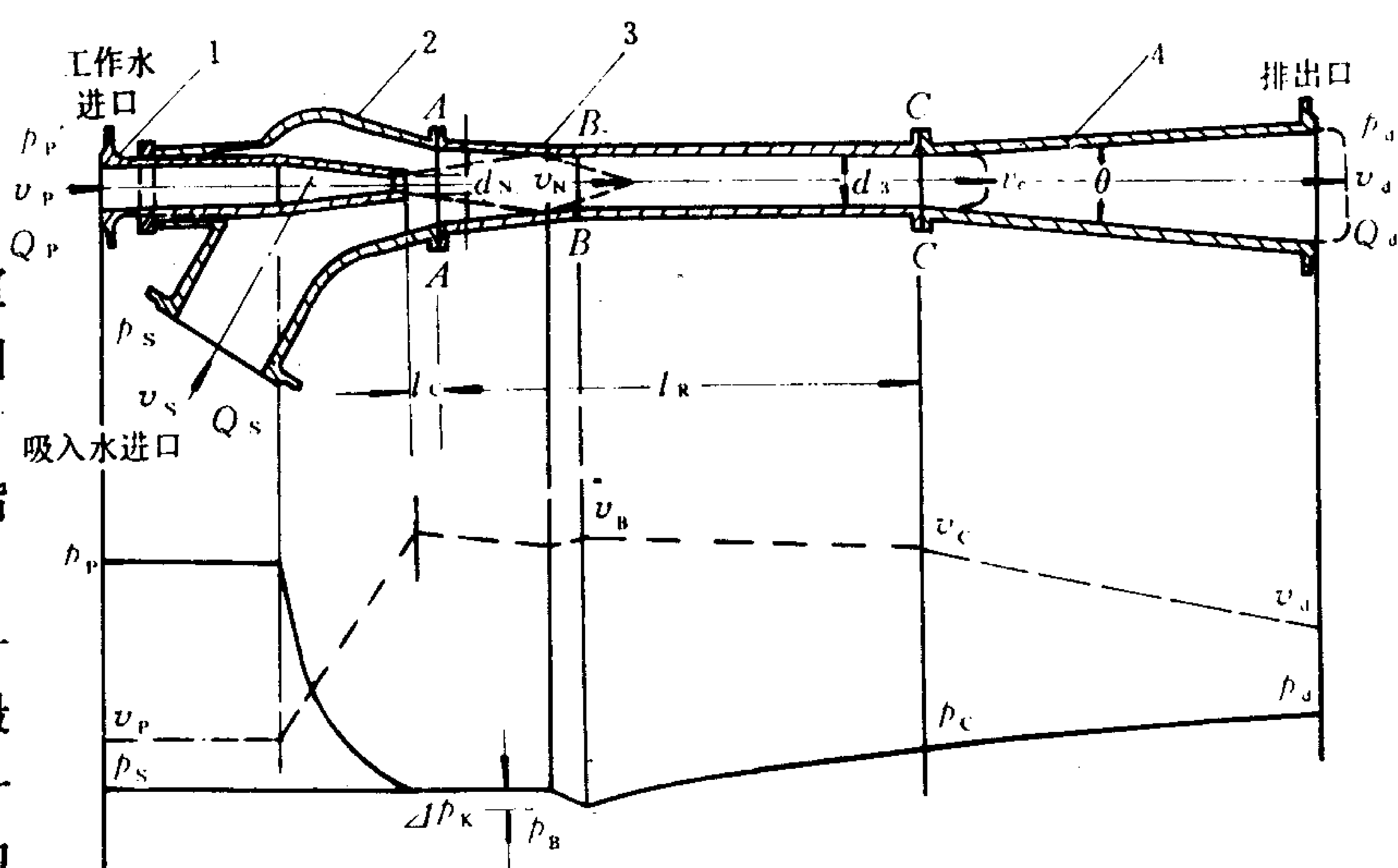


图5.1.6-1　水喷射泵

1-喷嘴；2-吸入室；3-混合室；4-扩压室

后，由于断面的收缩，出口流速 v_N 通常会增加到25～50 m/s，而压力则相应下降到吸入室中的吸入压力 p_s，亦即工作流体的压力能转变成了动能。

工作流体在喷嘴出口处的流速为

$$v_N=\phi\sqrt{2\frac{\Delta p_p}{\rho}} \quad \text{m/s} \tag{5.1.6-1}$$

式中：Δp_p——工作水的压降，$\Delta p_p=p_p-p_s$，Pa；

ρ——工作水的密度，kg/m³；

ϕ——考虑喷嘴流动损失的速度系数，通常取0.97。

实验证明，只要工作水压保持不变，吸入压力 p_s 变化不大，喷嘴出口流速 v_N 也就基本不变。因此，工作水的耗量 Q_p 主要取决于工作水的压力和喷嘴出口截面积，即

$$Q_p=\frac{\pi}{4}d_N^2v_N=\frac{\pi}{4}d_N^2\phi\sqrt{2\frac{\Delta p_p}{\rho}} \quad \text{m}^3/\text{s} \tag{5.1.6-2}$$

式中：d_N——喷嘴出口直径，m。

2）在吸入室和混合室中的工作过程

若将喷嘴射出的流束在其未与吸入室壁面接触前看成为自由流束（通常将流入无限空间的流束称为自由流束），那么，当它流入相同介质所充满的吸入室后，由于流束外围部分逐渐与周围介质掺合，一部分周围介质就会被流束带走（引射）。随着流束长度增加，被引射介质的数量也越来越多，直到自由流束的中心区逐渐缩小至消失为止。

在混合室入口处，液流的速度是很不均匀的。混合室的作用就在于使流体进行充分的动量交换，以使其出口液流速度尽可能趋于均匀。实验表明，进入扩压室的液流速度越均匀，在扩压室中的能量损失就越小。

混合室通常做成圆管或圆管与锥管相组合的形式。当混合室进口部分做成锥管时，其进口能量损失最小。自由流束与锥形壁面相交后，在锥形段的流动中，压力还会下降，所以最低压力将出现在混合室圆管段截面 B-B 处。在混合室圆管段中，随着速度的逐渐均衡，压力也逐渐升高，到速度完全均匀后，压力的升高也就停止。

混合室的长度 l_R 通常为其喉部直径 d_3 的6～10倍。l_R 过短会使出口速度不均，这样，扩压室中的流动损失就会增大；而 l_R 过长，则不仅没有必要，同时还会使混合室中的摩擦损失增加。

高速的工作流体与引射流体在混合过程中进行动量交换，伴随着很大的能量损失。这种损失叫做混合损失，是喷射泵的主要能量损失之一。当工作流体的质量流量和速度既定时，引射流体的质量流量越大，速度越小，混合损失就越大。

3）在扩压室中混合液的增压过程

扩压室是一段扩张锥管。它可使液流降低流速，增加压力，将动能转换为压力能。实验证明，扩压室的扩张角做成8～10°时，扩压过程的能量损失最小。

2.2 性能参数

通常采用如下的无因次性能参数表达水喷射泵的性能：

1）喷射系数

如果流量以容积流量 Q 来表示，则喷射系数为

续上表

型　　号	名　称	准确度等级	测　量　范　围	附　注
51D1/1－Hz	中频频率表	2.5	对115、230V，直接接入：350～450，380～480Hz	附FY58型附加装置
51C1－A	直流电流表	1.5	直接接入：0～5、10、15A 配75mV分流器：0～5、10、15、20、30、50、75、100、150、200、300、500、750A；1、1.5、2、3、4、5、6kA	水密式、凸出安装的开关板式表，每个测量范围又分单、双方向两种
51C1－V	直流电压表	1.5	直接接入：0～30、50、150、250、350、500V	

18.3　19系列船用电表(见表8.1.1－7)

表8.1.1－7　　**19系列船用电表**

型　　号	名　称	准确度等级	测　量　范　围
19C2－A	直流电流表	1.5	配75mV分流器：0～5、10、20、30、50、75、100、150、200、300、500、750A；1、1.5、2、3、4、5、6kA；每个测量范围又分单、双方向两种
19C2－V	直流电压表	1.5	直接接入：0～30、50、150、250、350、450V；每个测量范围又分单、双方向两种
19T1－A	交流电流表	2.5	直接接入：0～5、10、20、30、50、75、100、150、200A 经次级电流为5A的电流互感器接入：0～5、10、20、30、50、75、100、150、200、300、400、500、600、750A；1、1.5、2、3、4、5、6kA
19T1－V	交流电压表	2.5	直接接入：0～15、30、50、150、250、300、450、600V 经380/127V电压互感器接入：0～450V
19T1－S	整步表	±3°	对127、220V，直接接入；对380V，经380/127V，电压互感器接入
19D1－Hz	频率表	0.5	对110V，直接接入；对127、220、380V，经次级电压为100V的电压互感器接入：45～55，55～65，180～220，450～550Hz
19D1－cosφ	三相功率因数表	2.5	(1)0.9$_{容性}$～1～0.1$_{感性}$ 电压线圈：对127、220、380V，直接接入 电流线圈：经次级电流为5A的电流互感器接入 (2)0.5$_{容性}$～1～0.5$_{感性}$ 电压线圈：对127、220V，直接接入；对380V经380/127V电压互感器接入 电流线圈：经次级电流为5A的电流互感器接入
19D1－W	三相功率表	2.5	参见表8.1.1－10

相反，m 值较大的泵，特性线较平坦，适用于较大的喷射系数 u，亦即它所能引射的液体量相对较大，混合室出口速度则较小，因此可造成的相对压差较小，属于低压头泵。在这种泵中，混合损失是主要损失。

通常认为，$m<3$ 的为高压头泵；$m>7$ 的属于低压头泵，而 m 介于 3～7 之间的则为中压泵。泵的效率在 $m=3\sim5$ 时较高，其中又以 $m=4$、$\mu=1$ 时的效率为最高，这时 η 约为 36.5%。

图 5.1.6-3 示出一台水喷射泵的实测特性曲线，泵的 m 值为 6.25。从图中可以看到，当泵所造成的相对压差降低到一定程度后，泵的喷射系数就不再增加，同时效率也急剧下降。这是因为泵已达到汽蚀状态的缘故。这时的喷射系数 μ_k 称为临界喷射系数。

水喷射泵的参数、规格列于表 5.1.6-2。

表 5.1.6-2　　**水喷射泵参数、规格**

序号	名称	采用标准	型号	主要规格和性能				
				流量 m^3/h	工作水压力 MPa	吸入高度 cm	排出高度 m	工作水耗量 kg
1	水喷射泵	CB 663-67	PS	10	1.372	3.5	8	5.5
2	水喷射泵	CB 663-67	PS	20	0.98	5	5	10.5
3	水喷射泵	CB 663-67	PS	30	0.98	4	8	18.5
4	水喷射泵	CB 663-67	PS	30	0.735	1.5	5	17
5	水喷射泵	CB 663-67	PS	50	1.176	12	5	17.5
6	水喷射泵	CB 663-67	PS	50	0.735	1.5	2	15.5
7	水喷射泵	CB 663-67	PS	60	0.784		8	35
8	水喷射泵	CB 663-67	PS	100	1.176	2	8	46
9	水喷射泵	CB 663-67	PS	100	0.735		3	35
10	水喷射泵	CB 3159-83	CP 5-3	5	0.294	4	5	6
11	水喷射泵	CB 3159-83	CP 10-3	10	0.294	4	5	12
12	水喷射泵	CB 3159-83	CP 15-5	15	0.49	7	11	24
13	水喷射泵	CB 3159-83	CP 15-3	15	0.294	4	5	19
14	水喷射泵	CB 3159-83	CP 20-3	20	0.294	4	5	24
15	水喷射泵	CB 3159-83	CP 20-7	20	0.686	4	8	14
16	水喷射泵	CB 3159-83	CP 30-3	30	0.294	4	5	36
17	水喷射泵	CB 3159-83	CP 50-3	50	0.294	3	6	
18	水喷射泵	CB 3159-83	CP 100-3	100	0.294	3	6	
19	水喷射泵	CB 3159-83	CP 200-7	200	0.686	2	9	130

3 锅炉注水器

3.1 工作过程

注水器的正常工作过程可分为三个阶段：

1）蒸汽在喷嘴内膨胀

喷嘴通常采用拉伐尔喷嘴。具有一定压力的蒸汽在喷嘴喉部膨胀至临界压力并获得临界

额定电流 (A) (经次级电流为5A的电流互感器接入)	额定线电压 (V)		
	127 (直接接入)	220 (直接接入)	380(经380/127、380/100V电压互感器接入)
50	10	20	30
75	15	30	50
100	20	40	60
150	30	60	100
200	40	80	120
300	60	120	200
400	80	150	250
600	120	250	400
750	150	300	500
1000	200	400	600
1500	300	600	1000
2000	400	800	1200
3000	600	1200	2000
4000	800	1500	2500
5000	1000	2000	3000
6000	1200	2500	4000

18.6 19D1－W、19D1－Var型三相功率表的测量范围(见表8.1.1－10)

表8.1.1－10 **19D1－W、19D1－Var型三相功率表的测量范围**

额定电流(通过次级电流为5A的电流互感器接入)	额定电压(V)					
	127 (直接接入)		220 (直接接入)		380(通过电压互感器380/127V,或直接接入)	
	kW	Kvar	kW	Kvar	kW	Kvar
5	1	0.8	2	1.5	3	2.5
7.5	1.5	1.2	3	2.5	5	4
10	2	2	4	3	6	5
15	3	2.5	6	5	10	8
20	4	4	8	6	12	10
30	6	5	12	10	20	15
40	8	8	15	12	25	20
50	10	10	20	15	30	25
75	15	12	30	25	50	40
100	20	20	40	30	60	50

续上表

额定电流(通过次级电流为5A的电流互感器接入)	额定电压(V)					
	127(直接接入)		220(直接接入)		380(通过电压互感器380/127V,或直接接入)	
	kW	Kvar	kW	Kvar	kW	Kvar
150	30	25	60	50	100	80
200	40	40	80	60	120	100
300	60	50	120	100	200	150
400	80	80	150	120	250	200
600	120	100	250	200	400	300
750	150	120	300	250	500	400
1000	200	200	400	300	600	500
1500	300	250	600	500	1000	800
2000	400	400	800	600	1200	1000
3000	600	500	1200	1000	2000	1500
4000	800	600	1500	1200	2500	2000
5000	1000	800	2000	1500	3000	2500
6000	1200	1000	2500	2000	4000	3000

参考文献

[1] 作者:林正馨,电工仪表和测量,电力工业出版社,81年5月
[2] 作者:黄伦坤,船舶电站及其自动装置,人民交通出版社 81年6月
[3] 作者:施亿生,船舶电站,国防工业出版社 81年5月
[4] 作者:上海航道局,船舶电工手册上册,上海人民出版社 75年4月
[5] 作者:何文兴,常用电子仪器的原理、使用和维护,冶金工业出版社,79年12月

水压下，可能造成的真空度就越大。或者当泵的 m 值较小时，要造成同样的真空度所需的作水压也就较低。然而 m 值越小，泵的容积喷射系数也就越小。

水射抽气器的另一个特点是：在混合室中工作水与空气的接触表面积很大，所以在空气中就将充满饱和水汽。这就使水射抽气器所抽送的实际上是空气和饱和蒸汽的混合物，从而进一步降低了泵的实际容积喷射系数。

图5.1.6-7所示为一台容积排量 $Q=100\ m^3/h$ 的水射抽气器的特性与工作水温的关系。虽然在理论上水射抽气器所能造成的最大真空度（$u_0=0$ 时）将由水射抽气器的工作水压和 m 值来确定，但实际上却主要要受工作水温的影响，即水温越高，水射抽气器所能造成的真空就越小。

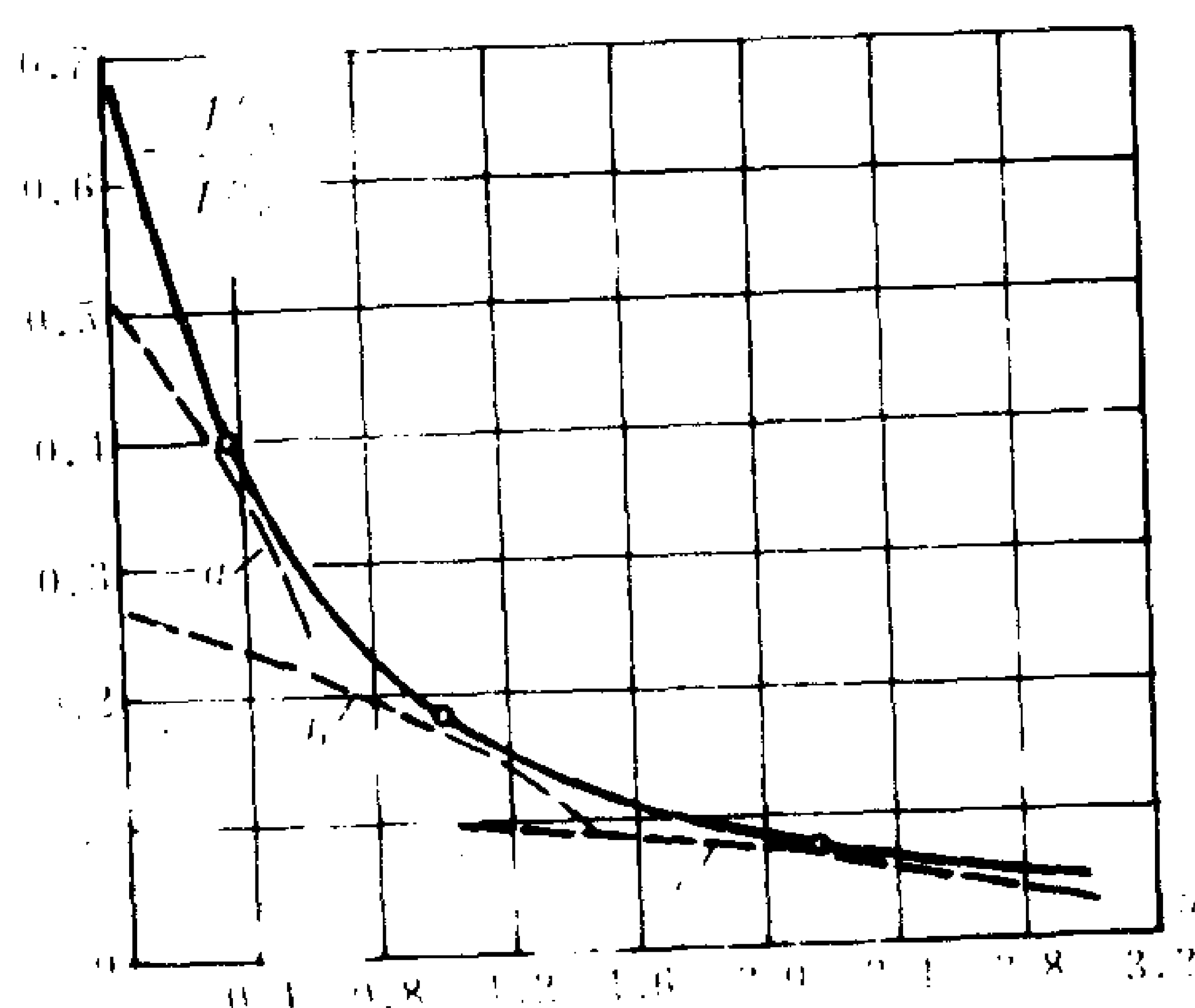


图5.1.6-6 水射抽气器的特性曲线

a-$m=2.5$；b-$m=5.6$；c-$m=14.0$

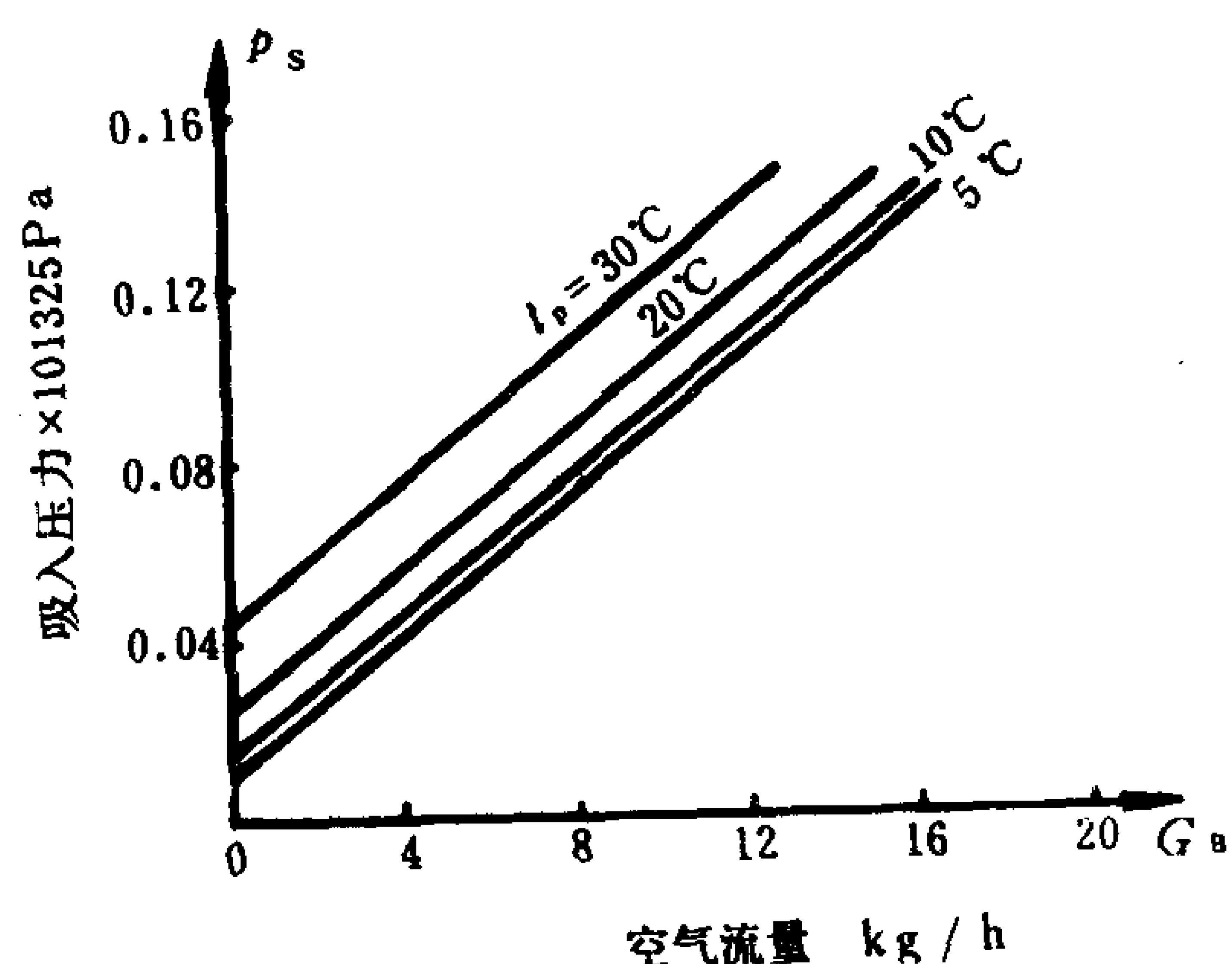


图5.1.6-7 水射抽气器空气排量与工作水温关系

参考文献

〔1〕I.J.卡拉西克等(美)：泵手册，机械工业出版社，1983

〔2〕阎永阁等：船舶辅机，人民交通出版社，1980

〔3〕棍原滋美(日)：泵及其应用，煤炭工业出版社，1984

第2篇　空气压送机械

常用符号

D——直径，m

P——轴功率，kW

P_e——有效功率，kW

P_i——指示功率，kW

P_{ad}——绝热理论功率，kW

P_{is}——空压机的等温理论功率，kW；水环真空泵的有效功率，kW

Q——空压机的排气量，m^3/min或m^3/h；通风机的风量，m^3/h或m^3/min

Q_S——水环真空泵的输气量，m^3/min或m^3/h

S——活塞行程，m

j——空压机的任意级

k——绝热压缩指数

m——多变膨胀指数

n——多变压缩指数；转速，r/min

p——压力，Pa

p_d——排气压力，Pa

p_S——吸气压力，Pa

T——绝对温度，K

T_S——吸气绝对温度，K

T_d——排气绝对温度，K

V——容积，m^3

V_c——余隙容积，m^3

V_d——排气容积，m^3

V_h——活塞行程容积，m^3

W_i——指示动，J

W_{is}——等温循环功，J

W_{ad}——绝热循环功，J

W_{pol}——多变循环功，J

t——温度，℃

z——空压机级数

ε——压力比

ε'——气缸里的实际压力比

ε_z——空压机的全压力比

ε_j——空压机第j级的压力比

ρ——密度，kg/m^3

第 1 章　曲轴活塞式空气压缩机

空气压缩机简称空压机，是一种利用外功来提高空气压力，生产压缩空气的机械。压缩空气在舰船上主要用于起动柴油机，进行潜艇的均衡、紧急上浮、抗沉和救生，某些鱼雷的发射，充填压力水柜，作为气笛、主辅机操纵和自动调节、气胎离合器、风动工具等的气源，也可用来吹洗机械、仪器、武器以及潜艇的水下厕所等。

1　分类

船用空压机的分类见表 5.2.1-1。

2　工作过程

2.1　单级压缩

2.1.1　理论循环

活塞式空压机的理论循环建立在下列假设之上：

1）气缸没有余隙容积，被压缩的空气可全部排出气缸；

2）吸气和排气系统中都没有阻力，也没有热交换，工作中没有压力损失；

3）工作中没有漏泄；

4）压缩过程按不变的指数值进行。

活塞式空压机的理论循环见图 5.2.1-1。其中，1-2 是绝热压缩过程，2-3 是等压排气过程，4-1 是等压吸气过程。从图中可以看出：

（1）活塞在一个往复行程中吸入的空气容积等于活塞的行程容积 V_h，亦即理论吸气容积，$V_{st}=V_h=V_1=\pi D^2S/4$；

（2）空压机把空气压力从 p_s（在吸气管口测得）提高到压力 p_d（在排气接管处测得），其比值 $\varepsilon=p_d/p_s$ 称为空压机的压力比。在单级理论循环中，$\varepsilon=p_d/p_s=p_2/p_1$。

（3）压缩后的容积 $V_2<V_1$。但在理论循环中吸、排气体的质量相等。

（4）一个循环消耗的功，可用循环所包围的面积 12341 表示。

理论循环的耗功以及压缩前、后空气状态的变化，都随压缩过程的变化而不同。图

表 5.2.1-1　船用空压机的主要分类

分类方法	类型	特征和应用
按排气压力	低压	$p=2\times10^5\sim10\times10^5$Pa，用于舰船自动控制和操纵等
	中压	$p=10\times10^5\sim100\times10^5$Pa，用于柴油机起动等
	高压	$p=100\times10^5\sim1000\times10^5$Pa，主要用于潜艇等舰船上
按排气量	微型	$Q<1\ m^3/min$，用作较大舰船的应急空压机或在小型船舶上使用
	小型	$Q=1\sim10\ m^3/min$，是舰船上的主要空压机
	中型	$Q=10\sim100\ m^3/min$，在船上使用不多
	大型	$Q>100\ m^3/min$，船上很少用
按气缸布置	立式	占地面积小，是船用空压机的主要形式
	卧式	占地面积大，船上很少使用
	角度式	V型和W型结构紧凑，船上使用较多
按压缩级数	单级	用于低压空压机
	两级	多见于中压空压机，也有少数低压空压机
	多级	3 级或 3 级以上，多见于高压空压机，也有少数中压空压机
按冷却方式	风冷	用于大多数微型空压机和少数小型空压机
	水冷	用于大多数中、大型空压机和少数微型空压机

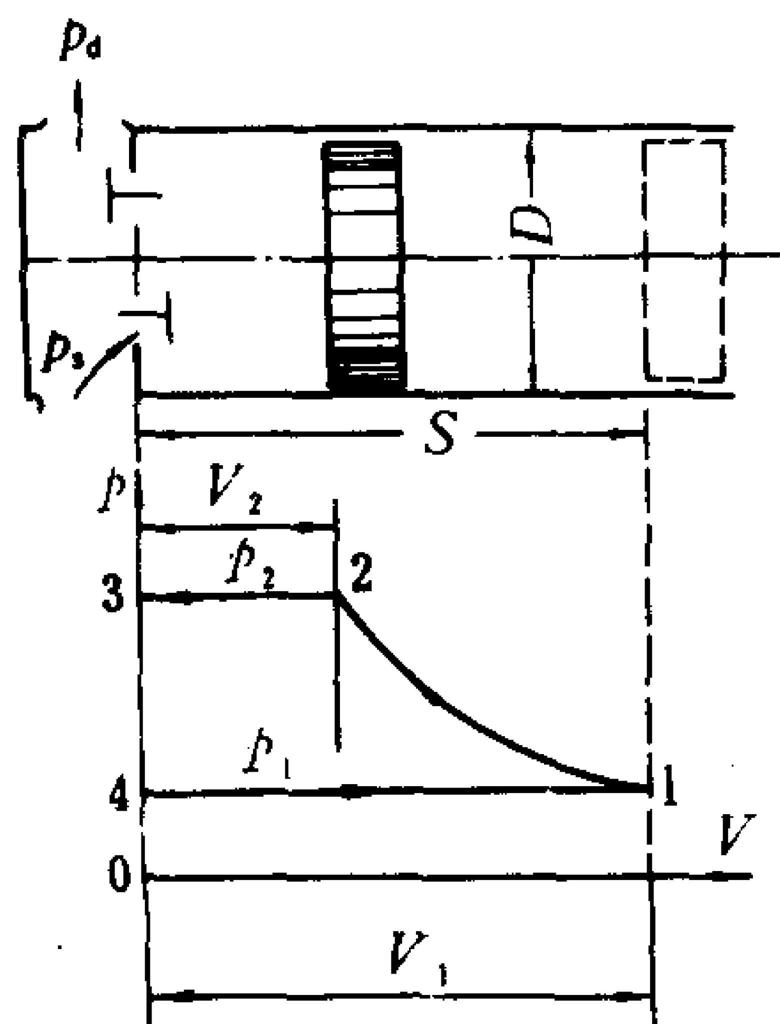


图 5.2.1-1　单级理论循环

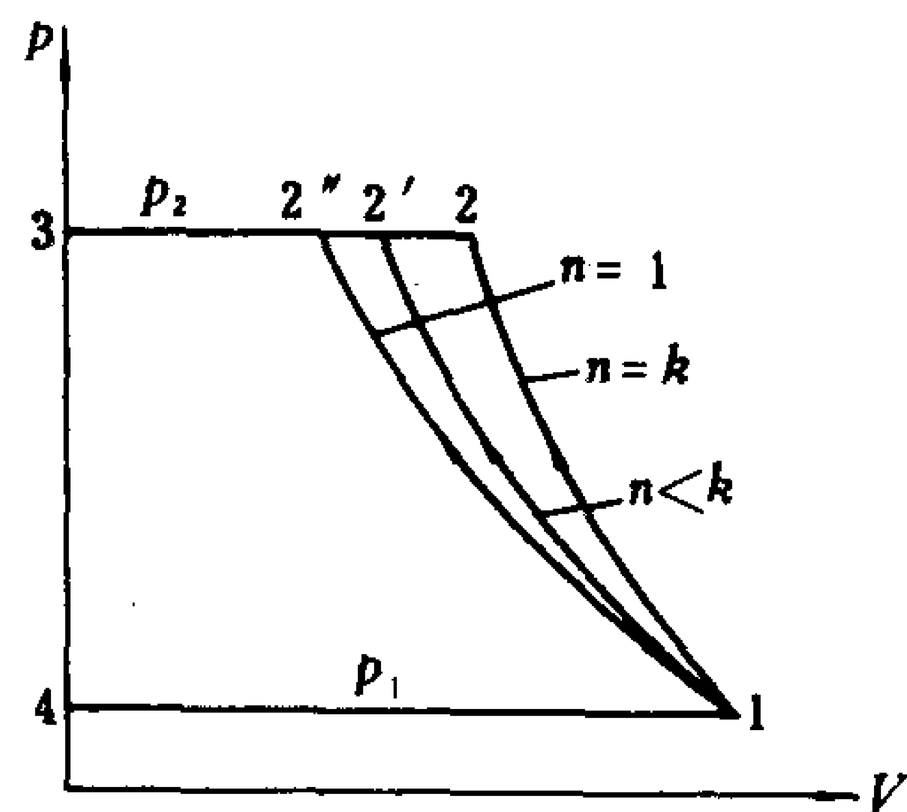


图 5.2.1-2　不同压缩过程时的理论循环

5.2.1-2和表 5.2.1-2 示出理想气体按三种不同过程进行压缩的结果。

表 5.2.1-2　　　　三种理论循环的主要参数

压缩过程	循　环　功　J	温度变化　K	容积变化　m³
等　温	W_{is} = 面积 12″341 = $p_1 V_1 l_n \frac{p_2''}{p_1}$	$T_2'' = T_1$	$V_2'' = V_1 \frac{p_1}{p_2''}$
绝　热	W_{ad} = 面积 12341 = $p_1 V_1 \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]$	$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$	$V_2 = V_1\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}$
多　变	W_{pol} = 面积 12′341 $p_1 V_1 \frac{n}{n-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1\right]$	$T_{2'} = T_1\left(\frac{p_{2'}}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$V_2' = V_1\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}$

由图和表可见，等温压缩循环的耗功最小，压缩终点温度也最低，最符合空压机的工作要求。

2.1.2　实际循环

图 5.2.1-3 示出活塞式空压机的实际循环，它与理论循环的主要差别是：

1）气缸存在余隙容积 V_c，被压缩的空气不能全部排出气缸，并在吸入过程中膨胀，使吸气量减小；

2）吸气、排气管道和气阀等处有阻力和气流惯性，因而使吸气压力低于理论值 p_1，排气压力则高于理论值 p_2，而且都有波动。气缸里的实际压力比 $\varepsilon' = p'_2/p'_1$ 也大于它的理论比值 $\varepsilon = p_2/p_1$。其中：

$$p'_1 = (1-\delta_s)\ p_1$$

$$p'_2 = (1+\delta_d)\ p_2$$

式中：$\delta_s = 0.01 \sim 0.05$——吸气压力损失系数；

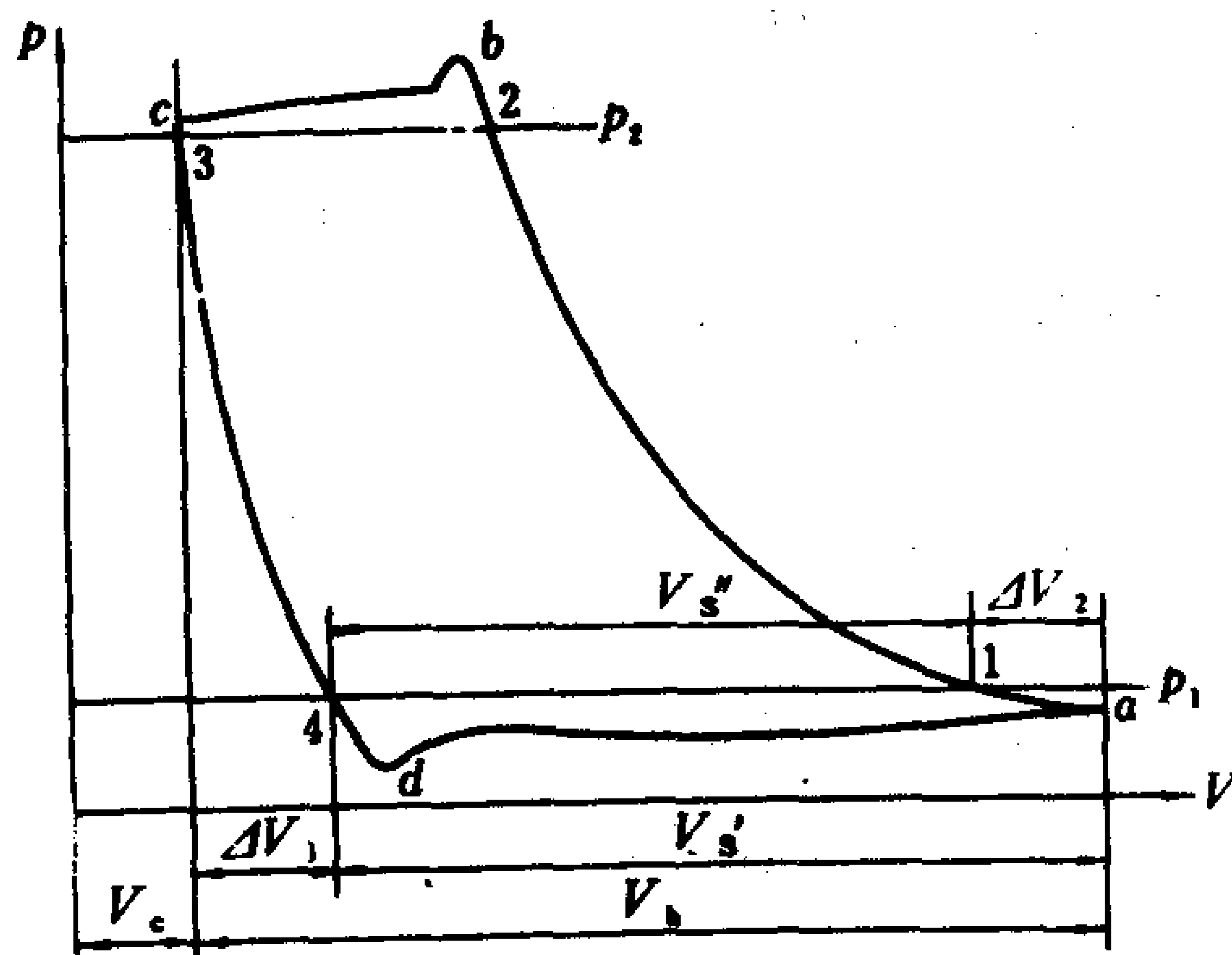


图 5.2.1-3　实际循环

$\delta_d = 0.02 \sim 0.11$——排气压力损失系数。

此外，吸气过程中气缸对进气有加热影响；

3）空气会通过气阀、活塞环等处漏泄，使排气量小于进气量；

4）压缩指数值是变化的。

2.1.3 排(输)气系数和指示功

1）排(输)气系数

排气系数为

$$\lambda = \frac{V_d}{V_h}$$

它表示各种容积损失对实际排(输)气量 V_d 的影响。一般 $\lambda = 0.65 \sim 0.80$。

（1）进（供）气系数 λ_s，是实际吸气容积 V_s 与活塞行程容积 V_h 的比值。

$$\begin{aligned}\lambda &= \frac{V_s}{V_h} \\ &= \frac{V_{s'}}{V_h}\frac{V_s''}{V_{s'}}\frac{V_s}{V_s''} \\ &= \lambda_v\lambda_p\lambda_T\end{aligned} \qquad (5.2.1\text{-}1)$$

其中 $\lambda_v = \frac{V_{S'}}{V_h}$

称为容积系数，表示因 V_c 的存在，有气体膨胀使吸气容积减小 ΔV_1 而造成的损失。一般 $\lambda_v = 0.65 \sim 0.90$。理想气体的 λ_v 可按下式计算：

$$\lambda_V = 1 - e\left(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1\right) \qquad (5.2.1\text{-}2)$$

式中：

e——相对余隙容积．$e = \frac{V_c}{V_h}$。

对于实际气体，应考虑其可压缩性影响，此时

$$\lambda_V = 1 - e\left(\frac{C_s}{C_d}\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1\right) \qquad (5.2.1\text{-}3)$$

式中： C_S——吸气状态下气体的压缩性系数；

C_d——排气状态下气体的压缩性系数。不同压力下的气体压缩性系数数值如下：

$p < 100 \times 10^5$Pa　$c = 1$

$p = 150 \times 10^5$Pa　$c = 1.012$

$p = 200 \times 10^5$Pa　$c = 1.035$

$p = 400 \times 10^5$Pa　$c = 1.205$

$$\lambda_p = \frac{V_s''}{V_s'} \approx \frac{p_1'}{p_1} \qquad (5.2.1\text{-}4)$$

称为压力系数，表示因吸气阻力使折合吸气量减小 ΔV_2 而造成的容积损失。一般 $\lambda_p = 0.95 \sim 0.98$。

$$\lambda_T = \frac{V_s}{V_s''} = \frac{T_1}{T_1'} \qquad (5.2.1\text{-}5)$$

称为温度系数，表示因进气加热使吸气量减少而造成的损失。一般 $\lambda_T = 0.90 \sim 0.95$。

（2）气密系数

$$\lambda_g=\frac{V_d}{V_s} \tag{5.2.1-6}$$

表示由于漏泄所造成的损失。一般$\lambda_g=0.90\sim0.98$。

（3）输气系数

$$\lambda=\frac{V_d}{V_h}=\lambda_s\cdot\lambda_g$$
$$=\lambda_V\cdot\lambda_p\cdot\lambda_T\cdot\lambda_g \tag{5.2.1-7}$$

因此

$$V_d=V_h\lambda=V_h\lambda_V\lambda_p\lambda_T\lambda_g \tag{5.2.1-8}$$

2）指示功W_i

指示功指实际循环的耗功，相当于实际循环所包围的面积，常用所测得的示功图求算。

$$W_i=f_i m_p m_v \quad \text{J} \tag{5.2.1-9}$$

式中：f_i——示功图面积，cm^2，测算方法见第二卷；

m_p——示功图的压力坐标比例尺，Pa/cm。

m_v——示功图的容积坐标比例尺，m^3/cm。

2.2 多级压缩

单级压缩气缸里的实际压力比有极限值，超过此值即不能吸气。因此，当排气压力较高

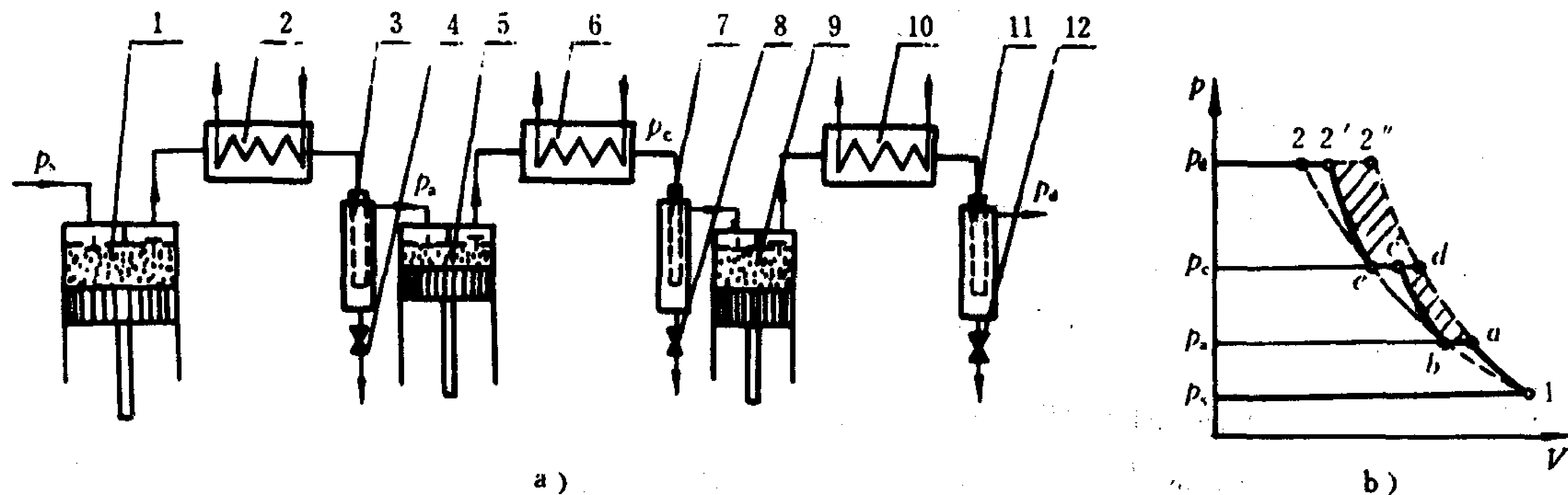


图 5.2.1-4 多级压缩流程

a）流程图；b）pv图

1-一级缸；2、6-中间冷却器；3、7、11-液气分离器；4、8、12-泄放阀；5-二级缸；9-三级缸；10-后冷却器

时，都做成多级，以使每级的压力比保持合适的数值，并配合中间冷却来降低后一级的进气温度，这样可以改善工作，降低功耗，保证润滑。多级压缩的流程见图 5.2.1-4。

2.2.1 级压力比

从省功出发，当各级的压力比相等时，级压力比为最佳值，即

$$\varepsilon_j=\sqrt[z]{p_d/p_s}=\sqrt[z]{\varepsilon_z} \tag{5.2.1-10}$$

但舰船空压机主要考虑的是尺寸小、重量轻，因此各级压力比很少相等。具体数值由论证得

出，在使用中应努力保持。

级压力比确定了各级间的压力。在查不到级压力比的情况下，可根据各级活塞的直径，估算额定工况下各级的排气压力（绝对），即

$$p_j=\frac{D_1^2}{D_{j+1}^2}\qquad \text{Pa} \tag{5.2.1-11}$$

2.2.2 级间温度

各级排气经中间冷却器冷却后，空气的实际温度要比初温（即第一级的吸气温度 T_{s1}）高 3～8℃。致使排气温度和耗功比理想情况增加。当某级的进气温度比初温高 3℃时，该级的耗功将增加 1%左右。各空压机都有其具体的温度范围，应注意保持，防止偏高。

2.2.3 液气分离和级的凝水系数 $\lambda_{\varphi j}$

空气经压缩和冷却后，当其中水蒸气的分压力大于冷却器出口处空气温度下的饱和蒸汽压力时，水蒸气将凝结成水。为了避免水分对工作的影响，一般都在冷却器后设置液气分离器，把凝水和部分滑油与空气分开，并从泄放阀放出。

第 j 级前的凝水对排气量的影响用凝水系数 $\lambda_{\varphi j}$ 表示：

$$\lambda_{\varphi j}=\frac{V_{sj}}{V_{s1}}=\frac{p_{s1}-\varphi_1 p_{sa1}}{p_{sj}-p_{saj}}\cdot\frac{p_{sj}}{p_{s1}} \tag{5.2.1-12}$$

式中：V_{sj}——换算到第一级吸气状态的第 j 级的吸气容积，m^3；

V_{s1}——第一级吸气容积，m^3；

p_{s1}、p_{sj}——第一级和第 j 级的吸气压力；

p_{sa1}、p_{saj}——第一级和第 j 级进口温度下的饱和蒸汽压力；

φ_1——第一级进口处空气的相对湿度。

当压力大于 10×10^5Pa时，因 $p_{sj}/(\varphi_{sj}-\varphi_{saj})\approx1$，则

$$\lambda_{\varphi j}=\frac{p_{s1}-\varphi_1 p_{sa1}}{p_{s1}} \tag{5.2.1-13}$$

$\varphi_1 p_{sa1} p_{sj}/p_{s1}>p_{saj}$ 是凝水条件。当某级满足这一条件时，则其 $\lambda_{\varphi j}<1$，说明该级前有凝水析出。

2.2.4 后冷却

后冷却是指空气经最后一级压缩后进入贮气瓶之前的冷却。其目的是降低气温并分出水分和油。足够的后冷却对防止压缩空气系统的爆炸有决定意义。

2.2.5 功率

1）理论功率。它指空压机按理论循环工作时单位时间内的功耗。

按等温过程压缩时的理论功率为

$$P_{is}=\sum_{j=1}^{z}P_{isj}=10^{-3}p_{s1}Q\ln\varepsilon_z\qquad \text{kW} \tag{5.2.1-14}$$

按绝热过程压缩时的理论功率为

$$P_{ad}=\sum_{j=1}^{z}P_{adj}=10^{-3}p_{s1}Q\frac{zk}{k-1}\left(\varepsilon_z^{\frac{k-1}{zk}}-1\right)\qquad \text{kW} \tag{5.2.1-15}$$

上面两式中：

Q——排气量，m^3/s。

对于实际气体的功率计算，当气体压力超过 100×10^5Pa时，还需用压缩性系数进行修正。

2）指示功率 P_i。它指空压机按实际循环工作时单位时间内的功耗。其热力计算较繁，但

可从测得的示功图中根据各级的指示功进行计算，即

$$P_{i}=60^{-1}\times10^{-3}n\sum_{j=1}^{z}W_{ij}\quad \text{kW} \tag{5.2.1-16}$$

式中：n——空压机转速，r/min；

W_{ij}——第j级的指示功，J，按式 3.2.1-9 计算。

3）轴功率P。它指原动机输给空压机的功率。

$$P=\frac{P_{i}}{\eta_{m}} \tag{5.2.1-17}$$

式中：η_{m}——机械效率，大中型空压机为 0.90～0.95，小型为 0.85～0.90，微型为0.80～0.87。

轴功率也可按理论功率进行计算。

对于水冷式空压机，

$$P=\frac{P_{is}}{\eta_{is}} \tag{5.2.1-18}$$

式中：η_{is}——等温效率，一般为 0.53～0.75。

对于风冷式空压机，

$$P=\frac{P_{ad}}{\eta_{ad}} \tag{5.2.1-19}$$

式中：η_{ad}——绝热效率，大型空压机为 0.8～0.85，中型为 0.70～0.80，小型为0.65～0.70。

3 排气量

3.1 定义

排气量Q指空压机单位时间内从末级排出的，并换算到吸气状态（压力、温度、相对湿度）时的空气容积，m^3/min或m^3/h。

公称排气量指空压机在额定工况下（按额定转速和公称排气压力运转时），单位时间内排出的空气容积。该值在排气终端测得并换算到规定状态。将该值换算到第一级吸入状态（压力、温度、相对湿度），即得吸入状态的公称排气量。将该值换算到吸气条件为温度 20℃、压力 1.013×10^{5}Pa，相对湿度 50%时的标准状态，即为标准状态的公称排气量。

标准状态的公称排气量沿用在舰艇上，吸入状态的公称排气量则是通用的。

3.2 计算和影响因素

3.2.1 计算

1）按实测排气容积进行计算

$$Q=Q_{d}\frac{p_{d}}{p_{s1}}\cdot\frac{T_{s1}}{T_{d}}+Q_{\varphi}\quad m^3/\text{min} \tag{5.2.1-20}$$

式中：Q_{d}——从末级测得的排气容积，m^3/min；

p_{s1}、T_{s1}——第一级的吸气压力和吸气温度，Pa、K；

Q_{φ}——析水量换算到第一级吸气状态时的容积，m^3/min。

$$Q_{\varphi}=\frac{m_{w}p_{sa1}}{\rho_{sa1}p_{s1}}\quad m^3/\text{min} \tag{5.2.1-21}$$

式中：m_{w}——实测析水量，kg/min；

p_{sa1}——第一级吸气温度时的饱和蒸汽压力，Pa;

ρ_{sa1}——p_{sa1}时的水蒸汽密度，kg/m³。

Q_φ也可用空压机的凝水系数λ_φ求算,，即

$$Q_\varphi = \frac{1-\lambda_\varphi}{\lambda_\varphi} Q_d \qquad (5.2.1\text{-}22)$$

λ_φ可根据式 3.2.1-12 将其中的p_{sj}和p_{saj}用最后一个冷却器的数据代入即得。如空压机设有后冷却器，则p_{sj}应是后冷却器中的空气压力，p_{saj}应是后冷却器出口空气温度下的饱和蒸汽压力。如果没有后冷却器，p_{sj}和p_{saj}则应是最后一个中间冷却器的相应数值。

2)理论计算

$$Q = V_{h1}\lambda_1 n - Q_\varphi$$
$$= V_{h1}\lambda_{v1}\lambda_{p1}\lambda_{T1}\lambda_{g1} n - Q_\varphi \quad \text{m}^3/\text{min} \qquad (5.2.1\text{-}23)$$

式中: V_{h1}——第一级的活塞行程容积，m³，$V_{h1}=Ki\pi D^2{}_{1e}S/4$ 其中K是作用次数；i是第一级气缸数；D_{1e}是考虑活塞杆影响后的有效缸径，m；对单作用式$D_{1e}=D_1$；

λ_{v1}、λ_{p1}、λ_{T1}、λ_{g1}——分别是第一级的容积系数、压力系数、温度系数和气密系数，数值可按经验范围选取，温度系数也可按$\lambda_{T1}=1-0.25\ (\varepsilon_1-1)$ 计算。

3.2.2 影响因素

第一级的影响是主要的。其中压力比和余隙容积具有较大的影响。为了保证充分吸气，压力比都较小，一般只有 3～4，相对余隙容积则取一般范围 0.02～0.08 中的较小值。减小吸气压力损失、保证气缸的良好密封和足够冷却也很重要。

后面各级的影响因素有漏泄、冷却和析水。外漏是必须防止的。气阀和活塞环的内漏以及中间冷却不良，对排气量的影响是通过级间压力分配的改变，最后使第一级的压力比增大，吸气量减小而表现出来。

当后面各级的任一吸气阀或排气阀发生内漏时，漏泄气阀所在级的吸气压力将偏高，而排气压力则偏低，同时漏泄气的温度要升高。压力和温度的这种非正常变化是检查漏泄气阀的依据。

3.3 现场估测

在舰船上，可用定容积法对空压机的排气量进行估测。

1)单定容积（单罐）测定法

用一个贮气瓶作为定容积，在上面安装压力表和两支温度计，用阀门切断与用气处所有的通路。如图 5.2.1-5 所示。

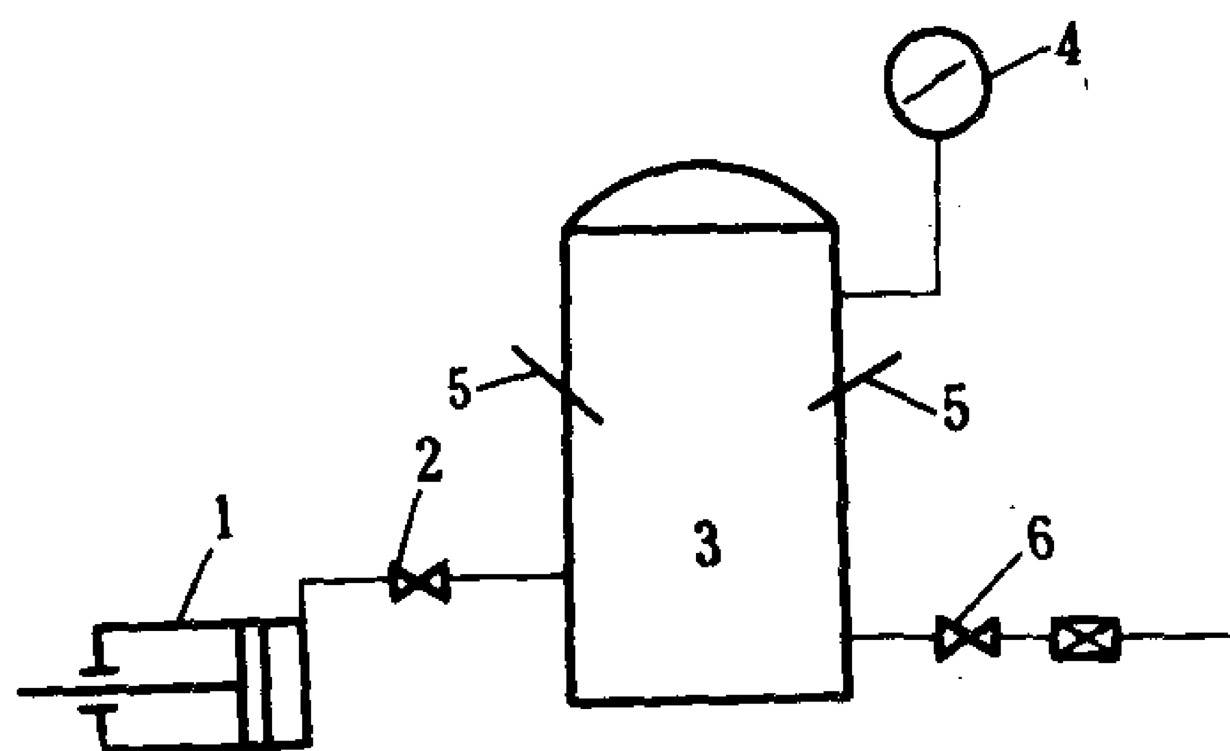


图 5.2.1-5　单定容积测定法装置简图

1-空压机；2、6-阀门；3-贮气瓶；4-压力表；5-温度计；

测量应在机器运转稳定后进行。关闭阀 6（必须绝对关断），记下空压机开始向贮气瓶充气的时间τ_1和贮气瓶中的压力p_1 (Pa)、温度T_1(K)。待瓶中压力升高到额定值时（低于额定值也可以，但额定值时准确些），再记录时间τ_2和瓶中压力p_2 (Pa)、T_2 (K)。空压机的排气量约为

$$Q=\frac{V_B T_{s1}}{\tau p_{s1}}\left(\frac{p_2}{T_2}-\frac{p_1}{T_1}\right) \quad m^3/min \qquad (5.2.1\text{-}24)$$

式中：$\tau=\tau_2-\tau_1$——压力由p_1升至p_2所用的时间，min；

V_B——贮气瓶容积，m^3；

T_{s1}、p_{s1}——空压机第一级的吸气温度（K）和吸气压力（Pa）。

用单定容积法测得的不是持续额定压力下的排气量，而且测得的温度比实际要低，因此，测算出的排气量偏高，误差约5%。

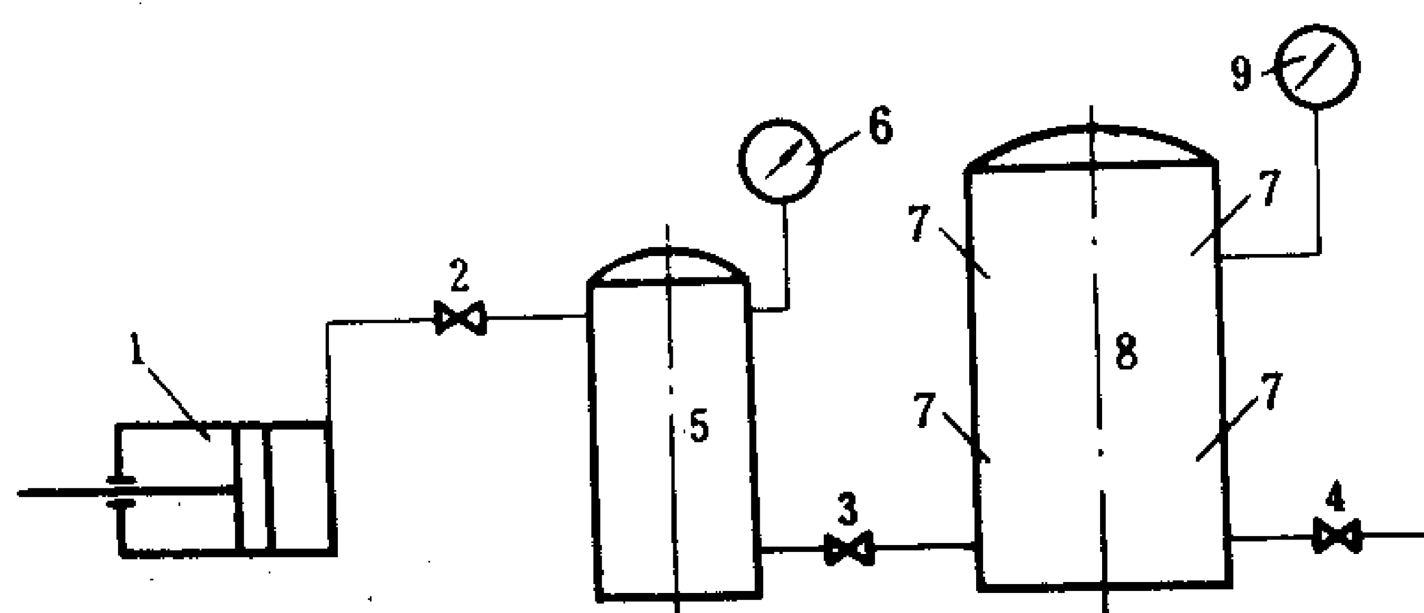


图 5.2.1-6　双定容积测定法装置简图

1-空压机；2、3、4-阀门；5、8-贮气瓶；6、9-压力表；7-温度计

2）双定容积（双罐）测定法

如果现场有两个贮气瓶可以串联，则可用双定容积法测排气量，如图5.2.1-6所示。测量时，让气瓶5中一直保持着额定压力，然后依上法对气瓶8进行测定。

在空压机使用中，可利用上述排气量估测法确定其修理时机。这时，应先根据额定排气量Q_H计算出空压机正常情况下由p_1、T_1升至p_2 T_2所需的时间τ_H:

$$\tau_H=\frac{V_B T_{s1}}{Q_H p_{s1}}\left(\frac{p_2}{T_2}-\frac{p_1}{T_1}\right) \quad min \qquad (5.2.1\text{-}25)$$

再按相同的p_1、T_1和p_2、T_2条件进行测量，求得实际充气时间τ_a。如果$\tau_a=(1+x)\tau_H$，其中$x>0$，说明排气量已下降到$Q_H/(1+x)$。

如果某空压机规定在排气量下降到$0.8Q_H$时需要修理，则可算出相应的$x=0.25$，亦即$(1+x)\tau_H=1.25\tau_H$。这说明，该空压机的修理时机应在充气时间$\tau_a=1.25\tau_H$时。

4　主要零部件

4.1　气缸

气缸分气缸体和气缸盖两部分，接合面上有垫片，以确保密封，还可用改变垫片厚度来调节气缸的余隙容积。各空压机的气缸余隙高度都有具体规定，其一般范围列于表3.2.1-3。

表5.2.1-3　船用空压机气缸余隙容积高度的一般范围

气缸直径　mm	余隙容积高度　mm	
	中低压缸	高压缸
<55		0.35~0.50
55~90	0.40~0.55	0.40~0.55
90~120	0.50~0.65	0.50~0.65
120~150	0.60~0.75	
150~200	0.70~1.00	

风冷式气缸多是微型空压机，缸外有散热片。水冷式气缸一般在水套内装有锌块以防腐蚀；有些还在外壁上装有安全橡皮膜，当水套内有高压气漏入而使压力超高时，首先压破橡皮膜将水溢出，以防造成进一步破坏。有些气缸镶有缸套，以便在磨损超限时更换。

气缸材料一般是铸铁。气压 $<60\times10^5$Pa时为HT 20-40、HT 25-47（灰铸铁）；气压 $=60\times10^5\sim200\times10^5$Pa时为QT 45-5、QT 62-2（球墨铸铁）或铸铁；压力更高时采用锻钢气缸。缸套用HT 20-40、HT 25-47、HT 30-54（灰铸铁）。

气缸或缸套的内表面精加工成镜面，不得有锈斑、划痕等缺陷，而且椭圆度和不柱度① 都不应超过标准。表 5.2.1-4 和表 5.2.1-5 分别列出JT 4110—79 中的船用标准和舰用标准。

表 5.2.1-4

气缸、缸套椭圆度和不柱度船用标准

气缸直径mm	安装值mm	极限值mm
≤50	≤0.015	0.050
>50～120	≤0.020	0.100
>120～260	≤0.025	0.150

表 5.2.1-5

气缸、缸套椭圆度和不柱度舰用标准

气缸直径mm	安装值mm	极限值mm
≤100	≤0.015	0.04
>100～130	≤0.02	0.06
>130～260	≤0.03	0.09

4.2 活塞组件

活塞组件和气缸组成空压机的工作空间，必须有良好的密封性。

4.2.1 活塞

船用空压机活塞的一般结构型式有：

1）筒形活塞(图 5.2.1-7)，多用于单级空压机。它通过活塞销和连杆连结，主要靠裙部承受侧压力。靠近顶部是多道气密环，起密封作用。还有两道（也有一道的）刮油环，用来刮去过多的润滑油。

活塞销在销座中的配合，以浮动式居多，也有把活塞销紧固在销座上，或把活塞销紧固在连杆上的。浮动式活塞销在空压机运转中可微微转动，使磨损较均匀。

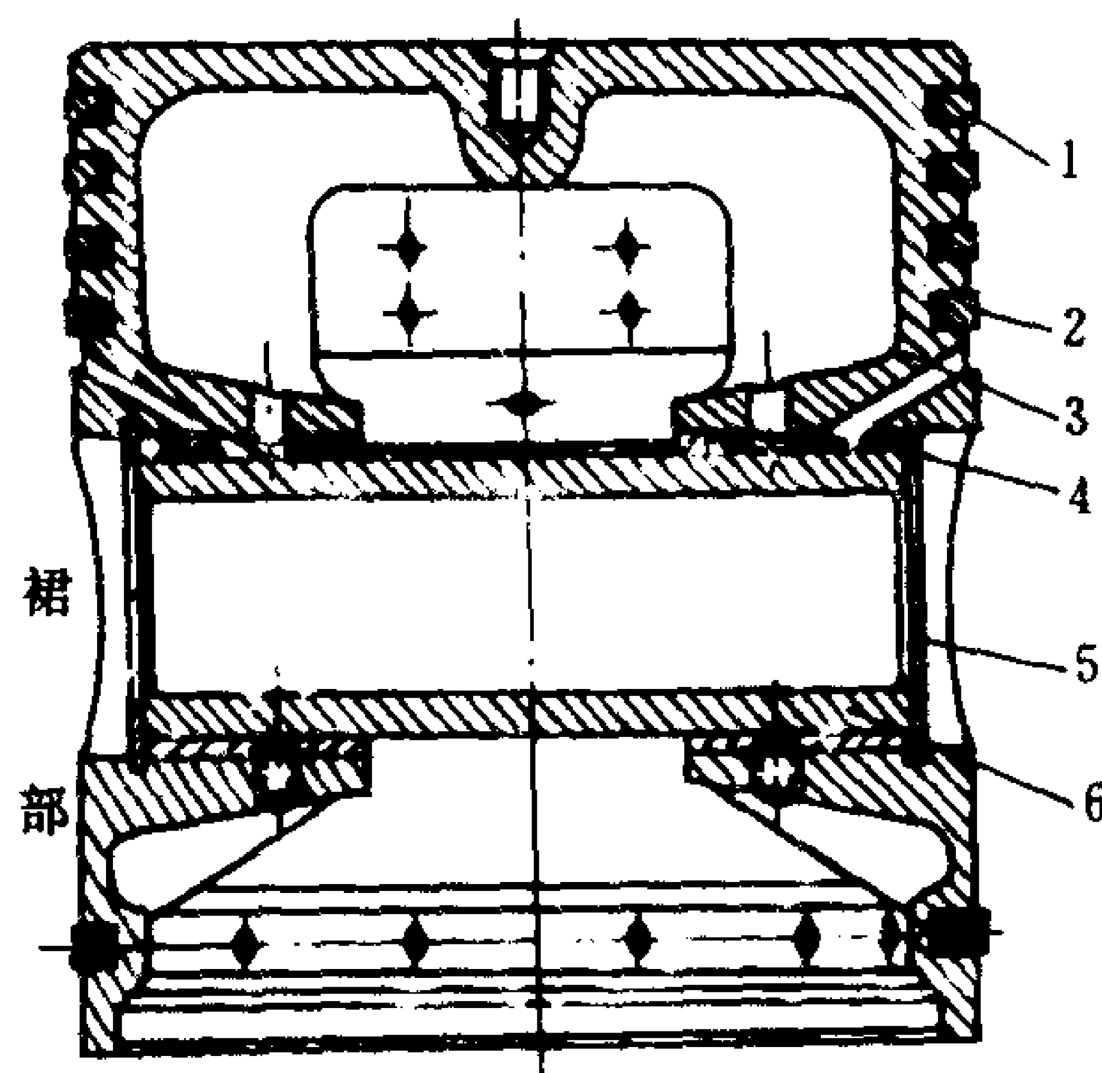


图 5.2.1-7 筒形活塞

1-气密环；2、7-刮油环；3-活塞体；4-衬套；5-挡圈；6-活塞销

2）级差式活塞，用于 2 级以上的空压机，图 5.2.1-8 所示的活塞用在三级空压机上，活塞销是浮动式，它在销座中用铝制闷塞轴向定位。三级小活塞通过活塞杆的球形关节与基本部分相连，球形关节能起自动定心的作用。

3）隔距环组合式活塞（图 5.2.1-9），在小直径高压级中为防止安装时折断活塞环而采用。隔距环保持适当距离使活塞环可径向自由移动和转动。隔距环与两端垫环的平面是经过研磨的，保证了密封。

4）柱塞，在小缸径时采用，一般靠柱塞与缸壁的很小间隙，并在柱塞上设环槽进行密封。

活塞的材料一般是灰铸铁，高速空压机有用铝合金的，高压级多用钢或合金钢。活塞销常用 20 号、40 号碳素钢或合金钢制成。采用 20 号碳素钢时表面需经渗碳淬火处理，使硬度达到要求。

活塞和活塞销的尺寸有严格要求。JT 4110—79 标准中活塞的椭圆度和不柱度的船用标

① 新标准已改用圆度和圆柱度表示，含义与旧称不甚相同，公差值约为旧称之半。

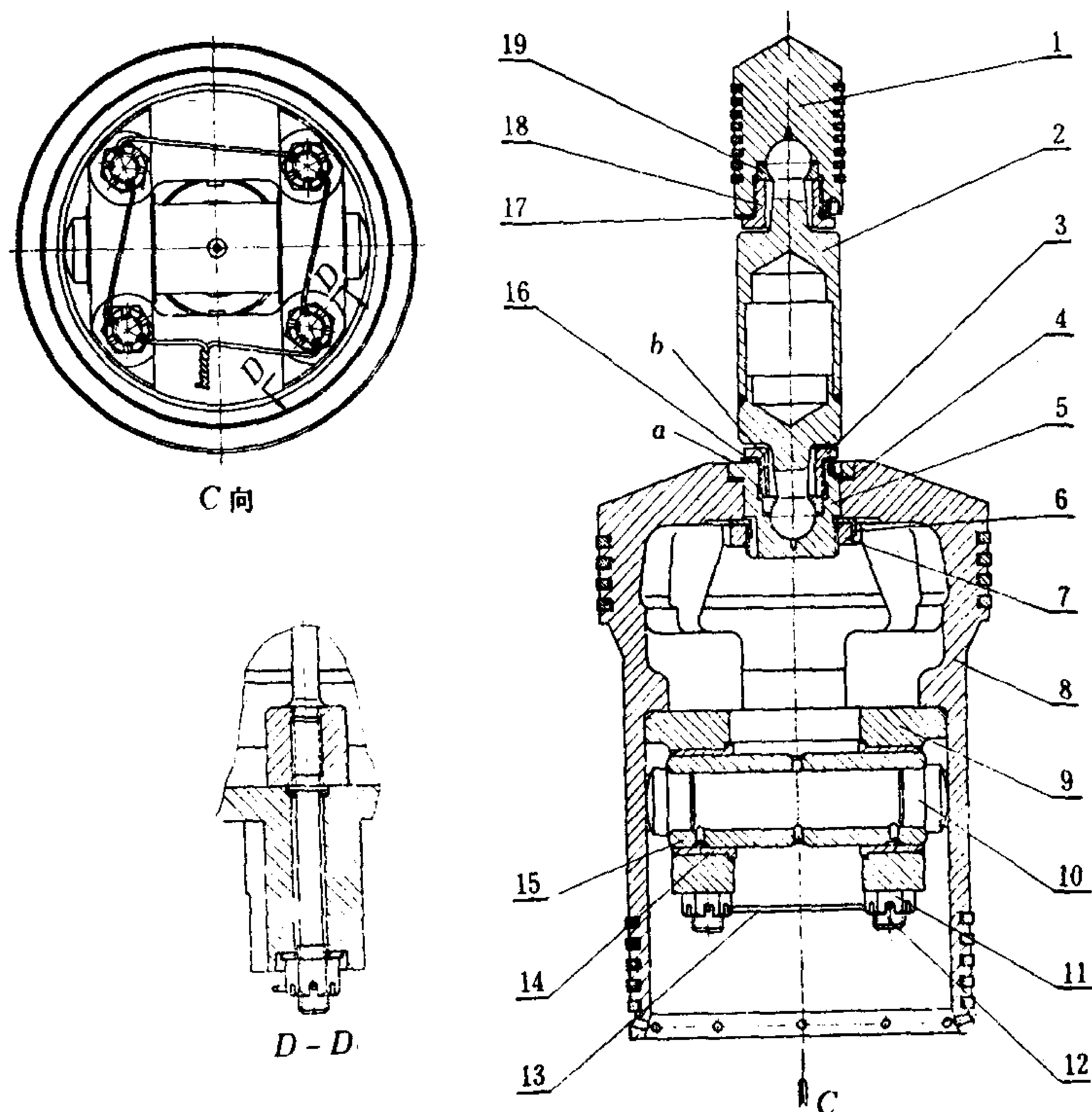


图 5.2.1-8 级差式活塞

* 1-三级活塞；2-活塞杆；3-压紧螺母；4-密封垫片；5-连接器；6、16、17-止动垫片；7、11-螺母；8-一、二级活塞；9-枢轴；10-闷塞；12-螺栓；13-止动钢丝；14-青铜衬套；15-活塞销,；18-压紧螺母；19-锥块

准见表5.2.1-6，舰用标准见表5.2.1-7。

JT 4110-79标准中活塞销的椭圆度和不柱度船用标准见表5.2.1-8，舰用标准见表5.2.1-9。

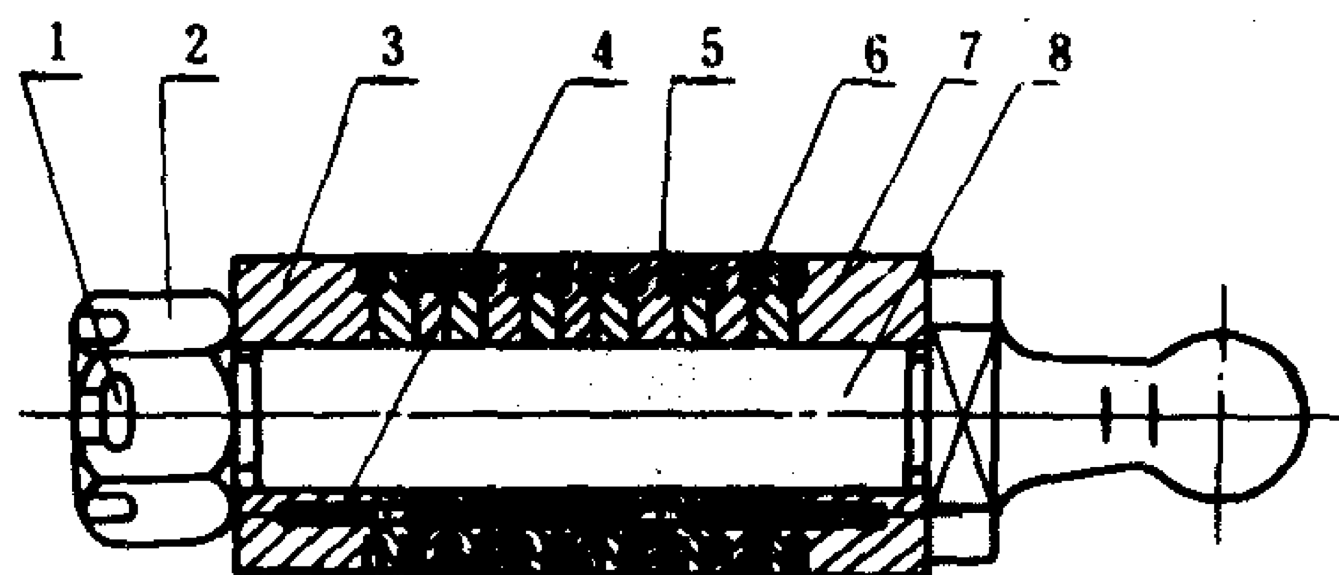


图 5.2.1-9 隔距环组合式活塞

1-开口销；2-螺母；3、7-垫环；4-定位销钉；5-隔距环；6-气密环；8-芯杆

表 5.2.1-6 活塞椭圆度和不柱度的船用标准

活塞直径 mm	安装值 mm	极限值 mm
≤50	≤0.015	0.050
>50～120	≤0.020	0.100
>120～260	≤0.025	0.150

表 5.2.1-7 活塞椭圆度和不柱度的舰用标准

活塞直径 mm	安装值 mm	极限值 mm
≤100	≤0.02	0.04
>100～130	≤0.03	0.06
>130～260	≤0.04	0.08

表 5.2.1-8　活塞销椭圆度和不柱度的船用标准

活塞销直径　mm	安装值　mm	极限值　mm
≤30	≤0.005	0.020
>30~50	≤0.006	0.025
>50~120	≤0.008	0.030

表 5.2.1-9　活塞销椭圆度和不柱度的舰用标准

活塞销直径　mm	安装值　mm	极限值　mm
10~18	≤0.010	0.02
>18~30	≤0.012	0.02
>30~50	≤0.014	0.03

4.2.2　活塞环

1）气密环

气密环要求密封良好并耐磨，通常由灰铸铁经热处理和精加工而成。小直径或高速空压机有用合金铸铁的。

气密环靠本身的弹力以及内、外圆上的气体压力差，压向气缸镜面，阻止空气沿气缸镜面漏泄；同时又在两端面压力差作用下，推向压力较低的一端，阻止空气沿环槽端面漏泄。但通过环的开口间隙的漏泄无法避免，而且气缸和气密环的圆柱面，环槽和环端面的平面也会造成漏泄。

各空压机气密环的开口间隙和侧隙都有具体规定。JT 4110-79 标准中气密环开口间隙和侧隙的船用一般范围见表 5.2.1-10，舰用一般范围见表 5.2.1-11。

表 5.2.1-10　气密环开口间隙和侧隙的船用一般范围

气缸直径 mm	开　口　间　隙　mm		侧　　隙　mm	
	安装值	极限值	安装值	极限值
≤60	0.200~0.300	0.500	0.020~0.050	0.100
>60~120	0.300~0.500	1.00	0.020~0.060	0.100
>120~180	0.500~0.800	1.500	0.030~0.090	0.120
>180	0.800~1.000	1.500	0.030~0.100	0.120

表 5.2.1-11　气密环开口间隙和侧隙的舰用一般范围

气缸直径 mm	开　口　间　隙　mm		侧　　隙　mm	
	安装值	极限值	安装值	极限值
≤50	0.10~0.20	0.40	0.02~0.04	0.08
50~75	0.20~0.30	0.60		
75~100	0.30~0.40	0.80		
100~125	0.40~0.50	1.00	0.03~0.05	0.10
125~150	0.50~0.60	1.20		
150~200	0.60~0.80	1.60		
200~250	0.80~1.00	2.00		

2）刮油环

刮油环中，一种是截面为梯形的环，它下行时刮油，上行时布油。另一种是图 5.2.1-7 中的刮油环，它的外缘有凹槽，两个刀口分别在上行和下行时刮油。

4.3　曲轴连杆机构

4.3.1　曲轴

曲轴用 40 号或 45 号碳素钢锻制，也有用高强度球墨铸铁QT 60-2 或铸钢铸造的。

图 5.2.1-10 示出一空压机曲轴实例。它靠两端的滚动主轴承作轴向定位。右端有轴封，用以防止滑油外漏。曲柄上装有两块平衡铁，用以平衡不平衡旋转质量的离心力或往复质量惯性力。

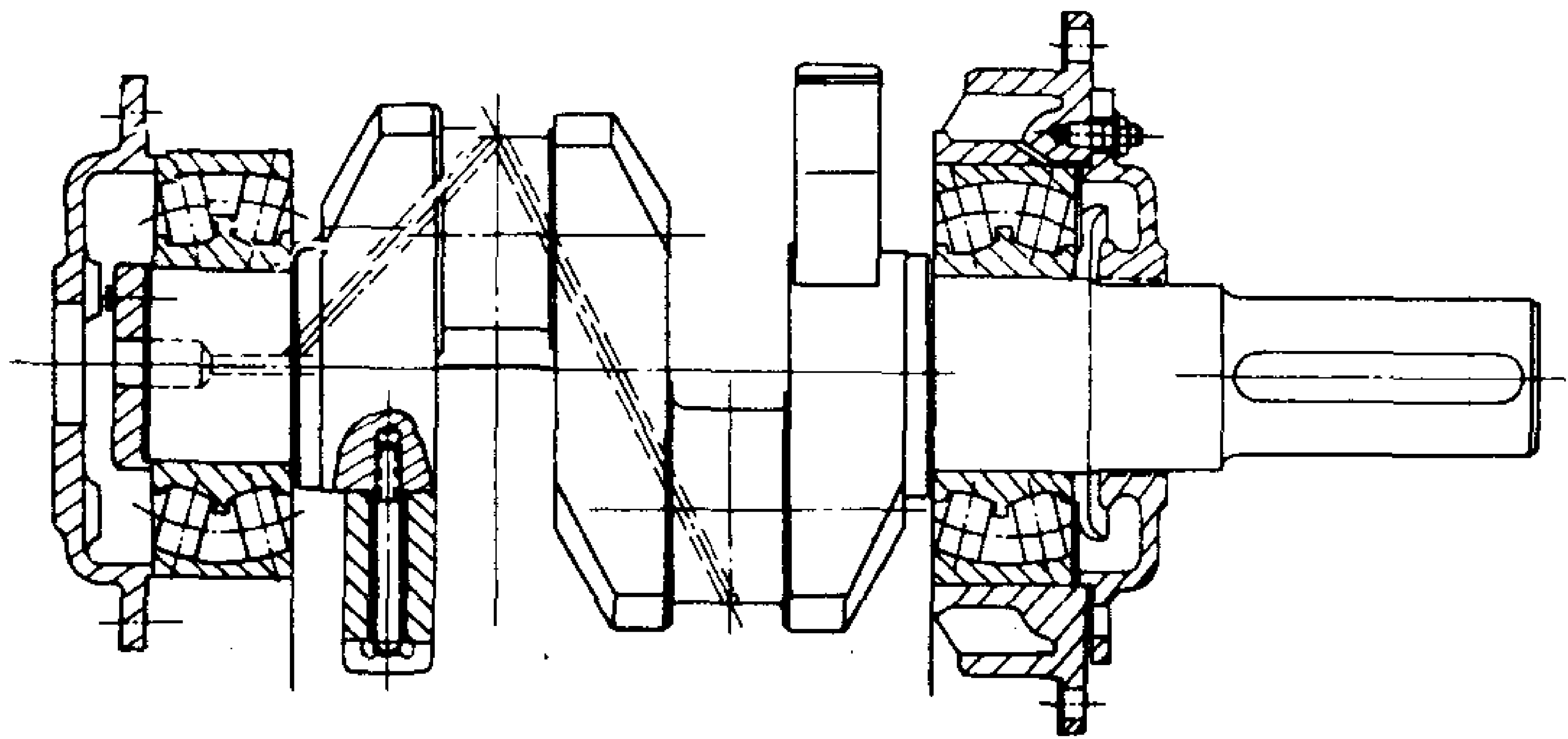


图 5.2.1-10 曲轴

JT 4110-79 标准中曲轴主轴颈和曲柄销的椭圆度和不柱度的船用标准见表 5.2.1-12，舰用标准见表3.2.1-13。

表 5.2.1-12

曲轴主轴颈、曲柄销椭圆度和不柱度的船用标准

轴颈直径mm	安装值mm	极限值mm
≤50	0~0.010	0.040
>50~120	0~0.012	0.050
>120~260	0~0.015	0.060

表 5.2.1-13

曲轴主轴颈、曲柄销椭圆度和不柱度的舰用标准

轴颈直径mm	安装值mm	极限值mm
≤65	0~0.02	0.03
>65~80	0~0.02	0.04
>80~100	0~0.03	0.05

表 5.2.1-14 曲轴主轴承和连杆轴承间隙的船用一般范围

轴颈直径 mm	径向间隙 mm		轴向间隙 mm	
	安装值	极限值	安装值	极限值
≤50	0.025~0.077	0.120	0.200~0.300	0.500
>50~80	0.030~0.090	0.150	0.300~0.500	0.750
>80~120	0.040~0.110	0.180	0.500~0.750	1.00

JT 4110—79 标准中曲轴主轴承和连杆轴承间隙的一般范围见表 5.2.1-14。

4.3.2 连杆

连杆一般用 35、40、45 号碳素钢锻制。图 5.2.1-11 中的连杆分杆身 1、上轴承 4 和下轴承 6 三部分。在 1 和 4 之间有垫片 3，用以调节气缸的余隙高度，并有垫片 8 调节轴承间隙。图 5.2.1-12 中的连杆，小端做成球形，便于活塞自动调中，也避免了从活塞销处漏气，它的大端下部附有油铲，用来铲油进行润滑。滑油可通过钻孔送到两端轴承中。油铲的孔口应与转向相适应，以保证铲油。

连杆螺栓承受交变载荷，是空压机的薄弱环节之一，它的折断会导致重大事故。一般用优质合金钢 40 Cr等材料制成，采用细牙螺纹。装配时螺母的扭紧力矩有规定数值，过大过小都会产生附加应力，引起疲劳破坏。装好后必须用开口销锁紧。

连杆两端轴承孔中心线的不平行度① 要求如下：垂直方向$\ngtr$0.03 mm/100 mm；水平方向$\ngtr$0.06 mm/100 mm（即扭度）。

4.4 气阀

对气阀的基本要求是：寿命长，关闭严密，开关及时，阻力小，形成的气缸余隙容积较小。

① 新标准已改用平行度表示。

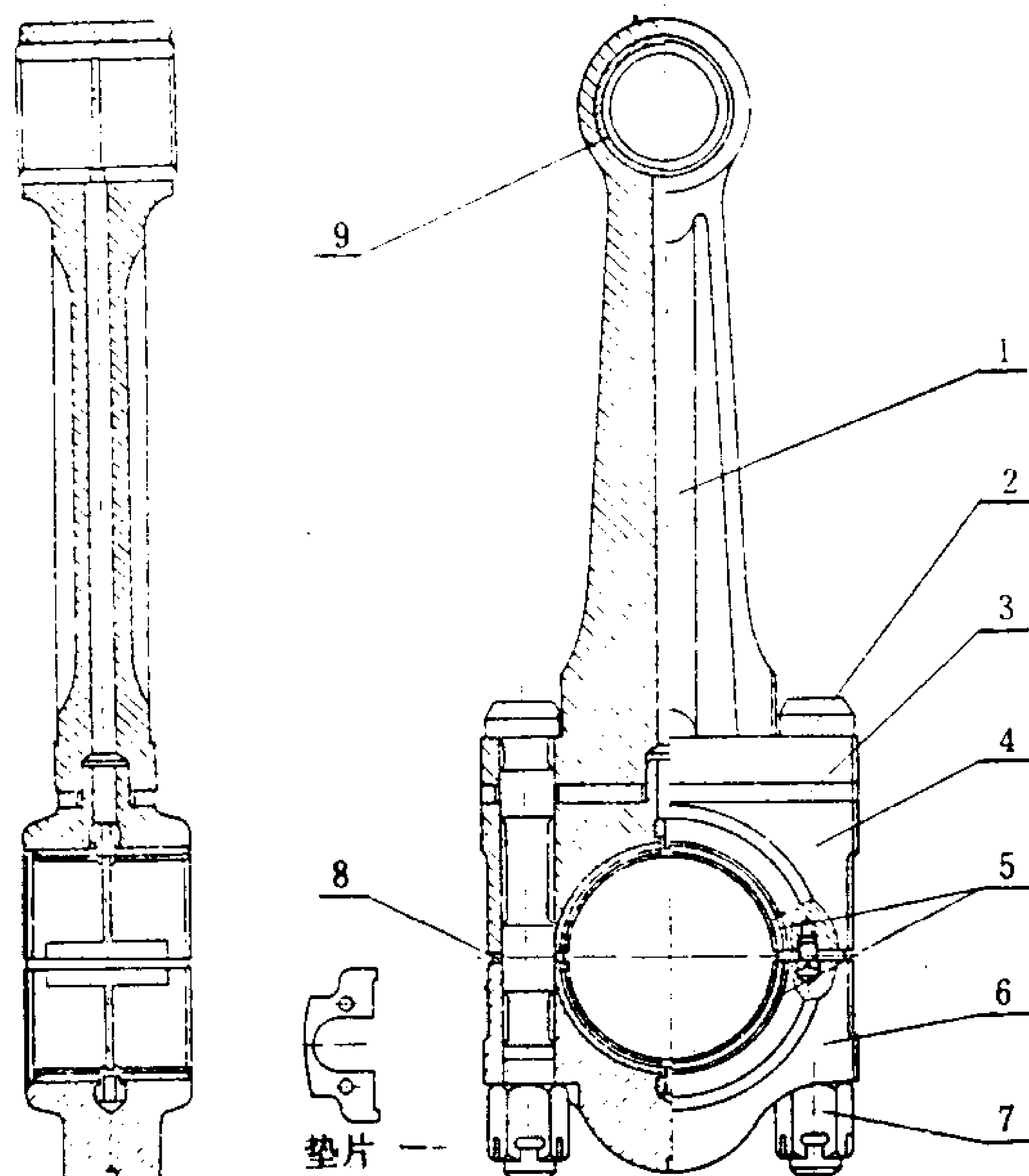


图 5.2.1-11 连杆之一

1-杆身；2-连杆螺栓；3-调整垫片；4-上轴承；5-轴瓦；6-下轴承；7-螺母；8-垫片；9-衬套

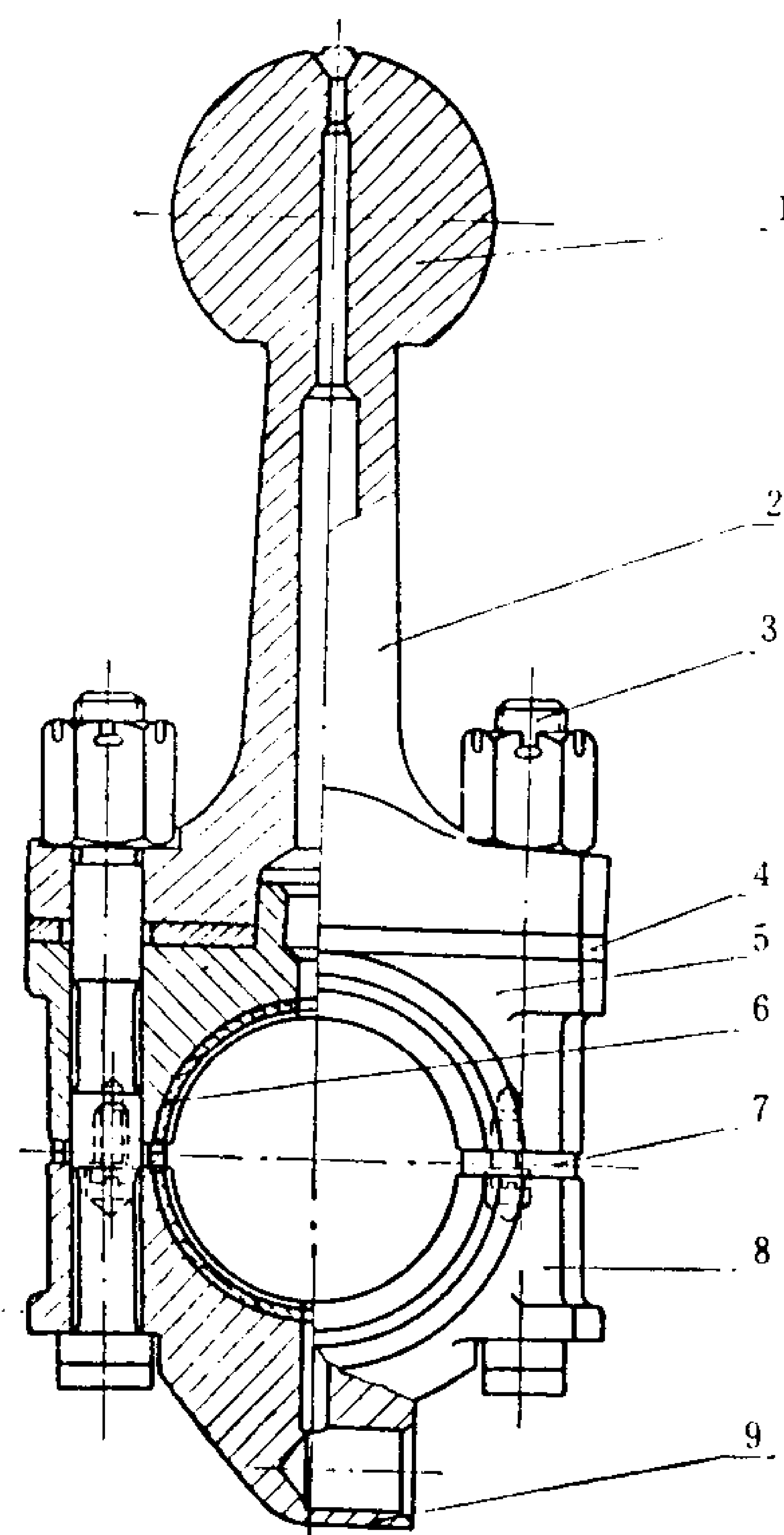


图 5.2.1-12 连杆之二

1-上端部；2-杆身；3-连杆螺栓；4-调整垫片；5-上轴承；6-轴瓦；7-垫片；8-下轴承；9-油铲

4.4.1 结构型式

目前舰船空压机上使用的都是自动阀，主要型式有环片阀（图 5.2.1-13）和球面碟阀（图 5.2.1-14）。环片阀在低、中压空压机上使用较多，球面碟阀多用于小排气量的空压机。

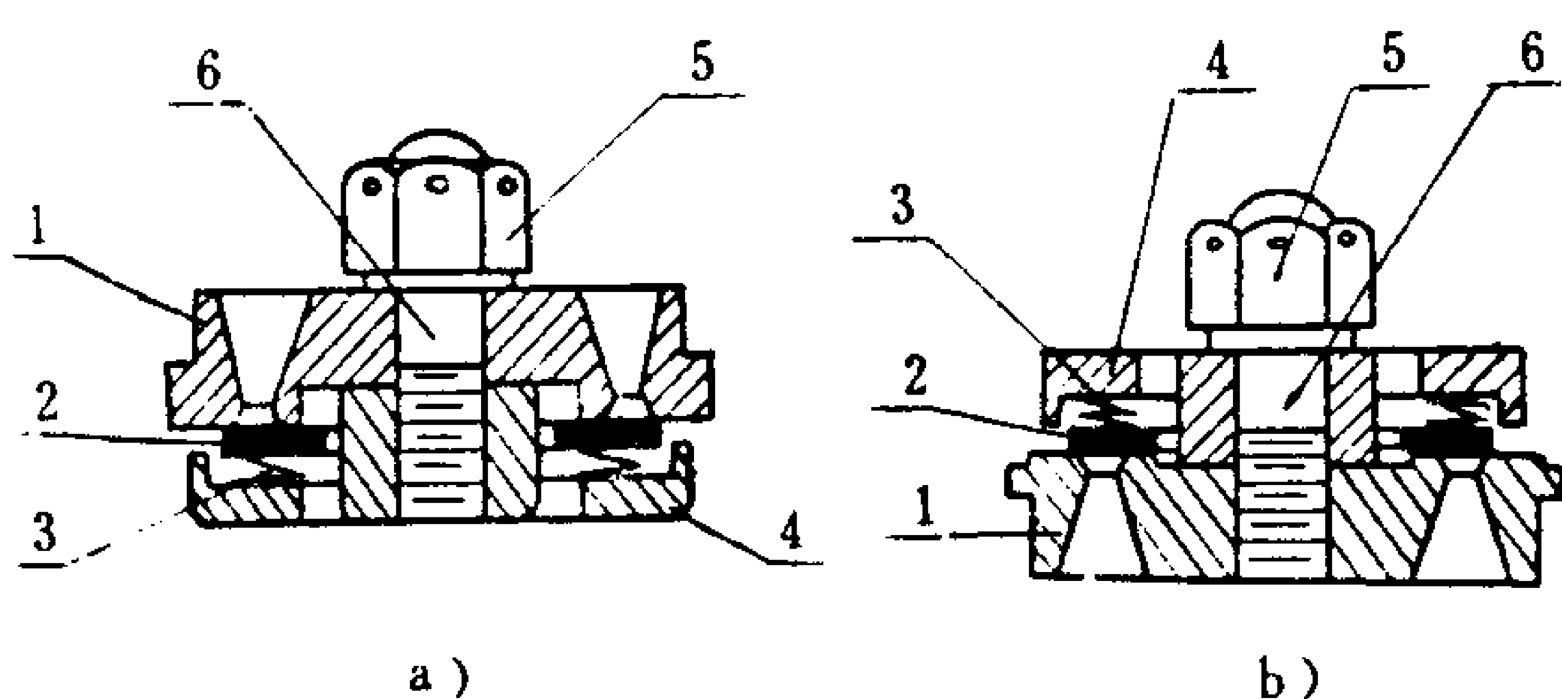


图 5.2.1-13 环片阀

a) 吸气阀；b) 排气阀

1-阀座；2-阀片；3-弹簧；4-升程限制器；5-螺母；6-螺栓

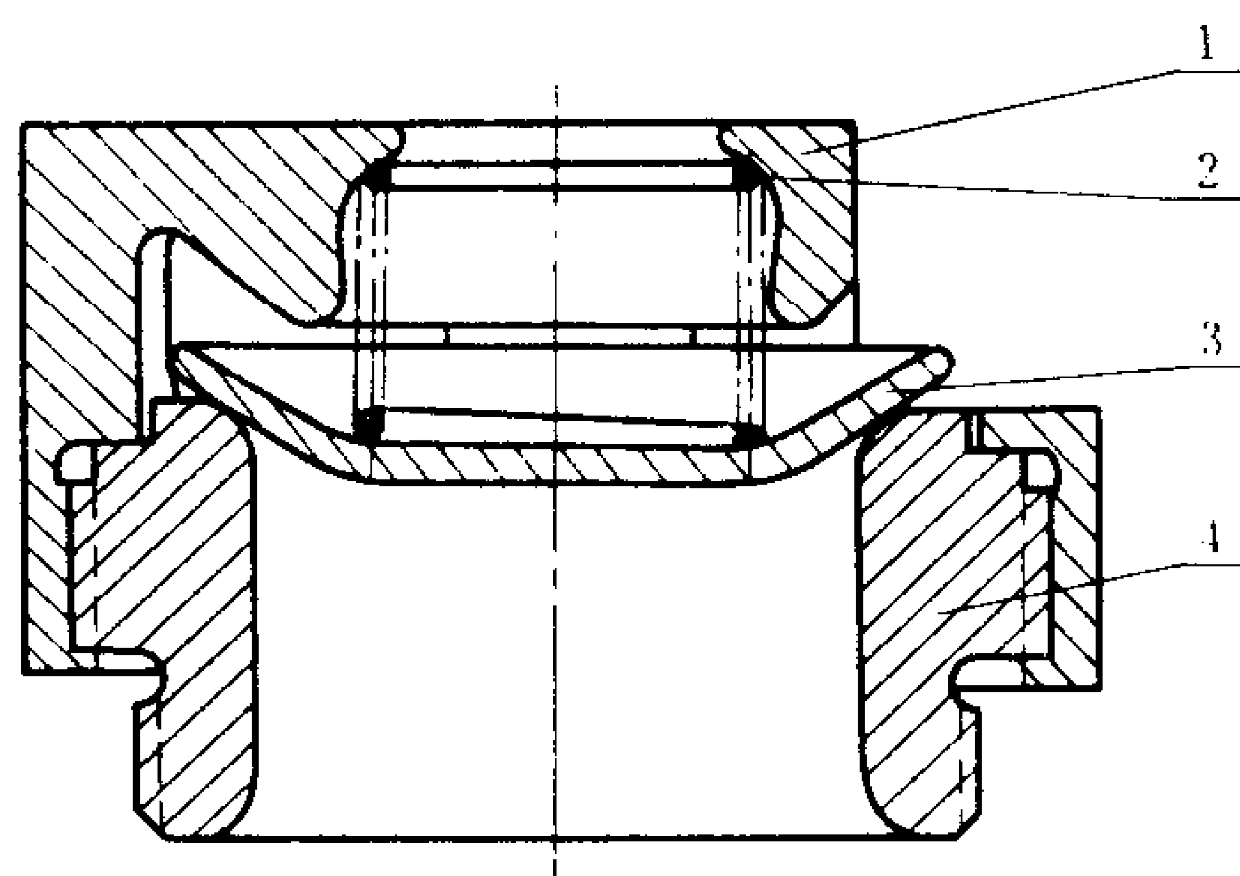


图 5.2.1-14 球面碟阀

1-升程限制器；2-弹簧；3-阀片；4-阀座

1）阀座　密封面必须平整而光滑。球面碟阀的密封面是球形，气流能顺畅通过并有扩压作用。阀座都用耐冲击的铸铁、合金铸铁、稀土球墨铸铁、青铜、锻钢等制成。

2）阀片　一般用强度高、韧性好、耐磨、耐腐的 30 CrMnSiA、12 Cr 2 Ni 3 A、38 CrMnSiA、3 Cr 13 等材料制成，也有用聚四氟乙烯和尼龙-6 的。工艺要求严格，经热处理使表面硬度达HRC 46～52，还要精磨。辉光离子氮化处理有较好效果。阀片应在保证强度的

前提下尽量减小厚度，以减小惯性。一般的厚度是0.8～3 mm。

3）弹簧　主要作用是使气阀关闭及时，并缓和阀片对升程限制器的冲击。要求材料有较高的抗疲劳强度，一般是50 CrVA、60 Si 2 Mn、65 Mn、60 Si 2 高级弹簧钢丝。弹簧片多是60 Si 2 钢片。弹簧的刚度和预紧力对气阀的运动关系很大，不能任意改变。常用气阀弹簧的形状和特性见表5.2.1-15（表中的图线表示弹力变化特性，L_0是弹簧的自由长度，ΔL是压缩量）。

表5.2.1-15　　气阀常用弹簧

类别	名称	形状和特性图	说明	应用
不变刚性弹簧	环形弹簧		弹簧直径大，旋绕比大，刚性小，全开和全闭时弹力相差较小，因质量大关闭时阀片有冲击	低转速空压机的环片阀
	柱形弹簧		弹簧直径小，旋绕比小，刚性较大，全开和全闭时弹力相差较大，但钢丝直径小，对腐蚀、缺陷敏感性大，易折断	球面碟阀和各种参数的环片阀
变刚性弹簧	锥形弹簧		两端直径不同，各圈旋绕比不同，刚性也不同，在外力作用下刚性逐渐变大，全开和全闭时的弹力相差很大，制造较复杂	各种参数的环状阀
	塔形弹簧		与锥形弹簧相似，但制造复杂	同锥形弹簧

4）升程限制器　气阀的升程取决于转速和气压，一般是2±0.2 mm，转速高时取较小值，由升程限制器限定。升程过小则能量损失增大，过大则阀片冲击严重。

4.4.2　故障和检修

1）密封不良　一般由磨损、脏污、锈蚀等造成。对环片阀阀片上的沟痕，可在平板上用研磨砂（膏）进行研磨修理。球面碟阀漏气时要换新。阀的漏泄可在阀上浇注煤油或轻柴油进行检查，密封良好时，不应漏油。

2）开关不及时　气阀阀片的正常运动情况如图5.2.1-15所示。图中1-2为开启阶段，2-3为全开阶段，3-4为关闭阶段。吸气阀和排气阀的晚开或早关，将引起排气量降低而比功增大，排气阀的晚关还会因空气倒流造成冲击。面积12341是气阀工作时的时面值，该面积要有保证。弹簧的弹力和阀片的升程、厚度是影响开关及时与否和时面值的因素，必须符合规定和要求。

3）破坏　阀片和弹簧都承受着脉动循环载荷，容易疲劳破坏。阀片还常因多次小能量撞击面产生疲劳破坏。磨损和腐蚀也是损坏的原因。弹簧和阀片是易损件，破坏后必须按规格换新。

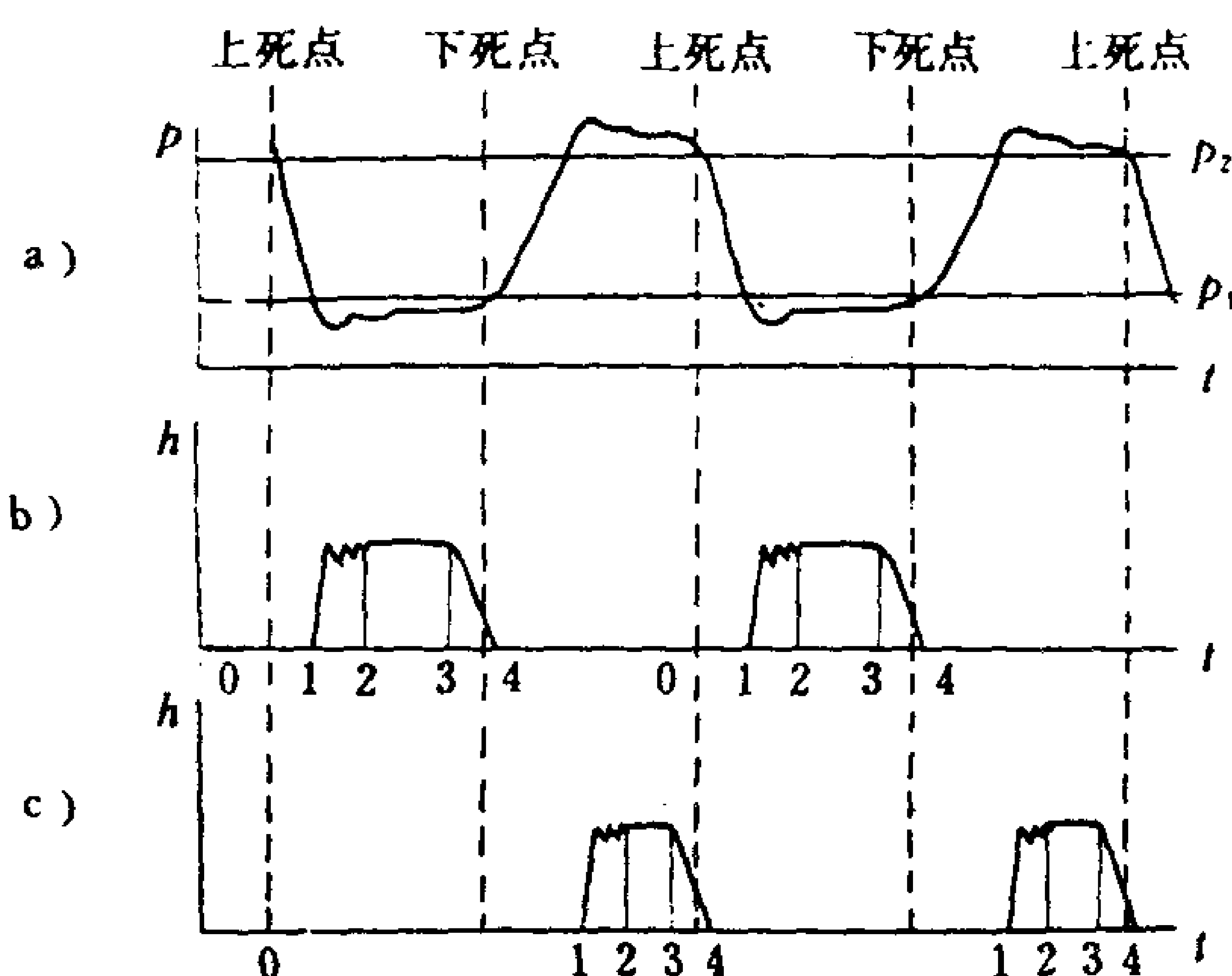


图 5.2.1-15　吸排气阀阀片的正常运动情况

a）气缸内压力变化；b）吸气阀片升程；c）排气阀片升程

5　系统和附属设备

5.1　冷却系统和设备

冷却系统包括压缩空气、气缸和滑油的冷却，常用冷却器通过水或风（空气）冷来实现。

1）冷却器　图 5.2.1-16 所示的盘管式冷却器，常安置在冷却水系统之中，用来冷却各种压力级的流量不大的压缩空气。当置于滑油之中并在管内通入冷水时，也可成为油冷却器。

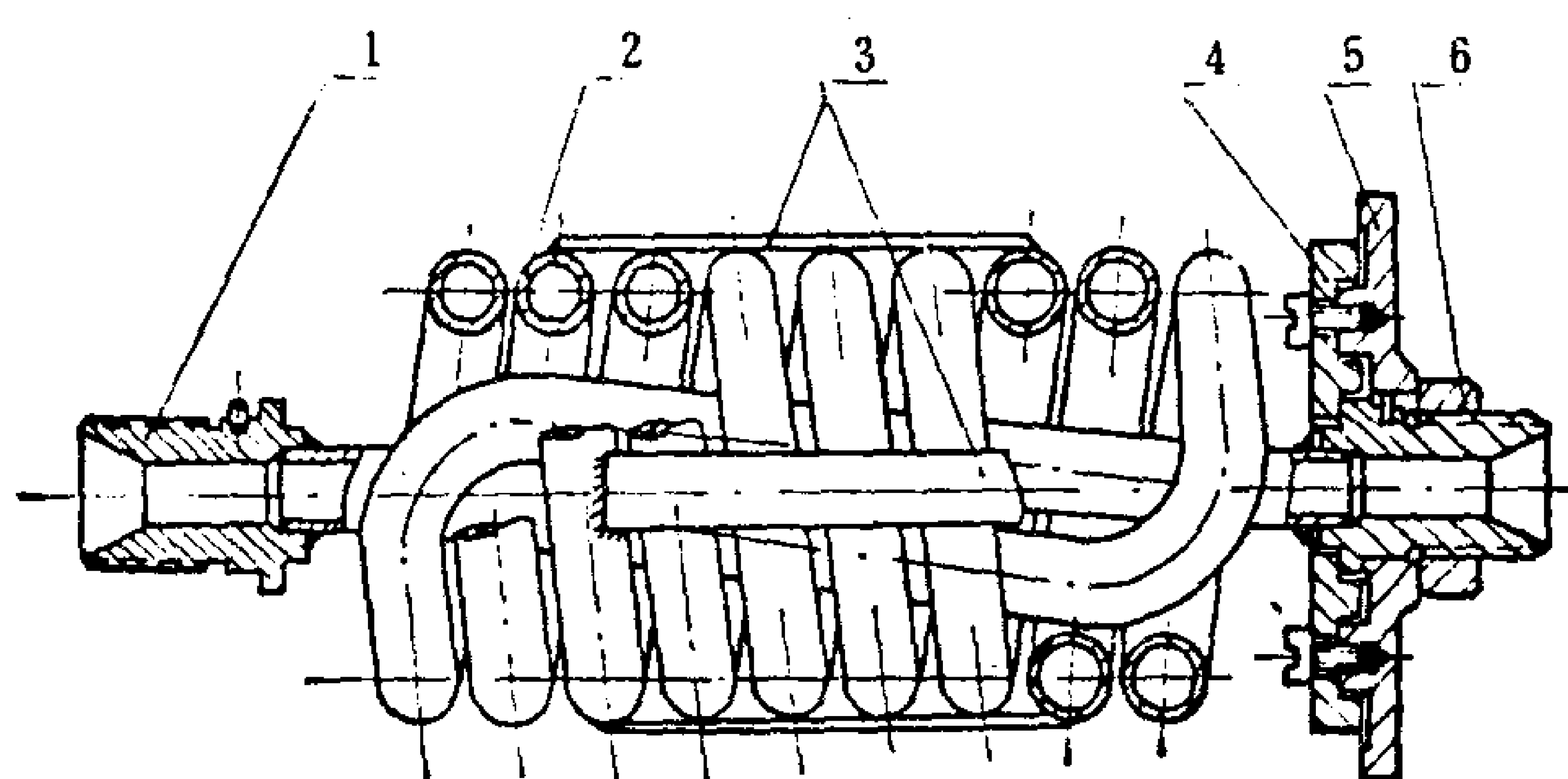


图 5.2.1-16　盘管式冷却器

1-压缩空气接头；2-冷却盘管；3-加固板条；4-防腐锌板；5-法兰；6-螺帽

图 5.2.1-17 所示为一种壳管式水冷冷却器，压缩空气在管外绕折流板样动，多见于低、中压。

冷却水由自身带动的水泵或船上的海水系统供给，采用风冷时则大多自带风扇。

2）检视和保安设备　水冷却系统中，有的装有视流计，用来检视有无冷却水供应，并可从冷却水中有无气泡来判断冷却器是否漏气。有些系统还装有橡皮安全膜，以防高压气外漏时可能造成的破坏危险。对于电动空压机，有装压力控制器或温度控制器的，在冷却水压低于规定值或气温超过规定值时，使空压机自动停车以保安全。

3）冷却水量自动调节阀　在某些离心泵供水的冷却系统中使用，借低压级中间冷却器出口处的空气压力来控制。当冷却不足而使气压偏高时，调节阀就自动开大以增加冷却水量；反之则自动关小以减少水量。

缸套冷却水温不宜低于与排气压力相对应的饱和温度，以防气缸中析水造成水击。冷却水的温升一般是 10～15℃，不应高过 20℃。冷却水的流速一般是 1～2 m/s。

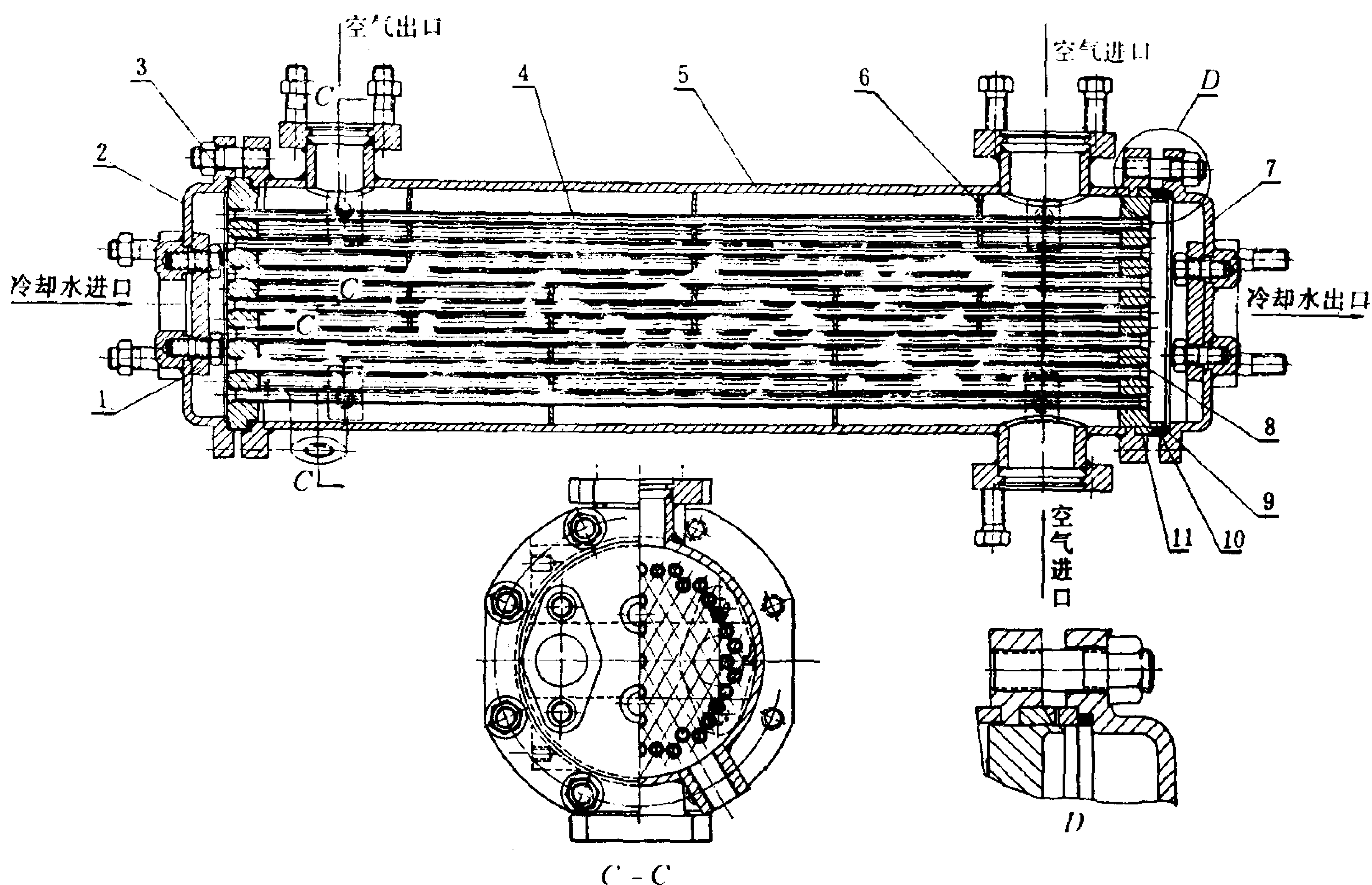


图 5.2.1-17　壳管式空气冷却器

1-锌板；2、7-端盖；3-螺帽；4-冷却管束；5-壳体；6-折流板；　8-管板（浮动）；9-封垫；10-压盖；11-导架

5.2　润滑系统和设备

5.2.1　曲轴连杆机构的润滑

1）润滑方式

（1）飞溅润滑　用装在连杆下端的油铲或油棒，或在曲轴上设置溅油环，将油溅至各润滑表面。飞溅润滑结构简单，但油无法滤清，而且油量无法调节，多用于小型和微型空压机。使用中必须保持曲轴箱有规定的油位。

（2）压力润滑　用油泵、滤清器、调压阀、冷却器等组成润滑系统，将压力油送至各需要润滑处。滑油经滤清并冷却后循环使用，油量可通过调压阀进行调节。系统上通常还装有压力控制器进行油压安全保护和报警，以及油压表、温度计等。

2）油泵和滤清器　油泵多为齿轮泵和转子泵，压力由调压阀调定。当油压高于调定值时，部分滑油就旁通流回曲轴箱。滤清器有粗滤器和细滤器两种。粗滤器一般为铜丝网式，仅能滤去 0.8 mm以上的颗粒；细滤器多为叠片式或类似结构，能滤出 0.07～0.15 mm的杂质。

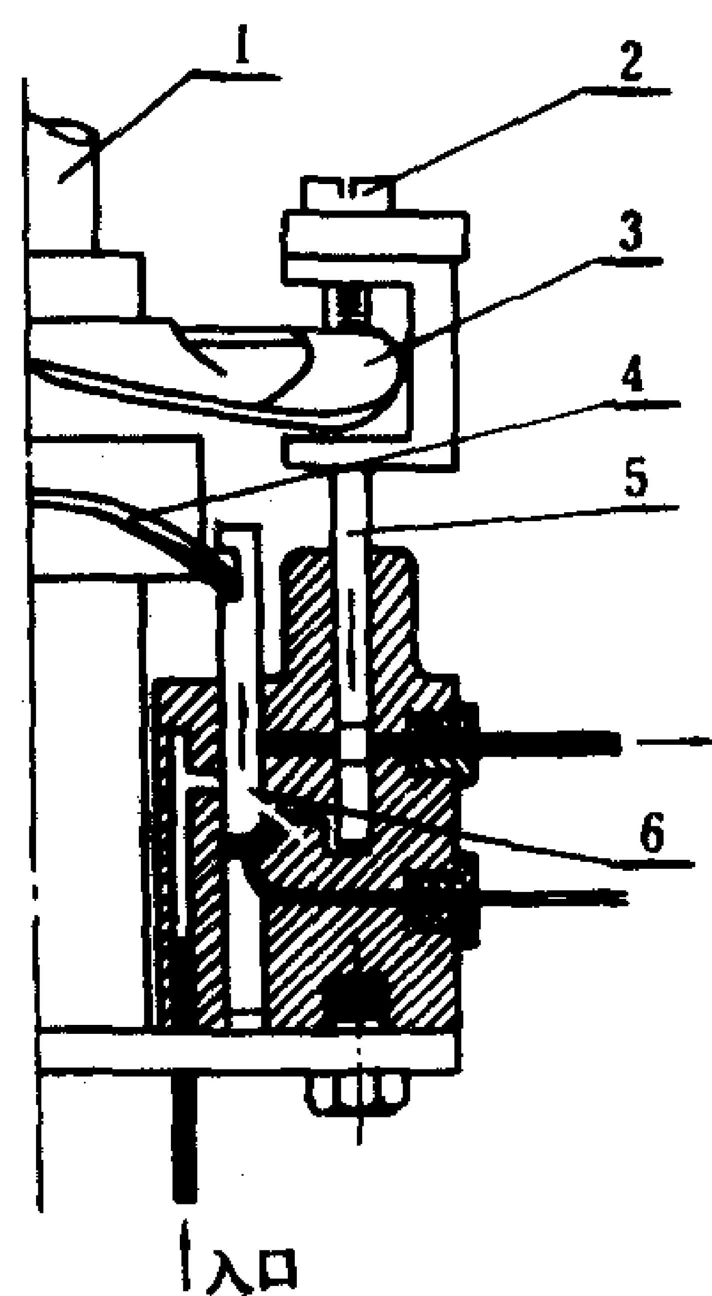


图 5.2.1-18　多柱塞注油器

1-工作轴；2-调节螺钉；3-工作圆盘；4-配油圆盘；5-工作柱塞；6-配油柱塞

5.2.2 气缸润滑

1)润滑方式 有飞溅润滑、压力润滑和油雾润滑三种。飞溅润滑用于与曲轴箱连通的气缸。压力润滑靠注油器将压力油通过油管送至气缸壁，油量是可调的。油雾润滑靠空气携带的油雾对气缸进行润滑，多用于飞溅不到的气缸壁。油雾有从曲轴箱吸取的，也有在吸气处滴入一定量滑油的。

2)注油器 图5.2.1-18是一种多柱塞注油器的简图。工作轴带动工作圆盘和配油圆盘旋转，使工作柱塞和分配柱塞作上下往复运动。在配油柱塞的配合下，适时地接通吸排油路而注油。注油量按滴数计算，可通过调节螺钉进行调整。多柱塞注油器可有多套工作柱塞和配油柱塞，分别向多处供油。注油器多通过棘轮机构或蜗轮蜗杆减速机构驱动。

5.2.3 其他润滑

对曲轴连杆和气缸润滑设备润滑不到的部位，常靠油杯用油脂进行润滑。

表5.2.1-16 压缩机润滑油性能指标

项目		性能指标 HS-13	性能指标 HS-19
运动粘度100℃，$10^{-6}m^2/s$		11~14	17~21
闪点（开口），℃，	不低于	215	240
酸值(未加添加剂时)，KOH mg/g，	不大于	0.15	0.10
氧化安定性(氧化后沉淀)，%，	不大于	0.3	0.02
腐蚀试验，g/m^2，	不大于	60	10
灰分，%：未加添加剂时，	不大于	0.015	0.010
加添加剂后，	不小于	—	0.08
水溶性酸或碱		无	无
机械杂质，%	不大于	0.007	0.007
水分，%		无	无

5.3 润滑油

压缩机的润滑油按SY 1216-77标准有HS-13和HS-19两种，性能指标见表5.2.1-16。在滑油中可加入抗积炭、抗氧化、抗锈蚀等添加剂以满足特殊要求。

HS-13润滑油主要用于低中压（$\leq 40\times10^5$Pa）空压机，HS-19则用于高压空压机。用于曲轴连杆机构的润滑油，闪点可略低，除可与气缸共同使用HS-13和HS-19外，还可使用20、30、40、50号机械油。在特殊情况下，可用11、14号柴油机油或10、15号汽油机油代替HS-13，用20号航空滑油代替HS-19。

5.4 排气量调节

排气量的调节分间接调节和连续调节两种方式。船用空压机的连续调节方法主要是改变转速，因原动机必须是变转速的，所以受到很大限制。通常都采用间接调节法，方式有使空压机间断

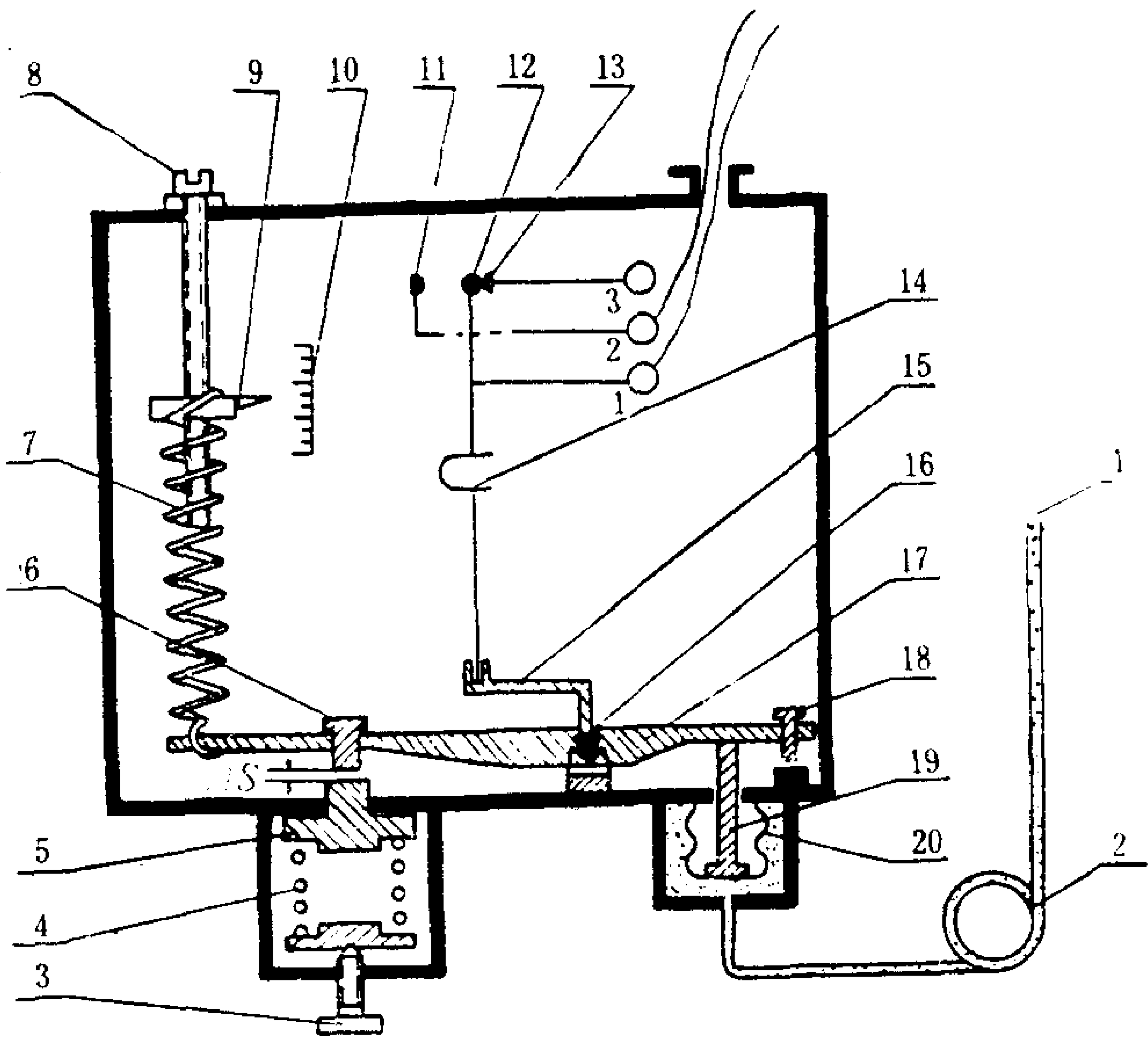


图5.2.1-19 YMK-50-C型压力控制器工作原理
1-测压点；2-传压管；3-幅差调节螺钉；4-幅差弹簧；5-弹簧座；6-螺钉；7-主弹簧；8-调节螺杆；9-指针；10-标尺；11、13-静触点；12-动触点；14-跳簧片；15-拨臂；16-支点；17-杠杆；18-止动螺钉；19-顶杆；20-波纹管

运行、顶开吸气阀、截止进气和使吸、排气管旁通等四种。

使空压机间断运行法可借压力控制器按贮气瓶内气压的变化控制电动空压机自行起动和停车，将气压维持在规定范围之内。

YMK-50-C型压力控制器(图 5.2.1-19)广泛用在船上。这种控制器设有主弹簧和幅差弹簧，调节比较方便。调节时，先调主弹簧(转动调节螺杆 8)，使指针指在所要求压力范围的下限数值上；再转动幅差调节螺钉 3，改变幅差弹簧的张力，通过幅差范围的改变，使压力范围的上限值也达到要求(幅差调节螺钉端部的刻度表示幅差值，数字变大表示幅差范围变大；反之则变小)。

顶开吸气阀法是靠卸荷机构把吸气阀阀片强制顶开，使该缸不能排气。卸荷机构可由人工操纵，也可由贮气瓶中的气压通过调节器自动控制。当排气量大于用气量使气瓶内的压力超过设定值时，调节器中的阀打开送气至卸荷机构，该气缸空转。当气瓶内的压力低于设定值时，工作空气从卸荷机构中放出，吸气阀恢复工作，气缸重新输气。

图 5.2.1-20 所示为活塞式卸荷机构，图 5.2.1-21 所示则为膜式卸荷机构。

图 5.2.1-22 和图 5.2.1-23 所示分别为弹簧式和重锤式压力调节器。

截止进气法是将吸气口遮断使之无法吸气。常用的遮断机构是一只双座阀，见图 5.2.1-24。双座阀可减小用于开关的力。当贮气瓶中的压力超过设定值时，压力调节器中的阀门打开，送气至伺服器活塞下方，推动活塞上行使双座阀关闭，进气口被遮断。

使吸、排气管旁通法虽然简单易行，但耗功较多，且易引起排温过高，船上使用不多。

5.5 卸荷起动机构

5.5.1 手动卸荷起动

起动前，人工操纵卸荷机构上的偏心手轮（图 5.2.1-20），把吸气阀强制顶开；或人工

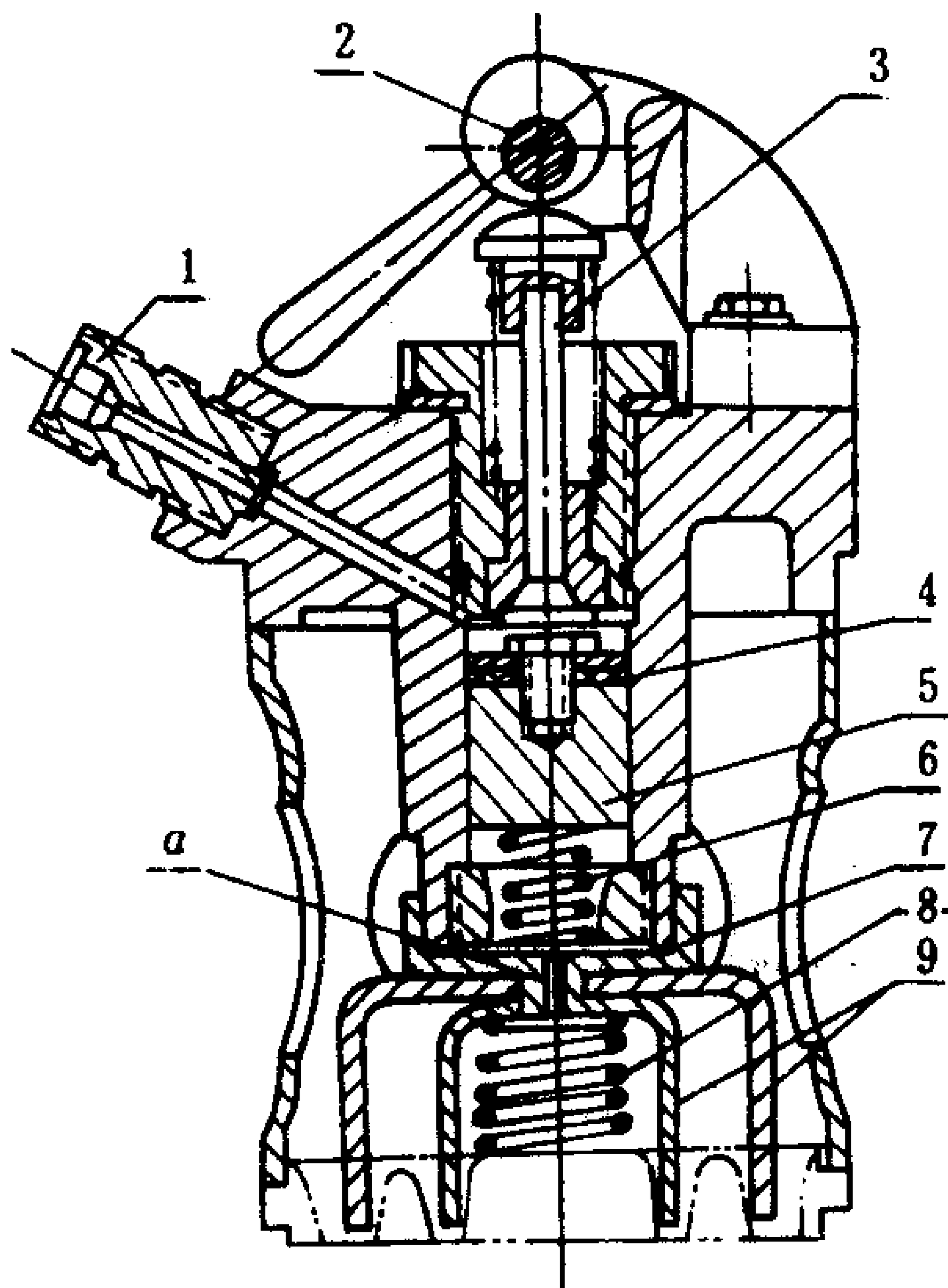


图 5.2.1-20 活塞式卸荷机构

1-管接头（从压力调节器引来工作空气）；2-偏心手柄（人工操纵时用）；3-顶杆；4-橡皮圈；5-活塞；6、8-弹簧；7-导筒；9-顶爪

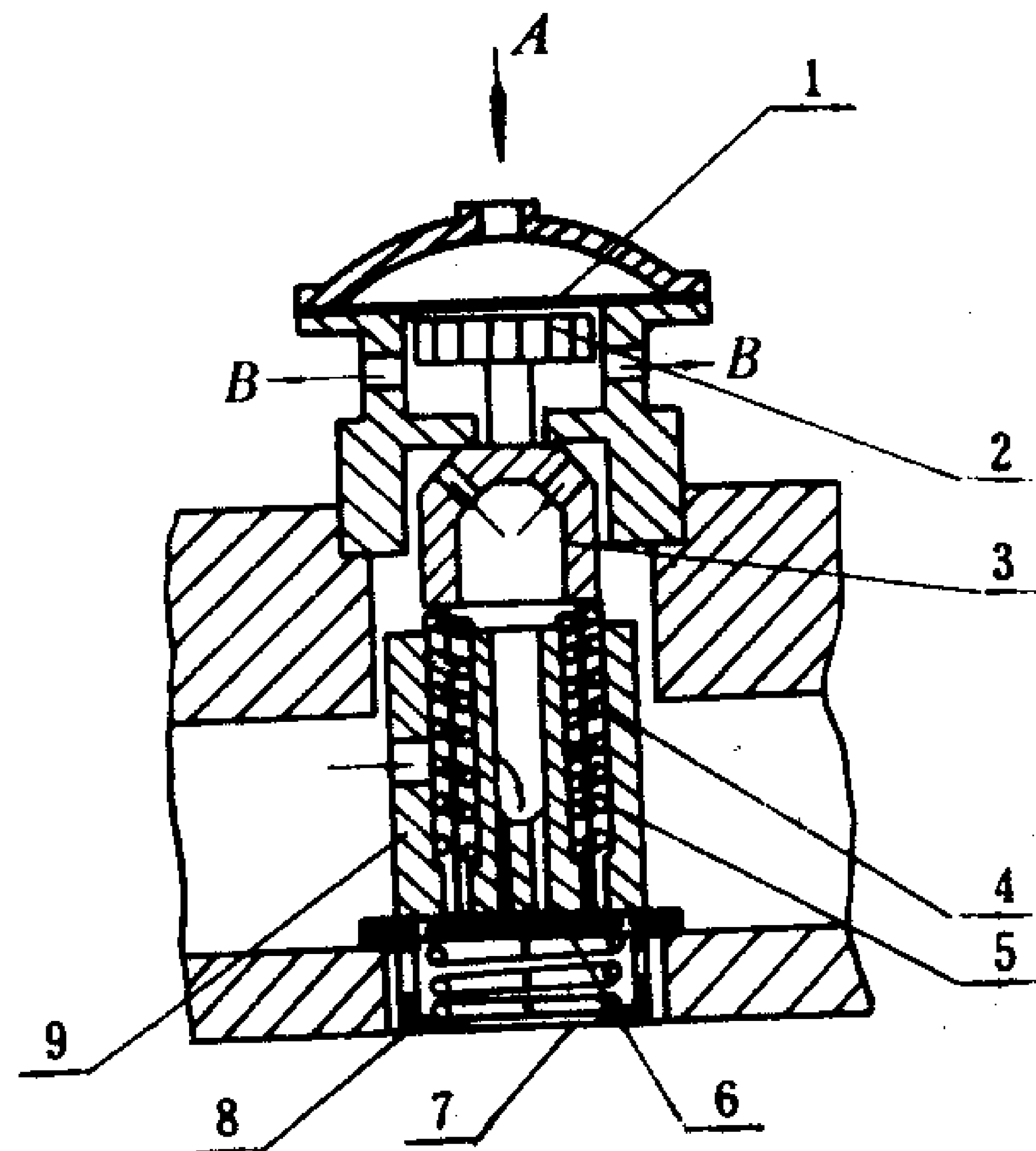


图 5.2.1-21 膜式卸荷机构

1-橡皮膜；2-传动件；3-溢气活塞；4-推杆；5-弹簧；6-吸气阀阀片；7-吸气阀弹簧；8-升程限制器；9-吸气阀阀座；*A*-从压力调节器来的工作空气；*B*-通大气

操纵遮断吸气口机构(转动图 5.2.1-24 中的手轮)而遮断吸气;或人工打开液气分离器上的泄放阀从而把各级的排气与大气接通。如此先让空压机空转,等转速升至额定值后,再经相反步骤操作,使空压机转入正常工作。

5.5.2 自动卸荷起动

在各级排气管上装设可以通向大气的电磁阀(一般和液气分离器上的自动泄放阀合用),起动时电磁阀先通电打开,实现空转,经过延时直至转速升到额定值,电磁阀又断电关闭,空压机则转入正常工作。

另一种方法是靠自动卸荷配气阀将压缩空气送至卸荷机构,自动地把吸气阀阀片强制顶开,实现空转,待转速升至额定值时又自动转入正常工作。

电磁式自动卸荷配气阀(图 5.2.1-25)靠电磁力控制一只三通阀,分别控制通向贮气瓶、卸荷机构和大气的三条通路。起动时,三通阀自动把贮气瓶到卸荷机构的气路接通,实现卸荷;转入正常工作时,则自动改换成卸荷机构

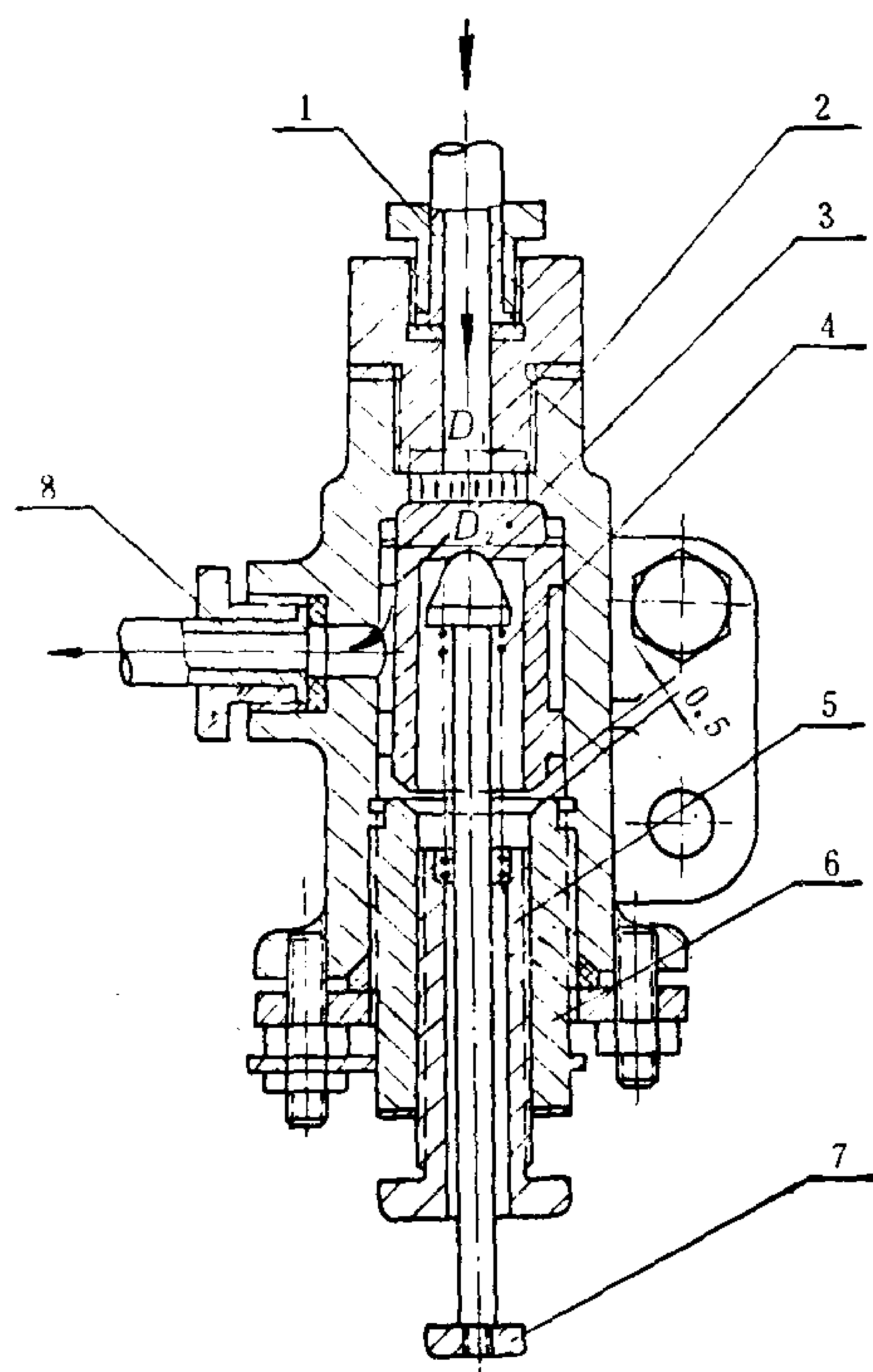


图 5.2.1-22 弹簧式压力调节器

1-接管(从贮气瓶引来压缩空气);2-外壳;3-阀芯;4-弹簧;5-调节螺丝;6-套筒;7-顶杆;8-接管(通往卸荷机构)

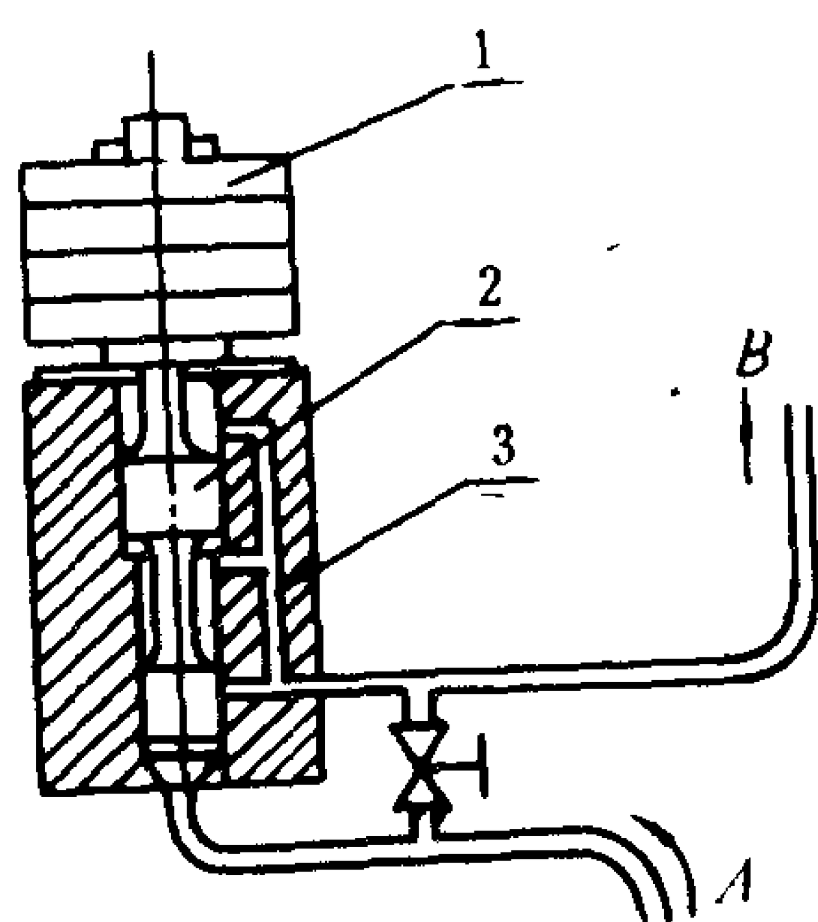


图 5.2.1-23 重锤式压力调节器

1-重锤;2-阀芯;3-放气通路;

A-来自贮气瓶的压缩空气;

B-通向卸荷机构

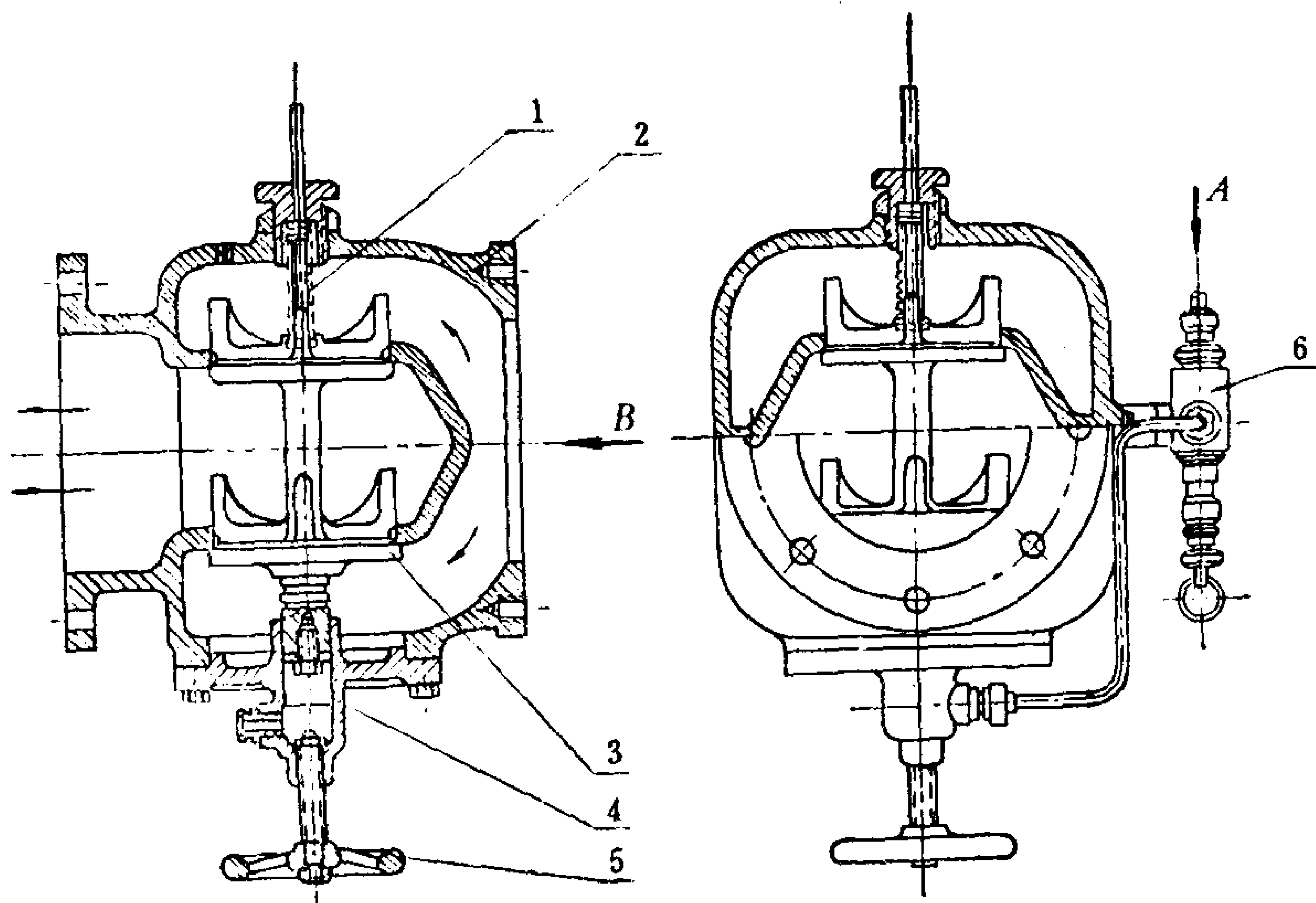


图 5.2.1-24 遮断吸气口机构

1-弹簧;2-阀体;3-阀;4-伺服器;5-手轮;6-压力调节器;

A-自贮气瓶来的高压空气;C-空气进口

表 8.1.2—5 **电力变压器的分类和符号**

型号中符号排列顺序	分　　类	类　　别	代表符号
1	线圈耦合方式	自耦	O
2	相数	单相 三相	D S
3	冷却方式	油浸自冷 干式空气自冷 干式浇注绝缘 油浸风冷 油浸水令 强迫油循环风冷 强迫油循环水冷	— G C F S FP SP
4	线圈数	双线圈 三线圈	— S
5	线圈导线材质	铜 铝	— L
6	调压方式	无励磁调压 有载调压	— Z

表 8.1.2—6 **调压变压器的分类和用途**

项　目	符　号	类　　别	用　　　　途
相数	S D	三相 单相	感应式调压器供需要调节电压、调节温度的地方用，可以在带负载情况下无级调节负载电压 自动电压调整器供作配电系统的稳定电压源 感应式移相器供离子整流、电解设备配套、作调整相角及仪表校验用 接触调压器，供实验室、农村和工业上作调节电压用，或与其他专用设备配套
冷却方式	F J G	风冷 油浸 干式	
调压方式	Ṫ TN TX A	调压 自动调压 移相调压 感应式调压	

表 8.1.2—7 **其它变压器的分类和用途**

名　称	符　号	类　别	用　　　　途
整流变压器	Z J K S D J	整流 电力机车用 电抗器 三相 单相 油浸	用于电力机车电源、电镀电源、直流调速和充电等

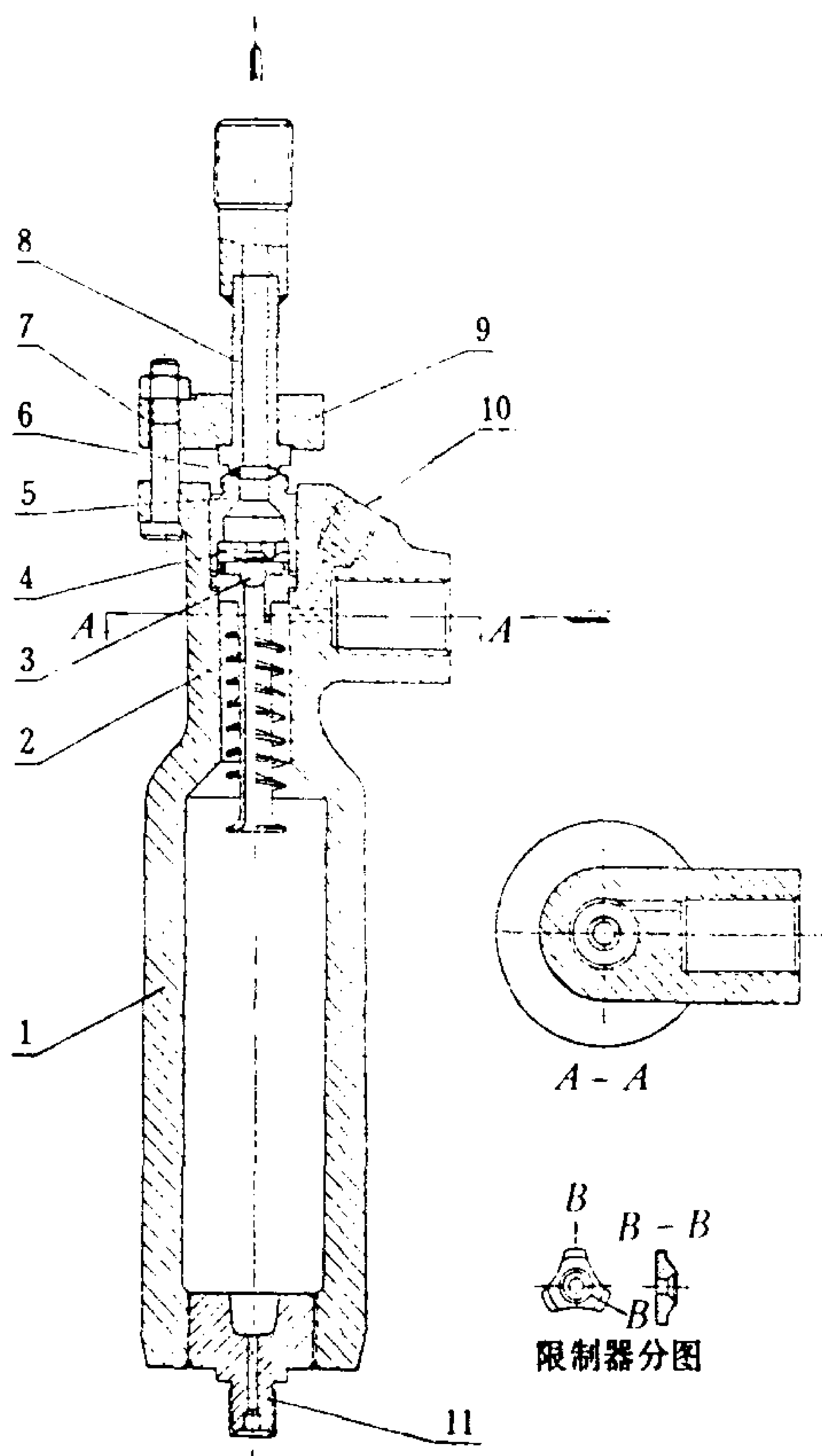


图 5.2.1-29　液气分离器之三

1-壳体；2-离心分离管；3-钢球；4-限制器；5-杯状接头；6-密封圈；7-螺栓；8-排气管；9-法兰；10-安全阀安装孔；11-泄放接头（接泄放阀）

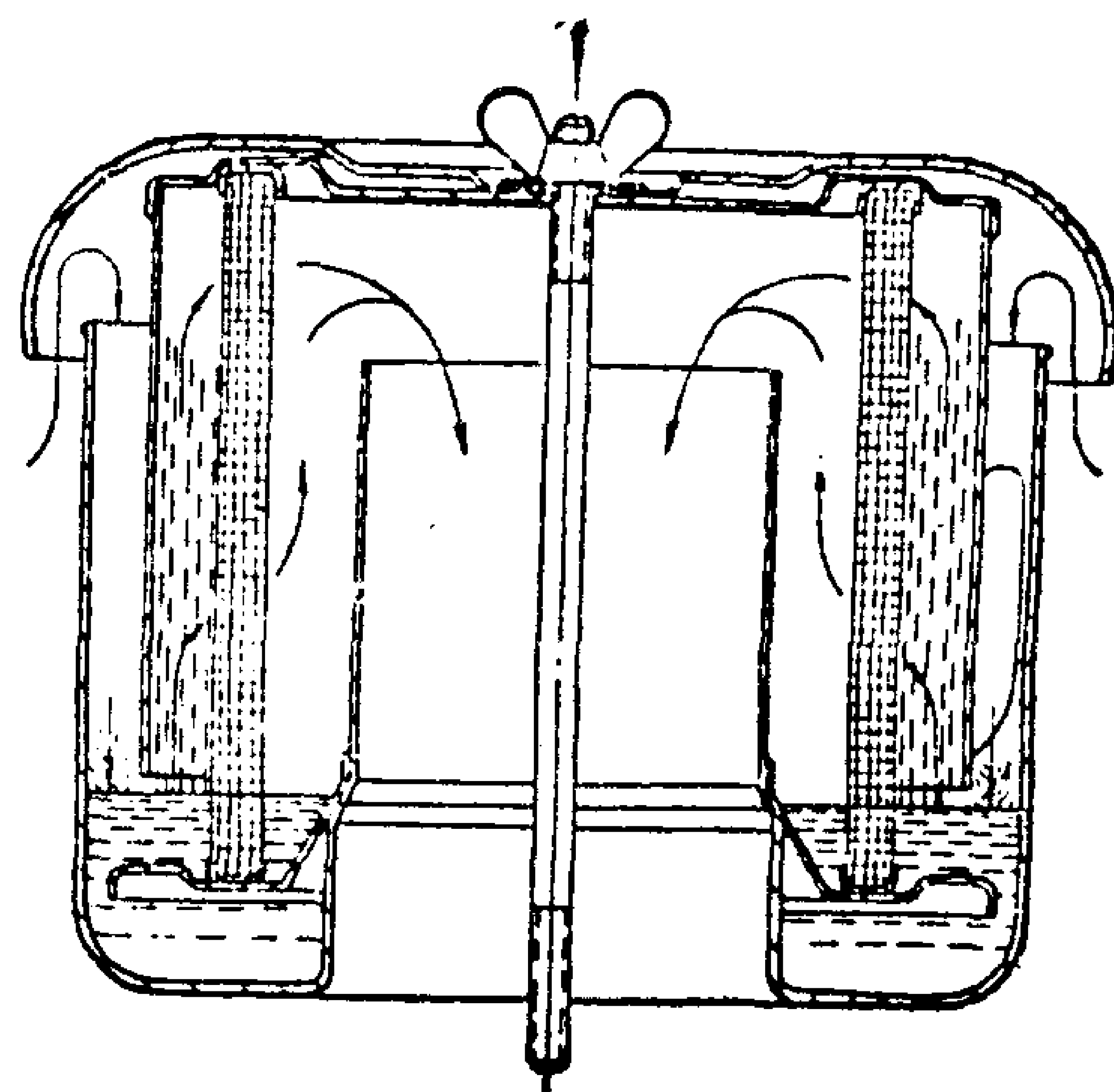


图 5.2.1-30　油浴式空气滤清器

5.6　液气分离器

图 5.2.1-27 所示的分离器靠气流转折进行分离。气流上行速度应不大于 1 m/s，并有足够高度，以提高分离效果。

图 5.2.1-28 所示的分离器主要靠气流折转撞击壁面进行分离。图 5.2.1-29 中的分离器主要靠离心力实现液气分离。

液气分离器分出的油和水，必须定期排掉，除人工进行泄放外，多靠电磁阀定时自动泄放。

5.7　空气滤清器

空气滤清器对于保证空压机的长期有效运行很有必要。它利用阻隔、惯性和吸附等方法，使吸进气缸的空气含尘量不大于 0.03 mg/m^3。

干式滤清器使用纤维层来滤去固体物质。图 5.2.1-30 所示是油浴式滤清器，主要由滤芯和油池组成。进入的空气经过气流转折，较大的颗粒落入下面的油层而被清除，较小的颗粒则在后面被阻隔。该滤清器的滤清效果较好。空气滤清器在使用中必须及时清理脏物，否则将增大气流阻力。

5.8　消声器

船用空压机要求把噪声降到声压级 90 dB（A）以下，消声措施主要是装设消声器和采用隔声罩，较为普遍的是装设进气消声器来消减进气压力脉动噪声。消声器可分下述三类：

1）阻性消声器

阻性消声器主要靠装设吸声材料等措施，使噪声能量被吸收或扩散。

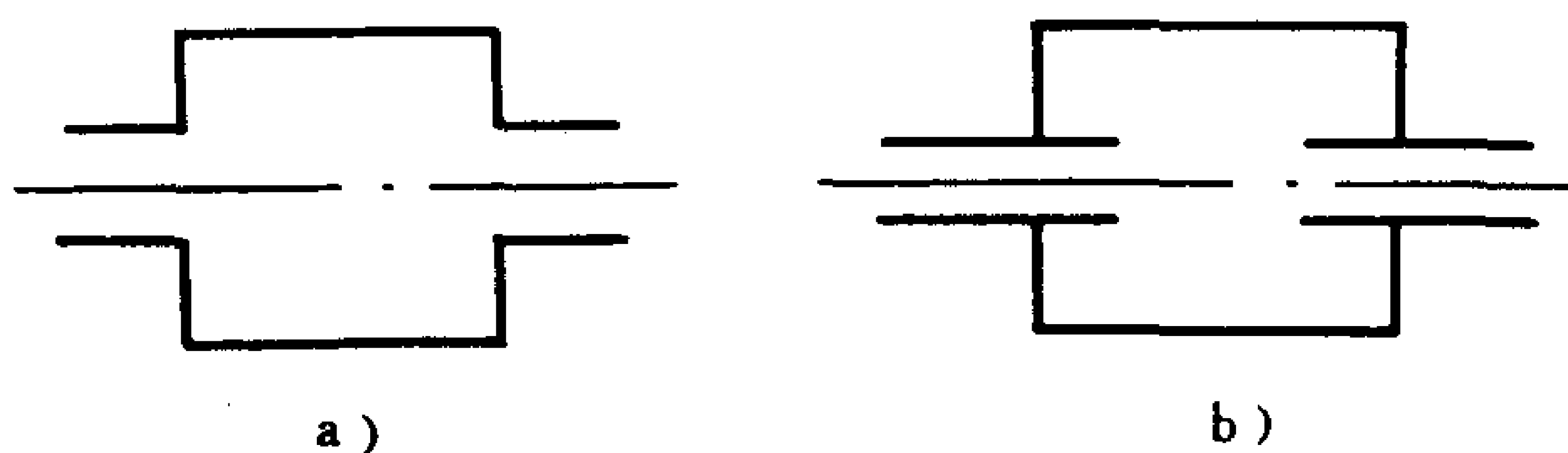


图 5.2.1-31　扩张室式消声器

a）单室式；b）带插入管的单室式

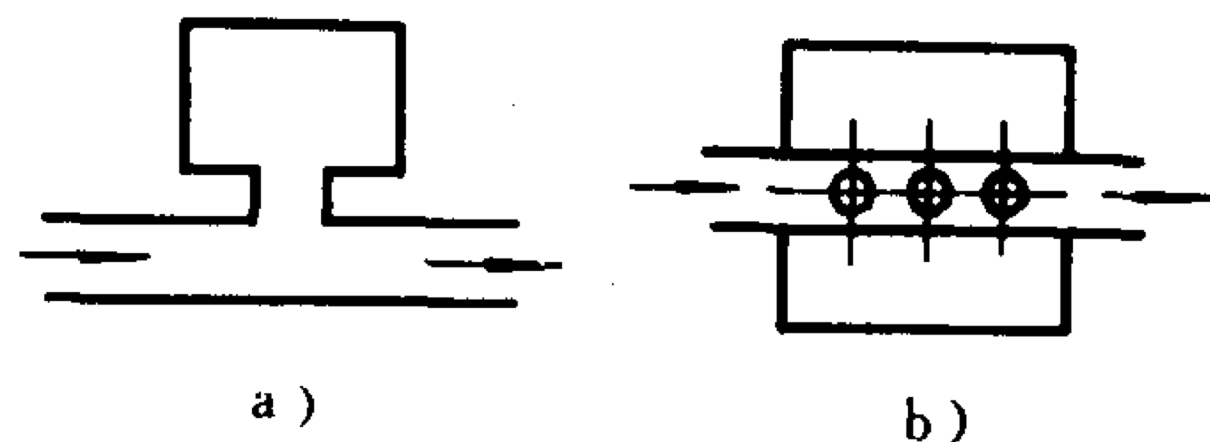


图 5.2.1-32　共振式消声器

a）旁支式；b）同心式

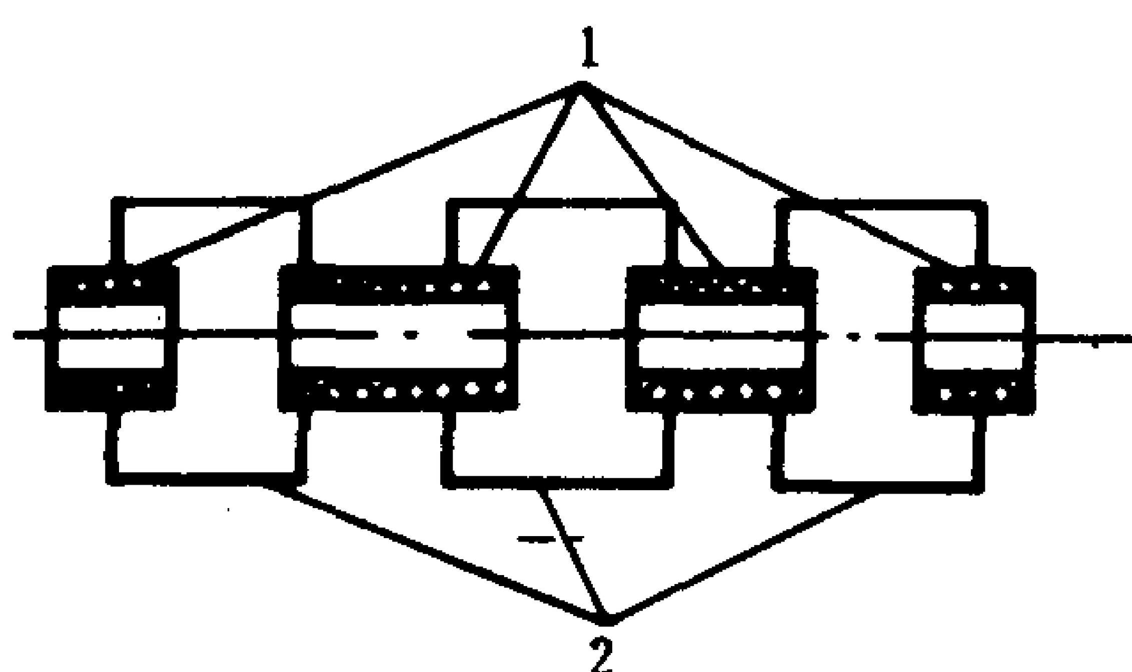


图 5.2.1-33　扩张室阻抗复合式消声器

1-多孔吸声材料；2-扩张室

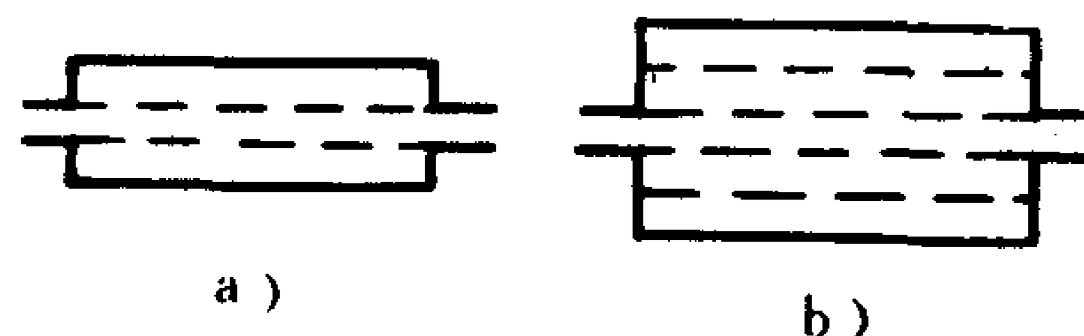


图 5.2.1-34　微孔板阻抗复合式消声器

a)单板；b)多板

2）抗性消声器

抗性消声器是使某些特定频率的噪声反射回到声源或得到大幅度的回收，它有扩张室式和共振式等几种。

图 5.2.1-31 中a)为单室扩张式消声器，b)为带插入管的单室扩张式消声器。后者的优点是对任何频率的声波都起消声作用。

图 5.2.1-32 所示为共振式消声器，它借共振腔使某些频率的噪声短路而消声。

3）阻抗复合式消声器

这种消声器可获得较宽频带的消声。图 5.2.1-33所示是扩张室阻抗复合式消声器，另一种是微孔板阻抗复合式消声器，见图 5.2.1-34。

空压机上使用的消声器主要是抗性的和阻抗复合式的。文丘里管进气消声器（图 5.2.1-35）属于抗性，消声效果较好。图 5.2.1-36 所示是 66-10 型空压机的进气消声器，右端是空气滤清器，其他部分是消声器，主要通过 3 个扩张室和共振腔等措施进行消声。图 3.2.1-37是VS 1.5 型空压机的进气消声器。

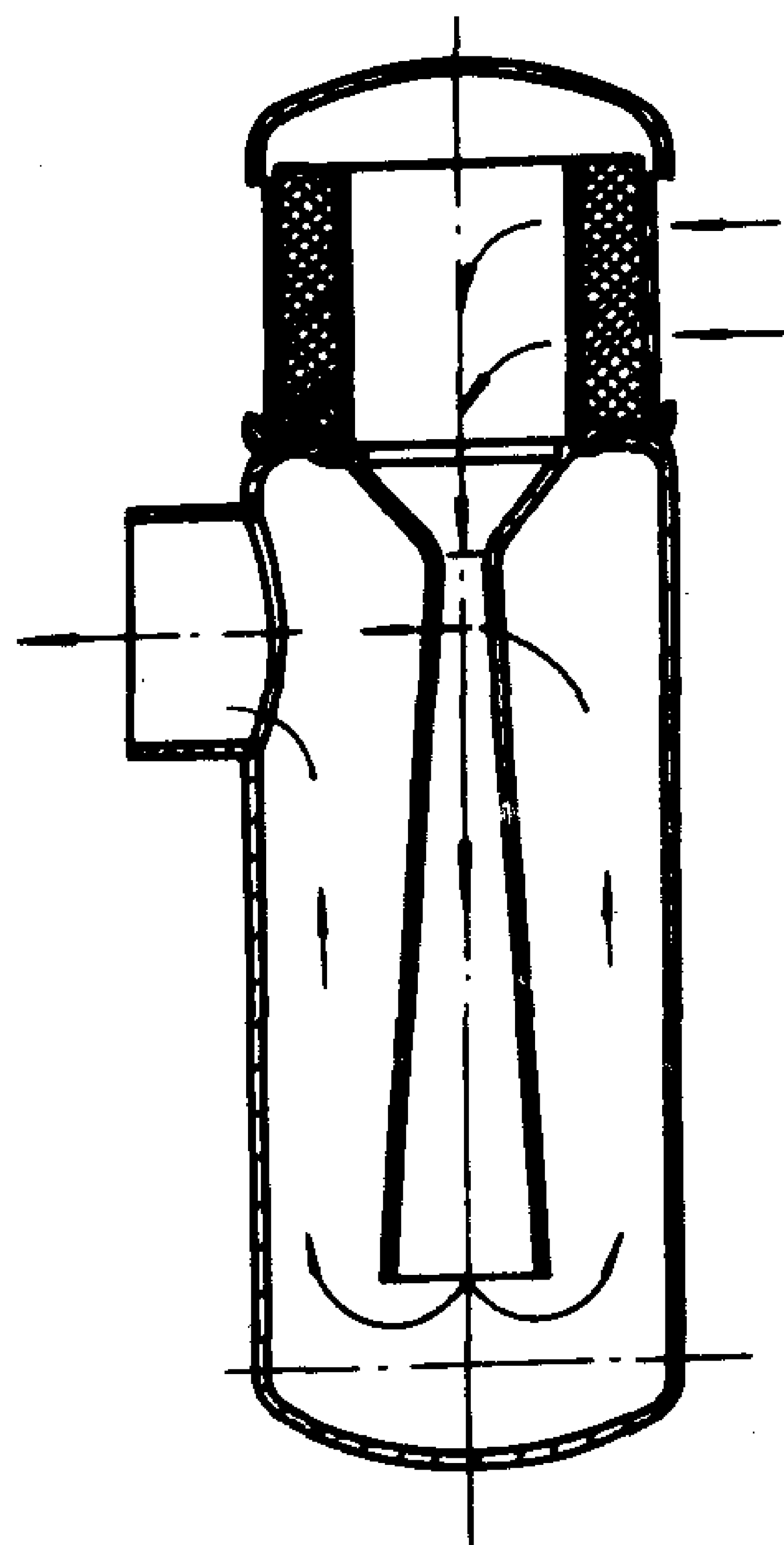


图 5.2.1-35　文丘里管进气消声器

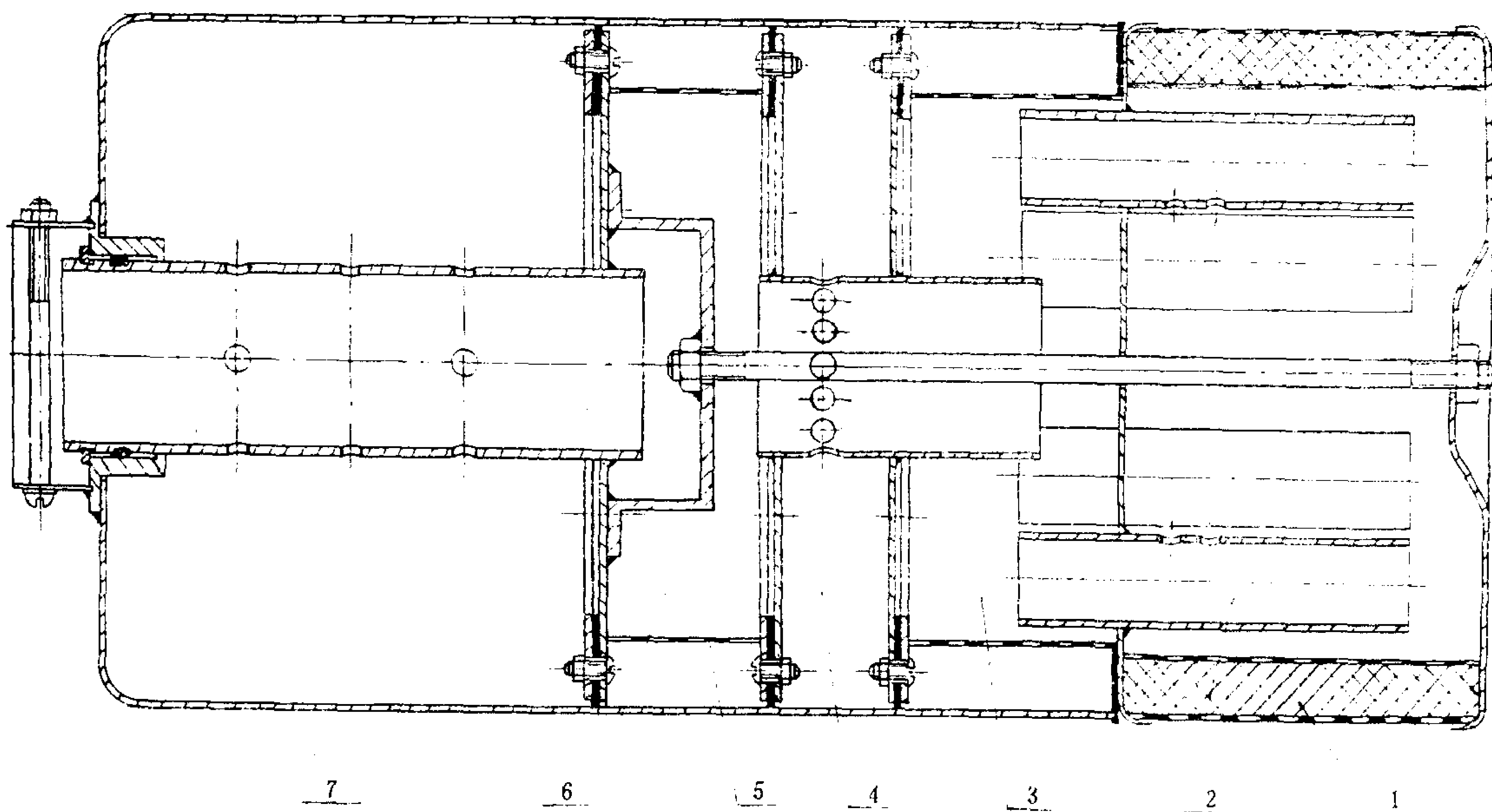


图 5.2.1-36　66-10 型空压机的进气消声器

1-空气滤清器；2-滤波管；3-第三扩张室；4-第二扩张室；5-定距环；6-第一扩张室；7-共振腔

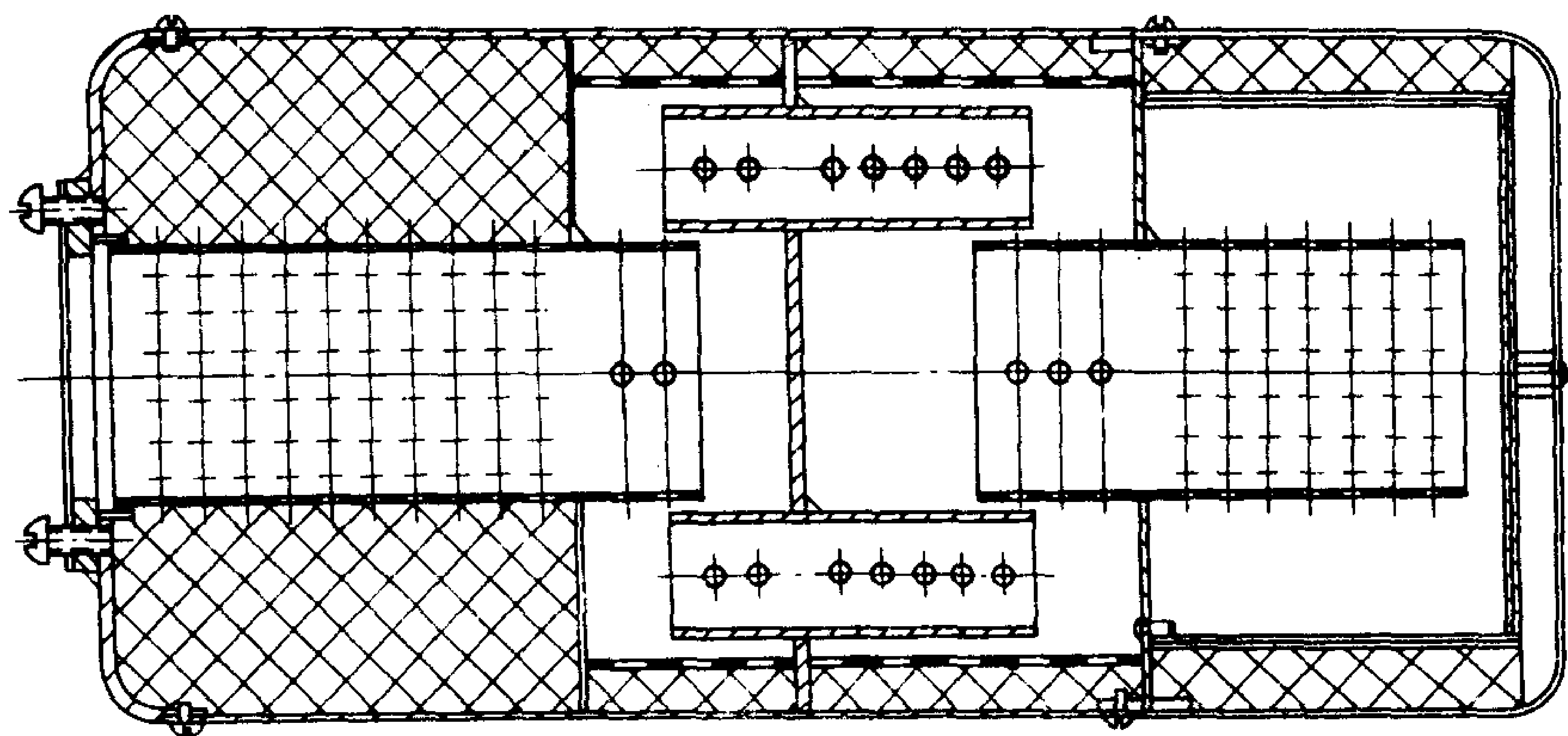


图 5.2.1-37　VS 1.5 型空压机的进气消声器

6　结构实例

6.1　船用空气压缩机的主要技术参数

船用空压机的主要技术参数见表 5.2.1-17。WP型为联邦德[illegible]AVER公司产品，LSHC型和HC型为日本田边的。

表 5.2.1-17

序号	型 号	结 构 型 式	排气量 吸入状态 m³/h	排气量 排出状态 min	排气压力 (0.98×10⁵Pa)	轴功率 kW	转速 r/min	气缸直径 mm 1级	2级	3级	4级
1	2Z1.25/25	立式、2级、2缸、级差活塞、水冷	54		25	13.6	1470	140	60		
2	0.34/30B	立式、2级、2缸、双列、水风冷两种	20.4		30	5.5	600	108	48		
3	CZ-10/30	立式、单列、2级、级差活塞、水冷	10		30	2.7	960				
4	CZ-20/30	立式、单列、2级、级差活塞、水冷	20		30	5	1000	102	90		
5	CZ-60/30	立式、单列、2级、级差活塞、水冷	60		30	15	750	155	138		
6	CZ-120/30	立式、单列、2级、级差活塞、水冷	120		30	30	750	155	138		
7	CV-240/30	V型、双列、2级、4缸、级差活塞、水冷	240		30	55	750	155	138		
8	CV-360/30	V型、双列、2级、4缸、级差活塞、水冷	360		30	90	1000	165	145		
9	CV-10/30		10		30	2.5	1000	105	45		
			12		30	3	1200	105	45		
			10		30	2.5	1000	105	45		
10	CV-20/30		20		30	5	1000	105	45		
			24		30	5.5	1200	105	45		
			90		30	20.5	750	175	150		
11	CZ-120/130-A		108		30	24.5	900	175	150		
			120		30	27	1000	175	150		
			144		30	32.5	1200	175	150		
12	CZ-240/30		180		30	42	750	175	150		
			216		30	50	900	175	150		
			240		30	53	1000	175	150		
			288		30	65	1200	175	150		
13	LSHC-20B		5.0~5.3		30	<1.6	1000	69.85	34.92		
14	LSHC-30A		13.5~14.2		30	<4.0	1000	88.9	34.92		
15	LSHC-40A		20.5~22		30	<5.5	1000	107.95	38.1		
16	WP110		91		30~35	20~20.5	970	152	136		
			110		30~35	24~24.5	1170	152	136		
			135		30~35	29.5~30.5	1450	152	136		

活塞行程 mm	冷却水耗量 kg/h	外形尺寸 mm	质量 kg		配套电机			电压 V	生产厂
			压缩机	机组	型号	功率 kW	转速 r/min		
120	700	1880×608×1365	566	1052	J 81-8	20	730	380	无锡压缩机厂
95		522×421×726（压缩机）	100		Z_2C-51/D_2 $JO_2H-42-4/D_2$	5.5	1500	220 380	南京机器厂
			70		Z_2C-41/D_2 JO_2-32-4/D_2	3		220 380	浙江机械厂 天津第二空压机厂
65	480	438×470×538（压缩机）	80		$Z_2C-41\ D_2$ $JO_2-112\ S-2$	5.5	3000	220 380	浙江衢州机械厂
110	1000	1500×707×1200 1345×535×1200	380	1000 900	Z_2C-82/D_2 JO_2H-72-8/D_2	17	750	220 380	天津空压机厂
110	2000	2200×915×1350 2000×645×1300	585	1755 1303	Z_2C-101/D_2 JO_2H-91-8/D_2	40	750	220 380	南京绿州机器厂 天津空压机厂
110	4000	2180×1340×1580 2091×1340×1250	870	2265 1766	JO_2H-92-8	55	750	220 380	同上
110	6000	2200×1200×1290	910	1930	JR_3-280-6-H	90	975	220 380	南京绿州机器厂
38		940×570×540			Y 132 S-6-H（50 Hz）	3			
38		940×570×540			Y 132 S-6-H（60 Hz）	3			
38		1200×575×585			X 175 柴油机	4 PS			
65		1000×570×540			Y 132 M 2-6-H（50 Hz）	5.5			
65		1000×570×540			Y 132 M 2-6-H（60 Hz）	5.5			
120		1485×870×1450			Y 225 M-8-H（50 Hz）	22			
120		1580×986×1450			Y 250 M-8-H（60 Hz）	30			
120		1485×870×1450			Y 225 M-6-H（50 Hz）	30			
120		1580×986×1450			Y 250 M-6-H（60 Hz）	37			
120		1990×780×1485	950		Y 280 M-8-H（50 Hz）	45			
120			950		Y 315 S-8-H（60 Hz）	55			
120		1990×780×1485	950		Y 280 M-6-H（50 Hz）	55			
120			950		Y 315 S-6-H（60 Hz）	75			
50.8		880×420×780	42～45		JO_2H-31-4	2.2			
76.2		1140×520×810	90～95		JO_2H-42-4	5.5			
76.2		1140×550×803	95～1000		JO_2H-42-4	5.5			
120	810	630×763×1187（压缩机）							
120	990	630×763×1187（压缩机）							
120	1230	630×763×1187（压缩机）							

序号	型　号	结　构　型　式	排气量 吸入状态 m³/h	排气量 排出状态 min	排气压力 (0.98×10⁵Pa)	轴功率 kW	转速 r/min	气缸直径 mm 1级	2级	3级	4级
17	WP 220		191 230 290		30～35 30～35 30～35	41～42 48.5～50 64～65.5	970 1170 1450	152 152 152	136 136 136		
18	1-0.433/60 (20 K-1)	立式、双列、2级、级差活塞、水冷	26		60	8	500	100	35		
19	CZ-0.27/150 (K_2-150)	立式、单列、3级、级差活塞、水冷	16	2	150	7.5	1000	128	110	25	
20	CZ-0.41/150	立式、单列、3级、级差活塞、水冷、	24.6	3	150	9	1500	128	110	25	
21	CZ-0.81/150	立式、单列、3级、级差活塞、水冷	48.6	6	150	20	3000	128	110	25	
22	VF-206	V型、3级、风冷、手抬式	6		200	5 HP	1500	52	28	13	
23	VS-275	V型、4级、级差活塞、水冷	75		200	27	1460				
24	VF-1.25/200	V型、4级、级差活塞、风冷	75		200	27	1460				
25	CV-2/200	V型、4级、级差活塞、水冷	(108)		200	35.5～50	1100～1450	130	113	38	24
26	CV-4/200	V型、4级、级差活塞、水冷	(196)		200	65～85	2200～2850	135	116.5	40	24
27	1 K	立式、4级、级差活塞、水冷		6	200	23.5	550	185	130	60	28
28	ЭK-15	立式、4级、级差活塞、水冷	180	15	200	38	550	240	160	75	35
29	VS 1,5-(I)	V型、4级、级差活塞、水冷	(200)		200	68～80	1300～1600	150	125	50	26
30	VS 1.5-(Ⅲ)	V型、4级、级差活塞、水冷	200		200	75	1450	150	125	50	26
31	66-10	V型、4级、级差活塞、水冷	(188)	(10) (18)	400 200	75～85	1150～1450	155	136	42	25
32	66-10-1	V型、4级、级差活塞、水冷	196		400 200	90	1450	155	136	42	25
33	66-10-2	V型、4级、级差活塞、水冷	(200)		400 200	70～85	1150～1450	155	136	42	25
34	CA 10	立式、单级、双列、风冷	0.5		7～9		1250～1350				

续上表

活塞行程 mm	冷却水耗量 kg/h	外形尺寸 mm	质量 kg 压缩机	质量 kg 机组	配套电机 型号	配套电机 功率 kW	配套电机 转速 r/min	电压 V	生产厂
120	1680	964×763×1275(压缩机)							
120	2040	964×763×1275(压缩机)							
120	2670	964×763×1275(压缩机)							
100	3000	$\frac{1300\times750\times1250}{1300\times750\times1150}$	370	$\frac{650}{622}$	$\frac{Z_2C\text{-}61/D_2}{JO_2H\text{-}52\text{-}4/D_2}$	10	1500	$\frac{220}{380}$	
40	600	$\frac{1121\times544\times695}{1030\times485\times645}$	137	$\frac{331}{260}$	$\frac{Z_2C\text{-}62/D_2}{JO_2H\text{-}61\text{-}6/D_2}$	$\frac{7.5}{10}$	1000	$\frac{220}{380}$	
40	900	540×546×1047(压缩机)	142		交直流电动机，柴油机				
40	1080	1200×485×780（电动机组）	100		交直流电动机，柴油机				
36		920×470×625	30	80	F-175 汽油机	5 PS			
					JO_3-93	30			
					JO_2H-72	30			
75	3000	1670×680×1110		1150	ZKY-7				
75	6000	1670×680×1110		1050	ZKY-4				
110	900	1715×925×1295	700	1685					
150	1800	2085×910×1535	1200	2850					
100		1860×860×1250	800	1400	ZKY-10				
100		1710×860×1250	800	1400	JO_2H-93-4-A	75			
100	6000	1900×800×1190	550	2350	ZKY-10				
100	6000			1800	JRH 91-4-90	90			
100	6000	1980×960×1325	550	2150	ZKY-10				
38		320×330×340	21						

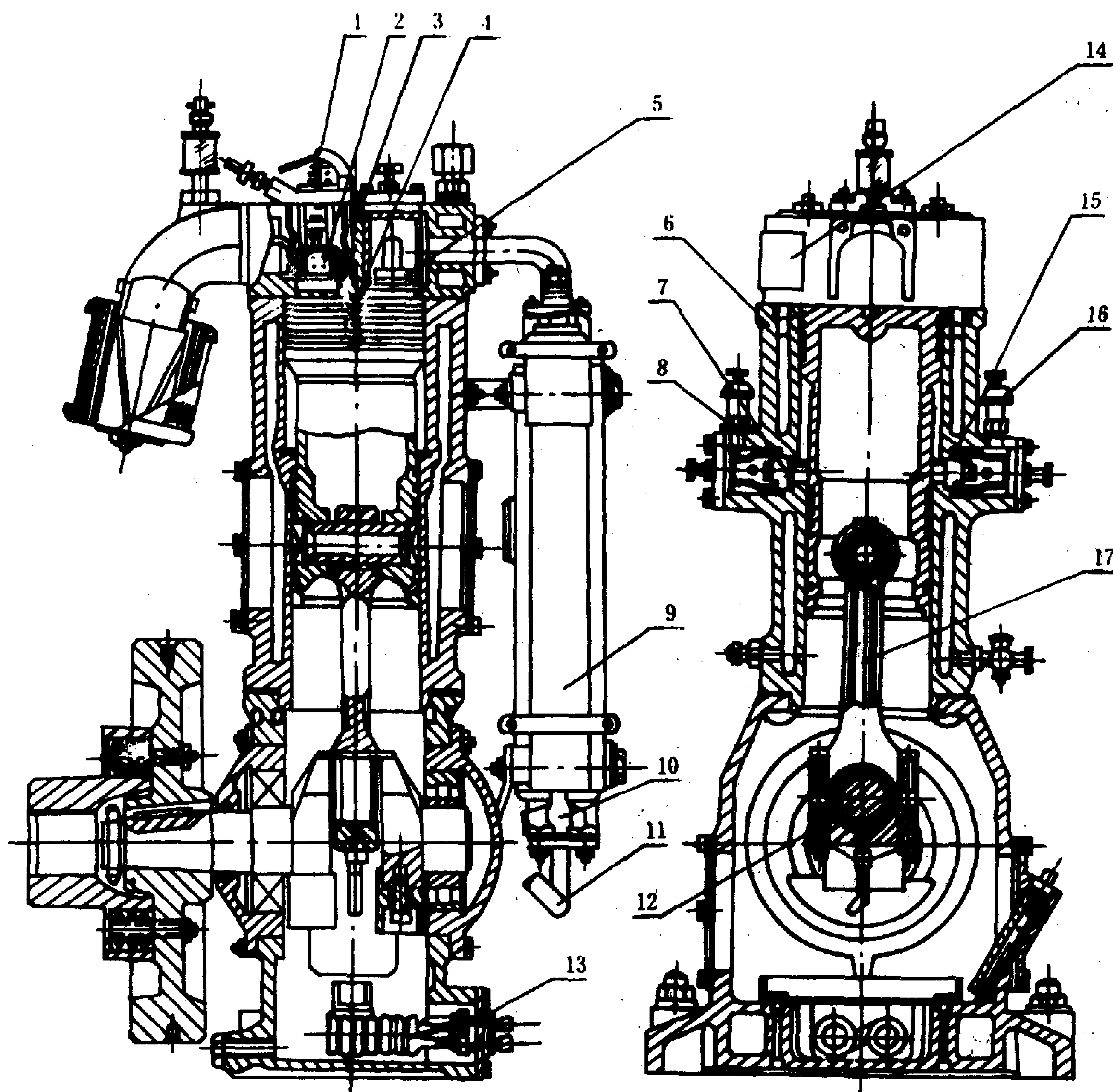


图 5.2.1-38　CZ 60/30 型空压机

1-卸荷机构；2-一级吸气阀；3-气缸盖；4-活塞；5-一级排气阀；6-气缸；7-二级吸气阀；8-一级安全阀；9-空气冷却器；10-液气分离器；11-管系；12-曲轴；13-滑油冷却器；14-铭牌；15-二级排气阀；16-二级安全阀；17-连杆

6.2　CZ 60/30 型空气压缩机

CZ 60/30 型空压机是船用活塞式中压空压机系列产品，为立式、2 级、单列、级差活塞、水冷式空压机，见图 5.2.1-38。

气阀是环片式，一级和二级气阀的升程分别是 3 mm和 2.1 mm。每级都有一个安全阀。

续上表

型号	额定电压(V)	额定容量(VA)			最大容量(VA)	接线方式	附注
		0.5级	1级	3级			
JDZJ-10	$\frac{11000}{\sqrt{3}}/\frac{100}{\sqrt{3}}/\frac{100}{3}$	40	60	150	300	1/1/1-12	用三台取代老产品JSJW型,但不能作单相运行
JDZJ-15	$\frac{138000}{\sqrt{3}}/\frac{100}{\sqrt{3}}/\frac{100}{3}$	40	60	150	300	1/1/1-12	
JDZJ-15	$\frac{15000}{\sqrt{3}}/\frac{100}{\sqrt{3}}/\frac{100}{3}$	40	60	150	300	1/1/1-12	
JDZJ-35	$\frac{35000}{\sqrt{3}}/\frac{100}{\sqrt{3}}/\frac{100}{3}$	150	250	600	1200	1/1/1-12	

2.7.3 电流互感器

表 8.1.2-14 **电压互感器型号字母含义**

字母排列顺序	代 号 含 义
1	J——电压互感器
2	D——单相 S——三相 C——串极式
3	J——油浸式 C——瓷箱式 Z——浇注式 G——干式 R——电容分压式
4	B——有Z形接线补偿线 J——接地保护 W——三线圈三相柱旁轭式铁心结构

1)工作原理　电流互感器是一个变流器,将电路中的大电流变成小电流,供给测量仪表及继电器的电流线圈,二次侧额定电流为5A。

电流互感器的一次电流 I_1 与二次电流 I_2 间存在着下列关系:

$$I_1 \approx \frac{N_2}{N_1} \cdot I_2 = K_i \cdot I_2$$

式中:N_1、N_2——分别为电流互感器一、二次侧线圈匝数;

K_i——变流比,表示一、二次额定电流比。

2)分类　按一次线圈匝数分有单匝式和多匝式;按一次侧电压分有高压和低压;按准确度分有0.5、1、3、10五个等级。

3)接线方式　见图8.1.2-43。

(1)一相式接线　用于负荷平衡的三相电路,电流表反映的是相电流。

(2)两相电流差接线　用于三相三线制电路,电流表反映二相电流的相量差值,在三相平衡负荷时,为相电流的$\sqrt{3}$倍。

(3)零序接线　用于零序保护,通过电流表的是三相电流之和,即零序电流。

(4)两相V形接线　用于三相三线制电路中,三个电流表分别反映三相电流。

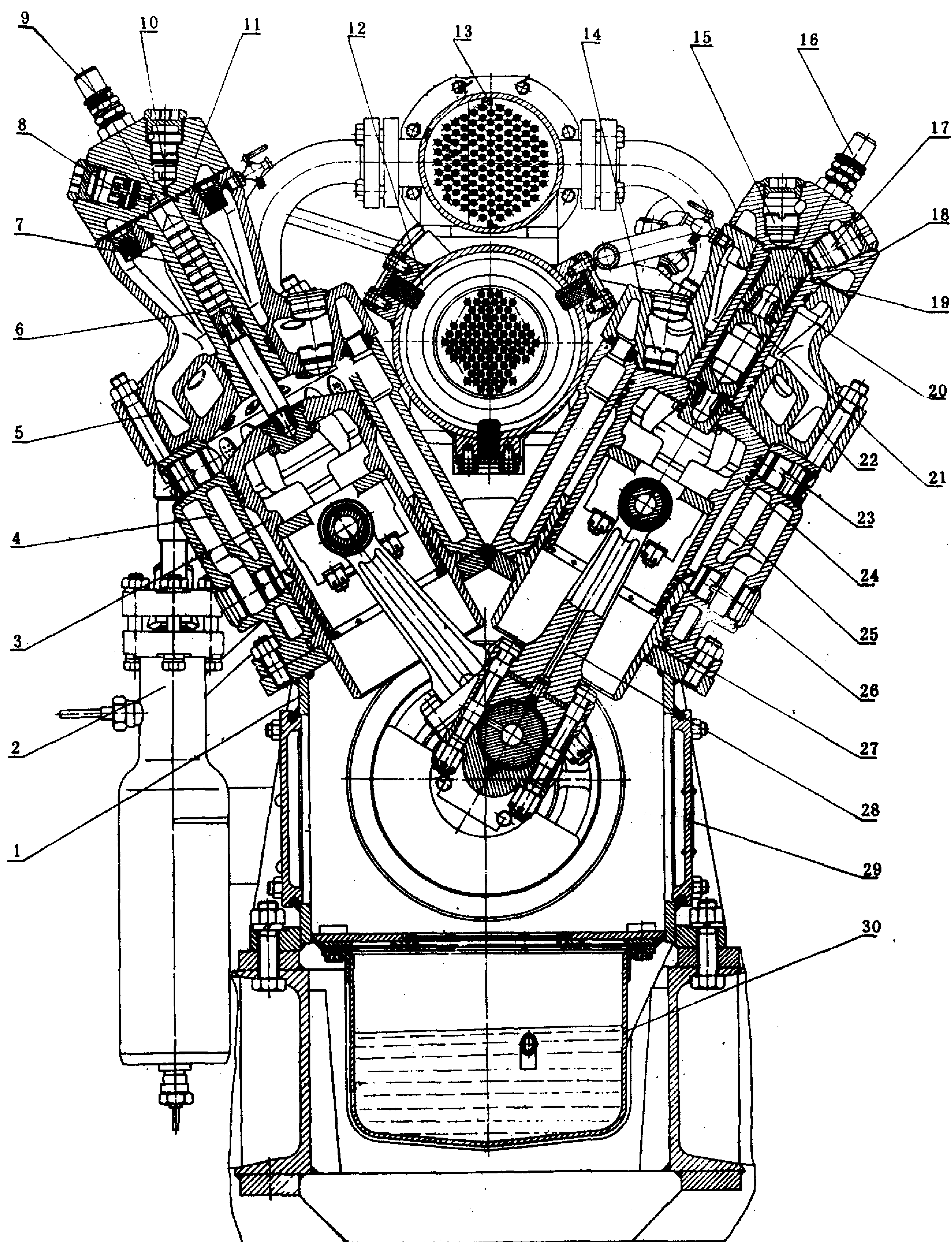
(5)三相Y形接线　用于三相负荷不论平衡与否的三相三线或三相四线制电路中,三个电流表分别反映三相电流。

4)使用注意事项

(1)电流互感器在使用时,二次回路不允许开路,否则在二次侧线圈中会感应出高电压,危及人身安全和损坏互感器。

(2)电流互感器的二次侧有一端必须接地;

(3)电流互感器在联接时要注意一、二次线圈接线端子上的极性。


9
10
11
12
13
14
15
16
8
17
18
7
19
6
20
5
22
21
23
4
24
3
25
26
2
27
28
1
29
30

a)

图 5.2.1-39

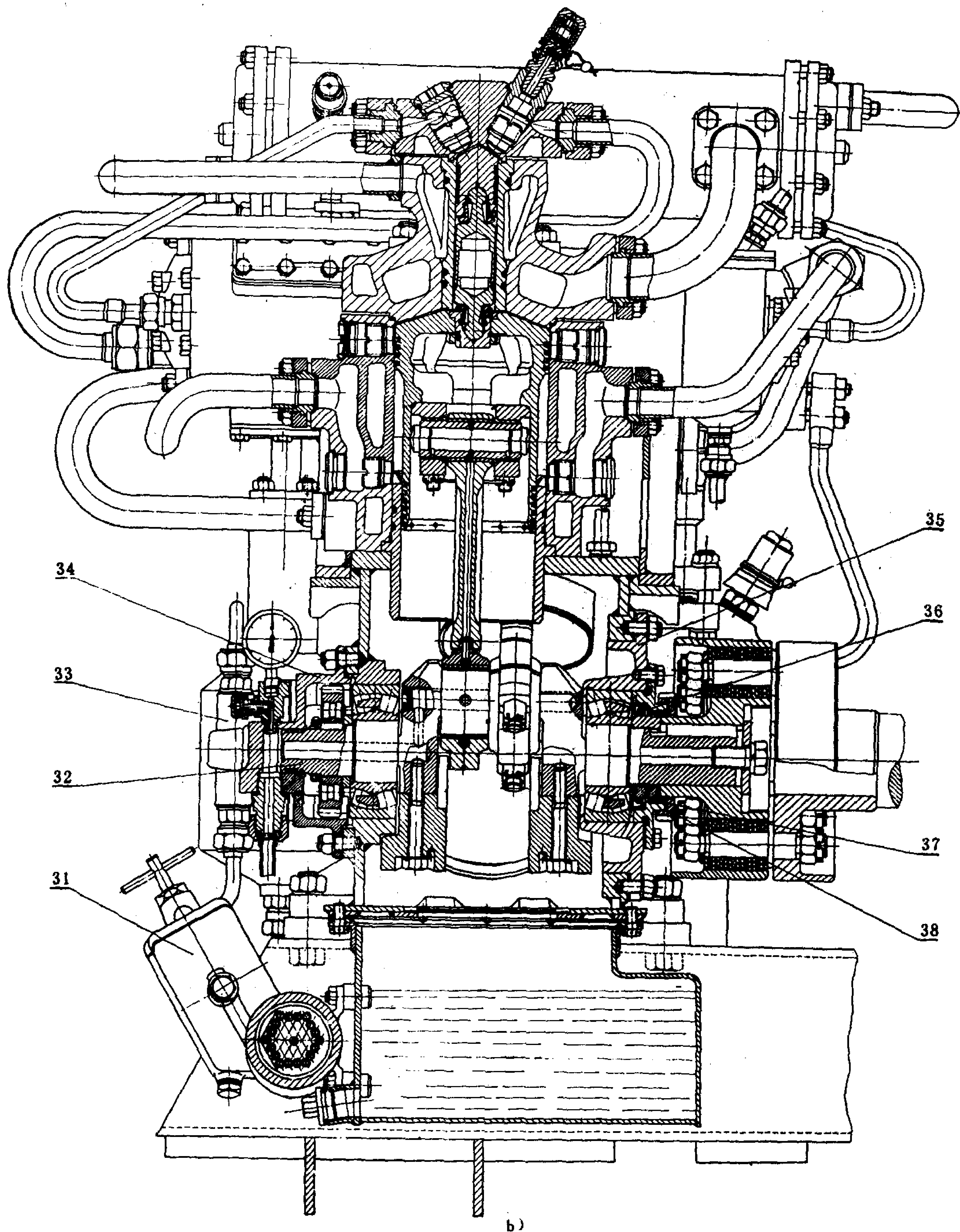


图 5.2.1-39　66-10 型空压机

a）横剖面；b）纵剖面

1-曲轴箱；2-四级液气分离器；3-一、二级活塞；4-一、二级气缸；5-四级气缸；6-四级气缸套；7-四级活塞；8-四级排气阀；9-三级安全阀；10-四级吸气阀；11-四级气缸盖；12-二、三、四级冷却器；13-一级冷却器；14-一级排气阀；15-三级排气阀；16-二级安全阀；17-三级吸气阀；18-三级气缸盖；19-三级活塞；20-三级气缸套；21-三级活塞杆；22-三级气缸；23-一级吸气阀；24-一、二级活塞；25-一、二级气缸；26-二级气阀；27-二级气缸套；28-连杆；29-曲轴箱盖板；30-承油盘；31-滑油滤清器和冷却器；32-曲轴；33-滑油泵；34-曲轴箱端盖；35-轴承座；36-橡皮填料函；37-浸油麻绳填料；38-压紧螺母

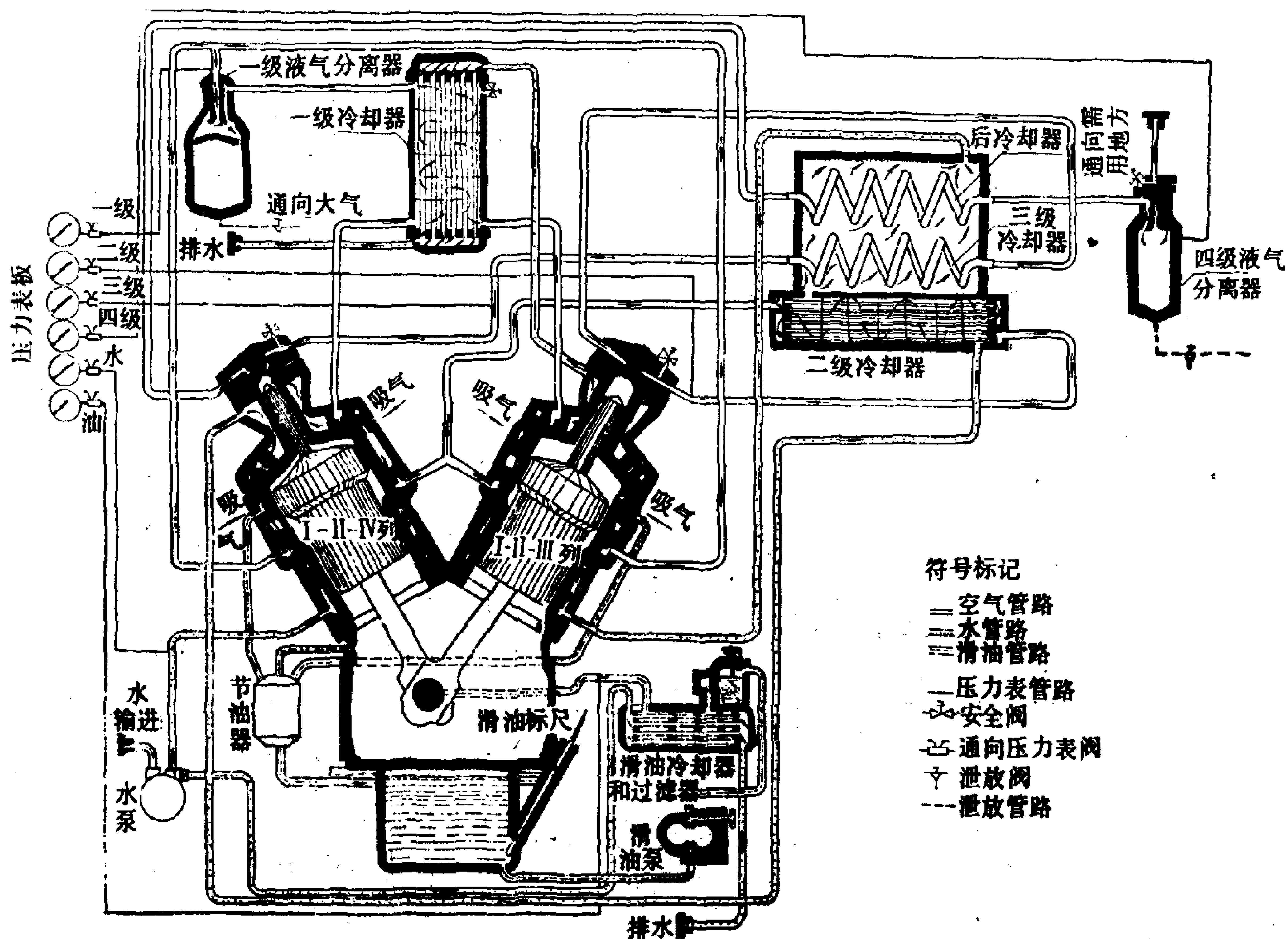


图5. 1-40 66-10型空压机原理和系统

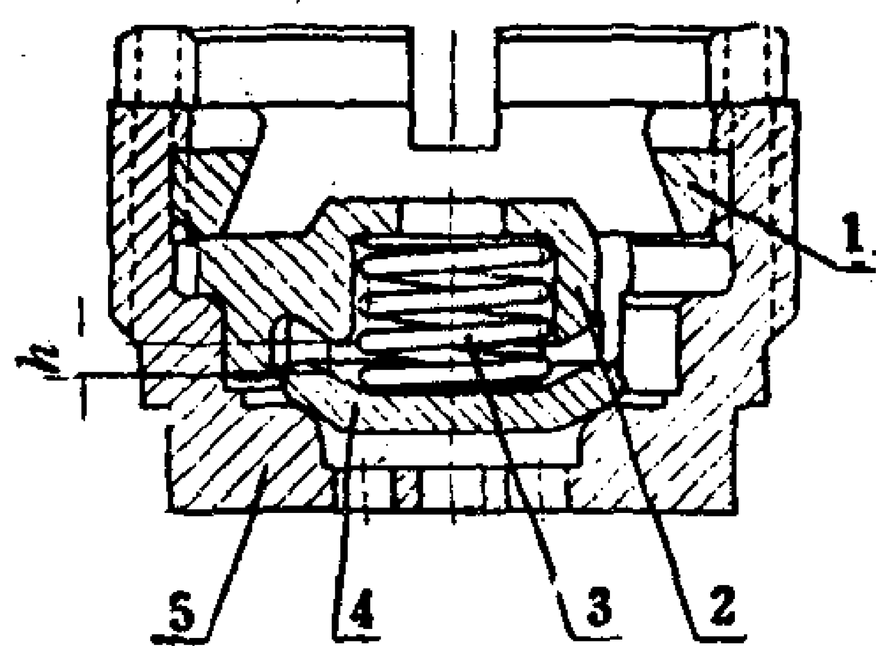


图5.2.1-41 一级排气阀

1-压紧螺母；2-升程限制器；3-弹簧；4-阀片；5-阀座

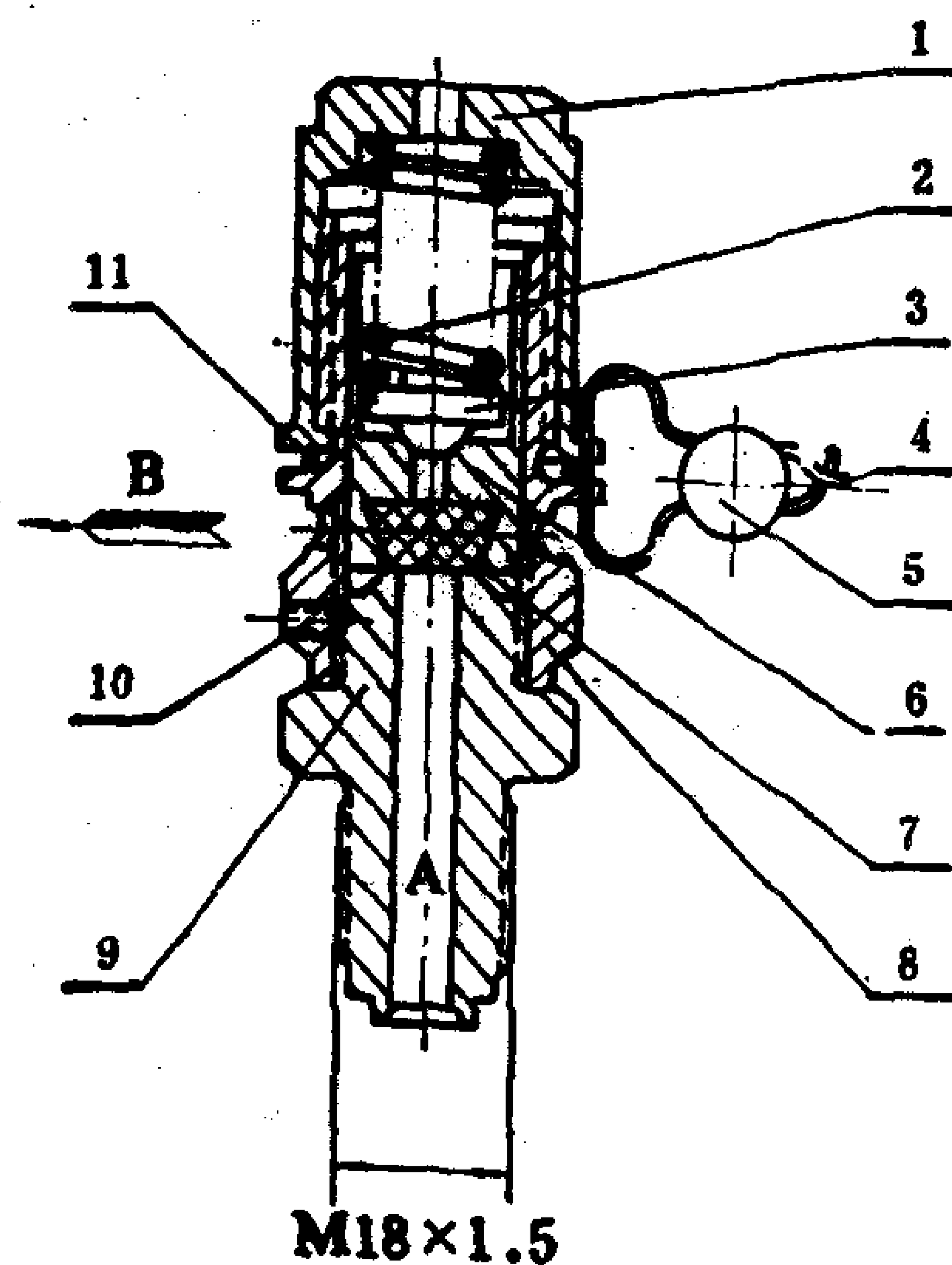


图5.2.1-42 一级安全阀

1-调整帽；2-弹簧；3-弹簧座；4-金属丝；5-铅封；6-导向套筒；7-阀芯；8-壳体；9-阀座；10-锁紧螺钉；11-调整环

续上表

铁心片型号	铁心规格(mm) a×b	尺寸(mm)							参考数据		
		C	H	h	L	A	d	h_1	磁路平均长度(cm)	中间舌片净面积(cm^2) 芯片厚度为0.2mm时	中间舌片净面积(cm^2) 芯片厚度为0.35mm时
GEI$_{14}$	14×18	9	43	25	50				8.04	2.14	2.29
	14×21									2.50	2.68
	14×24									2.86	3.06
	14×28									3.33	3.57
GEI$_{16}$	16×20	10	48	28	56				9.15	2.72	2.91
	16×24									3.26	3.49
	16×28									3.81	4.08
	16×32									4.35	4.66
GEIB$_{19}$	19×24	12	57.5	33.5	67	55	4	6	10.9	3.88	4.15
	19×28									4.52	4.84
	19×32									5.17	5.53
	19×38									6.14	6.57
GEIB$_{22}$	22×28	14	67	39	78	64	5	7	12.7	5.25	5.62
	22×33									6.17	6.61
	22×38									7.11	7.61
	22×44									8.23	8.81
GEIB$_{26}$	26×33	17	81	47	94	77	5	8.5	15.0	7.29	7.81
	26×39									8.62	9.23
	26×45									9.95	10.6
	26×52									11.5	12.3
GEIB$_{30}$	30×38	19	91	53	106	87	6	9.5	17.2	9.69	10.4
	30×45									11.5	12.3
	30×52									13.3	14.2
	30×60									15.3	16.4
GEIB$_{35}$	35×44	22	105.5	61.5	123	101	6	11	20.0	13.1	14.0
	35×52									15.1	16.6
	35×60									17.9	19.1
	35×70									20.8	22.3
GEIB$_{40}$	40×50	6	124	72	144	118	6	13	23.0	17.0	18.2
	40×60									20.4	21.8
	40×70									23.8	25.5
	40×80									27.2	29.1

(3)滑油压力急剧下降或急剧增高；
(4)冷却水供应中断或水温高过允许值；
(5)严重漏气、漏油、漏水；
(6)电流急剧上升或超过允许值；
(7)冷却系统上的橡皮安全膜破裂；
(8)压力表发生故障。

7.1.4 停车

1)先进行卸荷、再停车，并排污。
2)把冷却系统恢复原状，有冰冻可能时放掉冷却水。
3)转车2～3转，以防活塞和气缸咬死。
4)排除已发现的故障。做好清洁、保养，使空压机处于可起动的良好状态。

7.2 维修要点

多年来贯彻的是定期预防维修思想，按定期维护和计划修理进行。以可靠性为中心是现代科学维修思想，这是包括不定期在内的预防维修，比前者更为合理。

维修的若干问题：

1)防漏　必须防止气、油、水的外漏，并保持气阀、活塞环的密封。

2)防腐蚀　海水系统的防腐锌块应完好。要注意检查滑油质量，防止氧化变质或混入水分，以免酸值增大，加快腐蚀。

3)防脏污　空气滤清器应定期清洗。冷却水系统的泥垢和水垢，可分别用5%和25～30%的盐酸溶液清洗。

4)防磨损太快　润滑必须充分，油质和油温要符合规定。安装要达到质量要求。

5)合理的修理　定期预防维修思想下的计划修理，除临时故障修理外，是按一定时间间隔的小修和中修进行的，通过拆卸和检验，确定机件的修理和更换。贯彻以可靠性为中心的维修思想，则从空压机的实际可靠性状态出发，有区别地进行修理，改变到时就修的做法。对于重要项目，应采用视情况修理与定期拆修、定期更换、定期检查相结合的方式。对于非重要项目，允许采用事后修理方式。

6)定期拆检要做好测量记录，掌握磨耗规律，为定期更换、定期检查得出可靠参考依据。

8 故障处理

表5.2.1-20　空压机故障处理

故障	主要原因	处理
排气量降低	1.气阀漏泄；阀片与阀座接触面有脏物或磨损严重；弹簧张力不合适导致开关不及时；阀片或弹簧破坏 2.活塞环间隙超限 3.冷却器和气缸冷却不良 4.空气滤清器脏堵 5.传动皮带打滑，转速不足	1.清洁气阀，检查各零件，更换损坏的零件 2.换新 3.改善冷却条件 4.吹扫和清洗 5.调整皮带松紧程度

续上表

故障	主要原因	处理
某一级排出压力升高	1. 下一级的吸气阀或排气阀漏泄 2. 空气经活塞环由高压级漏入该级 3. 该级的中间冷却器冷却不良	1. 找出漏泄气阀并修理之 2. 检查活塞环 3. 检查冷却器
滑油压力过低	1. 滑油滤清器脏堵 2. 曲轴箱中滑油太少，滑油泵吸入空气 3. 各轴承的间隙过大 4. 油泵磨损严重，排量不足，调压阀的调整压力太低 5. 油温过高，粘度太小	1. 检查并清洁之 2. 检查油位和系统的密封性 3. 检修轴承 4. 检修油泵，调整调压阀 5. 降低油温，更换滑油
冷却水压力过低温升过高	1. 水泵吸入滤网脏堵 2. 水泵吸入管系不严密，有空气漏入	1. 清洁滤网 2. 检修不严密处
不正常的敲击声	1. 轴承间隙过大 2. 气缸润滑油量过多 3. 气缸余隙容积过小 4. 气阀阀片、弹簧破坏落入气缸 5. 连杆螺栓松动 6. 缸套、冷却水温过低，有水从空气中析出造成水击 7. 曲轴连杆机构与气缸中心线不一致	1. 检修. 调整间隙 2. 检查刮油环 3. 调整余隙容积高度 4. 更换气阀 5. 检查连杆螺栓，拧紧到规定值 6. 检查水温、调节水量 7. 修理调整
气缸过热甚至咬住	1. 滑油脏污或油压油量不足 2. 冷却不良 3. 活塞中心线不正 4. 压力比太高，负荷太大	1. 检查滑油品质和设备 2. 检修冷却系统，清除污垢 3. 调整校正 4. 使各级压力比恢复正常分配
原动机功率增大	1. 排气系统阻塞 2. 机械摩擦过大或发生碰撞 3. 各级压力比值严重不等	1. 检查排气系统 2. 检查各活动接触部分 3. 根据级间压力变化分析处理
冷却水中有气泡、橡皮安全膜压破	1. 冷却器漏气 2. 气缸中的空气漏进冷却系统	1. 检修冷却器 2. 检查密封圈

第2章 自由活塞式空气压缩机

1 基本结构和工作原理

自由活塞式空压机也是往复式空压机，但没有曲轴限定死点，活塞的运动是自由的。它由对置活塞二冲程柴油机直接带动，见图5.2.2-1。

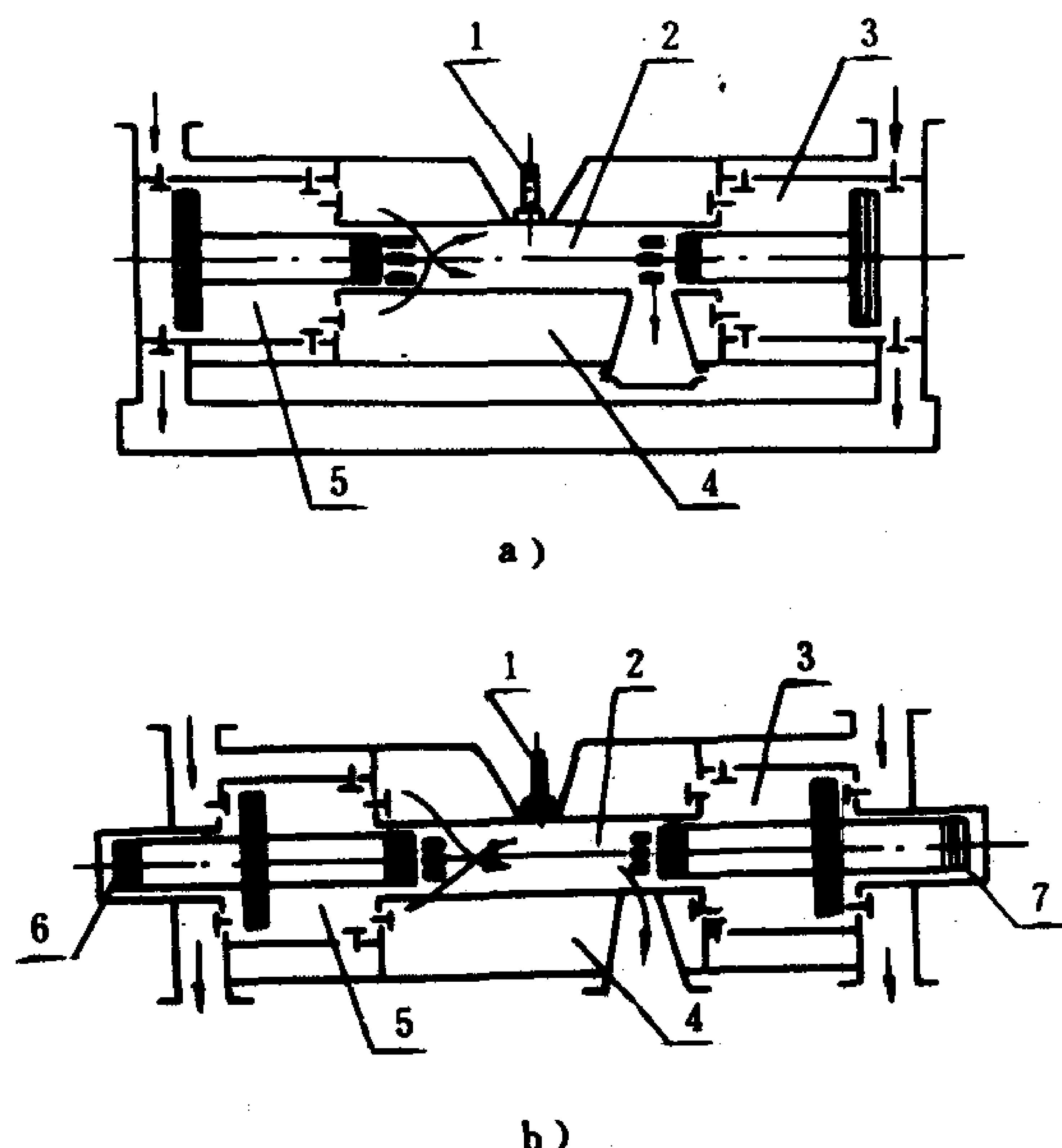


图5.2.2-1 自由活塞式空压机简图

a)无气垫缸式；b)有气垫缸式

1-喷油器；2-柴油机气缸；3、5-扫气泵；4-扫气套；6、7-气垫缸

机组的中间部分是柴油机，两端是空压机。柴油机的两个活塞分别与两个空压机活塞连接，构成两个活塞组，在各自的气缸中工作。柴油机气缸的两端有进气孔和排气孔，正中装有喷油器。各空压机的气缸上都装有吸气阀和排气阀。空压机活塞是双作用的，内侧作柴油机的扫气泵用。

自由活塞式空压机采用压缩空气起动。起动空气通过起动阀进入空压机气缸，推动两活塞组向内运动，迫使两活塞组停止在内死点上，压缩柴油机气缸中的空气，并在达到所要求的压缩比时，由喷油器喷油，使之爆发燃烧，进而使活塞组向外运行，最终因动能耗尽而自然停止在外死点上。这时，由于空压机气缸内高压空气的膨胀，活塞组又向内运动。为了保证足够的膨胀能量，自由活塞式空压机的余隙容积都较大。

在活塞组的一个往复中，空压机、扫气泵和柴油机协调地完成各自的工作循环。柴油机输出的功和空压机、扫气泵所消耗的功相平衡。于是自由活塞式空压机连续往复工作。

为使两活塞组的自由运动同步，设有由齿条和齿轮组成的同步机构，见图5.2.2-2。

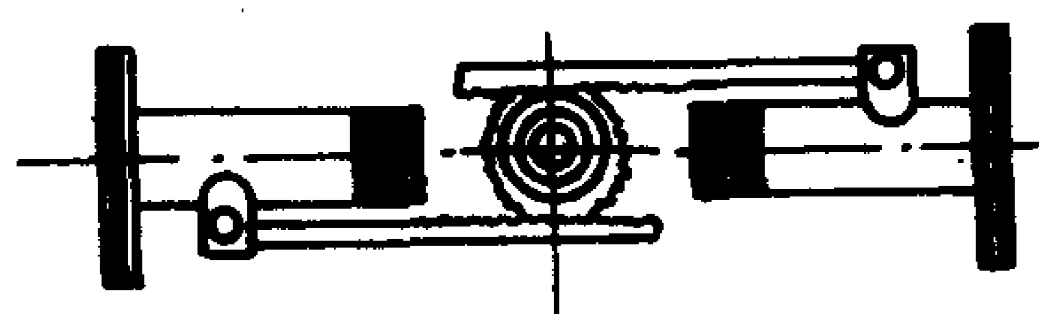


图5.2.2-2 同步机构

由于活塞组的运动是自由的，死点和行程都可变化，因此存在着活塞撞击气缸盖的可能性。为此，就将排气阀改装在气缸侧壁上。这样，当活塞外行超过排气阀时，就会形成气垫迫使运动停止。

还有一种自由活塞式空压机专门设有气垫缸，见图5.2.2-1b)。两端的气垫缸没有气阀，封存着空气，在活塞组外行时形成气垫以防撞击，内行时则借空气膨胀提供动力。

此外，自由活塞式空压机可按空压机活塞大小是否相等，分为对称式和不对称式两种。图5.2.2-1中的是对称式，图5.2.2-4中的是不对称式。

一步促进绝缘老化。若延续下去，后果非常严重。绝缘下降的原因：

(1)绝缘受潮；

(2)绝缘老化，年久失修的老变压器，易出现此类故障；

(3)油质劣化，绝缘性能变差。

2)温升过高　此时电流表指针超过了预定界限，变压器发热和油面上升，严重时保护装置动作，切断电路。温升过高原因：

(1)电流过大　负荷过重，超过变压器容量允许的限度。如 Y/Y_0—12 连接的变压器，当三相负荷不平衡时会发生过热。Δ 接法的变压器若对外一相断线，则对内线圈有环流通过，将发生局部过负荷。变压器受振后夹紧螺栓松脱，磁阻增大，无功电流增大也会造成过电流。若线圈反接，造成运行时的反电势不足，也会产生过电流。变压器带负荷投入同样会引起过电流。

(2)通风不良　变压器表面积尘，变压器风道阻塞，风叶片损坏，风扇电动机转速降低，环境温度升高等造成通风不良。

(3)变压器内部损坏　如线圈损坏，短路、油质不良等。

3)油面不正常

(1)油面升高，主要随着温度的增加而产生。当高出规定油面时应当放油。

(2)油面降低，主要检查是否漏油，还是油凝固所致。油面显著降低时应加油。

4)声响异常　运行正常时是发出连续匀称的嗡嗡声，各种变压器的声音大小不一。

(1)声音增大　检查是否电压过高；油温是否异常地提高；铁芯太松需将铁心重新夹紧。

(2)发出“吱吱”声，说明表面有闪络，检查套管是否太脏、有裂纹，若闪络在内部，需对内部进行检查。

(3)发生“哔剥”声，表示有击穿现象，可能发生在线圈间或铁芯与夹件间。

5)瓦斯继电器动作，说明变压器可能有问题。若是信号动作而不跳闸，通常有下列原因：

(1)油位降低，二次回路的故障；

(2)滤油、加油或冷却系统不严密，致使空气进入变压器。

6)变压器自动装置跳闸　应检查外部有无短路、过负荷和二次线路等故障。如故障不在外部，需检查绝缘电阻。若失火，则需拉闸放油，使油面低于着火处，并进行灭火。

7)用试验方法检查故障　许多故障不能全靠外部直观检查就能正确判断，例如匝间短路，内部线圈放电或击穿，内部线圈与外部线圈之间绝缘被击穿等，必须进行试验测量，才能正确判断故障。

2.10　船用变压器型号规格及铭牌数据(见文献[6])

3　异步电机

异步电机是应用最广泛的一种电机，它是基于气隙旋转磁场与转子线组中感应电流相互作用产生电磁转矩，从而实现能量转换的一种交流电机，主要作电动机用。工作特点是转子转速与定子旋转磁场转速间存在一定转差，故称为异步电动机。由于转子绕组电流是感应产生的，所以异步电动机又称感应电动机。它与其它电机相比，具有结构简单，运行可靠，效率较高，制造容易，成本较低，而且坚固耐用等优点。主要缺点是：不能经济地在较大范围内平滑调速以及必须从电网吸取滞后电流，使电网功率因数降低。

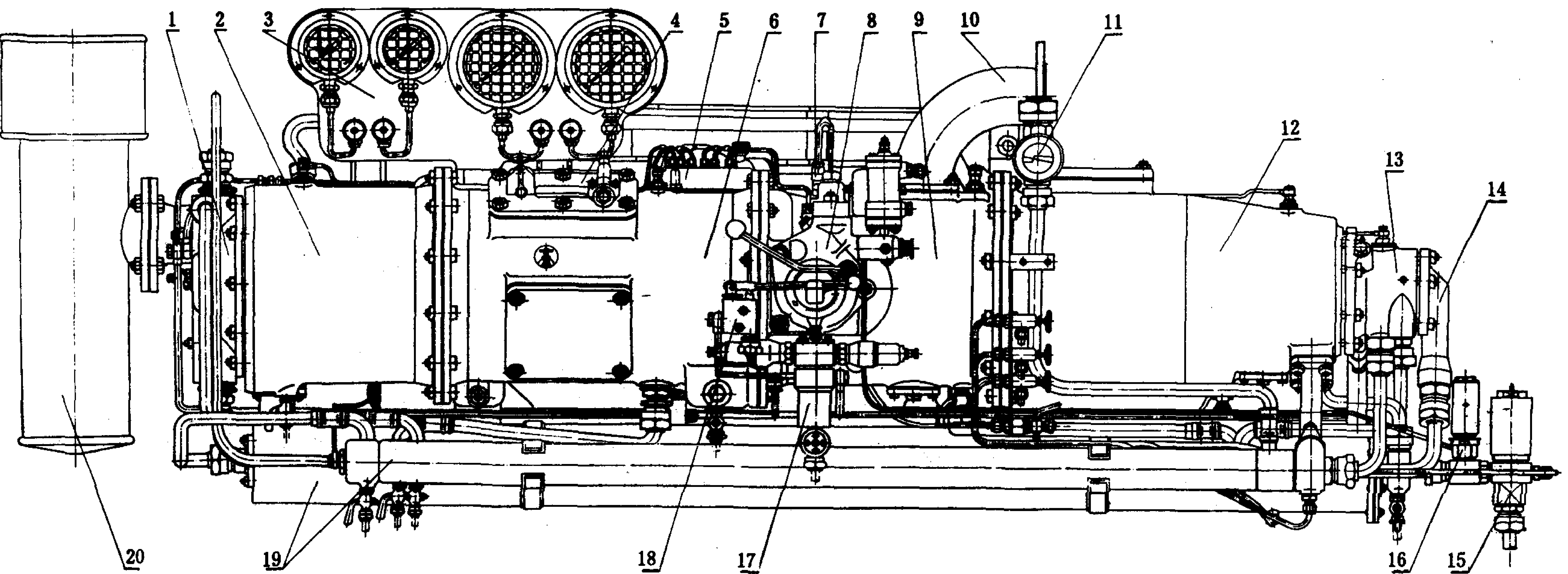


图 5.2.2-3　64-115 空压机外形

1-一、四级气缸盖；2-一、四级气缸体；3-压力表盘；4-自动起动机构；5-滑油泵；6-中间体；7-喷油器；8-燃油泵；9-柴油机体；10-排气管；11-冷却水视流计；12-二、三级气缸体；13-二级气缸盖；14-三级气缸盖；15-压力保持阀；16-四级安全阀；17-起动空气分配器；18-手起动阀；19-空气冷却器；20-进气滤清器

2)转子绕组　分鼠笼型和绕线型两类。

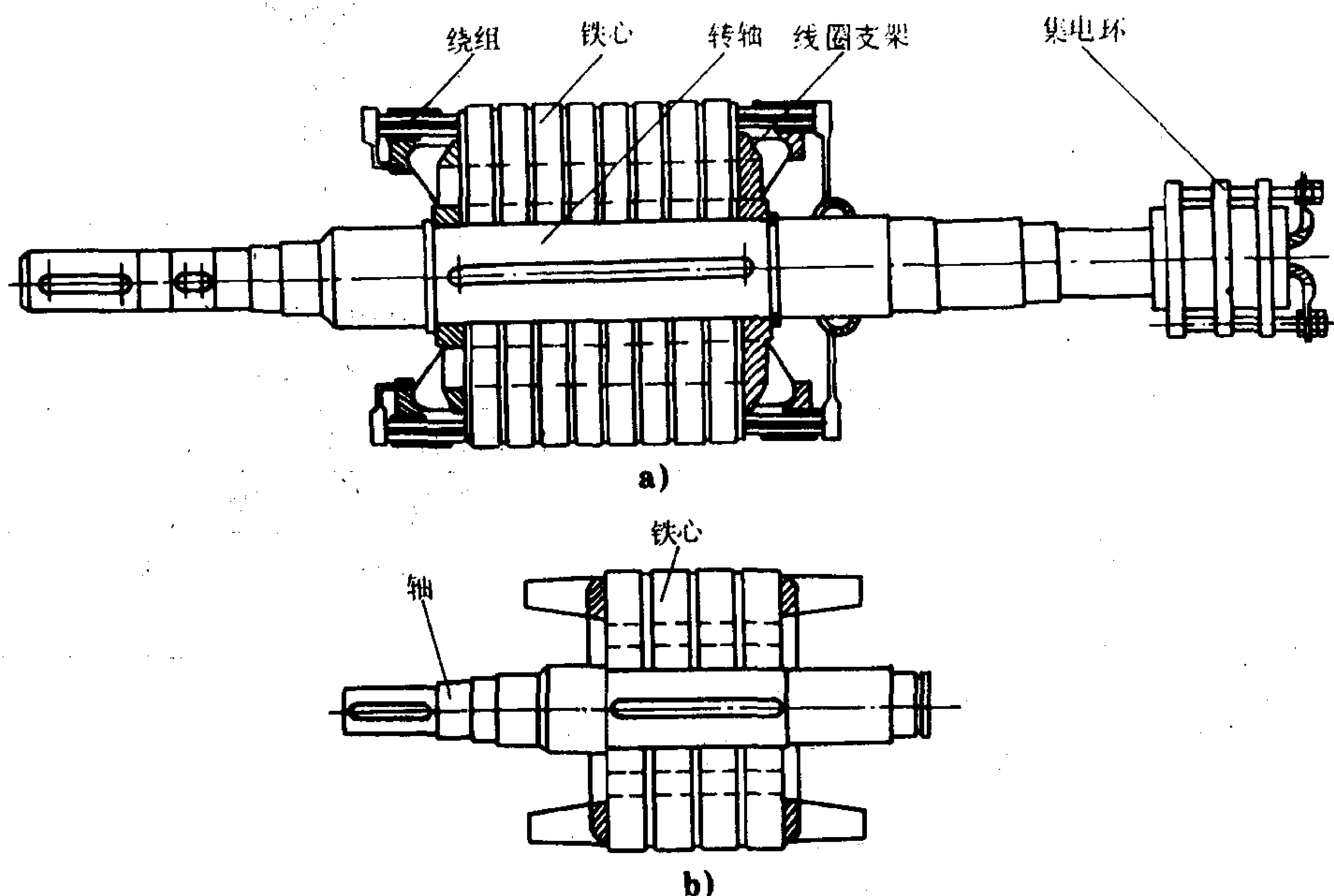


图 8.1.2—47　转子结构

a)鼠笼型铸铝转子结构;b)绕线型转子结构

(1)鼠笼型　分铸铝的铜(或铝)导条与端环焊接两种。前者广泛用于小型电机和转子直径在 600mm 以下的中型电机,后者用于大型和部分中型电机。为了改善起动性能,笼型绕组制成双笼式和深槽式,主要用于 100kW 以上的大、中型电动机。

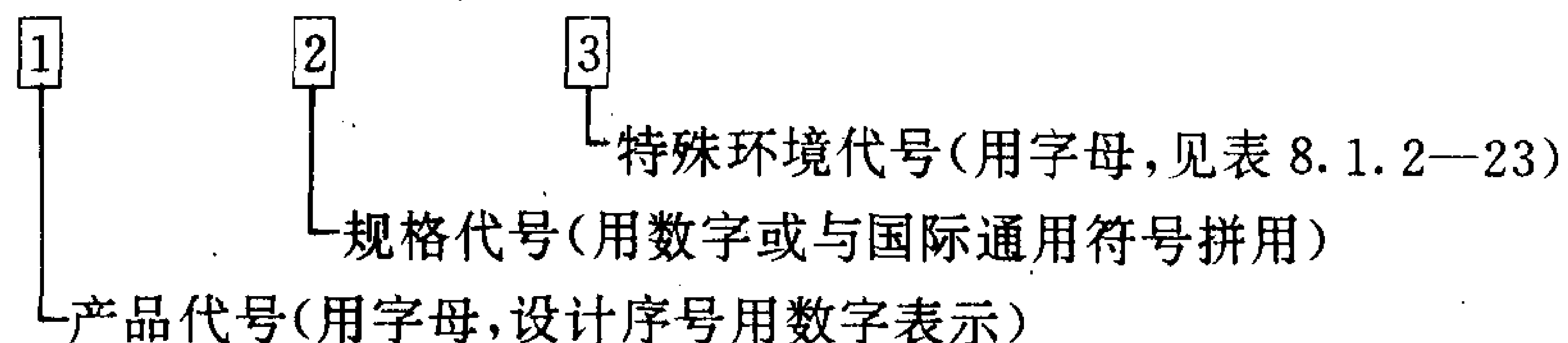
(2)绕线型　又分插入式和散嵌式两种。转子绕组的相数、极对数和定子绕组相同。转子三相绕组一般都接成 Y 形,三相引出线接到轴上的三个集电环上,再通过电刷与外电路联接。

3.1.4　异步电动机的主要类型

1)主要分类　见表 8.1.2—18

2)主要派生和专用产品一般是按工作环境、拖动特性或特殊性能要求来进行分类,见表 8.1.2—19。

3)异步电机型号的表示方法



(1)产品代号　由异步电机类型代号(Y),电机特点代号(用字母表示)和设计序号(用数字表示)等三个小节顺序组成。

(2)规格代号　用中心高或铁芯外径或机座号或凸缘号、机座长度、铁芯长度、功率、转速或极数等表示。对中小型电机机座长度可用国际通用符号来表示,S 表示短机座,M 中机座,L 长机座。

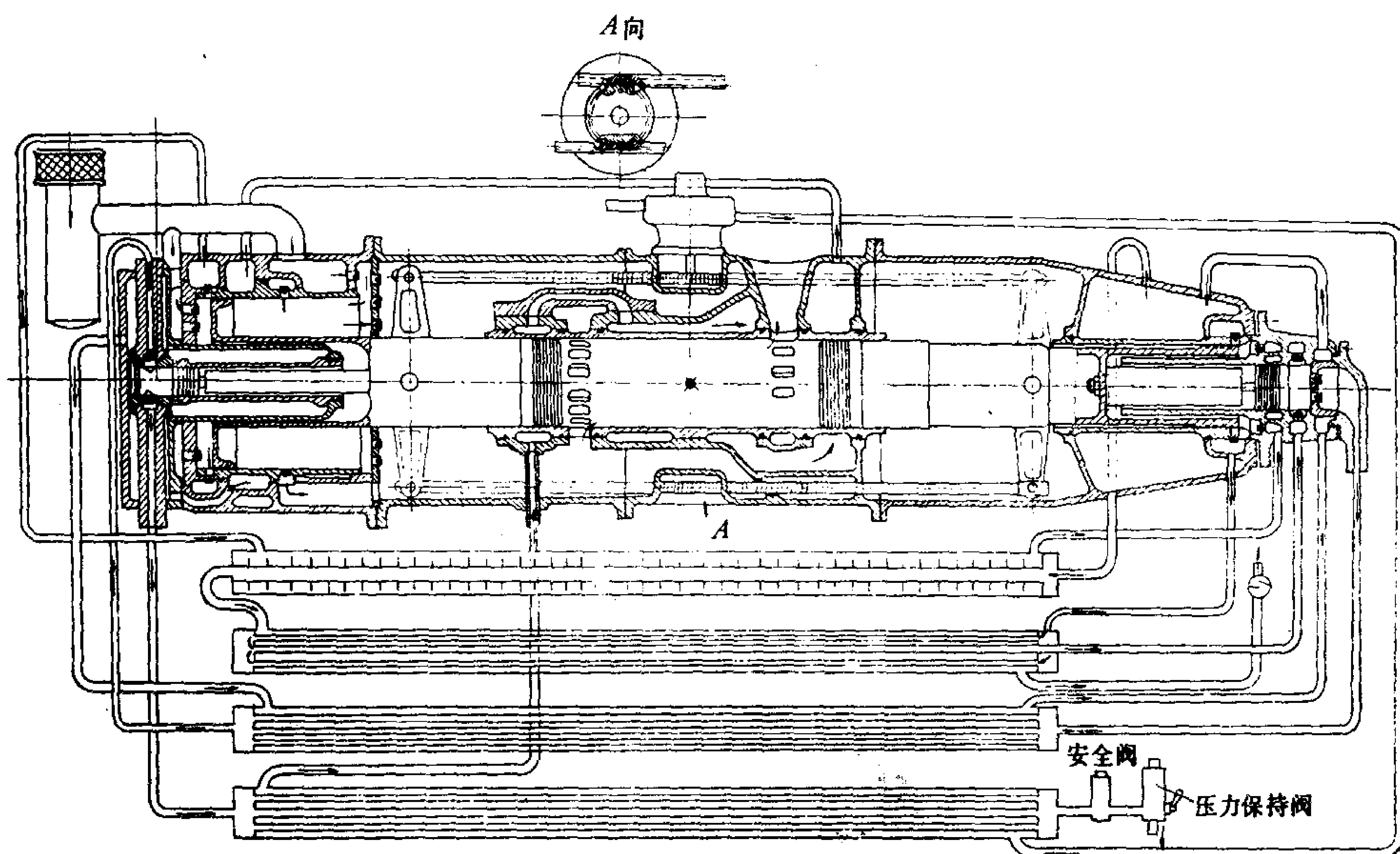


图 5.2.2-5　64-115 空压机工作系统简图

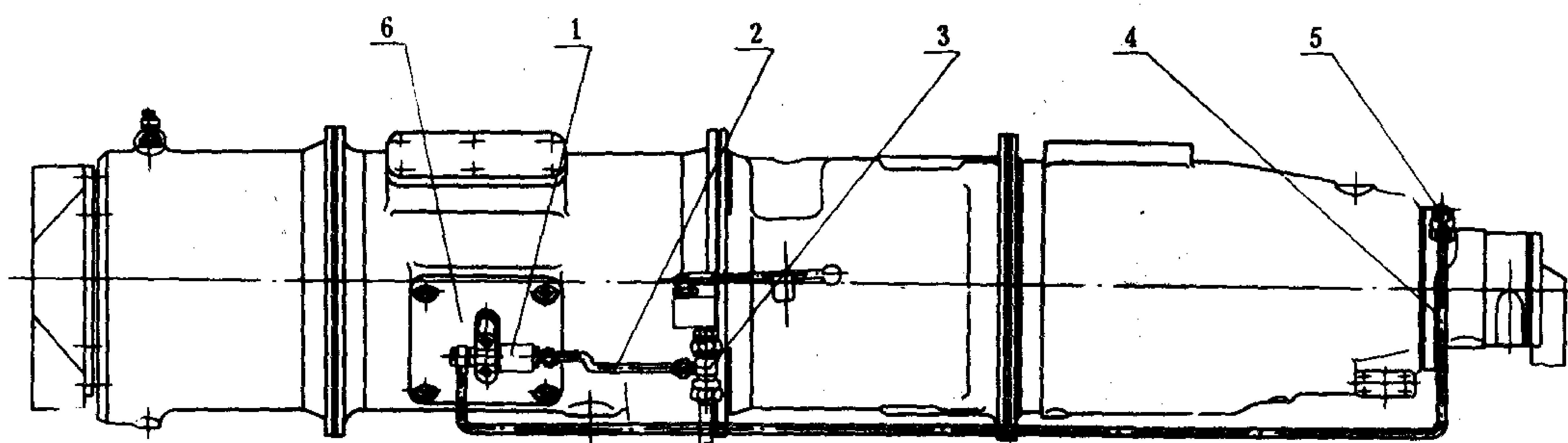


图 5.2.2-6　取气系统

1-取气阀；2-手起动阀至取气阀的导管；3-三通接头；

4-二级吸气腔至取气阀的导管；5-管接头；6-中间体检查孔盖

在一级中间冷却器上和后冷却器后面装有安全阀。压力保持阀后面的空气管路上装有液气分离器。一、二级中间冷却器上还装有泄放阀。

2.2　燃油系统

燃油系统的任务是定时定量地向柴油机供应雾化良好的燃油，其主要组成部件有带浮子室的滤油器、燃油泵和喷油器。

带浮子室的滤油器（图 5.2.2-8）的功用是滤清燃油，并通过浮子自动控制针阀的开关，使浮子室中的油位保持一定，借以维持供向燃油泵的油压稳定。

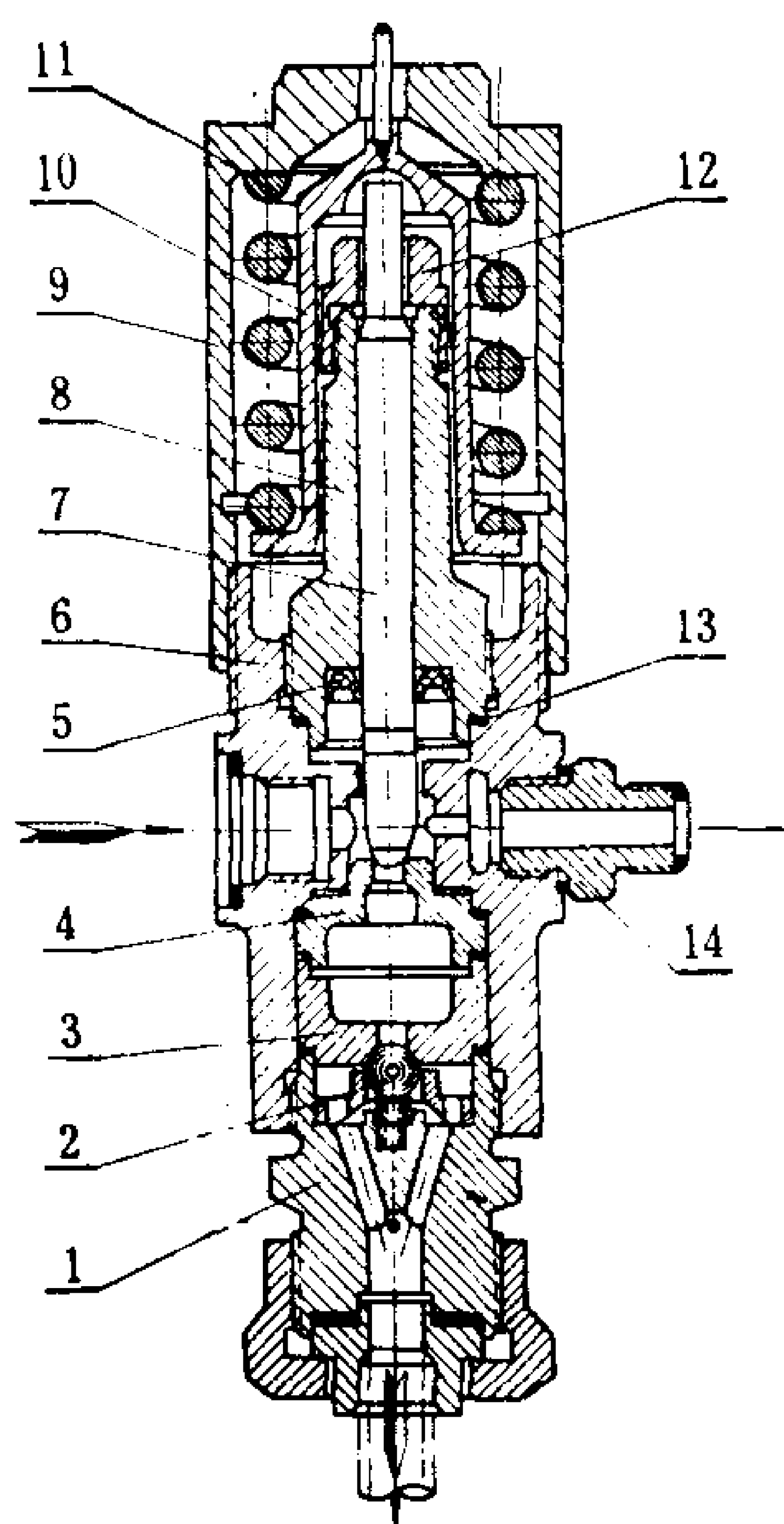


图 5.2.2-7 压力保持阀

1-螺纹接头；2-球形止回阀；3-下阀座；4-上阀座；5-密封环；6-阀体；7-阀杆；8-导向套筒；9-杯形调整盖；10-杯形套筒；11-弹簧；12-螺帽；13-铜垫片；14-螺纹接头

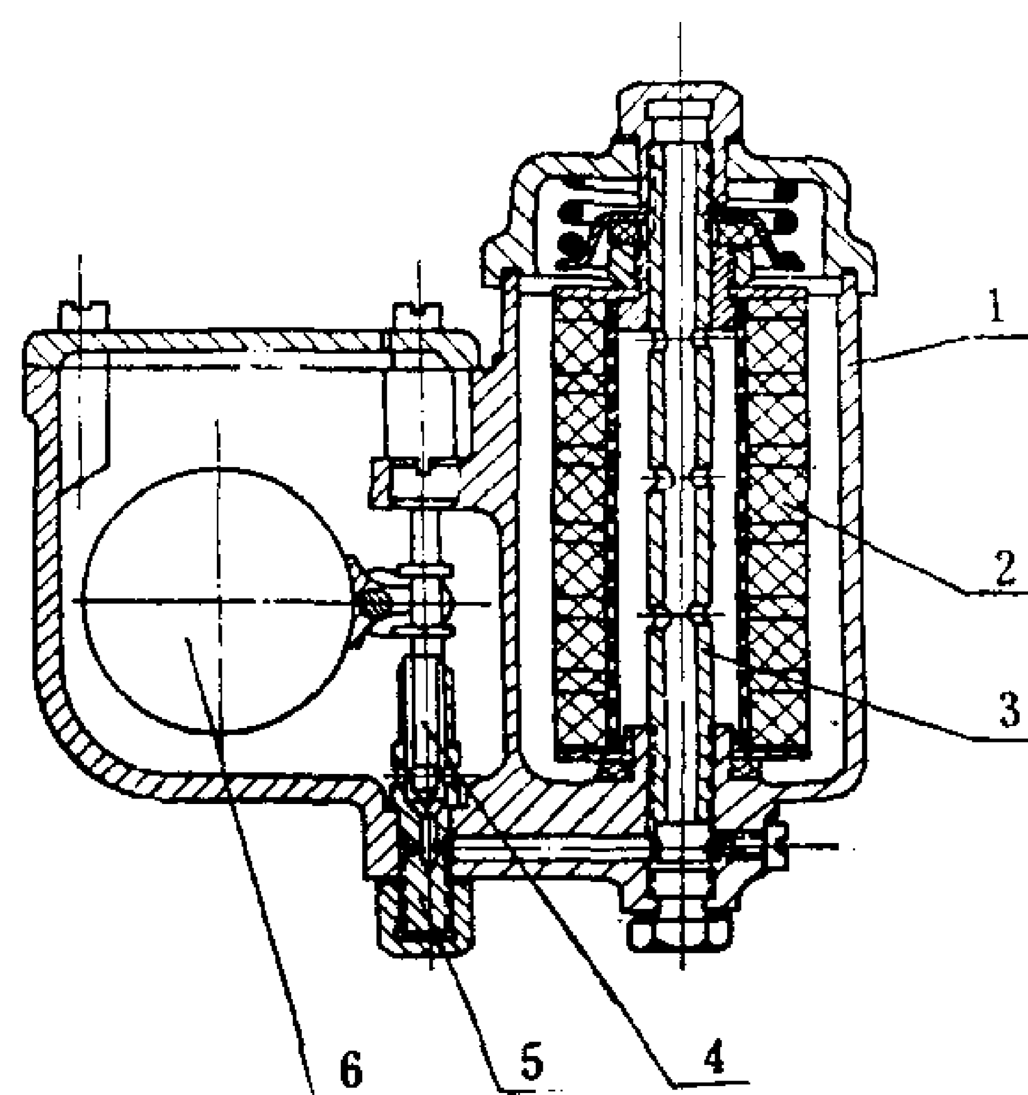


图 5.2.2-8 带浮子室的滤油器

1-滤油器壳体；2-毡块；3-空心螺栓；4-针阀；5-阀座；6-浮子

燃油泵(图 5.2.2-9)用来定时定量地向喷油器供应高压燃油，其核心是柱塞 8 、柱塞套 9 和输油阀 11。凸轮 2 安装在同步齿轮轴 1 上，在大约 260°范围内摇动，经中间滚轮和大摇臂 4 顶动柱塞作往复运动，输出高压油。油量的调节则通过齿轮 6 和调节齿杆 14 进行。当拉动调节齿杆使柱塞转动一个角度时，柱塞上的双斜槽就会改变供油起始时间，从而达到调节油量的目的。燃油泵必须正确安装，以保证正确的喷油定时、最大供油位置和停止供油位置。为了能在超压时自动安全停车，在油量调节齿杆 14 中部设有活塞 17，并用管 23 使活塞左面空间与后冷却器之后的安全阀出口连接。因此，当出现超压而使安全阀跳开时，溢出的部分高压空气就经接管到达活塞左面，将调节齿杆推到右极端停油位置，实现自动安全停车。调节齿杆极左位置为最大供油量位置，是通过螺钉 15 调好后锁紧的，不得随意变动。燃油泵上还有人工注油手柄 25，用来在起动时进行人工注油，并可用于人工断油停车。

图 5.2.2-10 是一种专用喷油器。上部为缝隙式滤器，下部是开式喷油头。高压燃油经精滤后，通过针阀上的中心孔经两个斜向沟槽流出，两股油流经迎面冲击，喷成和燃烧室形状相符的扇形锥体油雾，如图所示，其大小为：

上限：$m=100\pm2$mm，$n=20\pm2$mm；

下限：$m=75\pm2$mm，$n=20\pm2$mm。

2.3 冷却系统

空压机通过同步齿轮轴带动单叶片摆动双作用容积式水泵，以0.117～0.196 MPa的压力向冷却系统供应海水。为防腐蚀，系统装有锌块。在出口处还装有视流计。

2.4 润滑系统

空压机带有图 5.2.1-18 中所示的多柱塞滑油注油器，分别向 10 个需要润滑的部位（6 个在气缸摩擦面、 2 个在同步齿轮、 2 个在燃油泵和冷却水泵的传动机构）供油。其供油量

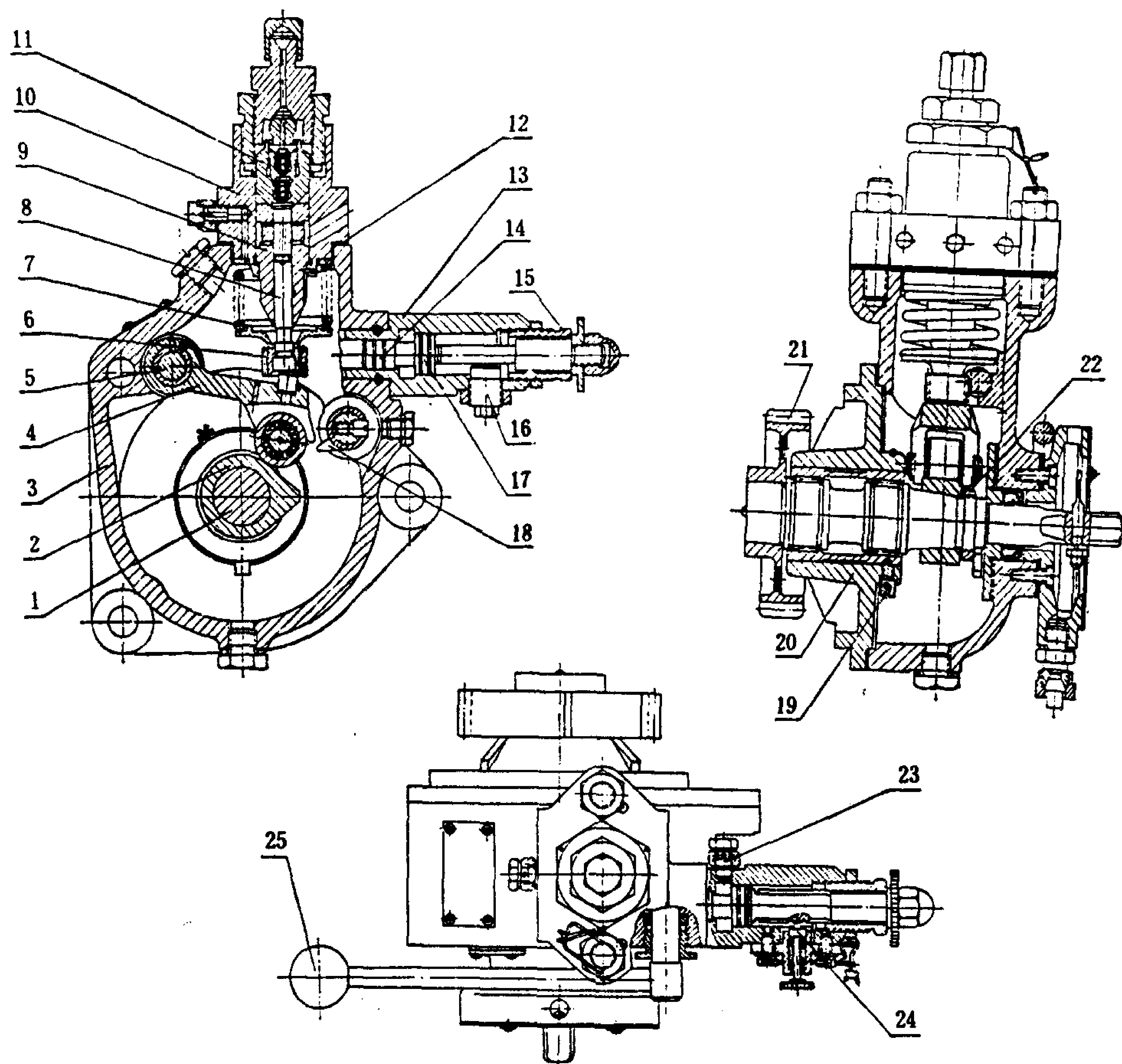


图 5.2.2-9 燃油泵

1-传动轴；2-凸轮；3-燃油泵座；4-大摇臂；5-摇臂轴；6-调节齿轮；7-油泵弹簧；8-柱塞；9-柱塞套；10-油泵体；11-输油阀；12-铜垫片；13-调节器套筒；14-调节齿杆；15-空心螺钉；16-导向螺钉；17-活塞；18-小摇臂；19-制动螺钉；20-泵座盖；21-传动齿轮；22-螺母；23-管接头；24-制动销钉；25-人工注油手柄

分别按各润滑部位的需油量调定。在向三、四级空压机气缸供油的管路上各装有一个单向止回阀，以防压缩空气倒灌。

2.5 起动系统和起动操作

2.5.1 起动系统

起动系统的任务是：起动前把活塞组卡住在外端；起动时，向4个空压机气缸送入起动空气，等作用于两端活塞上的空气压力达到要求而且均衡时，准时而迅速地自动放开活塞组，实现起动。

起动系统的组成见图5.2.2-11。

起动空气瓶内装有14.7 MPa的起动空气，经减压器减压到2.94～3.4 MPa，供起动使用。

手起动阀见图5.2.2-12。按下手柄，就可将起动空气送出进行起动。起动后，抬起手柄并转过180°，放出管系中的起动空气。

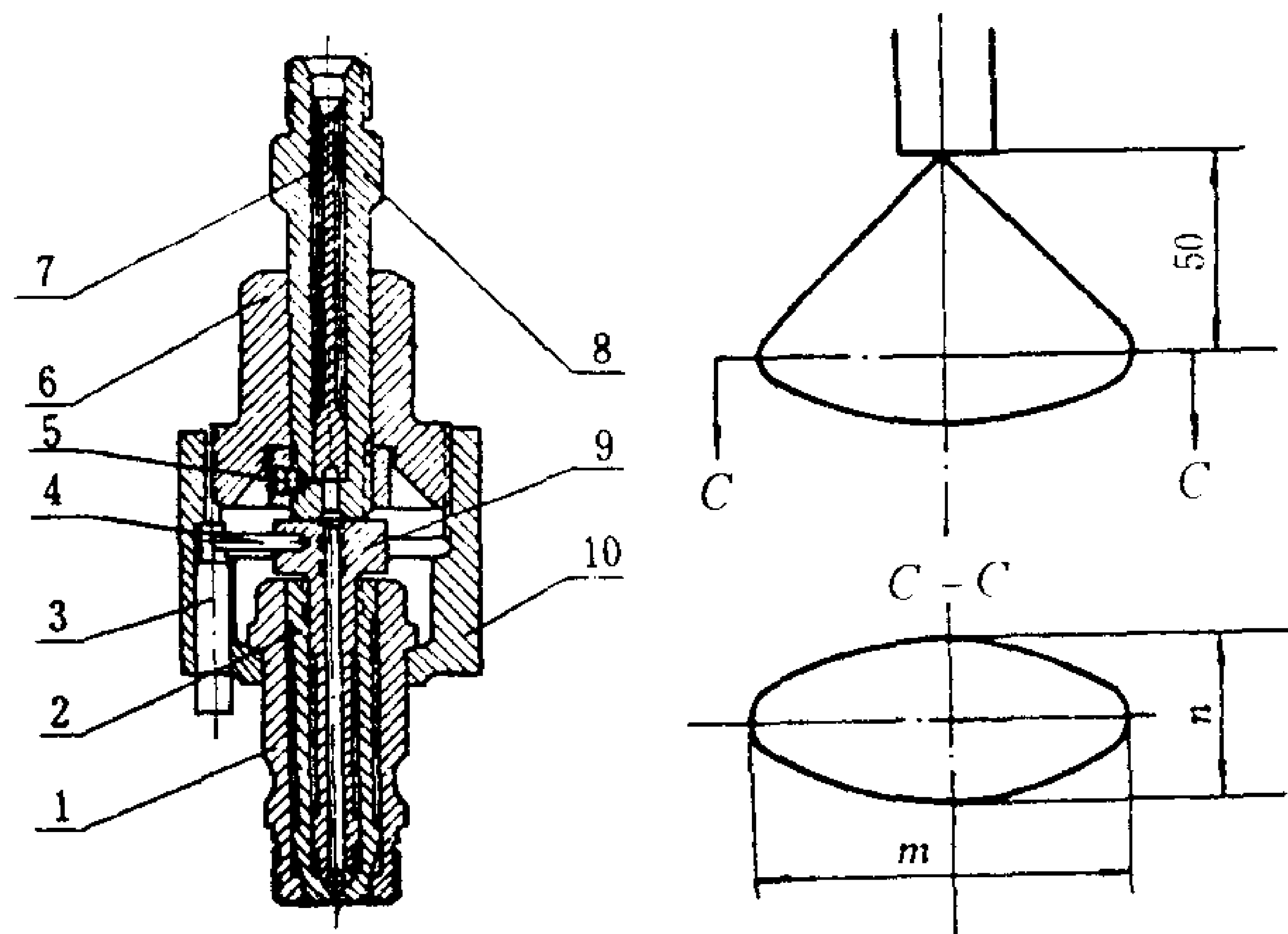


图 5.2.2-10　喷油器

1-喷油器体；2-喷嘴；3、4-定位销；5-止动螺钉；6-压紧套筒；7-滤芯；8-滤管；9-针阀；10-喷油器体

起动阀是球形弹簧止回阀，共2个，分别装在一、二级空压机气缸盖上。

空气分配器（图 5.2.2-13）的任务是将起动空气过滤后，分成两路分别向二、三、四级空压机气缸和一级空压机气缸送气，并进行适当的压力分配。使通向二、三、四级的气压达到 2.35～2.6 MPa、如果超过 2.6 MPa，空气将从安全阀3溢出。另一路起动空气经减压阀1减压到 0.39～0.59 MPa 后输出，当压力超过时，则从一级冷却器的安全阀溢出。

自动起动机构见图 5.2.2-14。

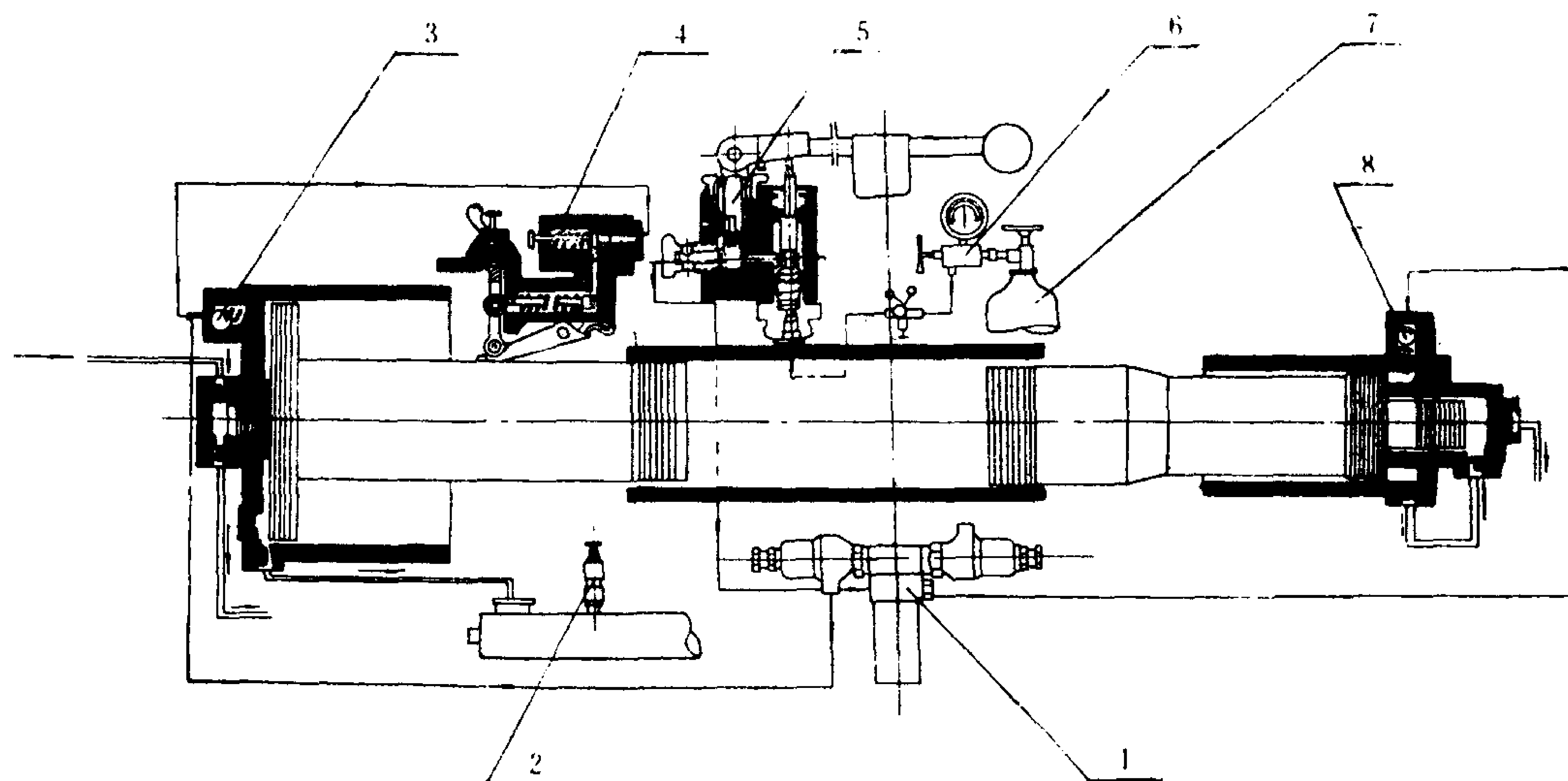


图 5.2.2-11　起动系统

1-起动空气分配器；2-一级安全阀；3-一级起动阀；4-自动起动机构；5-手起动阀；6-空气减压器；7-空气瓶；8-二级起动阀

起动前，拔起定位器 10 上的卡销，按逆时针搬动小手柄 9，使曲臂杠杆 7 伸直，把起动卡板 6 的左端顶下，卡住活塞组上的凸销使其停在外端。起动时，当分配器使两路起动空气压力都升高到规定数值时，自动起动阀 1 就打开，送气到撞击活塞 3 的右端，推动活塞左行，撞击曲臂杠杆成弯曲状态，于是起动卡板在板状弹簧 4 作用下顺时针转动，准时而迅速地自动放开活塞组，实现起动。

2.5.2　起动操作

1）起动准备

3.1.6 主要技术数据 有额定功率、额定转速、额定电压、效率 η、功率因数 $\cos\varphi$、起动电流 I_{st}、起动转矩 T_{st} 和最大转矩 T_{max}，见表 8.1.2—25 所示。

表 8.1.2—25 三相异步电动机基本系列产品主要技术数据

系列型号	功率 kW	电压 V	η %	cosφ	$\frac{I_{st}}{I_N}$	$\frac{T_{st}}{T_N}$	$\frac{T_{max}}{T_N}$	极数
YR	400～3200	6000	89.5～94.0	0.68～0.86			1.8	6～24
Y	400～2000	6000	90.5～94.0	0.72～0.86	6.5	0.7	1.8	6～16
YK	1000～3000	6000	93.0～95.0	0.84～0.86	7.0	0.7	1.8	2
JS2 JSL2	60～320	380	89.5～93.5	0.80～0.91	5.5～6.5	1.0	1.8～2.0	4～10
JR2 JRL2	60～320	380	87.5～93.5	0.79～0.91			1.8～2.0	4～10
JS	45～280	380	89～94.5	0.80～0.91	5.5～6.5	0.9	1.6	4～12
	200～780	6000						
JR	45～300	380	8.0～94.5	0.76～0.90			1.8	4～12
	200～1050	6000						
J2 JO2	0.6～125	380	74～92.5	0.68～0.90	5.5～6.5	1.0～2.2	1.8～2.2	2～10

3.2 工作原理

异步电机的定子三相绕组通以三相交流电流后，在气隙中产生旋转磁场，旋转磁场切割定、转子绕组而分别在定、转子绕组中感应电动势。转子电动势在自成闭合回路的转子绕组中产生电流。转子电流与气隙中基波磁场相互作用产生电磁转矩，拖动机械负载旋转。

3.2.1 三相交流绕组

1)分类 见表 8.1.2—26。

表 8.1.2—26 交流绕组的分类

分类方式	按相带分	按每相每极槽数q分	按槽内线圈边层数分	按线圈端部连接线形状分	按相数分	按线圈节距分	按分布情况分
类别	有 120°、60°、30°相带及混合相带	有整数槽和分数槽绕组	有单层、双层和单双层绕组	有叠绕组和波绕组	有单相、三相及多相绕组	有整距、短距和长距绕组	有集中绕组和分布绕组

2)三相绕组连接

(1)单层绕组 见图 8.1.2—48。

①单层同心式 由几何尺寸和节距不等的线圈连成同心形状的线圈构成。

②单层交叉式绕组

③单层链式绕组 各线圈尺寸相同，线圈端部不交叉。

止送气并检查原因。在3次起动失败后进行第四次起动前，必须多盘车几次以清除气缸内过多的燃油，并且不再用人工注油。

（6）柴油机起动后，应检查各级压力、冷却水、滑油、声音是否正常。如果起动后30～40 s没有看到冷却水流过视流计，应即停车检查。

3 自由活塞式空气压缩机的特殊性能和优缺点

64-115自由活塞式空压机的结构和性能与苏制ДK-2空压机相同。表5.2.2-2中列出其基本工作性能参数。

表5.2.2-2 ДK-2自由活塞式空压机的基本工作性能参数

序号		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
供油量g_c g/循环		0.163				0.148			0.133				0.103		
排气压力p_d 0.98×10^5Pa		250	230	200	150	230	200	150	250	230	200	150	250	200	150
活塞行程S mm		220	220	220	220	218	218	218	215	214	215	215	205	205	205
往复次数n 1/min		910	900	866	820	896	865	825	913	900	866	822	913	866	820
排气量Q	m^3/min	1.92	1.94	1.95	1.97	1.81	1.82	1.84	1.61	1.63	1.64	1.66	1.16	1.18	1.2
	%	100				93.3			84.2				60.5		

自由活塞式空压机的性能特点有：

1）能量平衡是自由活塞式空压机工作中的基本关系，即

$$W_d = W_c + W_b + W_f \tag{5.2.2-1}$$

式中：W_d——柴油机发出的指示功；

W_c——各级空压机消耗的指示功之和；

W_b——扫气泵消耗的指示功；

W_f——整个空压机的机械摩擦耗功。

2）自由活塞式空压机的死点和行程由能量平衡关系决定，两者都是变化的。内、外死点主要随循环供油量g_c和空压机的排气压力p_d而改变。当g_c小而p_d大时，它们都内移，反之则外移。但外死点的移动量较大。所以活塞行程S主要随g_c改变，g_c大时S也大，反之亦然。

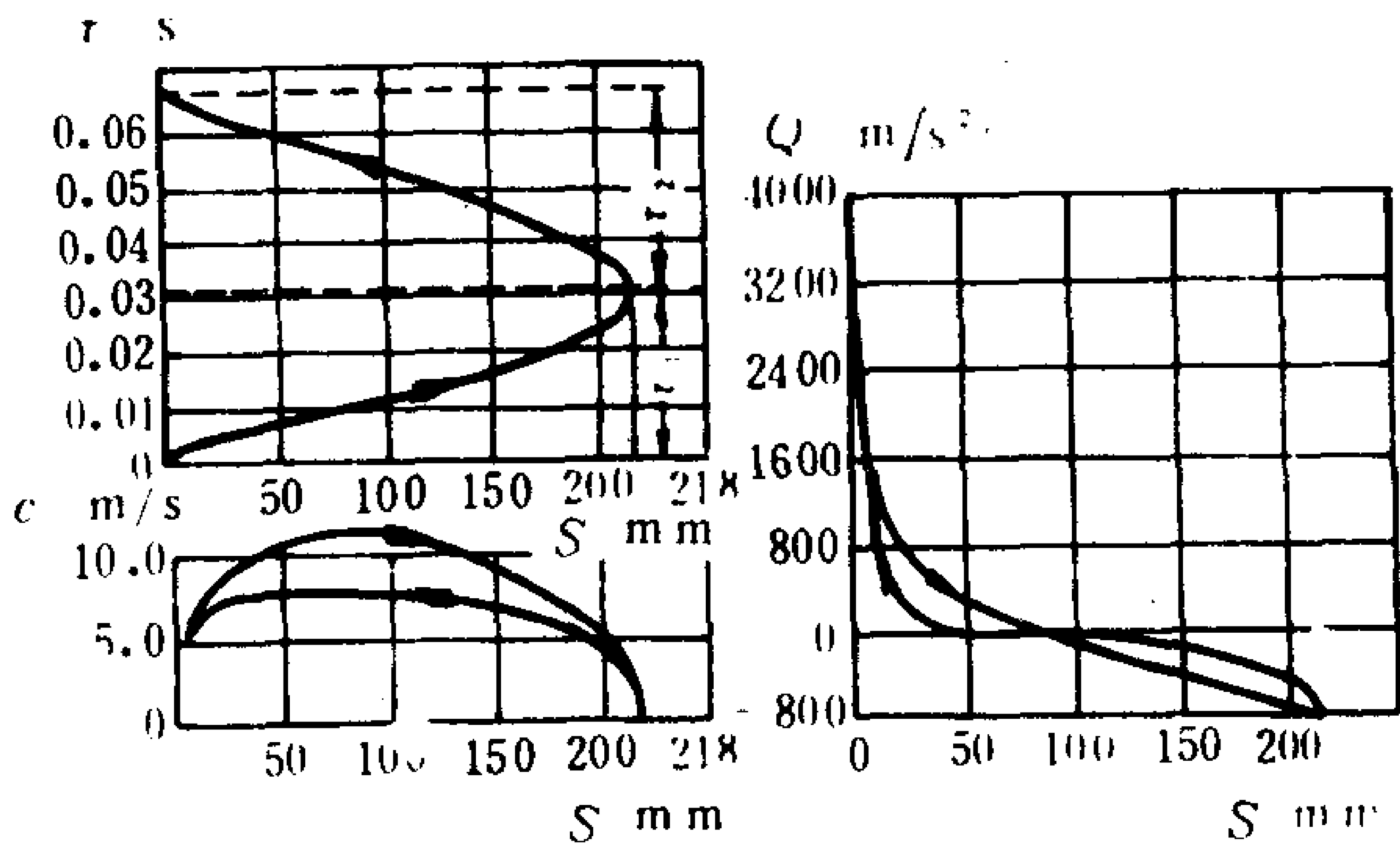


图5.2.2-15 ДK-2空压机活塞组的速度变化

τ_1—外行时间；τ_2—内行时间；c—速度；a—加速度

3）自由活塞式空压机的往复次数n是变化的，主要由p_d决定，p_d增大，n增高。

4）自由活塞式空压机活塞组外行时的速度大于内行时速度，并在接近死点时很快变为零，而在内死点处更为明显。图

5.2.2-15示出ДK-2空压机的运动图线。

5）自由活塞式空压机的排气量Q主要随g_c的改变而改变，但p_d也有影响。即Q随g_c的增大而增大，而随p_d的增大略有减小。至于往复次数n对Q的影响，则不像曲轴活塞式空压机那样具有正比关系；因为n主要取决于排气压力p_d而不再是一个独立的参数。有时n降低，Q反而有所增加。

6）自由活塞式空压机各级的余隙容积都比较大，以保证活塞组内行时有足够的膨胀能量。各级的相对余隙容积（$e=V_c/V_h$）是：一级$e_1=0.20$，二级$e_2=0.26$，级$e_3=0.24$，四级$e_4=0.39$，比曲轴活塞式空压机大得多。因此，自由活塞式空压机的容积系数λ_v很小，只有0.35～0.45。

7）自由活塞式空压机的起动条件是柴油机在第一个往复内就必须爆发燃烧。所以自由活塞式空压机上柴油机的压缩比都高于一般柴油机，而且压缩比的数值是变化的。固然，压缩比高会有较高的压缩温度，有利于起动，但操作仍必须熟练而正确。影响起动的因素较多，难于起动或起动失败是常见故障。此外，自由活塞式空压机虽然都从结构上采取了措施来防止活塞撞击气缸盖，但因起动时不能一个往复就达到压力保持阀限定的气压，所以起动时发生撞缸就难于完全避免。

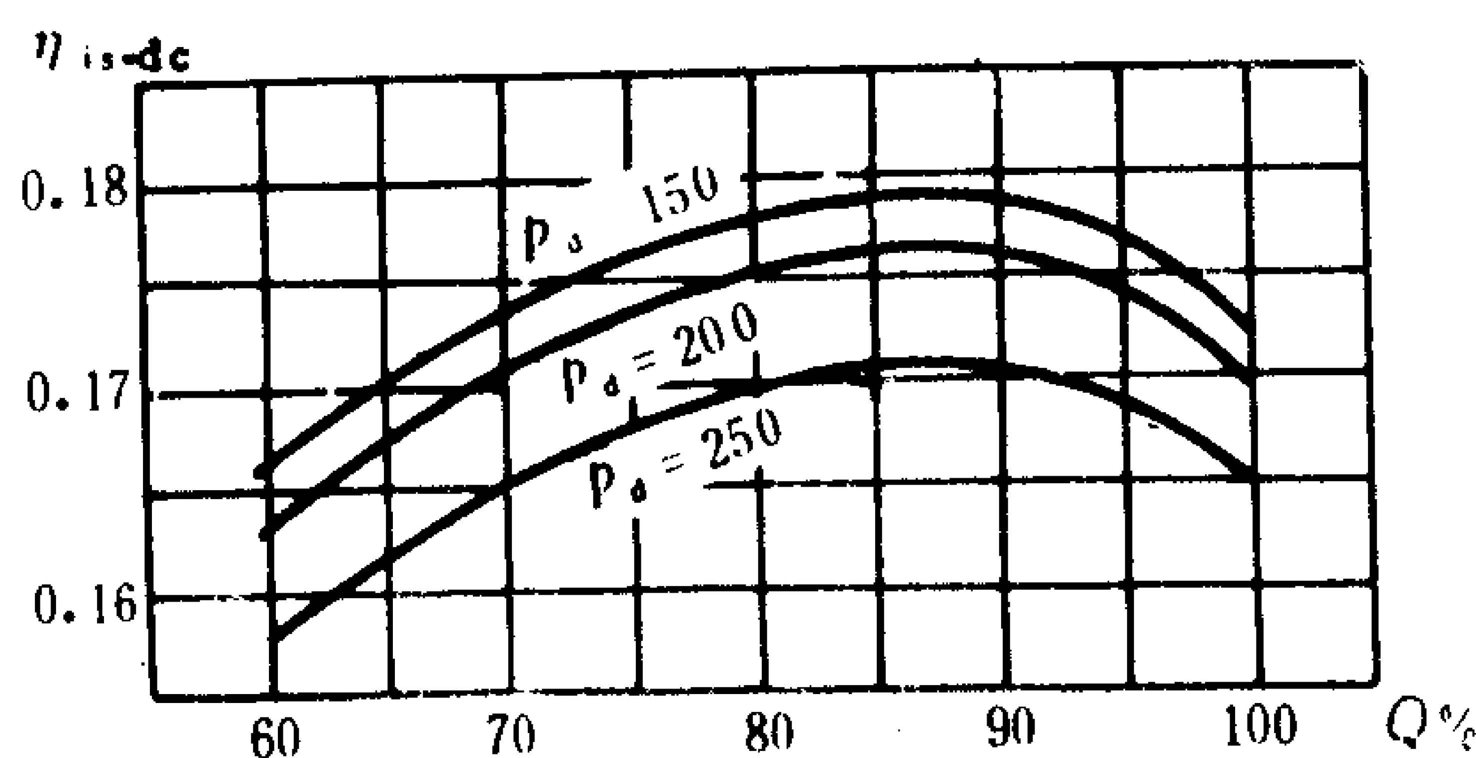


图5.2.2-16 ДK-2空压机的$\eta_{is,dc}$-Q曲线

8）排气量大而经济性高是对自由活塞式空压机的工作要求，但影响排气量和经济性的因素很多，其中有些因素是互相制约的，所以两者难于同时达到。图5.2.2-16所示是ДK-2空压机的等温效率$\eta_{is,dc}$与排气量Q的关系。由图可见，最高效率点与最大排气量位置并不吻合，同时还受排气压力p_d的影响。自由活塞式空压机应根据它们的这种关系曲线合理使用。

9）自由活塞式空压机的外死点有其合适的位置。过分靠外会造成活塞撞击气缸盖；过分靠内，柴油机的进气孔就会开度不够或者打不开，给扫气带来不利影响，严重时会造成自动停车。当柴油机的排气背压过高时，就会出现这种现象。64-115空压机外死点的合适位置在一级和二级空压机的排气阀处，也就是正常行程218～220 mm的位置，说明该空压机正常工作时并不存在撞缸危险，也不形成气垫。

自由活塞式空压机的主要优缺点：

1）工作独立性强，适于舰艇使用。

2）运动是平衡的，活塞上没有由曲轴连杆机构引起的侧推力，气缸磨损轻；没有扭转振动，无需笨重的机座。

3）重量轻，约为同参数电动空压机的1/3。

4）结构复杂，操作管理要求高，实现自动化较难。

第3章　通　风　机

1　性能参数和分类

通风机用来输送气体，所提高的风压一般不超过14.7 Pa（或1500 mmH_2O）。

1.1　主要性能参数

1）全压（风压）p——由通风机提高的总压力，Pa（或mmH_2O）。

$$p = p_{st} + p_k \tag{5.2.3-1}$$

式中：p_{st}——静压，Pa；

p_k——动压，Pa。

2）流量（风量）Q——通风机单位时间内吸入的空气量（一般指标准状态：1.013×10^5 Pa、20℃、$\varphi=50\%$时的吸入空气量），m^3/h或m^3/min。

3）转速n——通风机单位时间内的转数，r/min。

4）有效功率P_e——通风机单位时间内传递给空气的能量。

$$P_e = \frac{pQ}{1000} \quad \text{kW} \tag{5.2.3-2}$$

式中：p——全压，Pa；

Q——风量，m^3/s。

5）轴功率P——通风机所消耗的功率。

$$P = \frac{P_e}{\eta} \quad \text{kW} \tag{5.2.3-3}$$

式中：$\eta=\eta_i\eta_m$——通风机效率，一般为0.46～0.83。其中η_i和η_m分别是内效率和机械效率。

6）比转数n_s——表征通风机特性的一个无因次量。

$$n_s = \frac{5.54Q^{\frac{1}{2}}}{p_B^{\frac{3}{4}}}n \tag{5.2.3-4}$$

式中：Q——风量，m^3/s；

p_B——标准状态下的全压，Pa。因该状态下空气的密度为1.29 kg/m^3，所以$p_B=1.29$ p/ρ（其中，p和ρ是通风机某一工况下的全压和空气密度）；

n——转速，r/min。

n_s可理解为一个叶轮形状几何相似的、在最高效率下产生全压为9.8Pa（或1 mmH_2O）、风量为1 m^3/s时的小风机的转速。

1.2　分类

通风机按工作原理可分为离心式和轴流式，见表5.2.3-1。

表 8.1.2－28 运行性能的变化

运行性能	频率额定，电压低于额定值	电压额定，频率低于额定值
转　矩	T_{max}减小($\propto U_1^2$)；T_{st}减小($\propto U_1^2$)	T_{max}增大($\propto \frac{1}{f_2}$)；T_{st}也增大
功率因数	因 Φ_1 减小($\propto U_1$)，故 I_m 减小，$\cos\Phi$ 增大	因 $U_1 \approx E_1 \propto f\Phi_1$＝常值，即 Φ_1 增大($\propto \frac{1}{f}$)，故 I_m 增大，$\cos\Phi$ 降低
电　流	因 $T_{em} \propto \Phi_1 I_2 \propto U_1 I_2$＝常值。故 I_2 增大($\propto \frac{1}{U_1}$)；负载较大时 I_1 一般增大	因 $T_{em} \propto \Phi_1 I_2 \propto \frac{I_2}{f}$＝常值，故 I_2 减小($\propto f$)；而 I_m 增大，故 I_1 视具体情况而定
转差率	s 增大($\propto I_2^2 \propto \frac{1}{U_1^2}$)	s 降低($\propto \frac{I_2^2}{f} \propto f$)
转　速	因 S 值对 n 影响很小，故 n 变化很小	因 s 值对 n 影响很小，故 n 降低($\propto f$)
损　耗	P_{Fel}减小；P_{Cu2}增大；P_{fv}近似不变；P_{cU1}轻载时变化小，负载较大时一般增大	P_{Fel}增大，P_{cu2}减小；P_{fv}减小；P_{cu1}视具体情况而定
效　率	轻载时 η 稍增加；负载较大时 η 降低	因输出功率降低，故 η 一般略降低
温　升	θ 增加	θ 略增加

3.3.2 起动

3.3.2.1 笼型电动机的起动方法

1)全电压起动　在电源容量足够大时，应优先采用。一般 $I_{st}/I_N=5\sim8$，$T_{st}/T_n=1\sim2$。

2)星一角起动法　适用于三角形接法电动机，起动时改为星形接法，使起动电流降为$\frac{1}{3}$，起动转矩也降为$\frac{1}{3}$。

3)自耦变压器降压起动法　定子绕组在起动时接在自耦变压器二次侧，有不同抽头供选择，起动电流与起动转矩都随端电压平方成比例下降。

4)定子电路中串电阻或电抗降压起动。

3.3.2.2 绕线型转子电动机的起动方法

1)起动变阻器起动　起动时，电阻全部接入，随着转速上升，逐级切除电阻，起动完毕后，将电阻全部短接。

2)频敏变阻器起动　频敏变阻器实际上是一个由厚钢板作钢芯的三相电抗器，在起动过程中，由于转子电流频率的变化，频敏变阻器的等效电抗和电阻值会随转速上升而自动下降，实现了无级变速起动。

3.3.3 调速　从异步电动机的转速关系式 $n=n_s(1-s)=\frac{60f}{p}(1-s)$ 中可见，异步电动机的主要调速方法有：

1)变极调速；

2)转子电路串电阻调速；

3)调压调速；

4)串级调速；

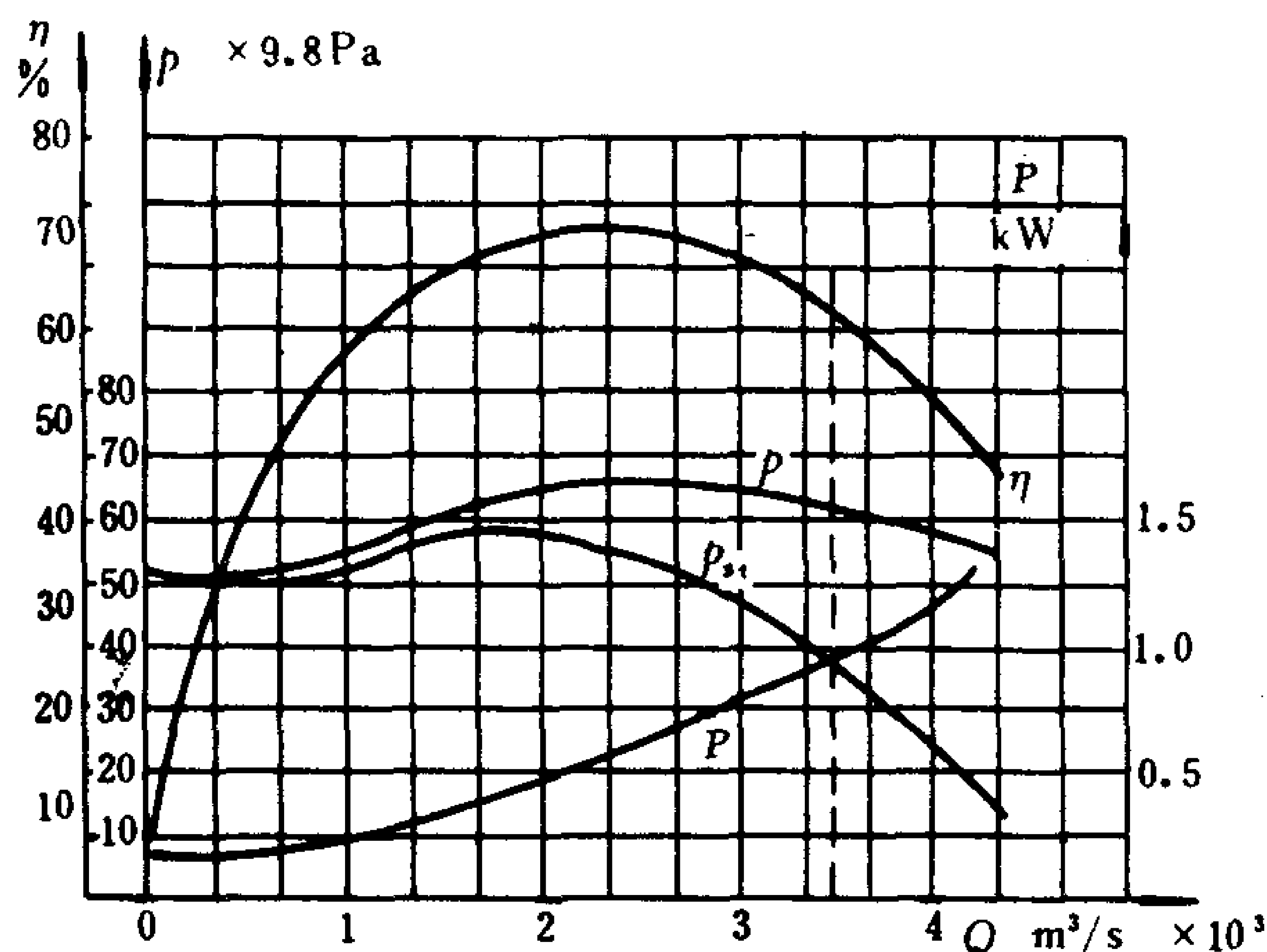
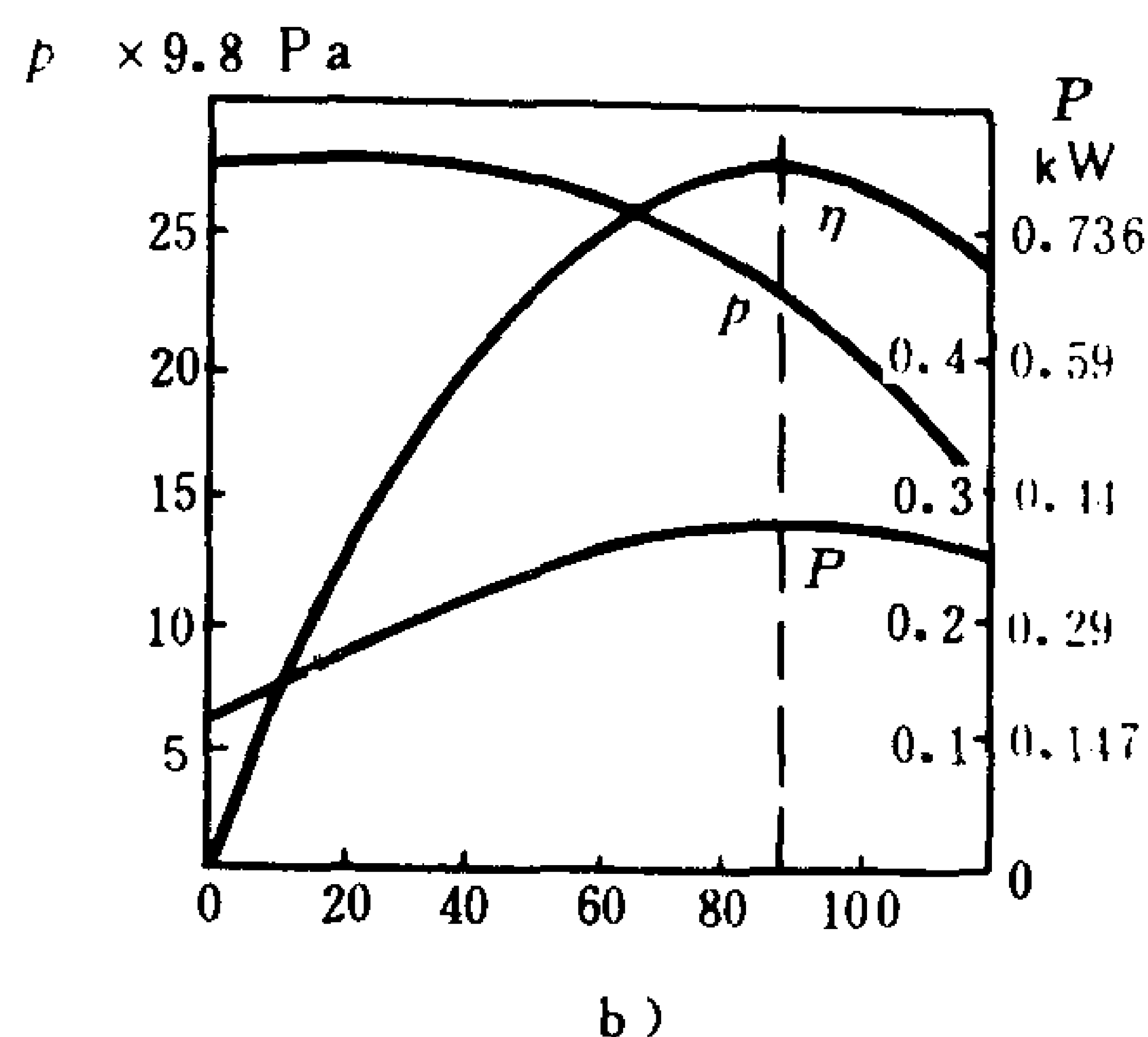



图 5.2.3-3　离心通风机的特性曲线

a)CQ-6 型船用前弯式离心通风机；b)后弯式离心通风机

$$p=\left(\frac{n}{n_0}\right)^2\cdot\frac{\rho}{\rho_0}\cdot p_0 \quad \text{Pa} \tag{5.2.3-7}$$

$$P=\left(\frac{n}{n_0}\right)^3\cdot\frac{\rho}{\rho_0}\cdot P_0 \quad \text{kW} \tag{5.2.3-8}$$

式中：Q_0、p_0、P_0、n_0、ρ_0——分别为标准状态或指定条件下的风量、全压、轴功率、转速和密度；

Q、p、P、n、ρ——分别为变速后的相应各值。

风机参数有时还用下列无因次系数表示：

压力系数　$$\bar{p}=\frac{p}{\rho u_2^2} \tag{5.2.3-9}$$

流量系数　$$\bar{Q}=\frac{Q}{\frac{\pi}{4}D_2^2 u_2\cdot 3600} \tag{5.2.3-10}$$

功率系数　$$\bar{P}=\frac{P}{\frac{\pi}{4}D_2^2\rho u_2^3} \tag{5.2.3-11}$$

用无因次量作出的特性曲线，表示一个型式（即具有相似性能的）通风机的特性，有广泛的适用性。

2.3　系列参数

1)CQ型船用离心通风机

这种通风机为前弯叶片式，分右转和左转两种，出风口位置调整范围是0～270°，间隔为90°。

如图5.2.3-4所示，通风机的叶轮直接安装在电动机轴上，机壳和电动机的凸缘相联接。机壳用薄钢板焊成，叶轮为硬

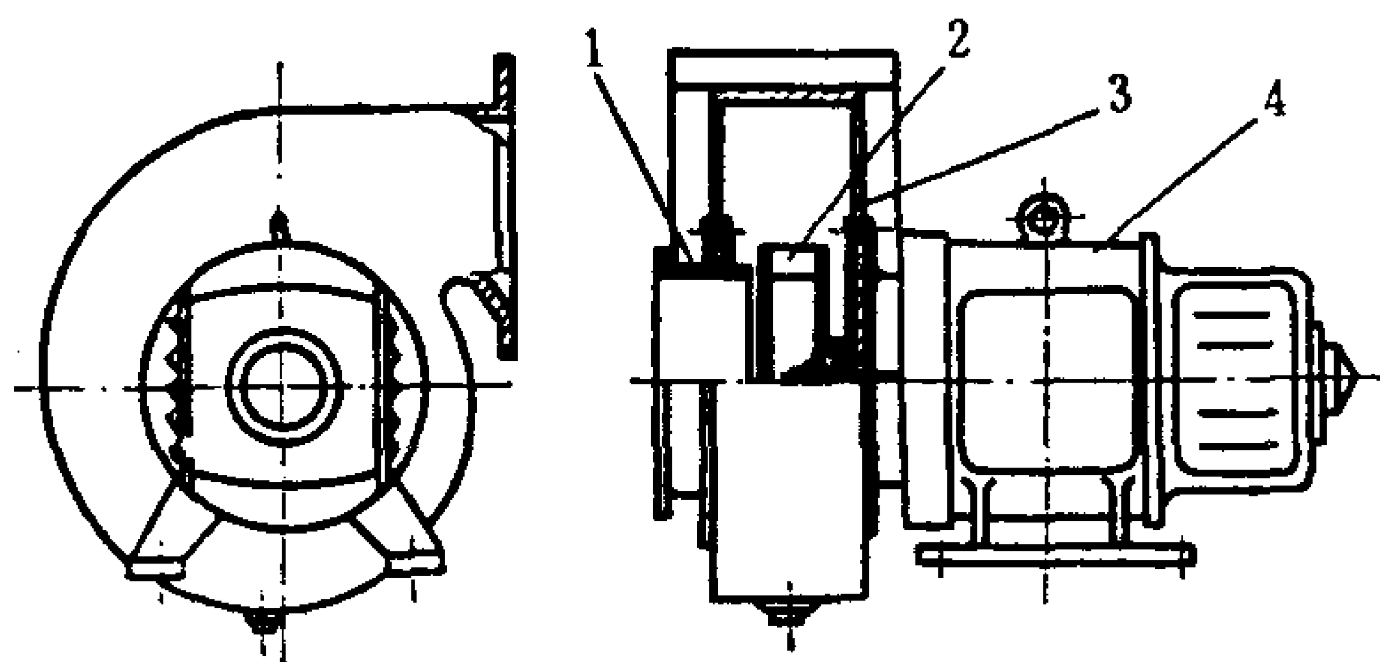


图 5.2.3-4　CQ型离心通风机

1-集流器；2-叶轮；3-机壳；4-电动机

(2)用万用表检查方法(二),在接通开关的瞬间,如万用表(毫安档)指针摆向大于零的一边,则电池正极所接线头与万用表负端所连线头同为头或尾,如指针反向摆动,则相反。再将电池接到另一相的两线头进行测试。

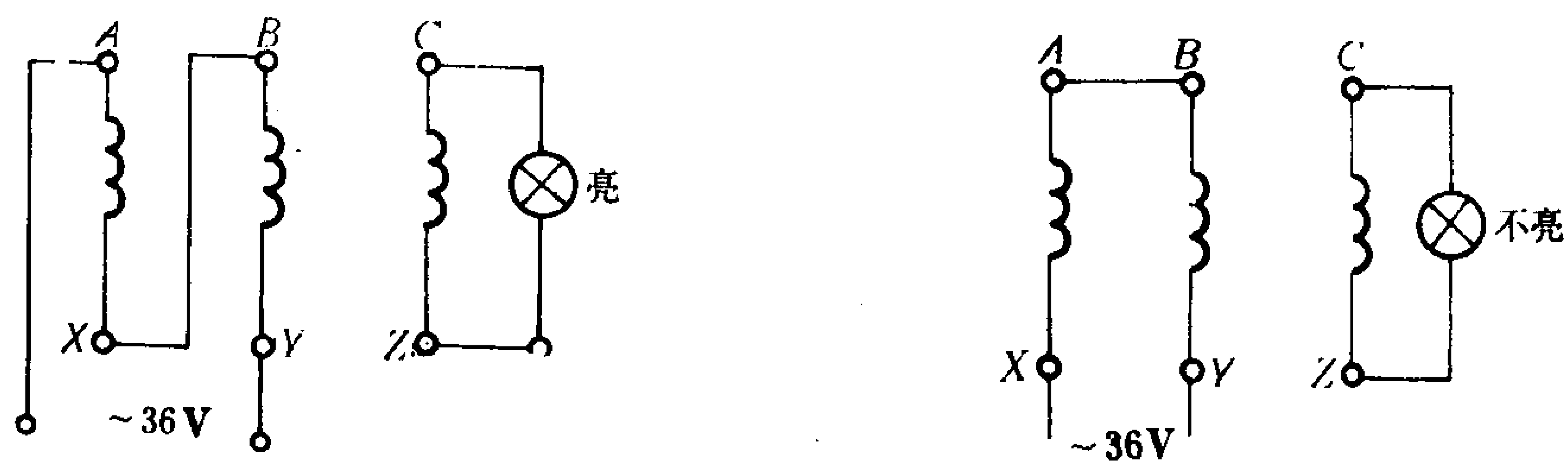


图 8.1.2—54 用灯泡法检查绕组的头、尾方法

(3)灯泡法 先用灯泡或万用表检查出各相的二个引出线,再将任意两相串联,接交流低压电源(36~220V),余下一相接 36~220V 的灯泡,如果灯泡发亮,则表明串联的两相是头,尾端相连;如不亮,则相反。见图 8.1.2—54。

2)线圈绕组之间接错或嵌反的检查方法

将直流低电压通入某一相绕组,用指南针沿着定子铁心槽口上逐槽检查,如指南针在该相极间位置上是交替变化的,表明接线正确。反之,说明线圈组方向接错。

如果在同一线圈组中个别线圈接错了,则在同一极相组内指南针的指向会交替变化。

3.4 单相异步电动机

3.4.1 单相异步电动机特点

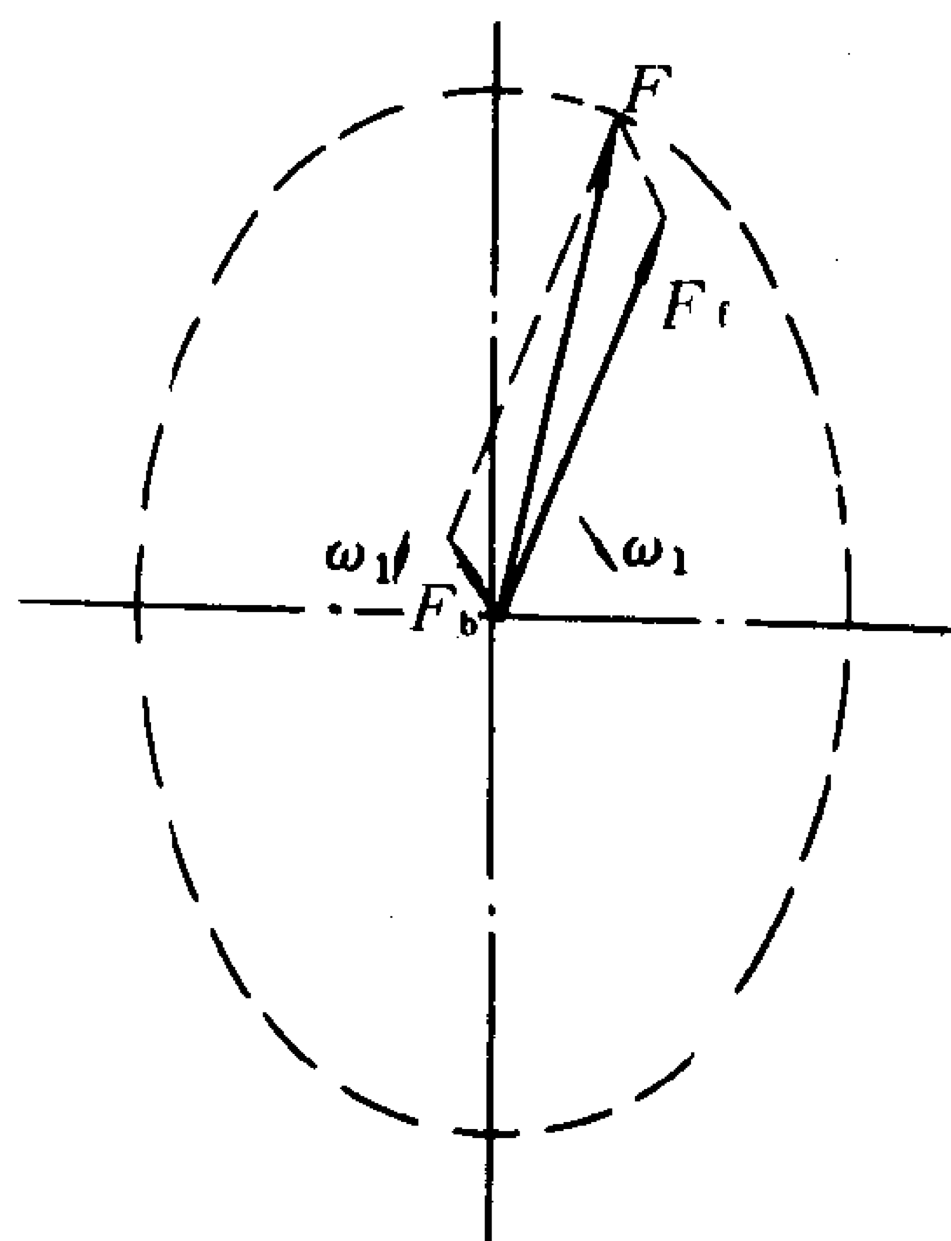


图 8.1.2—55 椭圆形旋转磁场

1)只需要单相电源供电,由单相交流电流所建立的磁势是脉振磁势。

2)转子静止时,由单相脉振磁势产生的合成转矩为零,因此单相电动机不能自行起动。

3)电机 一旦以一定的转速向任一方向转动,则沿着该方向会继续旋转下去。

4)为使单相异步电动机有一定的起动转矩,必须在气隙中建立两个时间,空间不同相的脉振磁势,以便合成一个圆形或椭圆形旋转磁场,见图 8.1.2—55。

3.4.2 单相异步电动机的主要类型和结构特点

1)罩极式 定子有凸极式和隐极式两种,一般采用凸极式。主绕组是集中绕组,并在极靴的一小部分上套有电阻很小的短路环(又称罩极绕组)。隐极定子其冲片形状和一般异步电动机相同,主绕组和罩极绕组均为分布绕组,它们的轴线在空间相差一定的电角度(一般为 45°),罩极绕组匝数少,导线粗。见图 8.1.2—56。

续上表

机　　号	风量	全压	轴功率	效率	转速	噪声	电动机	
	m^3/h	×9.8Pa	kW	%	r/min	dB(A)	型　号	功率　kW
CQ 23-$\frac{Z}{J}$	800	450	1.58	62	2900	84	Z_2C-22 JO_2H-22-2	2.2
CQ 24-$\frac{Z}{J}$	1000	200	0.85	65	2900	75	Z_2C-12 JO_2H-12-2	1.1

表 5.2.3-3　　　　IC型通风机的性能参数

机　　号	风量	全压	效率	转速	轴功率	电　动　机	
	m^3/h	×9.8Pa	%	r/min	kW	型　号	功率　kW
IC 1-$\frac{J}{Z}$	100	120	26	2900	0.075	JO_2H-0.91, 2 D_2/T 6 Z-2.5-H, D_2/T_2	0.4 0.3
IC 2-$\frac{J}{Z}$	250	180	50	2900	0.245	JO_2H-0.91, 2 D_2/T 6 Z-2.5-H, D_2/T_2	0.4 0.3
IC 3-$\frac{J}{Z}$	500 500/650	250 250/408	55 55	2900 2900/3700	0.62 0.62	JO_2H-11-2, D_2/T 6 Z-5-H, D_2/T_2	0.8 0.65/1.75
IC 4*-$\frac{J}{Z}$	800 800	250 250					
IC 5*-$\frac{J}{Z}$	1200 1200	250 250					
IC 6-$\frac{J}{Z}$	1800 1800/2300	320 320/520	60 60	2900 2900/3700	2.6 2.6	JO_2H-31-2, D_2/T 6 Z_2C-41, 11 D_2/T_2	3 3.5/4.5/5.5
IC 7*-$\frac{J}{Z}$	2600 2600	320 320					
IC 8-$\frac{J}{Z}$	3600	320	60	2900	5.23	JO_2H-41-2, D_2/T 6 Z_2C-41-H, D_2/T_2	5.5 5.5
IC 9*-$\frac{J}{Z}$	5000	380					
IC 10-$\frac{J}{Z}$	7000	380					
IC 11-$\frac{J}{Z}$	10000	380	61	2900	17	JO_3-H 16 OM-2, D_2/T 6 Z_2C-71-H, D_2/T_2	17 14/17/27
IC 12-$\frac{J}{Z}$	6000	400	65	2900	11.3	JO_2H-52-2, D_2/T 6 ПCM-B-H, D_2/T_2	13 11.5
IC 13-$\frac{J}{Z}$	500	450	51	2900	1.2	JO_2H-21, D_2/T 6	1.5
IC 14*-$\frac{J}{Z}$	600	750					
IC 15-$\frac{J}{Z}$	800	520	65	2900	1.51	JO_2H-22-2, D_2/T 6 Z_2C-22-2, D_2/T_2	2.2 2.2
IC 16-$\frac{J}{Z}$	12000	250	50	2900	16.4	JO_3H-160 M-2, D_2/T 6	17
IC 17-$\frac{J}{Z}$	15000	400	58	2900	28.2	JO_2H-72-2, D_2/T_2	30

* 表示现暂缺。

2）IC型船用离心通风机

IC型船用离心通风机有径向叶片，原动机有直流和交流电动机两种。配用直流电动机时，电动机凸缘处装有密封部件。通风机分左转和右转两种。出风口调整范围为 0～315°，间隔为45°，特殊需要时，间隔可为 22°30′。该型通风机的性能参数列于表 5.2.3-3。

3）CLQ型船用离心通风机

这种通风机为前弯叶片式，叶轮由铝合金板铆接制成，与电动机直接联接，机壳采用气密式结构。有左转和右转两种。出风口位置可按 30°或 20°30′的间隔在 0～315°范围内调整。全压为 215～1790 Pa（22～183 mmH_2O），风量为 500～18000 m^3/h，转速为 970～2920 r/min。

4）CBL型船用离心通风机

此系列通风机为防爆式，是CLQ型的派生系列。全压为540～1910 Pa（55～195 mmH_2O），风量为 500～18000 m^3/h，转速为 970～2920 r/min。

5）CBM型船用离心通风机

CBM型船用离心通风机是适应出口船舶需要而生产的风机，性能参数范围较广，产品档次增加。

3 轴流通风机

3.1 一般结构

轴流通风机主要由筒形机壳和螺旋桨形叶轮组成，见图 5.2.3-5。当电动机带动叶轮高速旋转时，推动空气沿轴向流过而获得能量。导向叶片则起整流作用。

有些轴流通风机，在进口处安装喷管形集流器，以改善进气条件。较大功率的轴流通风机，有在出口处装设扩压管的，称扩压尾锥，以减少流动损失并把部分动能转化成压力能。

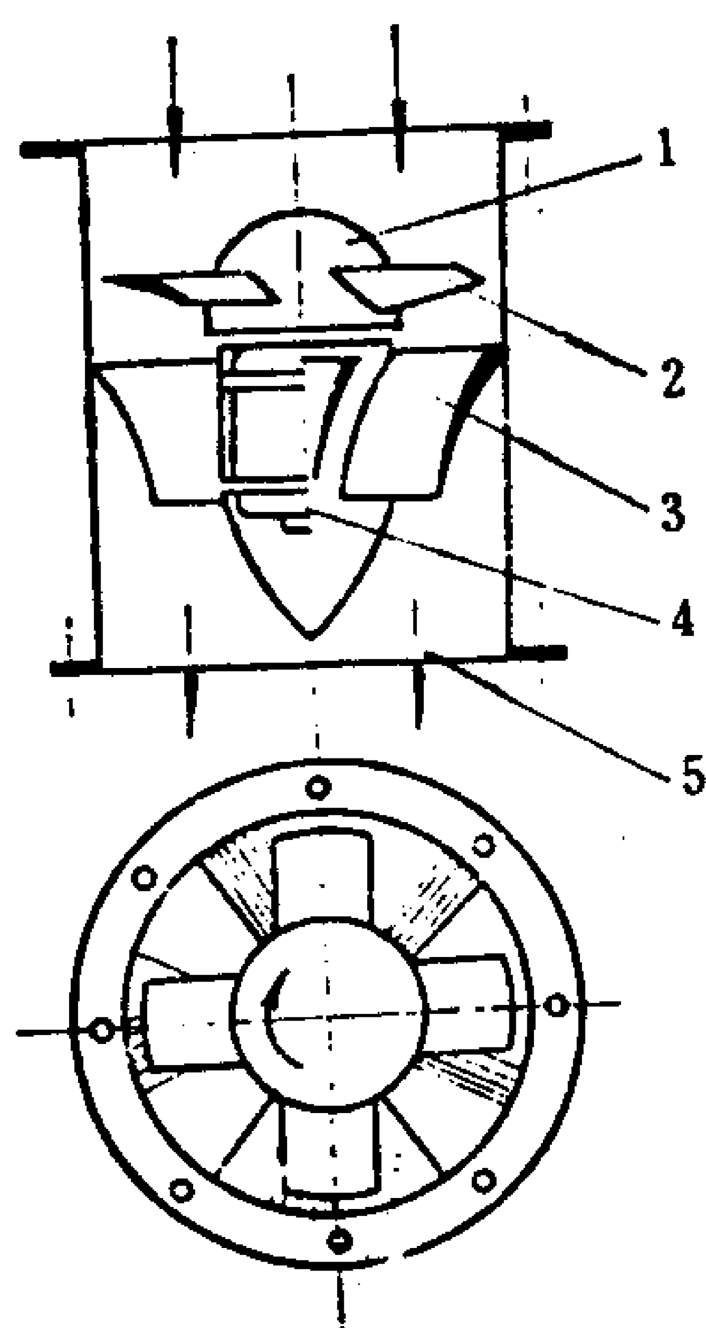


图 5.2.3-5 轴流通风机

1-轮毂；2-叶轮；3-导向叶片；

4-电动机；5-机壳

轴流通风机的全压也可用式 5.2.3-5 估算，但$\psi=0.02\sim0.5$，所以风压较低。其$u_2<$ 130 m/s，以免产生高频噪声。

3.2 性能

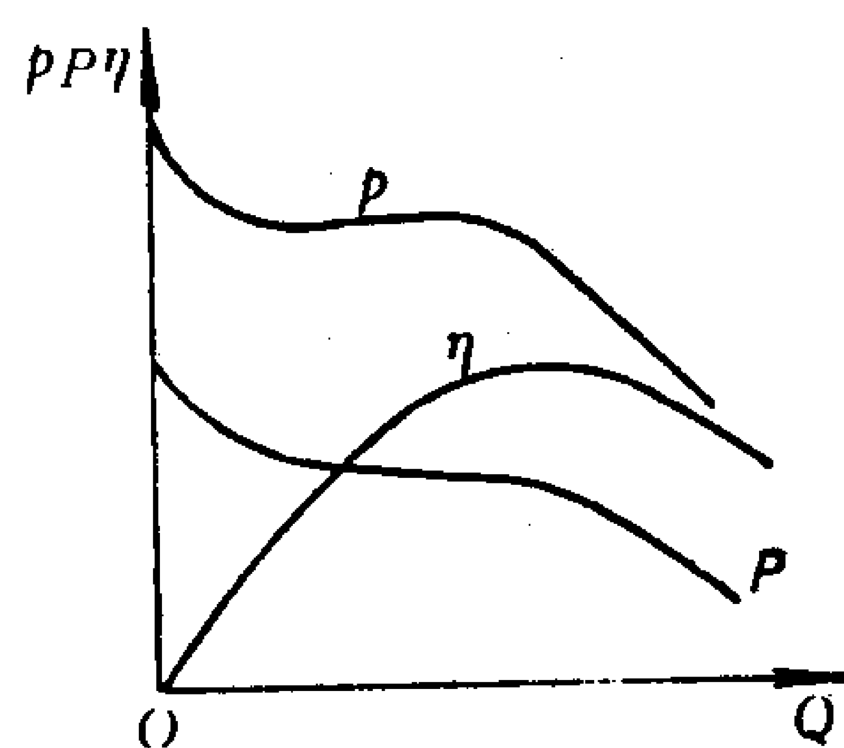


图 5.2.3-6 轴流通风机特性曲线

轴流通风机的定速特性曲线见图5.2.3-6。当转速和密度改变时，也可用式 5.2.3-6、5.2.3-7、5.2.3-8 进行换算。

BO 系列产品具有起动转矩较低和起动电流较大等特点，适用于不需较高的起动转矩，而起动电流容许较大的一般机械传动设备，如小型机床、鼓风机、医疗器械、排风扇等。主要技术数据见表 6.1.2—33。

2)CO 系列单相电容起动异步电动机

CO 系列具有起动转矩高，起动电流小等特点，适用于需要满载起动而电流不宜过大的机械传动设备，如空气压缩机、泵、冰箱、医疗器械等，其主要技术数据见表 8.1.2—34。

3)DO 系列单相电容运转异步电动机

DO 系列产品具有起动转矩低、起动电流小等特点，适用于要求运转平稳及起动转矩小的机械传动设备上，如录音机、风扇、记录仪表以及各种空载起动的机械。其主要技术数据见表 8.1.2—35。

表 8.1.2—33　**BO 系列微电机主要技术数据**

型　号	额定功率 (W)	额定转速 (r/min)	额定电流 (A)	效率 (%)	功率因数 (cosφ)	起动电流 (A)	起动转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩
BO7112	370	2800	3.5	65	0.74	29	1.25	1.8
BO6332	250	2800	2.5	63	0.72	20	1.3	1.8
BO6322	180	2800	1.95	60	0.70	15.5	1.5	1.8
BO6312	120	2800	1.43	56	0.68	12.5	1.6	1.8
BO5622	90	2800	1.19	52	0.66	10.5	1.7	1.8
BO5612	60	2800	1.01	42	0.64	8	1.8	1.8
BO7124	370	1400	4.17	63	0.64	29	1.3	1.8
BO7114	250	1400	3.05	60	0.62	20	1.4	1.8
BO6334	180	1400	2.44	56	0.60	15.5	1.6	1.8
BO6324	120	1400	1.85	50	0.59	12.5	1.7	1.8
BO6314	90	1400	1.6	44	0.58	10.5	1.8	1.8
BO5624	60	1400	1.28	38	0.56	8	2.0	1.8
BO5614	40	1400	1.05	32	0.54	7	2.2	1.8

表 8.1.2—34　**CO 系列微电机的主要技术数据**

型　号	额定功率 (W)	额定转速 (r/min)	额定电流 (A)	效率 (%)	功率因数 (cosφ)	起动电流 (A)	起动转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩
CO8012	750	2800	6.24	70	0.78	37	2.5	1.8
CO7122	550	2800	4.83	68	0.76	29	2.5	1.8
CO7112	370	2800	3.5	65	0.74	21	2.5	1.8
CO6332	250	2800	2.5	63	0.72	15	3.0	1.8
CO6322	180	2800	1.95	60	0.70	12	3.0	1.8
CO8024	750	1400	7.05	69	0.70	37	2.5	1.8
CO8014	550	1400	5.65	66	0.67	29	2.5	1.8
CO7124	370	1400	4.17	63	0.64	21	2.5	1.8
CO7114	250	1400	3.05	60	0.62	15	3.0	1.8
CO6334	180	1400	2.44	56	0.60	12	3.0	1.8
CO6324	120	1400	1.85	50	0.59	9	3.0	1.8

表 8.1.2－35　　DO系列微电机主要技术数据

型　号	额定功率 (W)	额定转速 (r/min)	额定电流 (A)	效率 (%)	功率因数 (cosφ)	起动电流 (A)	起动转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩
DO3312	180	2800	1.01	65	0.88	7	0.35	1.8
DO5622	120	2800	0.705	62	0.88	5	0.35	1.8
DO5612	90	2800	0.579	58	0.86	3.2	0.35	1.8
DO5022	60	2800	0.422	53	0.86	2.5	0.35	1.8
DO5012	40	2800	0.318	48	0.84	2	0.7	1.8
DO4522	25	2800	0.228	42	0.84	1.5	0.7	1.8
DO4512	15	2800	0.163	36	0.82	1	0.7	1.8
DO6324	180	1400	1.18	57	0.86	7	0.35	1.8
DO6314	120	1400	0.845	53	0.86	5	0.35	1.8
DO5624	90	1400	0.701	49	0.84	3.2	0.35	1.8
DO5614	60	1400	0.51	45	0.84	2.5	0.35	1.8
DO5024	40	1400	0.392	40	0.82	2	0.7	1.8
DO5014	25	1400	0.28	35	0.82	1.5	0.7	1.8
DO4524	15	1400	0.20	30	0.80	1	0.7	1.8
DO4514	8	1400	0.14	23	0.80	0.8	0.7	1.8

注：BO、CO、DO的额定电压220V；频率：50Hz；工作定额：连续；转向：可逆。

3.5　变极多速异步电动机

3.5.1　变极原理和方法　变极多速异步电动机的极对数改变是通过改变部分线圈的电流方向来实现的。如图 8.1.2－57 所示，图中 b)和 c)的极数都比 a)减少一半，从而改变了旋转磁场的同步转速。变极多速异步电动机大都为笼型转子。

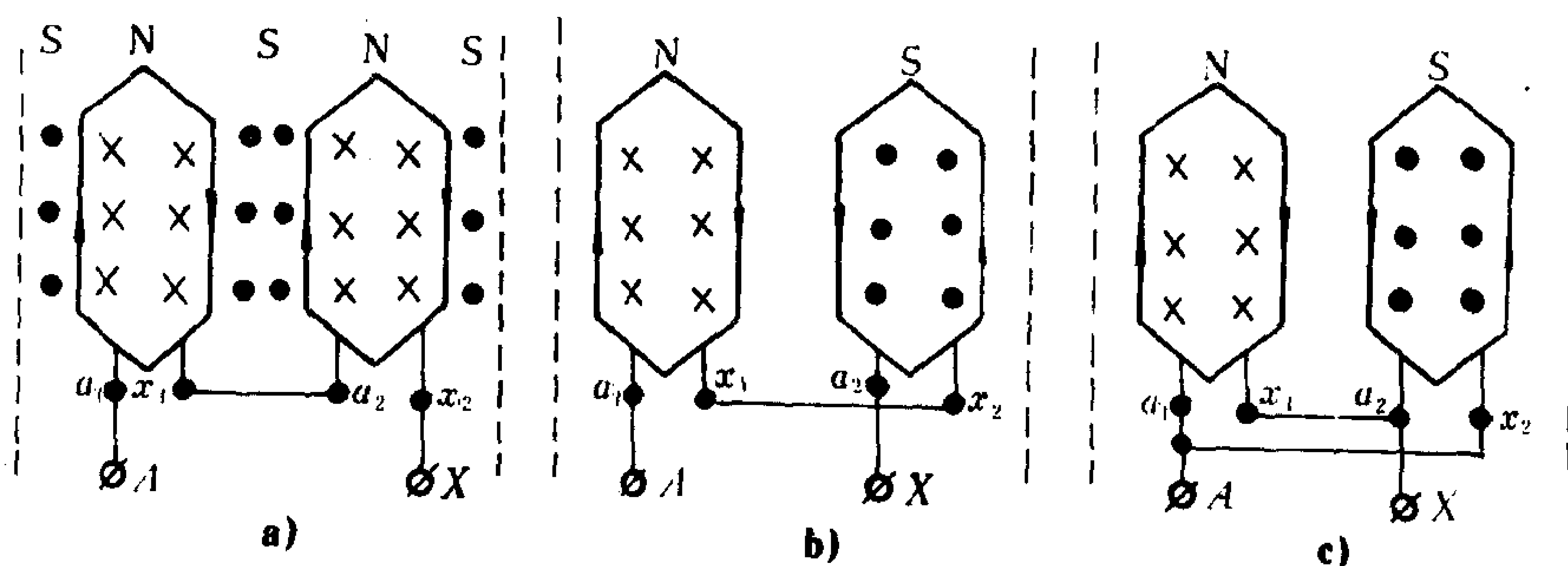


图 8.1.2－57　改变极对数时，一相绕组的改接方法

a)2p＝4；b)2p＝2；c)2p＝2

常用的改变绕组极对数的方法：

1)改变定子绕组的接法来实现变更极对数，这种方法多用于倍极比(2∶1)，非倍极比而速比较近的双速电机或三速电机；

2)在定子槽内嵌放两套不同极对数的独立绕组，这种方法一般只用于非倍极比而且速比较远的双速电机；

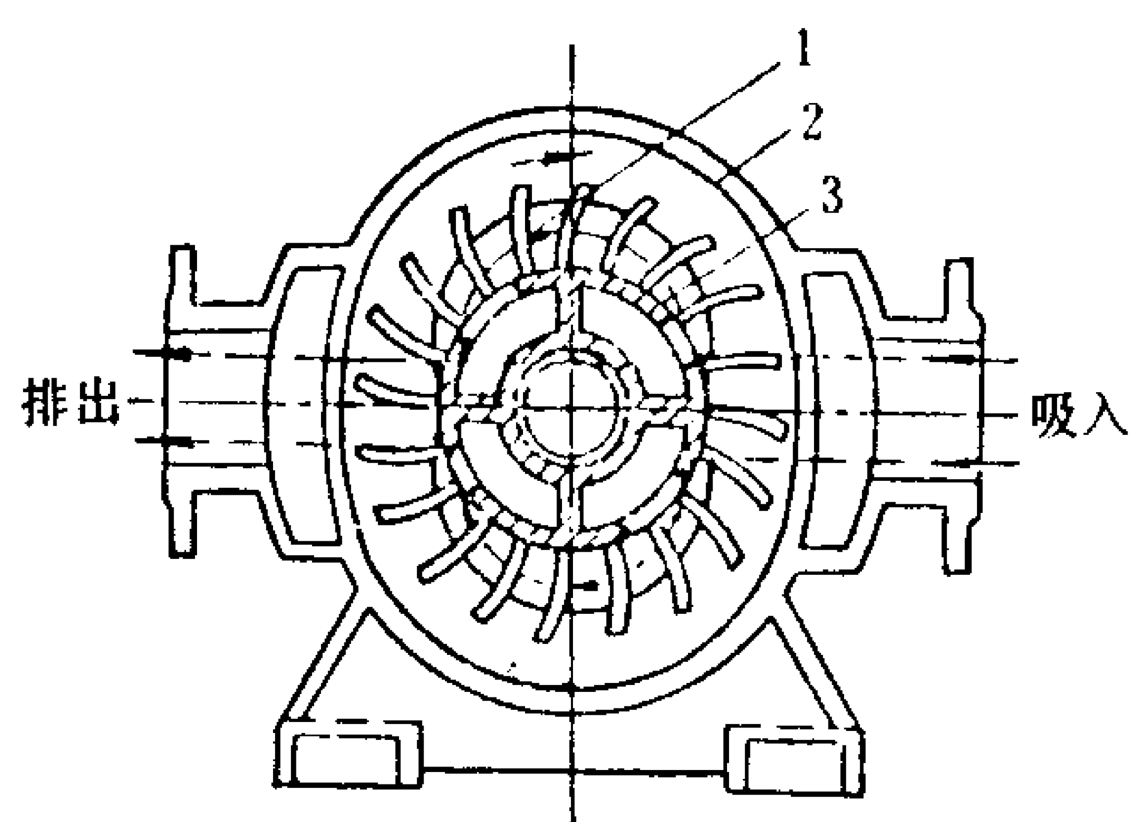


图 5.2.4-3　双作用式水环真空泵简图

1-叶轮；2-泵体；3-气体分配器

表 5.2.4-1

单作用式和双作用式水环真空泵的比较

单作用式	双作用式
1. 叶轮和泵体呈单偏心	1. 叶轮和泵体呈双偏心
2. 叶轮转一周进行一次吸排气	2. 叶轮转一周进行两次吸排气。在相同叶轮尺寸下，理论输气量比单作用式大1倍
3. 泵体截面为圆形，易于制造	3. 泵体截面近似椭圆，制造较难
4. 径向力不能自动平衡	4. 径向力可以自动平衡
5. 一般用于小型真空泵	5. 多用于较大型真空泵，特别是水环压缩机

2　性能

2.1　主要性能参数

1）输气量Q_s　指泵出口为大气压（1.013×10^5Pa或760 mmHg）时，泵在单位时间内从吸气口吸入的给定真空度下的空气容积，m^3/min或m^3/h。

2）极限真空　指泵的输气量为零时所能建立的真空度。

3）功率和效率　有效功率P_{is}指气体的等温压缩功率：

$$P_{is}=1.67\times10^{-5}p_1Q_s\ln\frac{p_2}{p_1}\quad kW \tag{5.2.4-1}$$

式中：p_1——吸入绝对压力，Pa；

p_2——排出绝对压力，Pa；

Q_s——输气量，m^3/min。

轴功率P为

$$P=\frac{p_{is}}{\eta_{is}} \tag{5.2.4-2}$$

式中：η_{is}——泵的等温效率，一般为0.3～0.55。

$$\eta_{is}=\eta_{ist}\eta_v\eta_h\eta_m \tag{5.2.4-3}$$

式中：η_{ist}——内效率，是考虑气体压缩过程和等温过程不一致所引起的能量损失，一般为0.93～0.95；

η_v——容积效率，0.65～0.82；

η_h——水力效率，0.50～0.70；

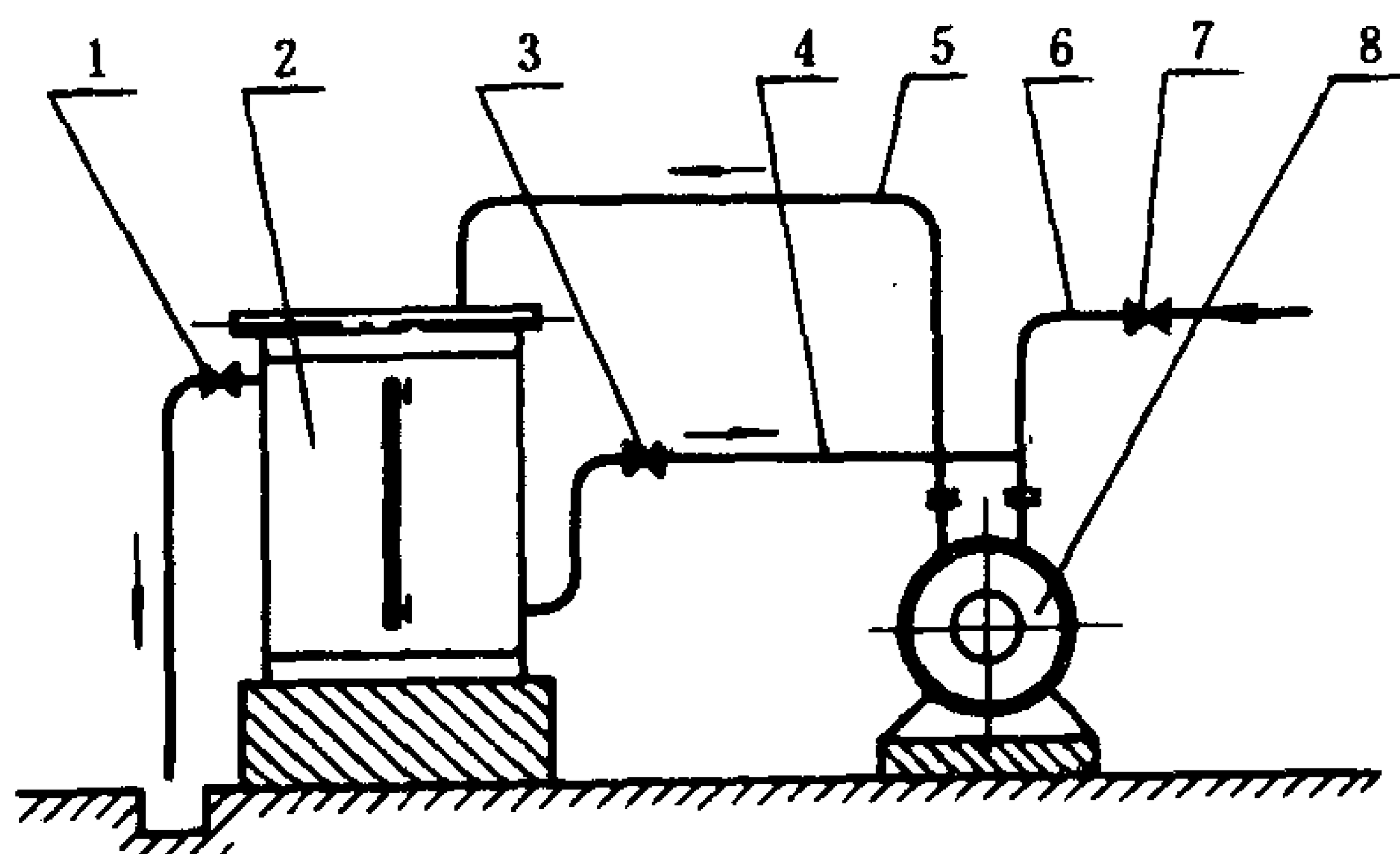
η_m——机械效率，0.985～0.99。

2.2　工作特点

1）泵内注有冷水

水环真空泵工作时必须向泵内注入冷水，保持恒定的水温和水环厚度（排气时会有部分水被随之带走）。供水量q随泵的压力比增加而增加。注入的水应是不含机械杂质的低温水。

图 5.2.4-4 所示是用于离心泵引水的真空装置简图。注水沿管 4 进行，供水量可用阀 3 调节。



5.2.4-4 用作真空引水的水环真空泵装置简图

1-溢流阀；2-气水分离器；3-调节阀；4-供水管；5-排气管；6-进气管（通向离心泵泵壳）；7-截止阀；8-水环真空泵

2）工作水温的影响

工作水温（即水环水温）对水环真空泵的输气量和产生的真空度都有影响。水温高时，极限真空降低，输气量减少。水环真空泵的理论极限真空等于工作水温下的饱和蒸汽压力，可根据当时的大气压力和工作水温由图 5.2.4-5 查取，如虚线所示。

工作水温对输气量的影响可近似地按下式计算：

$$Q_{s(t)}=\frac{p_1-p_{v(t)}}{p_1-p_{v(15)}}Q_{s(15)}=KQ_{s(15)} \quad (5.2.4\text{-}4)$$

式中：$Q_{s(15)}$、$Q_{s(t)}$——工作水温为 15℃和t℃时的输气量；

$p_{v(15)}$、$p_{v(t)}$——工作水温为 15℃和t℃时的饱和蒸汽压力，Pa；

p_1——泵的吸入压力（绝对），Pa。

K——系数，$K=\frac{p_1-p_{v(t)}}{p_1-p_{v(15)}}$，可按图 5.2.4-6 查取。

为了提高水环真空泵的性能，应使工作水温在 15℃以下，最高不得超过 25℃。

3）临界压力比

一定几何尺寸的水环真空泵，在某一转速下工作时，水环从叶轮获得的能量是一定的，它决定着一定的临界压力比，亦即有一定的临界真空度。超过临界压力比，输气量将明显下降。当输气量降至零时，泵所达到的吸入真空度就是极限真空。

4）转速的影响

水环真空泵的转速不但影响着真空度，而且对输气量和轴功率都有影响。同一台泵的转速在相对于额定转速的改变不超过±10%时，其输气量和轴功率的变化可按正比关系考虑，即

$$\frac{Q_{s1}}{Q_{s2}}=\frac{n_1}{n_2} \quad (5.2.4\text{-}5)$$

$$\frac{P_1}{P_2}=\frac{n_1}{n_2} \quad (5.2.4\text{-}6)$$

式中：Q_{s1}、Q_{s2}——转速为 n_1 和 n_2 时的输气量；

P_1、P_2——转速为 n_1 和 n_2 时的轴功率。

如果转速变化较大，由于效率改变，二者的变化将偏离上述正比关系，而需由试验确定。

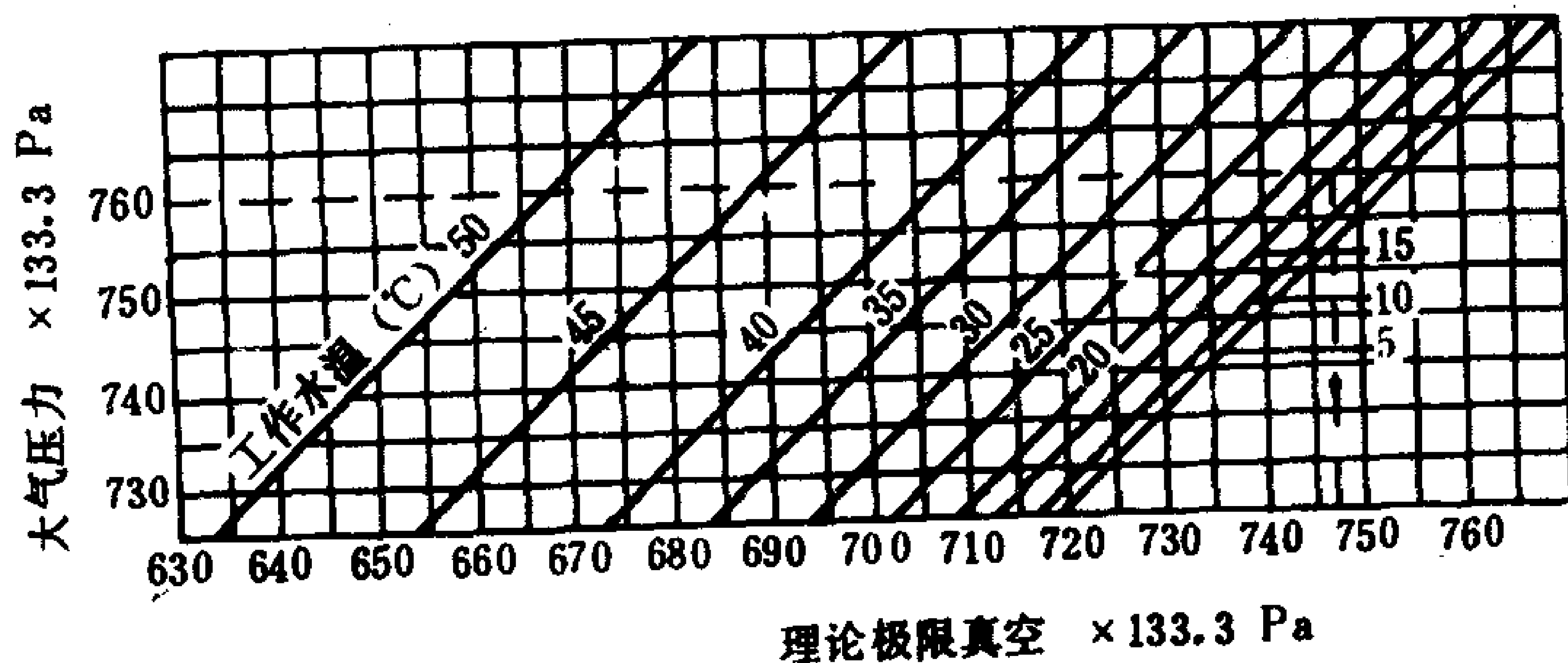


图 5.2.4-5 水环真空泵的理论极限真空与大气压力、工作水温的关系

图 5.2.4-7 示出一组试验曲

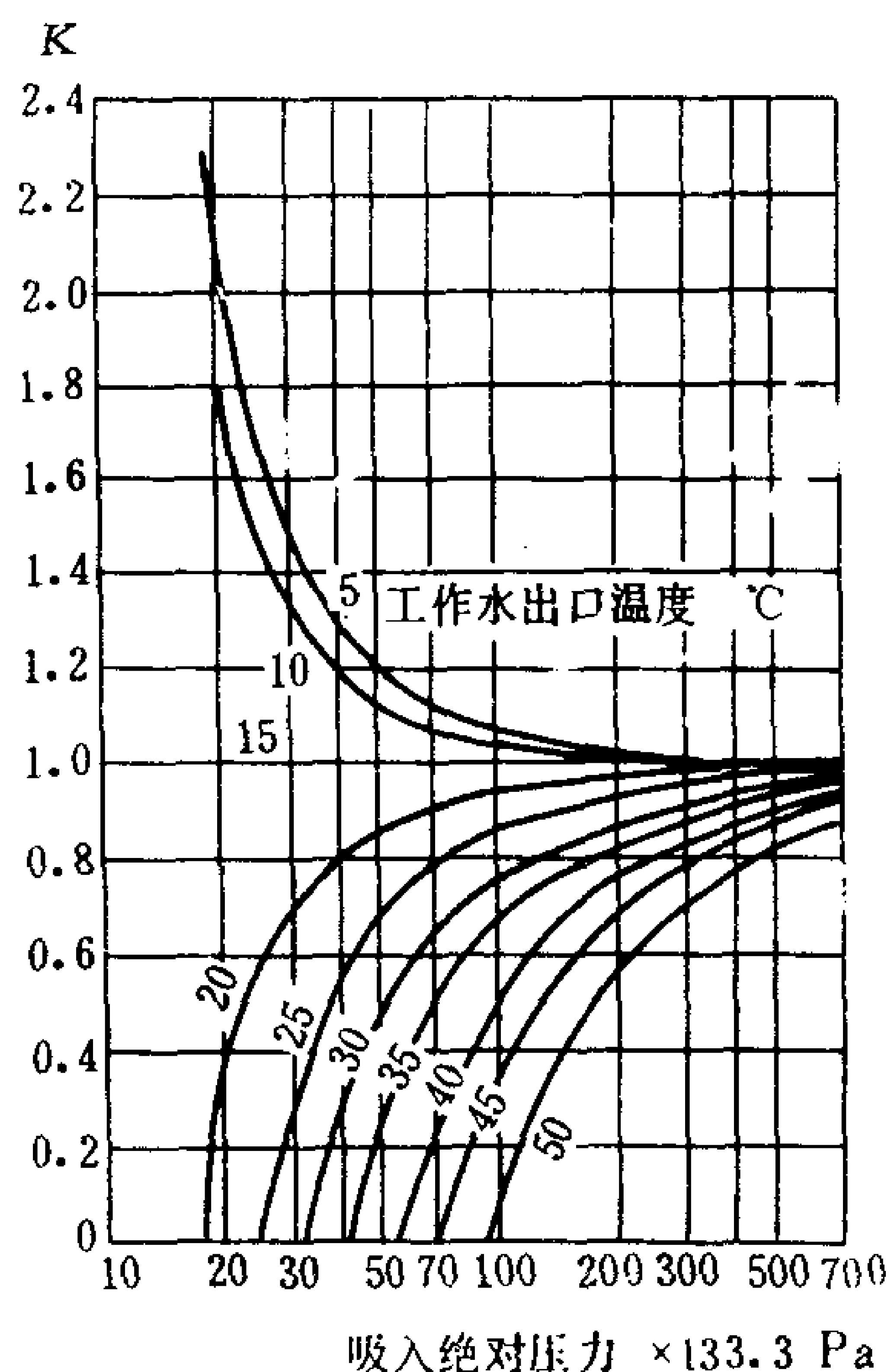


图 5.2.4-6 工作水温对水环真空泵输气量的影响

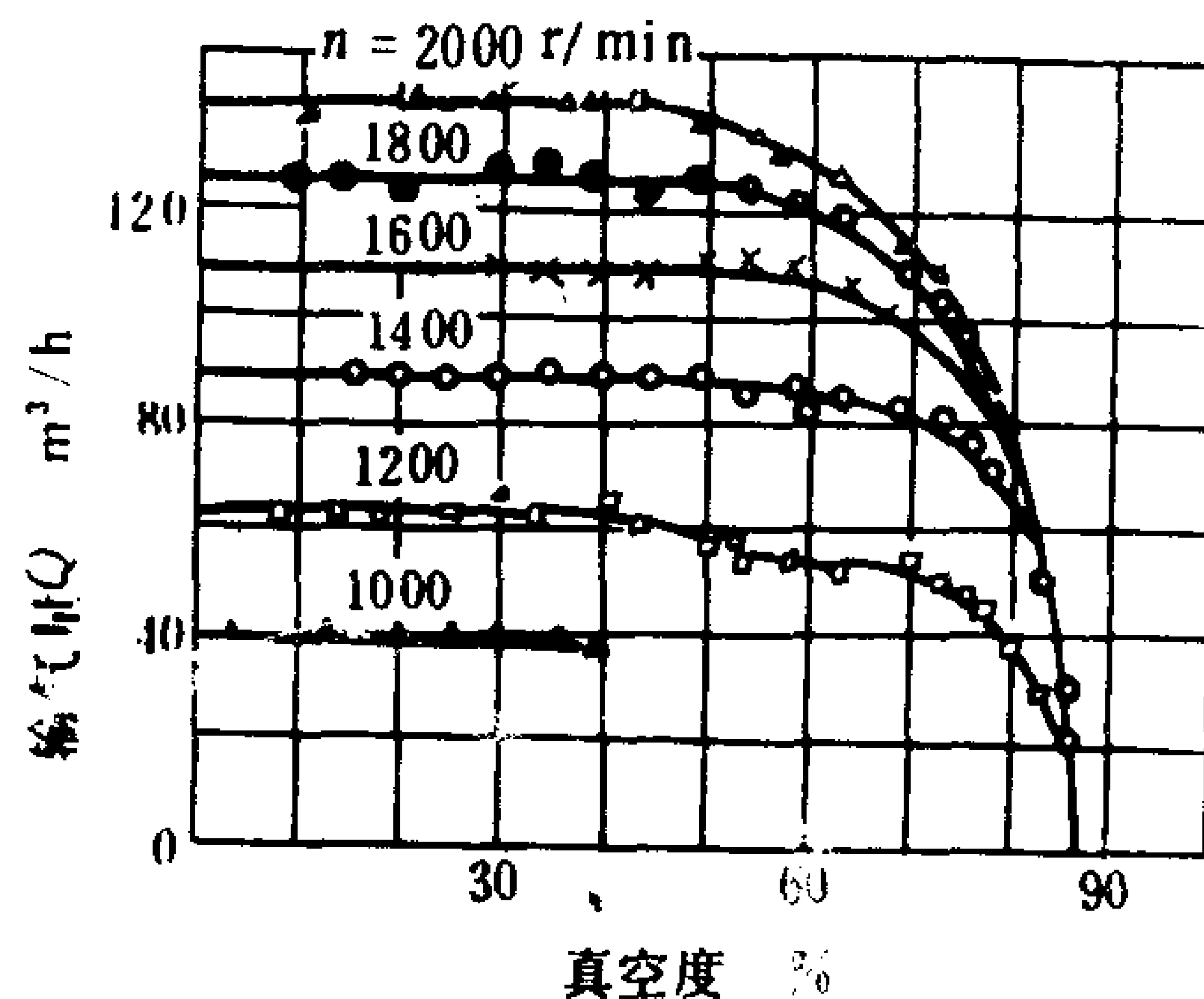


图 5.2.4-7 水环真空泵的转速对真空度和输气量的影响

线，说明水环真空泵的转速对输气量和真空度的影响。

2.3 特性曲线

水环真空泵的性能与所输送气体的状态和工作水温有关，通常只给出规定条件下的定速特性曲线，如图 5.2.4-8 所示。当实际条件与规定条件不符时，泵的性能需进行换算或修正。

图 5.2.4-9 示出某水环真空泵在两个转速下测得的特性曲线。它们的输气量、轴功率和供水量都是不同的，但极限真空却很相近。

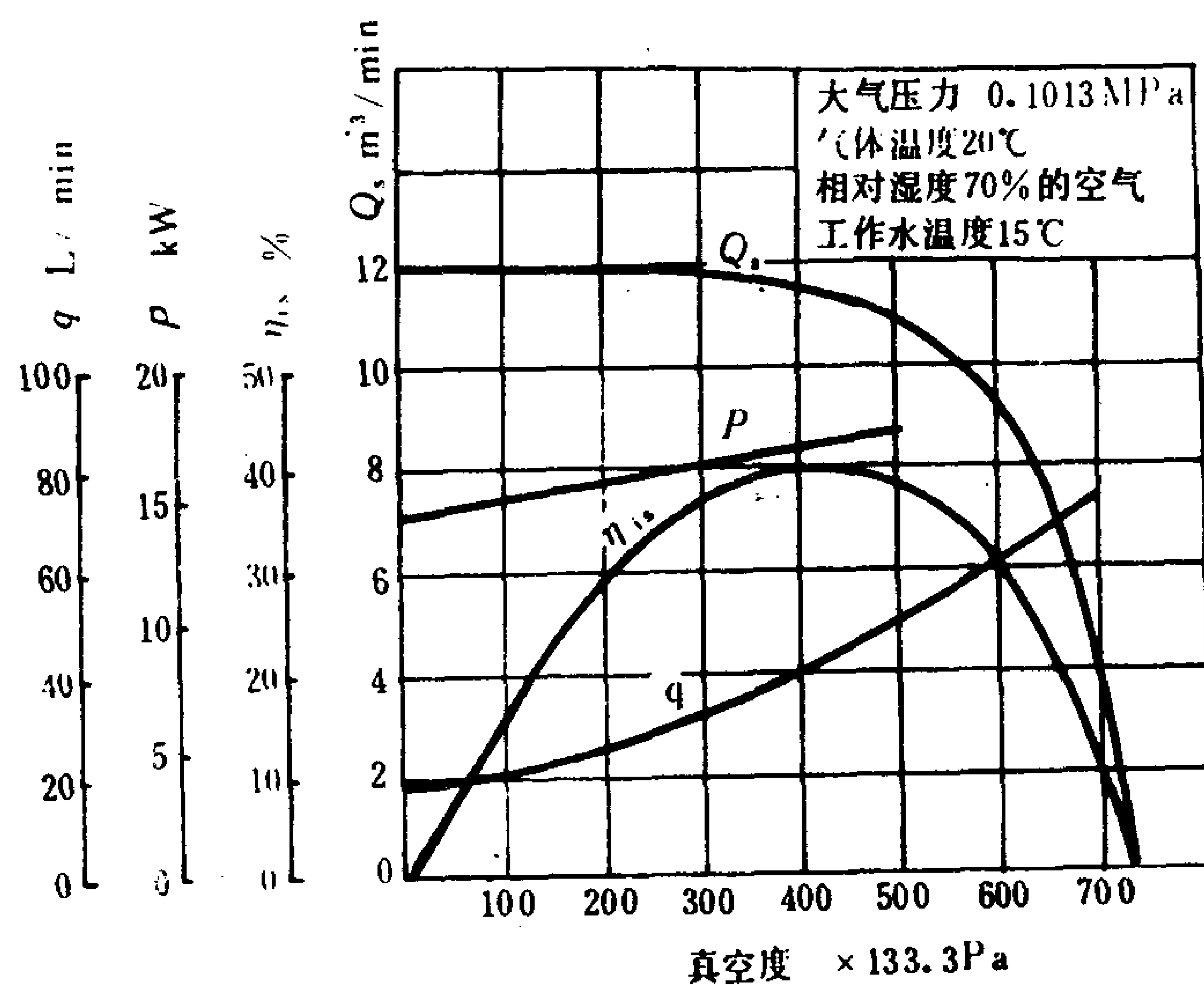


图 5.2.4-8 水环真空泵特性曲线

3.6 三相异步电动机的使用、维护和拆装

3.6.1 三相异步电动机的使用

1)电动机使用前的检查

(1)检查电动机铭牌所示电压、频率与电源电压、频率是否相符,接法是否相同。

(2)新的或长期未使用的电动机,使用前应用兆欧表检查绕组间和绕组对地的绝缘电阻。

(3)检查电动机内部有无杂物,若有杂物,可使用吹风机或手风箱等来吹除,清除时应注意不要碰坏绕组。

(4)检查电动机转轴是否转动灵活自如。对于滑动轴承,转子的轴向游动量每边应约为 2～3mm。

(5)检查轴承的润滑情况。一般高速电动机采用高速机油,低速电动机采用机械油。润滑油应有规定的油位,润滑脂以充满轴承室$\frac{2}{3}$为宜。

(6)检查电动机的接地装置是否可靠。

(7)绕线式转子的刷握距集电环应有 2～4mm 的距离,电刷在刷握内应滑移自如(游隙 0.1～0.2mm),与集电环的接触面积不小于电刷全面积的 75%。

(8)电刷压力按规定调整,一般为 0.15～0.25kg/cm²,同一刷架上的各电刷压力相差不应超过 10%。

(9)对新安装的电机,还要检查地脚螺栓,轴承螺帽等是否拧紧,以及机构方面是否牢固。

2)校正电动机转向,对不可逆的电动机,需检查运转方向。若方向反了,任意调换与定子绕组连接的三根电源线中的两根即可。

3)空载试运行,一般电动机在起动后进行空载试运行 h(反复短时工作制的电动机应适当减少),试运行中应作全面检查。

(1)测量空载电流,不同容量与极数电动机的空载电流大致范围见表 8.1.2—38。

表 8.1.2—38 **电动机空载电流占额定电流的百分数**(三相平均值)

容量(kW) / 极数	0.5 以下	2 以下	10 以下	50 以下	100 以下
2	45～70	40～50	30～40	23～30	15～25
4	60～75	45～55	35～45	25～35	20～30
6	65～80	50～60	40～60	30～40	22～33
8	70～85	50～65	40～65	35～45	25～35

若空载电流太大,可能是定转子之间的气隙超过允许值;定子绕组匝数太少;电源电压偏高或星形接法误接成三角形接法等。

若空载电流太小,可能是定子绕组匝数太多;二路改为一路或三角形接法误接成星形等。

若三相空载电流相差太大,应首先检查三相电压是否对称,再将各相进行换接,如情况未好转,则应检查各相有无匝间短路;气隙是否均匀以及极性是否正确等。

(2)倾听与判别音响是否正常。

(3)检查冷却、润滑情况,测量轴承温度。滚动及滑动轴承允许的最高温度为 95℃及 80℃。

(4)测量电机振动,不应超过表 8.1.2—39 规定。

2）SZL型水环真空泵

此系列为直联式水环真空泵，泵轴与电动机轴直接连接，使体积更小，更适于船用。其余结构和性能均与SZB型相同。

3.2 用作真空引水时输气量的估算

引水用的水环真空泵的输气量Q_s，应保证在规定的自吸时间内完成自吸作用，当不考虑温度影响时，

$$Q_s=\frac{(V_l+V_p)H_o}{9.8\tau(H_o-H_z)}K \quad m^3/min \tag{5.2.4-7}$$

式中：Q_s——所需水环真空泵的输气量，m^3/min；

V_l——需抽真空的全部管道容积，m^3；

V_p——离心泵泵壳内的空气容积，m^3；

H_o——当地的大气压力，Pa；

H_z——离心泵的静吸上高度，取泵轴线到水源水面间的垂直距离，m；

τ——所要求的自吸时间，一般是3～5 min，应急救火泵取1 min；

K——考虑空气漏泄等因素的备用系数，取1.05～1.1。

3.3 使用要点

1）水环真空泵不允许在泵内无水或少水的情况下起动。起动前应检查轴承润滑油的数量和质量，并保证转向正确。运转中应调节冷却水的供水量，使工作水温不超过规定值。

2）检修时，主要应检查叶轮、泵体和侧盖的磨损、腐蚀、划痕等缺陷。填料要及时调整或更换。装配时应使叶轮与侧盖间的间隙符合要求，一般为0.1～0.25 mm。

3）水环真空泵的故障主要是真空度降低和输气量不足，原因多是工作水温太高、转速不够、泵内间隙过大等。如果叶轮不平衡、轴弯曲、安装不正或固定不牢，则会有振动和噪声出现。

参考文献

〔1〕郁永章主编：活塞式压缩机，机械工业出版社，1983

〔2〕《活塞式压缩机设计》编写组：活塞式压缩机设计，机械工业出版社，1974

〔3〕М.И.Френкель, Поршневые компрессоры, Машгиз,1960

〔4〕草间秀俊、酒井俊道著，韩冰译：流体机械，机械工业出版社，1985

〔5〕С.М.诺维柯夫、А.Г.斯列波金柯、П.А.季卡列夫合著，高国权、章海华、何延林译：舰艇活塞式压气机，国防工业出版社，1964

〔6〕阿·阿·贝斯特罗夫、奥·姆·贝斯特罗娃著，王文铨译：矿山往复式空气压缩设备的运行，煤炭工业出版社，1958

〔7〕C.E.Trescott, Naval Auxiliary Machinry, U.S. Naval Institute Annapolis, 1952

〔8〕David W. Smith, C. Eng. M.I. Mar. E., Marine Auxiliary Machinary, London, 1983

〔9〕Крепс Л.И. Исследование работы свободнопоршневого дизель-компрессора, Энергомашиностроение №6,1957

〔10〕Крепс Л.И. Параметры рабочего чикла свободнопоршневого двигателя, «Энергомашиностроение»№3, 1958

〔11〕Крепс Л.И. Исследование процесса нагнетанця, энергетического баланса и К.П.Д.в свободнопоршневом дизель-компрессоре, «Энергомашиностроение» №10, 1958

〔12〕机械工程手册、电机工程手册编辑委员会：机械工程手册（第14卷），机械工业出版社，1984

〔13〕张汉昶：通风机的使用和维修，机械工业出版社，1985

〔14〕杨惠宝、茅福谦：泵与风机，国防工业出版社，1980

〔15〕В.И. Тетерюков, Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем, Машгиз, 1960

〔16〕任德高：水环泵，机械工业出版社，1982

〔17〕丛庄远、董国华、查森：活塞泵及其它类型泵，中国工业出版社，1962

表 8.1.2—41　　**异步电动机的常见故障及处理方法**

故障现象	可能原因	处理方法
1)绝缘电阻过小	1)绕组受潮 2)绝缘老化 3)绝缘局部损坏 4)绕组或接线板污垢严重	1)进行干燥 2)更换新绝缘 3)将损坏处修复 4)清除污垢
2)不能起动	1)电源未接通或只有两相接通 2)定子或转子绕组断路,定子绕组相间短路,通地或接线错误 3)绕线转子回路断路(电刷与集电环接触不良,变阻器断路,引线接触不良等) 4)控制设备接线错误 5)负载过重或工作机械被卡住	1)检查开关各触点,引出线各接头,熔丝及线路,将不通点查出并修复 2)找出断路、短路点进行修复,如为接线错误,经校核后改正 3)查出断路点进行修复 4)校对图纸,进行改正 5)减轻负载或更换较大的电动机,检查工作机械,将卡住故障排除
3)起动时保护装置动作	1)被驱动机械有故障 2)电动机或线路短路 3)保护动作电流过小 4)熔丝选择过小 5)过载保护时限不够 6)绕线转子集电环直接短路	1)将故障排除 2)找出短路点并修复 3)适当调大 4)按电动机规格选配适当熔丝 5)适当延长 6)操作手柄置于起动位置,将变阻器串入
4)电机运行时有异常噪声或振动过大	1)定转子相擦 2)单相运行 3)转子擦绝缘纸,风叶碰壳 4)滚动轴承缺油或损坏 5)绕线型电动机,转子线圈断路 6)转子绕组或铁心松动 7)轴伸弯曲 8)转子或皮带盘不平衡 9)联轴器连接松动 10)安装基础不平或有缺陷	1)检查转动部分和静止部分间隙,找出相擦原因,进行校正 2)检查熔丝及开关触点,排除故障 3)修剪绝缘纸,校正风叶 4)清洗轴承加新油或更换轴承 5)查出断路处,加以修复 6)将松动处重新焊牢或紧固 7)校直或更换转轴 8)校平衡 9)查清松动处,把螺栓拧紧 10)检查基础和底板的固定情况,加以纠正
5)电动机温升过高或冒烟	1)过载 2)单相运行 3)定子绕组匝间,相间短路或接地,或接法错误 4)电源电压偏低或偏高 5)绕线转子接头松脱或集电环短路片接触不良,笼型转子断条 6)定转子相擦 7)通风不良或环境温度过高	1)测量定子电流,发现过载时,减轻负载或更换较大功率的电动机 2)检查熔丝、触头、接点和绕组,找出断相点并修复 3)查出短路或接地部位,并修复,接法错误时,改正接法 4)测量电源电压 5)对绕线型转子查出其松脱处加以修复,对铜条笼型转子,补焊或更换铜条,对铸铝转子,更换转子 6)查出相擦原因并消除 7)清除风道杂物及抹净机壳,如风叶损坏,应予修复或更换,环境温度偏高,采取降温措施

第1章 综 述

1 换热器在船上的应用

换热器是将热量由一种载热体转移至另一种载热体的设备。其作用是使参与换热的一方获得或放出热量，从而保持一定的温度，以满足特定热力过程的需要。因此，它在保证热力机械的正常工作、热能的有效（经济）利用和日常生活需要等方面都有着重要作用，是保证船舶安全和经济运行的必不可少的设备。

船用换热器被用来作为：

1）冷凝器：也称凝结器，用来移去蒸汽的潜热，使之液化。如将蒸汽机械的排汽或海水淡化装置的蒸汽等冷凝为水，或将制冷装置中的冷剂蒸气冷凝为液态冷剂等。

2）蒸发器：用来作为液体的汽化装置。如将制淡装置中的海水加热使其汽化成为蒸汽，以及在制冷装置中用换热器使液态冷剂蒸发而成蒸气。

3）加热器：它利用蒸汽、废气或热水将一些温度较低的介质加热到所需要的温度。

4）冷却器：用来将一些介质冷却到所需要的温度，以保证船舶机械和设备的正常运行。

船用换热器主要用在下列三个方面：

1）动力装置方面：如主、辅柴油机的淡水冷却器、滑油冷却器、燃油加热器，燃气轮机的再生器，原子能动力装置第一回路载热体的蒸汽发生器，锅炉燃油雾化加热器等。它们有的已被作为机器的有机组成部分。

2）辅助设备方面：如船舶系统和辅助设备中应用的各种换热器，如辅锅炉给水加热器和洗舱舷外水加热器等。

3）日常生活方面：如日常生活用水加热器、取暖系统的加热器等。

在柴油机船和汽轮机船上应用的主要换热器（不包括制冷装置），列于表5.3.1-1和5.3.1-2。

从表中可知，船用换热器的特点如下：

1）大部分为低压、低温式换热器，除了个别的（如表5.3.1-2中的高压给水加热器等）以外，压力都在1.6 MPa以下，温度大部分不超过200℃。

2）除与海水接触有腐蚀之外，大部分为无腐蚀性、无毒的换热器。

3）除了除氧器为直接喷淋接触混合式外，目前大部分为表面式换热器，且以管壳式较多，部分采用板式换热器。

2 换热器的分类

换热器按其换热方式可分为下列二大类：

1）表面式换热器：其特点是热量的传递经过两载热体间的间壁进行，两载热体不会相互干涉，压力也不必相等。

2）混合式换热器：在换热过程中两载热体将直接接触，混合而成一体；因此，它们往往应是同样的工质，并具有相同（或相近）的压力。

表面式换热器又可按工作特点分类。它按换热方式分为：

表 5.3.1-1　　35000 T柴油机油船的主要换热器（概算资料，主机：B&W 6 L 50 MC，功率 7260 kW，转速 141 r/min）

换热器名称	采用型式	传热面积 m²	冷流体					热流体					计算总传热系数 W/(m²·K)	清洁系数	压降 MPa	
			名称	流量 kg/h	温度℃ 进入	温度℃ 排出	压力 MPa	名称	流量 kg/h	温度℃ 进入	温度℃ 排出	压力 MPa			壳侧	管侧
主机淡水冷却器	直管表面式(卧式)	30	海水	85000	34	~43.5	0.2	淡水	48000	80	64	0.3	1160	0.76	0.02	0.02
主机滑油冷却器	直管表面式（卧式）	110	海水	220000	32	~33.75	0.2	滑油	167000	55	50.7	0.3(0.4)	230	0.82	0.02	0.05
主机凸轮滑油冷却器	直管表面式(卧式)	2.5	海水	3000	34	~35.1	0.2	滑油	4390	45	43.5	0.3	230	0.685	0.02	0.05
空压机淡水冷却器	直管表面式(卧式)	4	海水	5000	32	~43	0.2	淡水	8500	55	48.4	0.3	1400	0.836	0.02	0.02
柴油发电机组淡水冷却器	直管表面式(卧式)	15	海水	20000	35	40	0.32	淡水	18000	80	73	0.3				
柴油发电机组滑油冷却器	直管表面式（卧式）	6.3	海水	20000	32	35	0.32	滑油	11000	80	70	0.6				
主机燃油加热器	U形管式	8	燃油	4110	80	130	1	蒸汽	214	~167		0.65	290	0.855		
柴油发电机组燃油加热器	U形管式	1.5	燃油	1200	80	105	1	蒸汽	~31	~167		0.65	230	0.65		
主机缸套水加热器	U形管式(立式)	4	淡水	18000	10	60	0.3	蒸汽	1680	~167	130（凝水）	0.65	2900(蒸汽) 870(凝水)	0.81		0.02
油舱洗舱海水加热器	U形管式	80	海水	160000	10	90	1.3	蒸汽	20450	~167	70（凝水）	0.65	2900(蒸汽) 840(凝水)	0.836		0.02
日常生活用水加热器	容积式		淡水	1200(蒸汽加热) 200(电加热)	15	65	0.4	蒸汽	120	~143		0.4				
货油泵凝汽器	直管表面式	170	海水	600000	32	52.4	0.2	蒸汽	21000		67（凝水）	0.066（真空）	3800			0.025
大气凝汽器	直管表面式	20	海水	40000	32	51.3	0.2	蒸汽 凝水	1000 2000	99 凝水	70（凝水）	0.1	2900(蒸汽) 410(凝水)	0.78		0.02
喷汽抽气器后冷凝器	直管表面式	15	海水	20000	52.4	58	0.2	蒸汽 空气	193 24		80	0.066（真空）	290	0.8		0.02

注：此外还有燃油、滑油净油机的加热器，锅炉燃油加热器等。

表 5.3.1-2

汽轮机船的主要换热器一览表

	换热器名称	用途	流体种类		常用的型式	流程数	
			管内	管外		管侧	壳侧
凝汽器	主凝汽器	凝结主汽轮机的排汽	海水	蒸汽	下垂型表面式凝汽器（卧）	1 ~ 2	1
	发电机组凝汽器	凝结发电汽轮机的排汽	海水	蒸汽	下垂型表面式凝汽器（卧）	1 ~ 2	1
	油船货油泵凝汽器	凝结驱动货油泵的汽轮机排汽	海水	蒸汽	直管表面式凝汽器(卧)	1 ~ 2	4 ~ 6
	低压蒸汽凝汽器	凝结甲板机械等蒸汽的排汽	海水	蒸汽	直管表面式凝汽器(卧)	2	4 ~ 6
	喷汽抽（器凝汽器	凝结主凝汽器抽气器的排汽	给水	蒸汽	直管表面式凝汽器(卧)	2	4 ~ 8
	轴封蒸汽凝汽器	凝结主汽轮机轴封用蒸汽	给水	蒸汽 空气	直管表面式凝汽器(卧)	2	4 ~ 6
蒸发器	二次蒸汽（辅助蒸汽）发生器	将容易污化的蒸汽从主系统中分离成独立系统，为此系统产生蒸汽	蒸汽	给水	沉浸管式(卧)	2	—
	真空式蒸发器	为补充主、辅蒸汽的给水消耗，将海水加热制造淡水	蒸汽	海水	双效型	—	—
加热器	低压给水加热器	将主汽轮机的低压抽汽用来加热给水	给水	蒸汽	直管表面式(卧)	4 ~ 5	4 ~ 6
	除氧器	用辅机排汽、主汽轮机抽汽、低压蒸汽发生器的凝水来加热给水，同时除氧	—	—	直接混合喷射式	—	—
	高压给水加热器	将主汽轮机的高压抽汽用来加热给水	给水	蒸汽	直管表面式(卧)	4 ~ 7	4 ~ 6
	锅炉燃油加热器	将主锅炉用燃油加热至适于喷雾的温度	油 蒸汽	蒸汽 油	弯管表面式(卧) 直管套管式	4 ~ 8	3 ~ 5
	锅炉起动用燃油加热器	主锅炉起动无蒸汽时将燃油加热	油	温水		—	—
	净油机用滑油加热器	将主机减速齿轮的滑油加热至净油机所需温度	油	蒸汽	弯管表面式(立、卧)或翅片式	4 ~ 6	3 ~ 5
	洗舱海水加热器	油舱用海水洗舱时，将海水加热至所需温度	海水	蒸汽 凝水	弯管表面式(卧)	4 ~ 6	5 ~ 12
冷却器	主滑油冷却器	冷却主汽轮机轴承和减速齿轮的滑油	海水	滑油	直管表面式(卧)	1 ~ 2	10 ~ 16
	发电机组滑油冷却器	冷却汽轮发电机组轴承和减速齿轮的滑油	海水	滑油	直管表面式(卧)	2 ~ 4	10 ~ 20
	油舱加热蒸汽的凝水冷却器	冷却油舱加热蒸汽的凝水和部分未凝蒸汽	海水	蒸汽 凝水	弯管表面式(卧)	2 ~ 6	10 ~ 13
	取样冷却器	当测量锅炉的水质硬度时将炉水冷却	淡水	炉水	盘管式	—	—

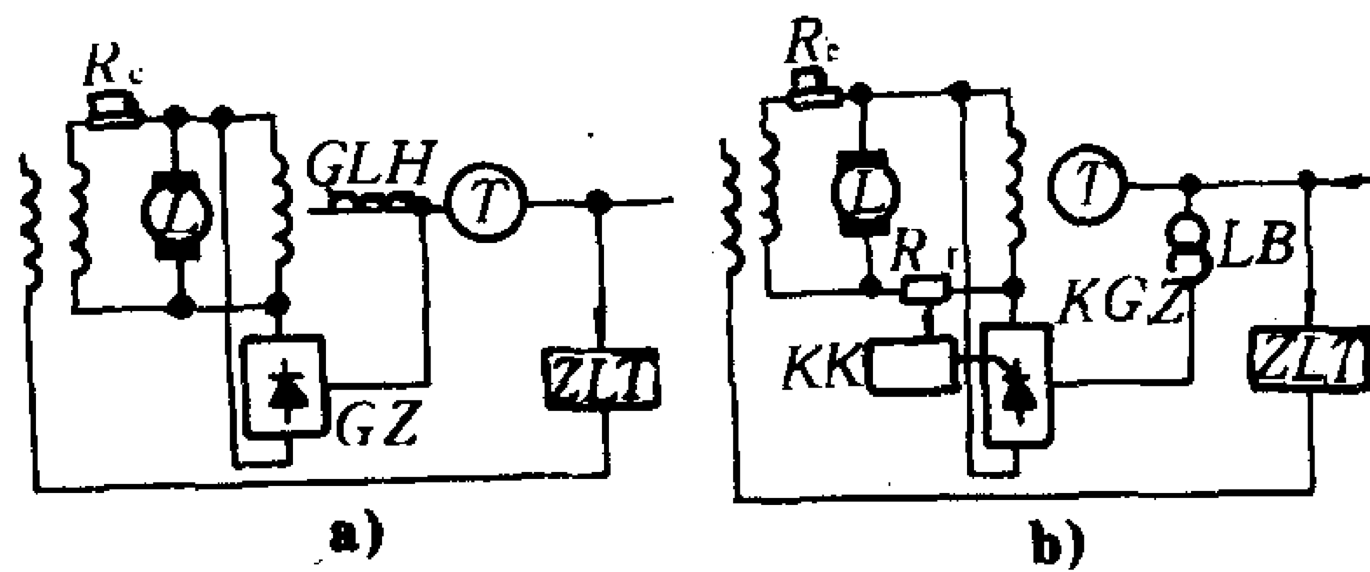


图 8.1.2－66　直流励磁机与整流器励磁混合系统

a)直流励磁机加功率电流互感器；b)直流励磁机加励磁变压器

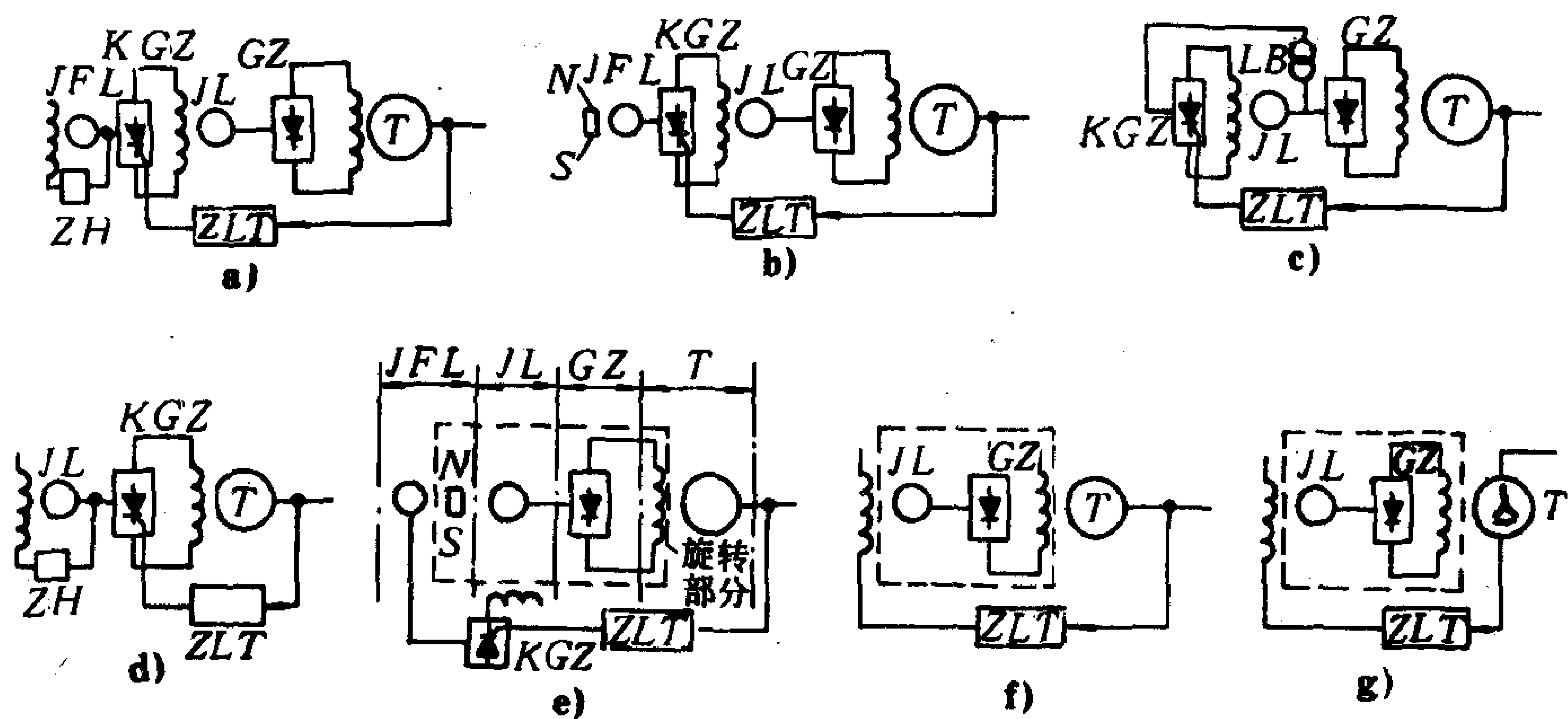


图 8.1.2－67　他励整流器励磁系统

a)～c)他励不可控静止整流器励磁系统；d)他励晶闸管励磁系统；e)～g)无刷励磁系统

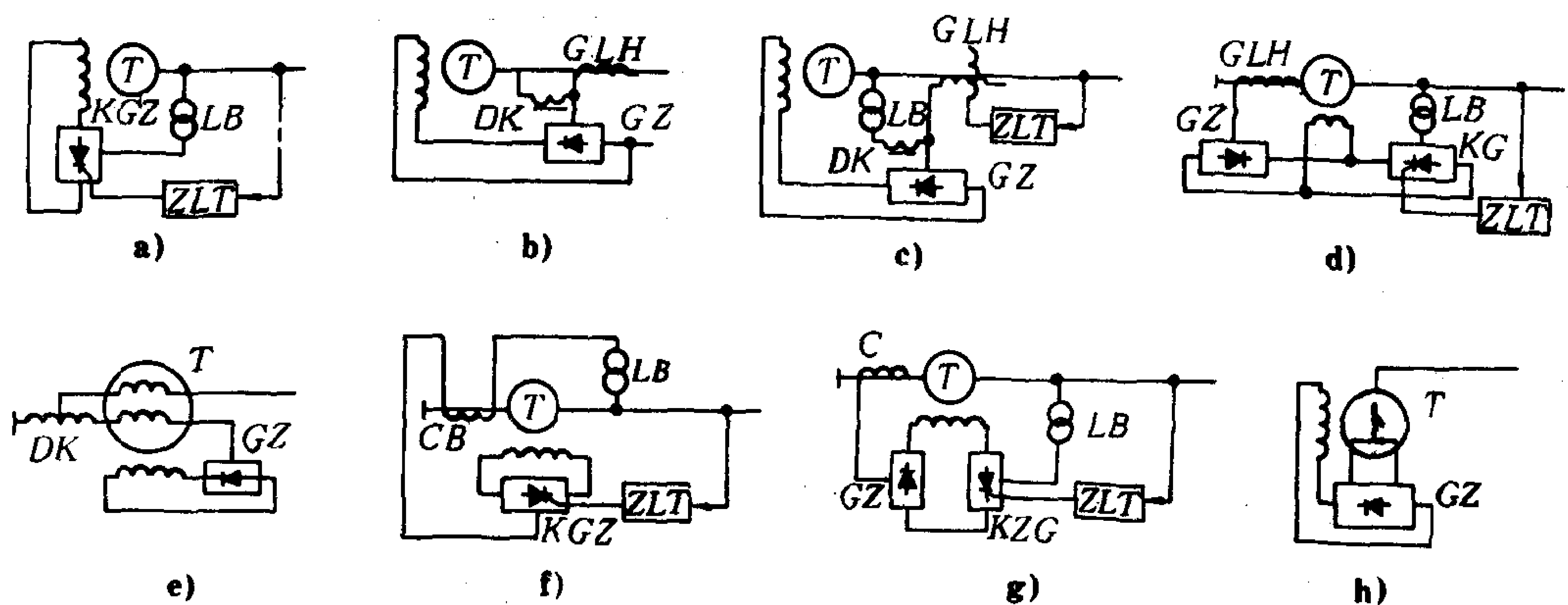


图 8.1.2－68　自励整流器励磁系统

a)自并励系统；b)、c)交流侧并联自复励系统；(b 亦称不可控相复励系统；c 亦称可控相复励系统)；d)直流侧并联自复励系统；e)、f)交流侧串联自复励系统；(e 亦称双绕组电抗分流式励磁系统)；g)直流侧串联自复励系统；h)谐波励磁系统

4)各种励磁系统的特点比较　见表 8.1.2－45。

（4）气体-气体换热器：如空气加热器（排气加热式，锅炉用）。

（5）蒸汽-气体换热器：如空气加热器（蒸汽加热式，锅炉用）。

按载热体流动的相互关系分为：

（1）顺流式换热器：其中冷、热流体的流动方向相同。

（2）逆流式换热器：其中冷、热流体的流动方向相反。

（3）交叉流式换热器：其中冷、热流体的流动方向相互垂直或其中一种液体为多流程，既有顺流，又有逆流。

此外，还可以按加热表面的组合、载热体的作用、流程数、换热表面材料和用途等来分类。

在船上以管壳式（或称多管式）换热器应用最普遍。

3 换热器的工作原理

船用换热器除了个别的（如除氧器）采用直接混合式外，几乎全都采用表面式换热器。它的工作原理如图5.3.1-2所示。热量从热流体经中间传热壁（厚度为δ）传至冷流体。在稳定状态下传热过程的温度梯度是：热量经过热流体中心（温度为t_0），由对流和传导传递，经过左边界膜层至污垢表面（厚度为δ_1，温度为t_1），然后传导至传热壁两表面（温度为t_2、t_3）和右边污垢表面（温度为t_4），再经界膜层由对流和传导传至冷流体中心（温度为t_5）。

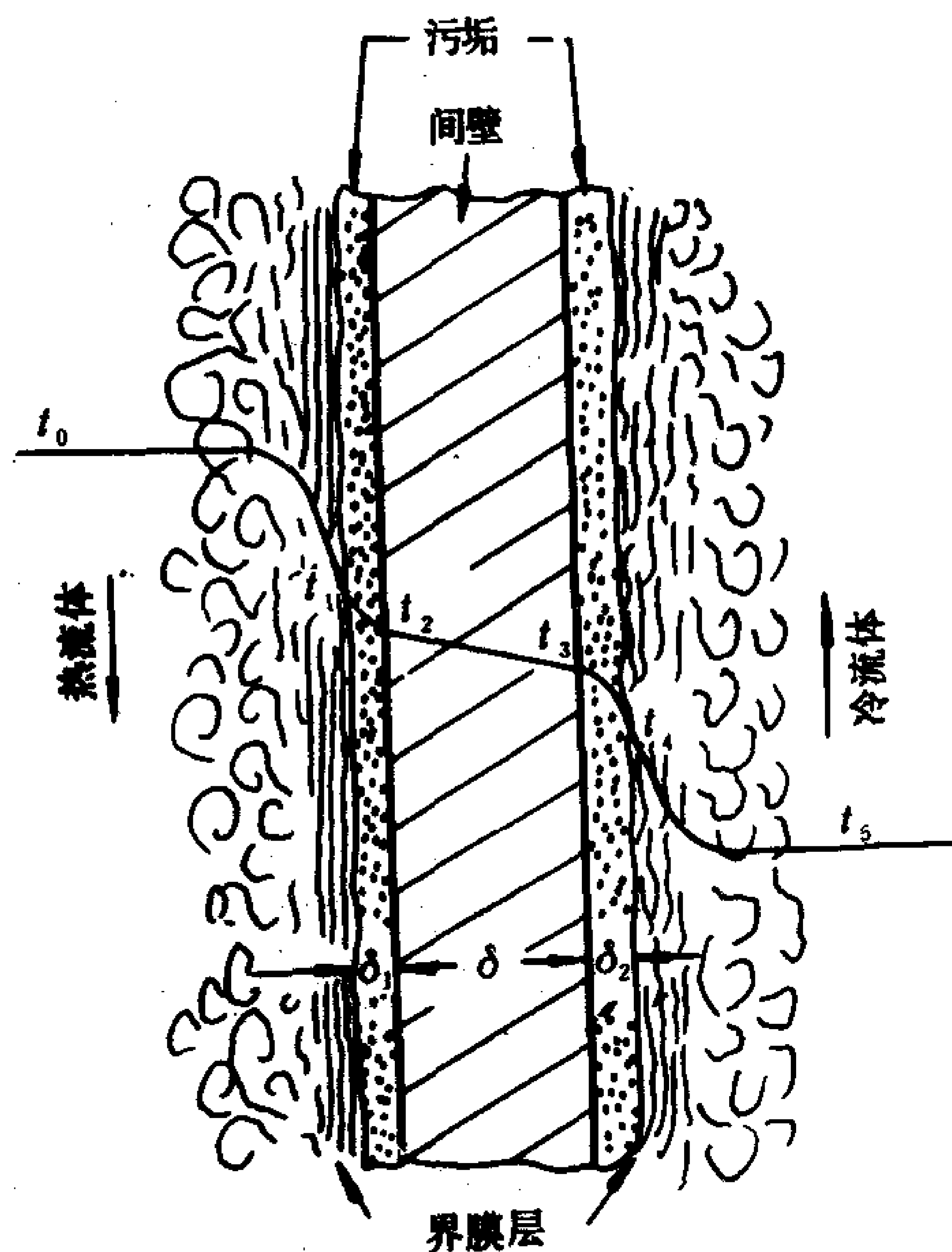


图5.3.1-2 换热器中的温度梯度

在单位时间内经面积dF传递的热量dQ为：

$$dQ=\alpha_1\cdot(t_0-t_1)\cdot dF=\frac{\lambda_1}{\delta_1}\cdot(t_1-t_2)\cdot dF$$

$$=\frac{\lambda}{\delta}\cdot(t_2-t_3)\cdot dF$$

$$=\frac{\lambda_2}{\delta_2}\cdot(t_3-t_4)\cdot dF=\alpha_2\cdot(t_4-t_5)\cdot dF$$

$$=K\cdot dF(t_0-t_5)\quad \text{W} \qquad (5.3.1\text{-}1)$$

式中：α_1，α_2——分别为热流体和冷流体的界膜换热系数，其大小取决于介质及其流速，W/(m²·K)；

$\lambda,\lambda_1,\lambda_2$——分别为传热壁和左、右两边污垢的导热系数，W/(m·K)；

δ,δ_1,δ_2——分别为传热壁和左、右两边污垢的厚度，m；

dF——传热壁的表面积，m²；

K——传热系数，W/(m²·K)。

传热系数K由下式决定：

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\frac{1}{\alpha_2}}\quad \text{W/(m}^2\cdot\text{K)} \qquad (5.3.1\text{-}2)$$

或 $$\frac{1}{K}=\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\frac{1}{\alpha_2}\quad (\mathrm{m^2\cdot K})/\mathrm{W} \tag{5.3.1-3}$$

式（5.3.1-3）表明总热阻 $1/K$ 是热流体的界膜热阻 $1/\alpha_1$、冷流体的界膜热阻 $1/\alpha_2$、传热壁热阻 δ/λ、两边污垢热阻 δ_1/λ_1 和 δ_2/λ_2 等之和。通常将 δ_1/λ_1、δ_2/λ_2 的倒数用 r 表示（即 $r_1=\lambda_1/\delta_1$，$r_2=\lambda_2/\delta_2$），称为污垢系数。污垢系数 r 的数值对正确计算传热系数和换热器的设计很有影响，详见第 3 章。

在换热器中传递的热量 Q 可由下式决定：

$$Q=K\cdot \Delta t_m\cdot F\quad \mathrm{W} \tag{5.3.1-4}$$

式中：Δt_m——换热器中冷、热流体的平均温差，℃。

上式表明，换热器中传递的热量 Q，除了与传热系数 K 和传热面积 F 成正比外，还与冷、热流体的平均温差 Δt_m 成正比。因此，除采取各种措施来提高传热系数之外，还应注意冷、热流体进出换热器时的温度及其分布，以获得尽可能高的平均传热温差。

4 换热器的发展和评价

换热器对于保证主、辅机的正常工作和整个动力装置的热效率，对于节约能源、回收余热等都是不可缺少的设备，因而对它的发展和改进寄予很大的希望。

换热器的发展趋势是继续提高传热效能，减少结构尺寸，加强标准化、系列化，应用电算进行最优化设计，以达到最高的技术经济性能指标，是当前的一大特点。

有关换热器的标准，特别是美国管壳式换热器制造商协会（TEMA）标准，得到了各国的普遍采用。

强化换热器的传热性能，提高换热效率，减少结构尺寸，对在船上应用极为有利，受到大家的重视。强化的方法主要是：尽量扩大它的有效传热面积，但不过分增大流阻，如翅片管、螺纹管等，它们的表面积都有增加，而且由于表面形状的改进，有的还可促使流体湍动，提高了传热系数值。並改进传热表面的性能，如多孔表面管，可使汽泡核心的数量增加，因而使沸腾换热系数提高，一般可高 5 倍左右。

板式换热器可使流体在板的波纹槽内产生湍流，增强传热效能，减轻重量，缩小外形，正在不断推广应用。

热管可利用较小的表面积传递大量热量，具有效率高、压降小、结构简单紧凑等优点，因而热管式换热器（如不锈钢热管空气预热器等）也得到了迅速发展。我国已在长江船舶上利用热管废气锅炉来回收主机排气的废热，以提高动力装置的热效率，效果显著。

此外，强化传热的多孔式和转动离心式等新型换热器，不仅 K 值大，体积小，且传热速度快，已得到发展。

现代换热器发展的另一特点是采用新材料。船用特别是舰用换热器正在研究采用钛、铌、钽等金属及其合金，以发挥它们的抗腐蚀、高强度、低密度和抗污塞等优点。如钛制板式冷却器已得到广泛应用，渗铝管和镀锌钢管换热器也有应用；非金属材料聚四氟乙烯制成的塑料换热器，有良好的抗腐蚀抗污垢性能；石墨或玻璃制的换热器能耐酸耐蚀，都已在陆上设备中得到推广。

如何在运用时保证换热器有最佳性能，在国外也取得进展。如发展换热器清洗技术，组织专业的维修清洗公司，使用专门的清洗设备和工具，如化学清洗车、高压水清洗车和管束拔出装置等；在维修方面则采用新的测试技术，可进行在线检测，使将要损坏的管子得到及

时更换或处理。此外，在换热器中采用有机涂层能有效地防止海水腐蚀，且不易结垢，可保证换热器在高效低耗下长期运用。

如何对换热器进行评价是一个复杂而困难的问题。

以往是把换热器的传热系数作为一个重要评价指标，因而人们总是不断注意研究传热系数的提高，这是必要的，今后仍须继续进行。然而应该看到，高K值有时是以高介质流速取得的，这样做未必完全合理，因为这会带来较高阻力，对节能是不利的，甚至可能引起换热器部件过早的浸蚀或损坏。

传热面积也是评价的指标之一。传热面积小，可节约材料，减少投资，但这应从整个换热系统的热平衡和经济效益来决定，有时适当增大传热面积则反而有利于营运费用的节约，带来更大的经济效益。

平均传热温差也是一个重要因素，强调平均传热温差并不可取，因为它会导致能耗的增加。

现时还没有一种简单而统一的方法可用来对换热器作出全面的评价。因此，在考虑如何选择最合适的换热器时，可分别按各个指标，如传热性能、流动阻力、外形尺度和重量、制造成本和运用情况等等来进行。

传热性能可通过在不同温度和不同的介质流速下的传热系数值进行比较，应尽量使之有高值。

在取用高传热系数值时要注意流动阻力的大小，一般可以不同结构布置方案下的压降值$\Delta p=f(w)$①来评价。例如管壳式滑油冷却器可用弓形挡板和环形挡板布置以及不同的管子间距、壳体直径和挡板距离等来选择介质输送功率最小的方案。

此外，还需考虑制造成本和使用期限。由于船上与海水接触，因而管壁厚度必须考虑使用期限和在工作过程中管子、管板等的腐蚀损坏。

制造成本与生产批量、机械化程度有关，对结构形状也有影响。如圆筒壳体比其他复杂外形较为便宜，且在传热面积相同时壳体直径较小，造价也较低。圆管的工艺性虽比扁管或其他异形管子为好，但却不一定是最合算的。

此外，评价换热器结构合理性的重要因素是使用方便，包括所用的清洗方法和定期检修的期限等。

---

① 详见第3章2.2。

4.3.4 各种时间常数的典型数据(见表 8.1.2－50)

表 8.1.2－50 **各种时间常数的典型数据**

参　　数	汽轮发电机	有阻尼绕组凸极机	无阻尼绕组凸极机	同步调相机
T_{do}' (s)	$\frac{6}{5\sim12}$	$\frac{6.1}{1.77\sim10.3}$	$\frac{6.1}{1.77\sim10.3}$	$\frac{7.8}{5.6\sim10}$
T_d' (s)	$\frac{0.85}{0.8\sim1.3}$	$\frac{1.8}{0.56\sim3.1}$	$\frac{1.8}{0.56\sim3.1}$	$\frac{1.3}{0.77\sim1.75}$
T_a (s)	$\frac{0.2}{0.05\sim0.22}$	$\frac{0.2}{0.08\sim0.22}$	$\frac{0.35}{0.15\sim0.55}$	$\frac{0.15}{0.08\sim0.22}$

4.4 同步发电机的并联运行

4.4.1 并联运行的条件

4.4.1.1 准同步并入电网的条件

1)机端电压的有效值和电网电压的有效值相等;

2)相序和电网的一致,与电网对应相的电压相位一致;

3)频率和电网的相等。

其中 1)、3)条允许存在一定偏差。水电部制定的“发电机运行规程”第 62 条规定,当发电机频率与系统频率之差在 1Hz 以内时,始可将同步检定器接入。据此算得并网投入时刻的频率差约为 0.1～0.4Hz。

4.4.1.2 自同步并网时的条件

核算机组的冲击电流,如小于$\frac{0.74}{Xd''^*}$IN 时,可采用自同步方法并网。其中 Xd''^* 为直轴超瞬变电抗的标么值。

4.4.1.3 柴油发电机并联运行

除满足上述条件外,还应满足下列要求:

1)各台柴油机的调速特性相同,即负载增加某一百分数时,各机组下降的百分数一样。

2)柴油机的调速器不振荡,且能迅速使机组达到稳定速度。

3)发电机装有阻尼绕组。

4)自动电压调节器中装有环流补偿单元,以使各发电机运行于相同功率因数。

5)机组具有适当的飞轮转矩,使每一台发电机的电磁固有振荡频率与参与并联运行的任一台柴油机的任一谐 波转矩的频率至少相差 20%,以避免发电机共振。当发电机由低速柴油机拖动时,应按表 8.1.2－51 核算机组的 GD^2。

表 8.1.2－51 **柴油发电机与 50Hz 网路并联时所需要的最小 GD^2**

四冲程柴油机				二冲程柴油机			
r/min	m^2/kVA	r/min	m^2/kVA	r/min	N·m^2/kVA	r/min	N·m^2/kVA
150	3500	375	9	150	875	375	22.5
167	2280	428	53	167	570	428	13.2
188	1440	500	29	188	360	500	7.2
214	845	600	14	214	212	600	3.5
250	455	750	5.7	250	114	750	1.4
300	219	1000	1.8	300	55		

度较大，以致流动阻力过大时，或由于其他原因而使冷却器前后压差超过定值时，部分滑油即会冲开球阀 7 经支管 8 旁通至冷却器出口。

油冷却器也在液压甲板机械的液压系统中应用，把油温控制在 30～50℃范围内（最高不超过 70℃，最低不低于 15℃），以保证液压机械可靠地工作。

1.2 选用要点

滑油冷却器的选用要点如下：

1）滑油冷却器的结构型式除图 5.3.2-1 和 5.3.2-2 中所示者外，常采用带膨胀节的固定管板式，现在的滑油、淡水冷却器还采用双管板式结构，也可选用板式油冷却器。

2）船用滑油冷却器的常用参数见表 5.3.2-1。

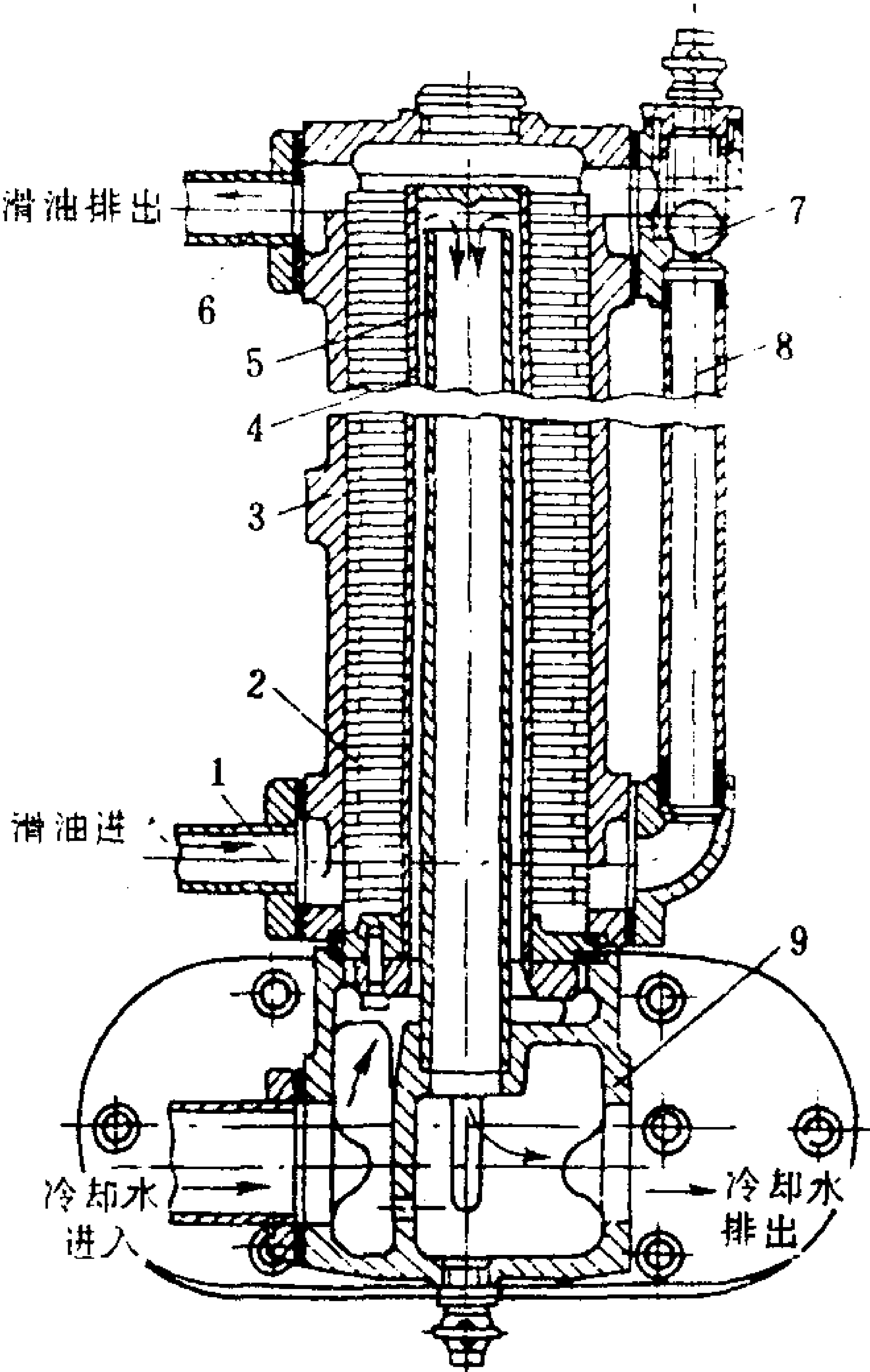


图 5.3.2-2 NVD-48 柴油机的滑油冷却器

1-接管；2-膜板；3-壳体；4-套管；5-中心管；6-接管；7-球阀；8-支管；9-配水室

表 5.3.2-1 船用滑油冷却器的常用参数

用途	冷却器滑油出口温度 ℃	主机内滑油温升 ℃	滑油比热容 J/(kg·℃)	滑油密度 kg/m³	冷却器冷却海水温升 ℃
汽轮机用	40～45	约 10	1.884×10^3	920	2～3
柴油机用（包括活塞冷却）	40～50	约 10～25			2～3
柴油机用（不包括活塞冷却）	40～45	约 3～5			2～3

3）柴油机滑油冷却器的冷却面积可按每 73.55 kW（100 PS）为 2 m²（无活塞冷却）或 3.8 m²（包括活塞油冷却）作近似估计。

4）滑油冷却器的海水量估算：对汽轮机为～33 L/kW · h；对柴油机～55 L/kW · h。

5）滑油冷却器的滑油量估算：对汽轮机为 $0.86\sqrt{N}_{max}$（N_{max} 为最大输出功率 kW）m³/h；对柴油机（包括活塞冷却）为 40～48 L/kW·h，柴油机（不包括活塞冷却）为 12 L/kW · h。

6）滑油冷却器滑油通道的容许压降约为 0.1 MPa，而冷却通道的压降约为 0.02 MPa。

7）国内有绿洲机器厂（原南京船用辅机厂）、营口冷却器厂和湖北大冶船舶辅机厂等生产管壳式冷却器，产品已能满足使用要求。

1.3 产品规格

表 5.3.2-2 列出南京绿洲机器厂生产的滑油冷却器规格。表 5.3.2-3 列出大冶船舶辅机厂生产的 BLG 系列冷却器规格。从表中可见，冷却面积从 2～400 m²，壳体内径为 200～1300 mm，采用不同管子长度组成许多规格的冷却器，以适合不同的性能要求。

2 淡水冷却器

2.1 常规淡水冷却器

柴油机中的淡水冷却器被用来冷却气缸和活塞，以防止这些零部件的温度过分升高。淡水冷却器中的冷却介质，通常都是舷外水。

表 5.3.2-2 滑油冷却器的规格参数

型号	冷却面积	滑油			海水			干重	外形尺寸	连接法兰	
		流量	进/出口温度	压降	流量	进/出口温度	压降		(长×宽×高)	滑油	海水
	m²	m³/h	℃	MPa	m³/h	℃	MPa	kg	m	mm	mm
LOC 1	350	325	66.5/50	0.14	420	38/42	0.03	2850	2400×1160×1244	200	200
LOC 2	240	200	63/50	0.15	280	33/37	0.03	/	2050×1050×1125	200	200
LOC 3	150	145	62.5/50	0.1	365	35/38	0.04	1320	1930×870×985	150	150
LOC 4	120	110	55/46	0.11	165	30/33.3	0.045	2000	2735×970×1300	200	200
LOC 5	80	80	55/46	0.16	100	30/33.1	0.065	/	2545×840×1100	150	150
LOC 6	50	50	55/46	0.16	80	30/33.5	0.055	1041	2336×700×990	100	125
LOC 7	20	20	55/46	0.08	50	30/31.3	0.065	512	1466×595×800	80	100
LOC 8	10	10	55/46	0.09	40	30/31.8	0.055	317	1235×495×600	65	80
LOC 9	5	4	55/46	0.07	20	30/31	0.065	202	1280×375×480	50	65
LOC 12	145	175	59.1/50	0.06	168	32/36	0.03	2830	3328×945×1130	200	200
LOC 13	125	155	59.1/50	0.05	148	32/36	0.03	2520	3399×890×1070	200	150
LOC 14	125	180	51.5/47	0.068	67.5	32/37.5	0.01	2500	3340×1000×1050	200	150
LOC 15	70	135	45.3/43	0.082	80	32/33.6	0.01	1440	2870×750×840	200	150

续上表

型号	冷却面积 m²	滑油 流量 m³/h	滑油 进/出口温度 ℃	滑油 压降 MPa	海水 流量 m³/h	海水 进/出口温度 ℃	海水 压降 MPa	干重 kg	外形尺寸 (长×宽×高) m	连接法兰 滑油 mm	连接法兰 海水 mm
LOC 16	45	53	52/45	0.06	40	32/36	0.025	1050	3493×575×710	125	80
LOC 17	4	21	50/48	0.025	8.6	32/33.7	0.02	230	1516×365×495	65	40
LOC 18	3.5	18	50/47	0.02	7.5	32/33.5	0.012	220	1360×365×495	65	40
LOC 19	2.5	15	46/45	0.01	15	32/32.4	0.01	140	1206×290×400	65	50
LOC 20	2	5	44.1/43	0.01	2.5	32/33	0.001	130	1010×325×400	50	32

表 5.3.2-3 **BLG 系列冷却器基本参数**

序号	壳体内径 mm	管子根数	冷却面积 m²	壳体长度 mm	挡板平均距离 mm	额定流量 m³/h 热流体	额定流量 m³/h 冷流体	连接法兰 热流体 mm	连接法兰 冷流体 mm
1	200	62	2～4	720～1370	69～95	5～10	12～22	40	50
2	250	98	4～6	880～1300	90～107	10～17	20～36	50	65
3	300	140	4～10	650～1500	97～149	13～26	30～50	65	65
4	350	204	8～20	830～2020	126～169	18～37	40～80	65	80
5	400	270	10～30	780～2280	127～193	21～46	55～104	80	80
6	450	356	15～50	880～2860	156～226	27～60	70～130	80	100
7	500	434	20～60	980～2830	160～241	34～70	90～160	100	100
8	550	546	30～80	1150～2970	185～280	38～80	114～210	100	125
9	600	636	40～80	1310～2590	190～270	46～100	132～248	100	125
10	650	770	50～100	1350～2640	210～335	53～117	160～300	125	150
11	700	890	60～120	1400～2780	227～347	57～132	180～350	125	150
12	750	1056	80～180	1560～3440	237～387	62～140	220～410	150	200
13	800	1180	100～200	1740～3420	250～383	75～170	260～460	150	200
14	850	1362	120～250	1810～3700	277～406	86～180	280～500	150	200
15	900	1516	150～280	2020～3720	289～411	96～190	310～590	150	200
16	1000	1890	180～400	1950～4260	318～497	120～260	400～700	200	250
17	1100	2302	250～400	2210～3510	348～550	150～290	480～900	200	300
18	1200	2764	300～400	2210～2930	363～550	166～350	580～1080	225	300
19	1300	3250	350～400	2210～2500	414～622	200～430	680～1270	250	350

淡水在冷却器内的温降通常约为 10～25℃，不宜太大，以使淡水的出口温度能在保持气缸油膜的情况下，尽可能提高，具体数值可根据机型选定，见表 5.3.2-4。用作冷却的舷外水一般来自滑油冷却器和增压空气冷却器。

表 5.3.2-4 淡水冷却器运行参数

冷却器淡水出口温度℃	淡水进口压力 MPa	主机内淡水的温升℃	冷却器内舷外水温升℃
活塞冷却 50～55	0.3～0.5	约 10～25	8～12
缸套冷却 65～70		约 10～20	

2.2 中央冷却器

这是一种为解决冷却器等海水系统中的管路和附件腐蚀和污化而采取的对策。

图 5.3.2-3 所示是意大利最近建造的六艘 5200 t滚装船上 11030 kW(15000 PS)、GMT 中速柴油机装置采用的集中冷却系统，除中央冷却器的淡水用海水冷却外，船上的其余所有辅机、设备和冷却器都用淡水冷却。集中冷却系统包括 3 组管系，即海水管系、高温淡水管系和低温淡水管系。海水管系包括 2 台中央冷却器、2 台海水泵和 1 根用耐腐金属制造的很短的海水总管。中央冷却器可冷却所有来自主辅机的冷却淡水，如主机和柴油发电机组的缸套、滑油、增压空气、空压机、各齿轮、轴承等的冷却淡水。

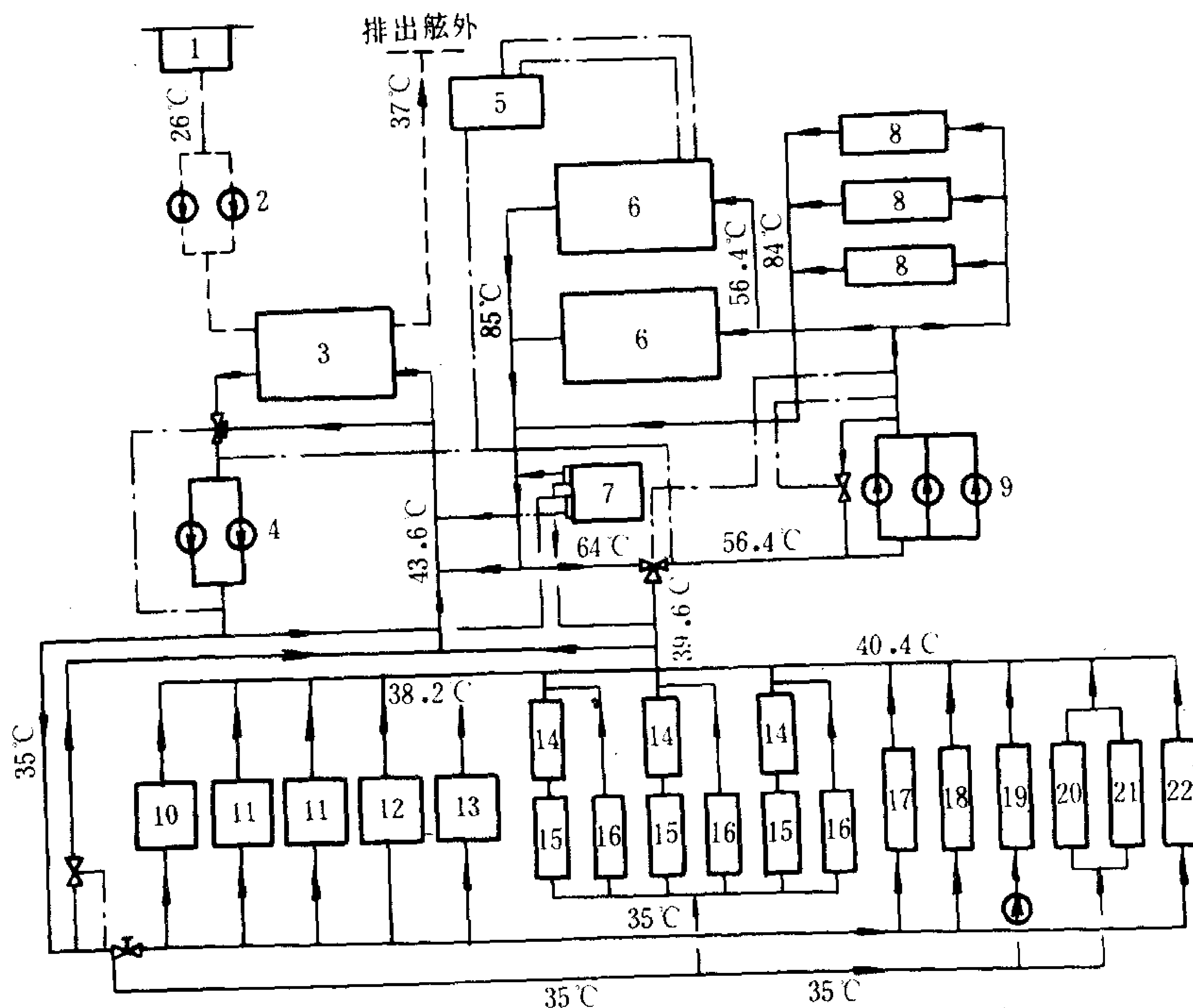


图 5.3.2-3 有中央冷却器的集中冷却系统

1-海水阀箱；2-海水泵；3-中央冷却器；4-低温淡水泵；5-膨胀水柜；6-主机；7-制淡器；8-柴油发电机组；9-高温淡水泵；10-喷油阀冷却器；11-主滑油冷却器；12-减速箱滑油冷却器；13-主空冷器；14-柴油发电机空冷器；15-柴油机滑油冷却器；16-电机空冷器；17-变距桨滑油冷却器；18-轴系轴承冷却器；19-控制室空调冷却器；20-主空压机冷却器；21-控制空压机冷却器；22-减摇鳍的冷却器

中央冷却器可采用管壳式或板式换热器，其结构与一般的淡水冷却器类似。

为限制中央冷却器的尺度，海水进入温度以 26℃ 为基准进行设计。如果海水温度为 32℃，

否与指示相符，机械部分是否良好，应无碰击和振动。然后再空转 2～3h，检查滑动轴承的温升不应超过 40℃，如为滚动轴承，温升不应超过 60℃（环境温度以 40℃计算）。如有不正常现象，应立即停机检查。

4.6.2 同步发电机的起动与停车

4.6.2.1 单独运行的发电机的起动：

1)检查一切连接发电机与线路的开关是否全处于开路状态，励磁系统的调节器在正确位置；

2)若发电机为管道通风装有风泵时，应先起动风泵，并检查风路的循环是否正常；

3)开动原动机至额定转速；

4)起动后，逐渐增加励磁电压和励磁电流，使发电机的电压达到额定值；

5)合上与线路连接的开关；

6)逐渐增加负载，若此时端电压发生变化，应调整励磁系统，使负载达到额定值时，端电压仍保持额定值。

4.6.2.2 单独运行的发电机停车

1)调节励磁电流，使发电机的端电压减少到最小值；

2)拉开与线路连接的开关；

3)停止原动机；

4)拉开全部开关；

5)停止风泵等辅助机构；

6)清洁电机，并作下次开车的准备工作。

4.6.3 电机的拆装说明

4.6.3.1 拆装的步骤：

1)拆开电机引出线与外面电缆的连接；

2)分开电机与其它机器连接的联轴器；

3)如电机为管道通风型，须将电机与进风管道拆开；

4)将励磁机与发电机分开；

5)拆下集电环上电刷架的连接电缆；

6)旋出端盖及机座上螺钉与销钉，并取下端盖；

7)如有油环式润滑的轴承，取下上半端盖后，将油环扳向两边，使其离开轴承套筒，取出轴承套筒上半部，再取出下半端盖；

8)在电机气隙中垫以纸板，使转子取出时不致损伤定子铁芯和绕组；

9)从定子内抽出转子。

4.6.3.2 电机的装配可按相反的次序进行。

4.6.3.3 电机在拆装中的注意事项

1)拆装前，各部分应作好记号，使装配时各部件仍回到原来的位置上；

2)在拆装端盖时，应特别注意，不要碰伤凸出在机座外面的定子线圈部分；

3)从定子中抽出或放进转子的方法很多，主要根据用户的具体条件决定，但不论用何种方法都应遵守下列规定：

(1)钢丝绳不得碰到转子的轴颈、风扇、集电环及转子引线上；

(2)钢丝绳栓缚的地方必须垫以木板或橡皮垫；

续上表

型号	冷却面积	淡水			海水			干重	外形尺寸	连接法兰	
		流量	进/出口温度	压降	流量	进/出口温度	压降		(长×宽×高)	淡水	海水
	m^2	m^3/h	℃	MPa	m^3/h	℃	MPa	kg	mm	mm	mm
FWC 12	80	112	65/56.77	0.023	180	42/47.26	0.013	1700	2864×940×900	125	150
FWC 13	60	130	77/65.2	0.04	160	35.56/44.5	0.035	1260	2580×750×840	150	200
FWC 14	40	30	59.3/45	0.04	80	32/37.5	0.03	840	2660×590×670	100	125
FWC 15	20	50	70/62.2	0.01	60	35/41.68	0.01	650	1940×550×634	80	100

3 空气冷却器

3.1 增压空气冷却器

涡轮增压器增压后的空气在充入气缸之前须进行冷却，以提高柴油机的单位功率，得到较大的增益。由于空气是热的不良导体，换热器的空气一侧表面总是装有翅片。

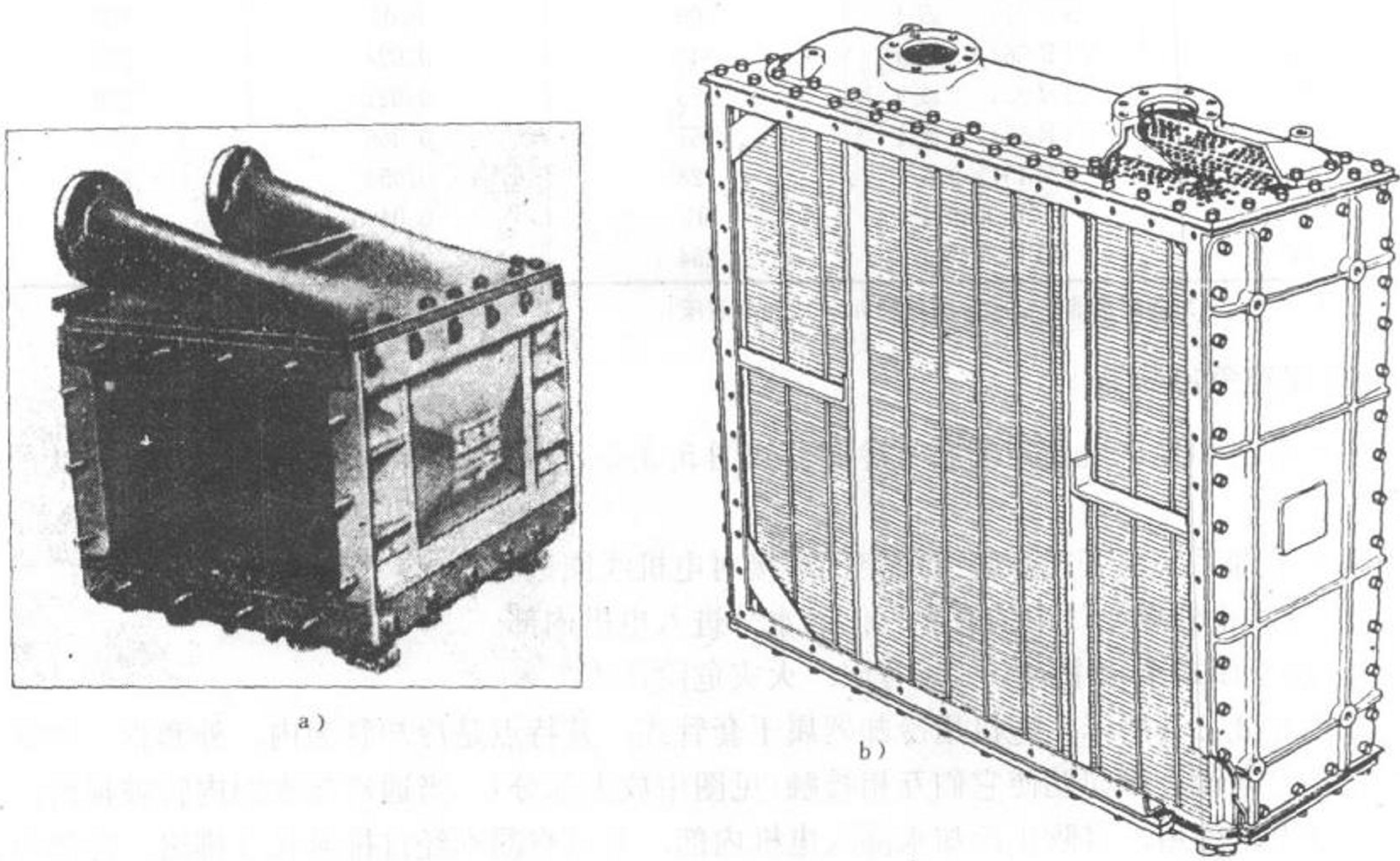


图 5.3.2-4 增压空气冷却器

a）小型空气冷却器；b）大型空气冷却器

大多数空气冷却器为矩形截面，如图5.3.2-4所示。图中a)用于较小功率柴油机中，在修理和清理时可将它整体地从空气总管上抽出。图中b）则为大型空气冷却器，不能拆下，其集气室可拆开以便清洗管子。当拆下侧面的人孔盖时，可保证能接近所有空气空间。此外，在结构上应考虑能简便地修理和换新管束。

表5.3.2-6列出苏尔寿（Sulzer）厂RTA型柴油机增压空气冷却器的有关数据。

表5.3.2-6　　RTA型柴油机增压空气冷却器的参数（在连续服务功率时）

增压空气冷却器名称	冷却介质	冷却水温度 ℃		冷却水压力 MPa		备注
		进口	出口	进口	出口	
第一级	热水	85～95 (90)①	160 (135)	0.8～1		
第二级	凝水	(40)	110 (100)	0.4～1		当三级冷却时有之
末级	海水	25	55	0.4		当单级冷却时数据相同
	淡水(集中冷却系统)	25～36				

①　（　）中数值为RLB型机的数据。

表5.3.2-7列出BBC涡轮增压器配套的空气冷却器的有关参数。

表5.3.2-7　　BBC涡轮增压器的配套空气冷却器参数

增压空气冷却器型号	配套的增压器型号×数量	海水流量 m^3/h	海水端的最大压降 MPa	各冷却器的海水含量 dm^3
CAC 1	VTR 714×2或1	405	0.03	400
CAC 2	VTR 564×2或4	342	0.024	275
CAC 4	VTR 454×2或4	253	0.021	220
CAC 8	VTR 564×2或1	157	0.066	420
CAC 9	VTR 454×2或1	128	0.054	270
CAC 10	VTR 354×1	91	0.048	170
CAC 11	VTR 714×1	254	0.053	600

注：所有空气冷却器海水端的试验压力均为0.6MPa（表压）。

3.2　电机空气冷却器

供电动机和发电机使用的空气冷却器如图5.3.2-5所示，是电机闭式空气冷却系统的组成部件。

闭式冷却系统与开式系统（用空气直接对电机线圈进行冷却）比较，有以下优点：

1）可防止外界空气中的有害气体或水分进入电机内部。

2）由于闭式系统中的空气量有限，火灾危险性小。

如图5.3.2-5所示，电机用冷却器属于套管式，其特点是冷却管为内、外套管。内管5与外管4之间设有纵向肋使它们互相接触（见图中放大部分）。当通冷却水的内管破损时，由于外管的保护作用，可防止冷却水漏入电机内部，且可将漏水经自排泄孔3排出。冷却海水由左端盖下接管进入，流经套管的内管、右端盖，再回到左端盖上接管排出。循环的空气流经套管外管的外空间。在外管上装有螺旋形翅片，以增加管外空气的传热面积，外管的热量再由纵向肋传给内管的冷却水。

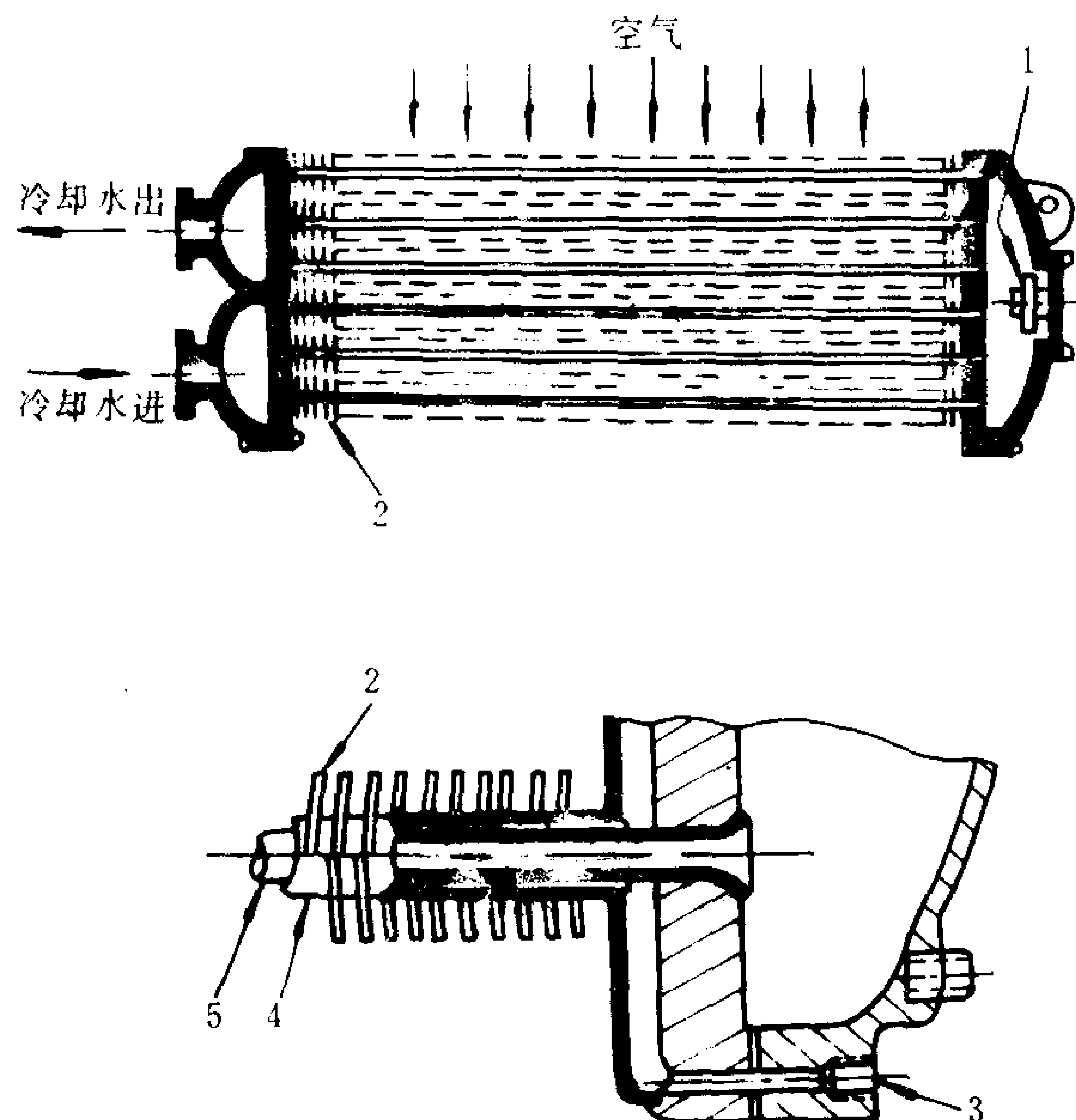


图 5.3.2-5　电机用的空气冷却器

1-锌板；2-冷却翅片；3-自排泄孔；4-外管；5-内管

4　油加热器

在船上，油加热器通常用来加热燃油、滑油或液压油。

4.1　燃油加热器

燃油加热器通常有以下几种：

1）柴油机船上的燃油加热：当燃用劣质高粘度重油时，须在燃油舱内输油泵吸入口周围安装油加热器，以利燃油输送，并在主柴油机喷油泵前装设燃油加热器，使进入喷油泵的燃油被加热至规定的粘度，以利雾化燃烧；在净油机前装有燃油加热器，用以保持净油时的最佳温度。各处燃油的加热温度列于表 5.3.2-8。

表 5.3.2-8　**柴油机船上燃油加热的主要参数**

加热器用途	主机雾化用	燃油舱 吸油加热用	净油机用
加热器的出口燃油温度,℃	~130 当 660 mm²/s (38℃重油时)	50 以上	80~100
加热器中温升,℃	50~60	20~30	~50
至喷油阀中的燃油粘度	10.2~43 mm²/s (根据工作压力而定)	—	—
加热器的加热蒸汽压力，MPa	0.3~0.5（最大为 0.69）		
燃油比热容，J/(kg·℃)	$\sim1.88\times10^3$		

2）柴油机船上辅锅炉用燃油加热器，通常与自动燃烧器装成一机组，为一小型加热器，在锅炉点火前用电加热。

3）汽轮机船上锅炉用的燃油加热器，通常将燃油大约从 40℃ 加热至 110～120℃，使用 0.7～1 MPa 的加热蒸汽。

图 5.3.2-6 所示为瑞士逊洛（Sunrod）厂生产的针翅式油舱吸油加热器。图 5.3.2-7 所示为油加热器，其特点是在传热管上焊有特殊的铜或钢制针翅，它可增加传热面积 8 倍左右，并可使油和蒸汽（或热水）的界膜换热系数大致相等，提高了传热效率。

标准形式的油加热器包括壳体和组装针翅管。油和加热流体互相用坚固的厚无缝钢管隔

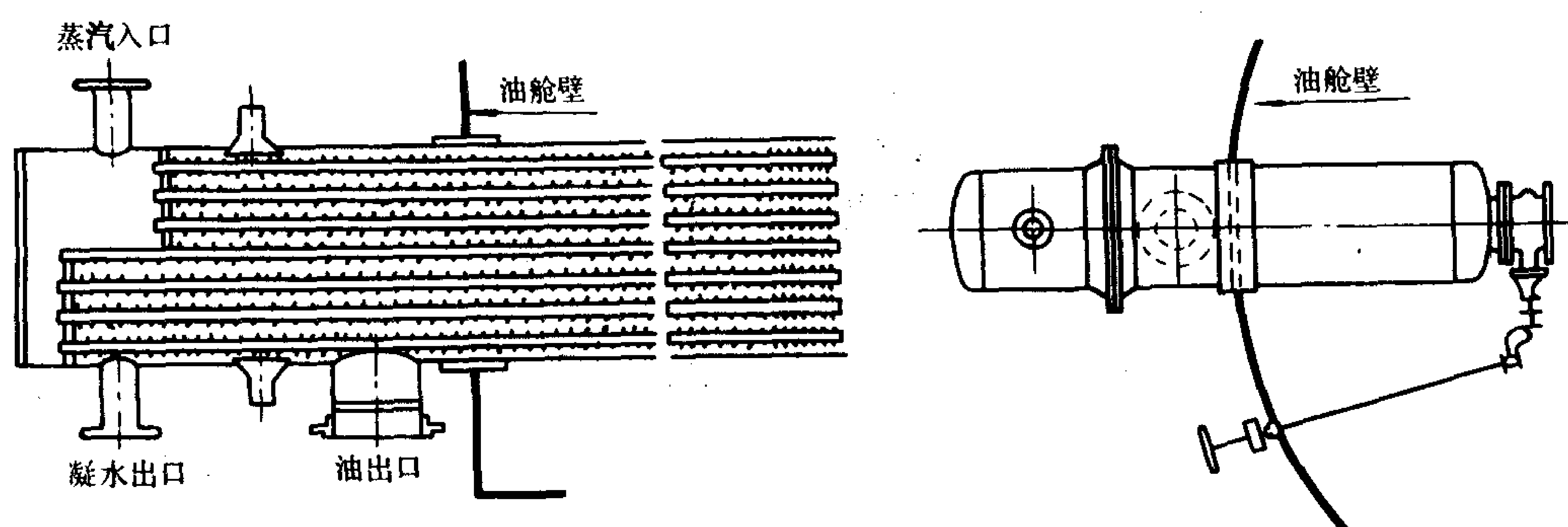


图 5.3.2-6　逊洛厂油舱吸油加热器

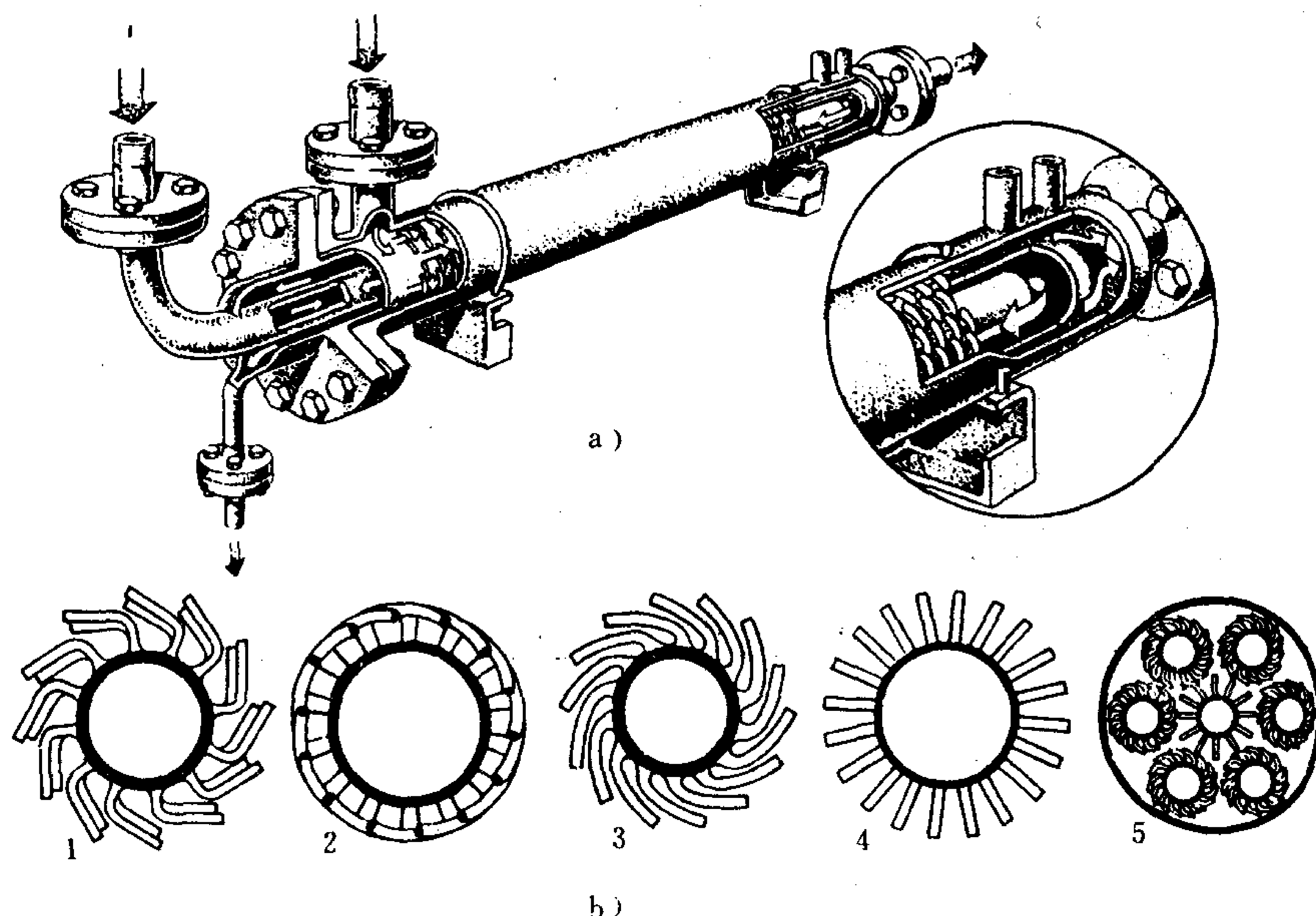


图 5.3.2-7　逊洛厂油加热器

a）总图；b）传热管形式

1-小流量的 DU型；2-流量至 10000 L/h的B型；3-流量至 20000 L/h的U型；

4-流量至 100 m^3/h的重燃油 RZ型；5-大流量的M型

开，完全不用胀管连接。组装针翅管仅在一端固定，另一端可自由膨胀，这样即便在高工作压力下长期运转也不会发生漏油。

传热管上针翅的排列和弯曲经充分试验，使在低的阻力损失下获得最大的传热系数。这种加热器可根据用途、尺寸和油的粘度，采用不同形式的传热管，如图 5.3.2-7 中 b）所示。

4.2 滑油加热器

滑油在进入净油机前必须经过加热，要求的加热温度在 75～85℃左右。

图 5.3.2-8 所示为立式U形管式滑油加热器。油从端盖 6 的右接管 4 进入，流经ϕ 17×2 U形加热钢管 13，吸取热量后从端盖左接管 5 排出。加热蒸汽从钢板焊制的圆筒壳体 14 的上接管 12 进入，由上而下经折流板 11 横扫加热器管外壳体空间，约经 10 次折流，将热量传给滑油后，凝结成水从壳体下端接管 3 排出。

在壳体上装有安全阀 10，当加热蒸汽超过工作压力时，可将其释放至大气中。加热蒸汽的压力由压力表 9 指示。壳体的下端还装有放水旋塞 8，在修理或清洗加热器时用来放净壳体的积水。壳体外部有保温的隔热包扎 1，在油的进出口装有温度计（图中未示出）。

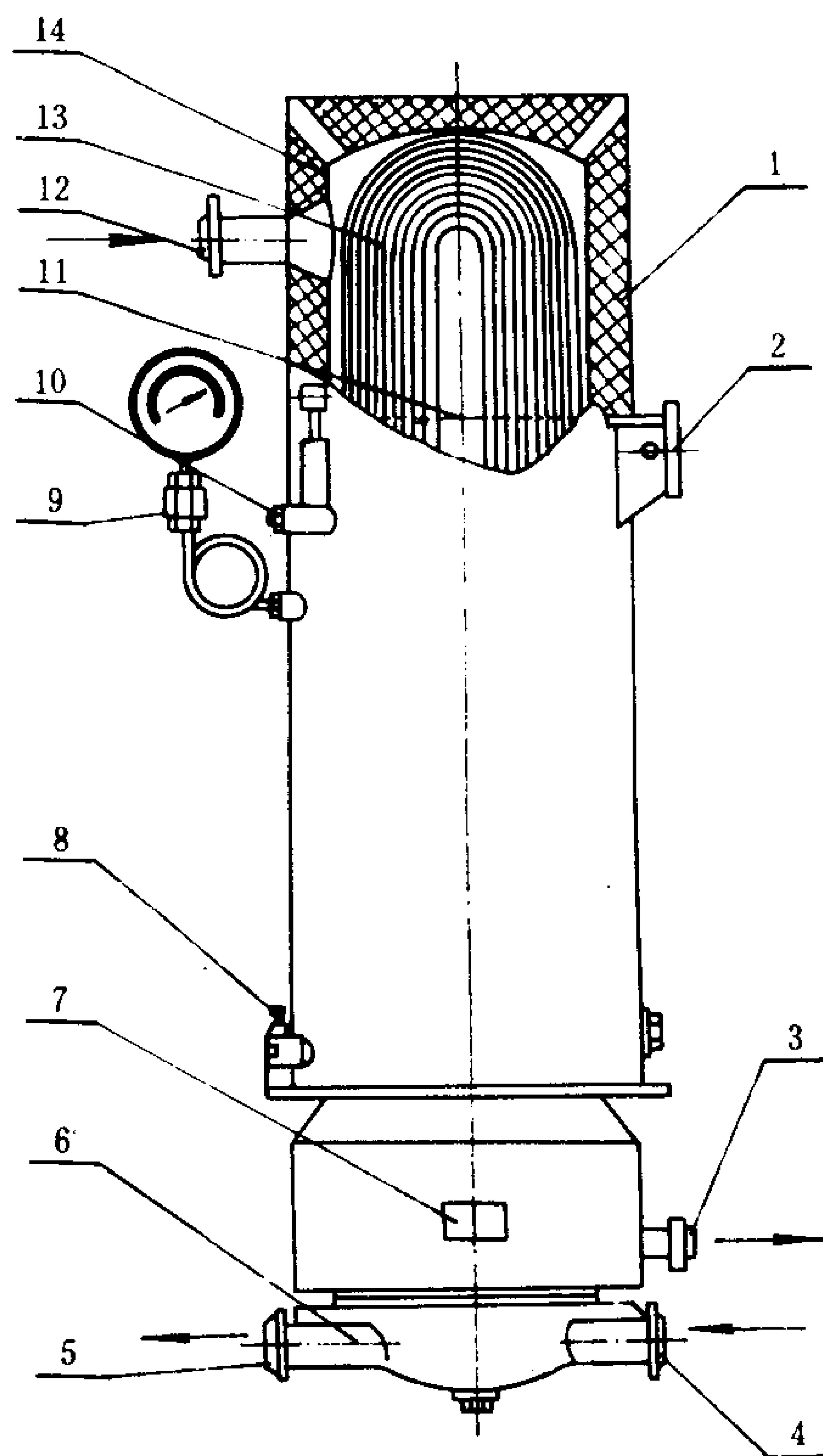


图 5.3.2-8 立式滑油加热器

1-隔热包扎；2-支座；3-凝水排出接管；4-滑油进口接管；5-滑油排出接管；6-端盖；7-铭牌；8-放水旋塞；9-压力表；10-安全阀；11-折流板；12-蒸汽接管；13-加热管；14-壳体

4.3 选用要点

1）当采用管壳式换热器时，要考虑适当的热补偿装置，如壳体带膨胀节的固定管板式、U形管式、浮头式或套管式等。

2）要强化油侧的换热。当油在管内流动时，可在管内安装扰流螺旋片（图 5.3.2-9），其尺度（直径d_0和螺距h）可根据管径选取。当油在管外通过时，可在管外设翅片或突翅。翅片的形式如图 5.3.2-10 所示：

（1）纵向翅片：沿管的纵向焊有直的翅片，其断面有矩形、三角形和其他曲面形状，如图中 a）所示。

（2）横向翅片：在管轴的垂直方向安装环状翅片，形状有螺旋圆盘形、矩形、正方形等；而径向断面有矩形、三角形和其他曲面形状，如图中 b）、c）所示。

（3）突起翅片：管外表面上安装有放射形的凸翅，其形状为圆锥片（如图中 d 所示）、圆柱针（见图 5.3.2-7）等。

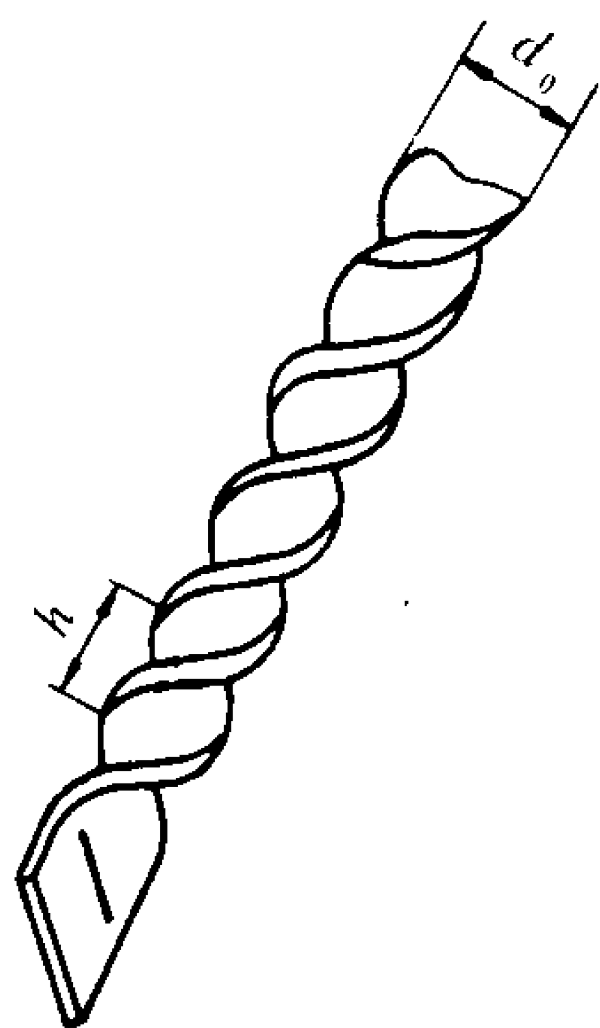


图 5.3.2-9 插入管内的扰流片

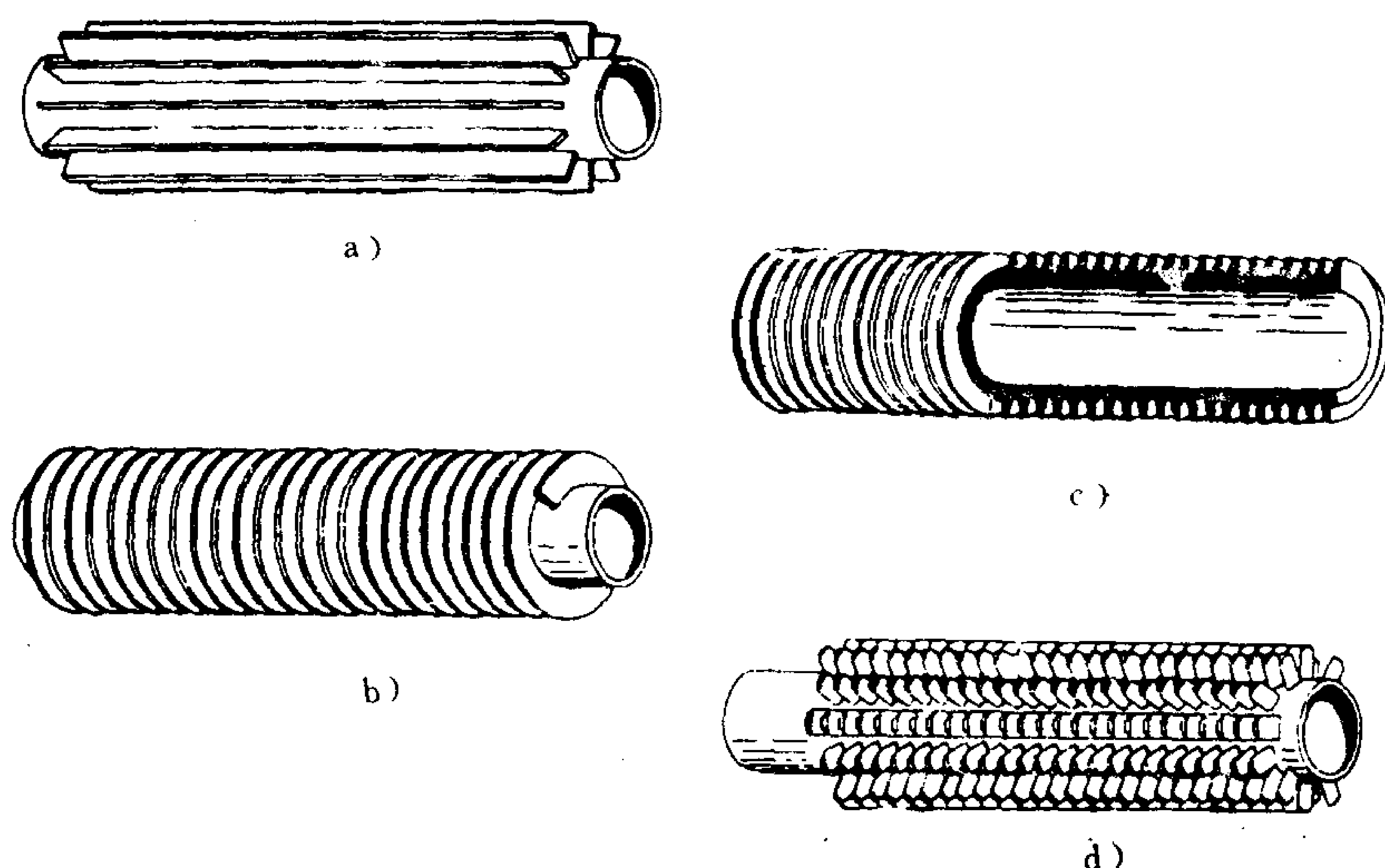


图 5.3.2-10 翅片管的形式

a）纵向翅片管；b）横向翅片（焊接）；c）横向翅片（整铸）；d）突起翅片管

翅片的温度从翅片根部向翅尖逐渐变小，单位面积的传热量也减少。

3）要注意接头或接合面的密封，对密封圈的材料和接合面的粗糙度都应合理选择，以防止漏油发生。

4）应有专门设备（一般出口设温度调节器）以保持油的一定加热温度；防止因过热而使油裂化，或在管子表面和系统中产生碳垢。

5）要符合"钢质海船入级建造规范ZC（1989）"中的有关规定：

（1）燃油舱柜、加热器或净油机内的油加热用蒸汽应为饱和蒸汽，其压力应不大于0.69 MPa，且舱柜中燃油加热的最高温度至少应比该燃油闪点低 10℃。

（2）加热器的燃油侧应设安全阀，并应调整在压力高于供油泵安全阀的开启压力（或供油泵的最大输出压力）0.34 MPa（3.5 kgf/cm²）时开启。

（3）需加热的燃油舱柜和加热器，应装有指示油温的适当设施。

5 生活用水加热器

5.1 典型结构

在船上必需有热水以供船员日常生活使用。根据结构不同，日用水加热器可分为快速式和容积式两种。

图 5.3.2-11 所示为快速式加热器。蒸汽通入盘管 1 来加热日用水，由于壳体 2 的水容积很小，因此能快速加热。壳体内表面通常涂有保护层。

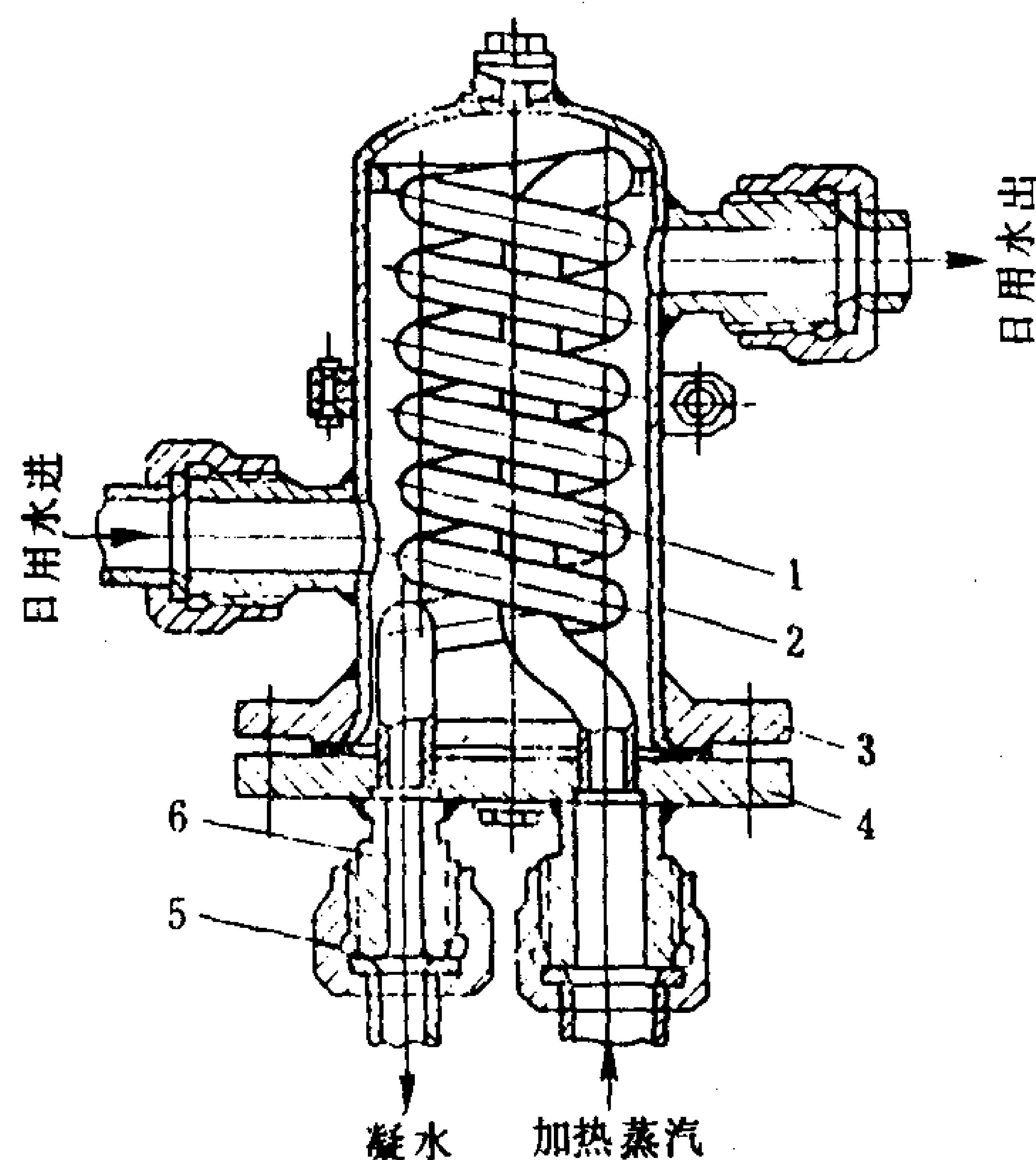


图 5.3.2-11 快速式水加热器

1-盘管；2-壳体；3-法兰；4-盖板；5-螺母；6-管节

容积式水加热器通称热水柜。图5.3.2-12所示为立式热水柜，它既可作为热水储藏柜，又是它的加热器。加热可用蒸汽或电能进行，视实际情况而定。壳体8是由上下封头和筒体焊接而成，蒸汽加热管与电加热器成90°布置。安装加热元件的开孔可兼做人孔，以便清理壳体内腔。蒸汽加热管由紫铜管弯制而成，与管板采用铜焊固定。整个加热蒸汽管束6可通过支撑板沿筒体内的导轨自由滑移，以便拆装和清理。

电加热元件10全部集中安装在电加热盖上，其尾端支撑在筒体内隔板上。

热水柜顶部装有弹簧式安全阀15，其调整压力为0.333 MPa，可保证柜中最大压力不超过工作压力的11%。

压力表14、温度表3和2只温度控制器4集中安装在仪表板13上。温度控制器可保持出水温度在65℃左右。

热水柜外表用保温材料包扎，壳体内表面涂有无毒防锈涂料。

图5.3.2-13所示为卧式热水柜。

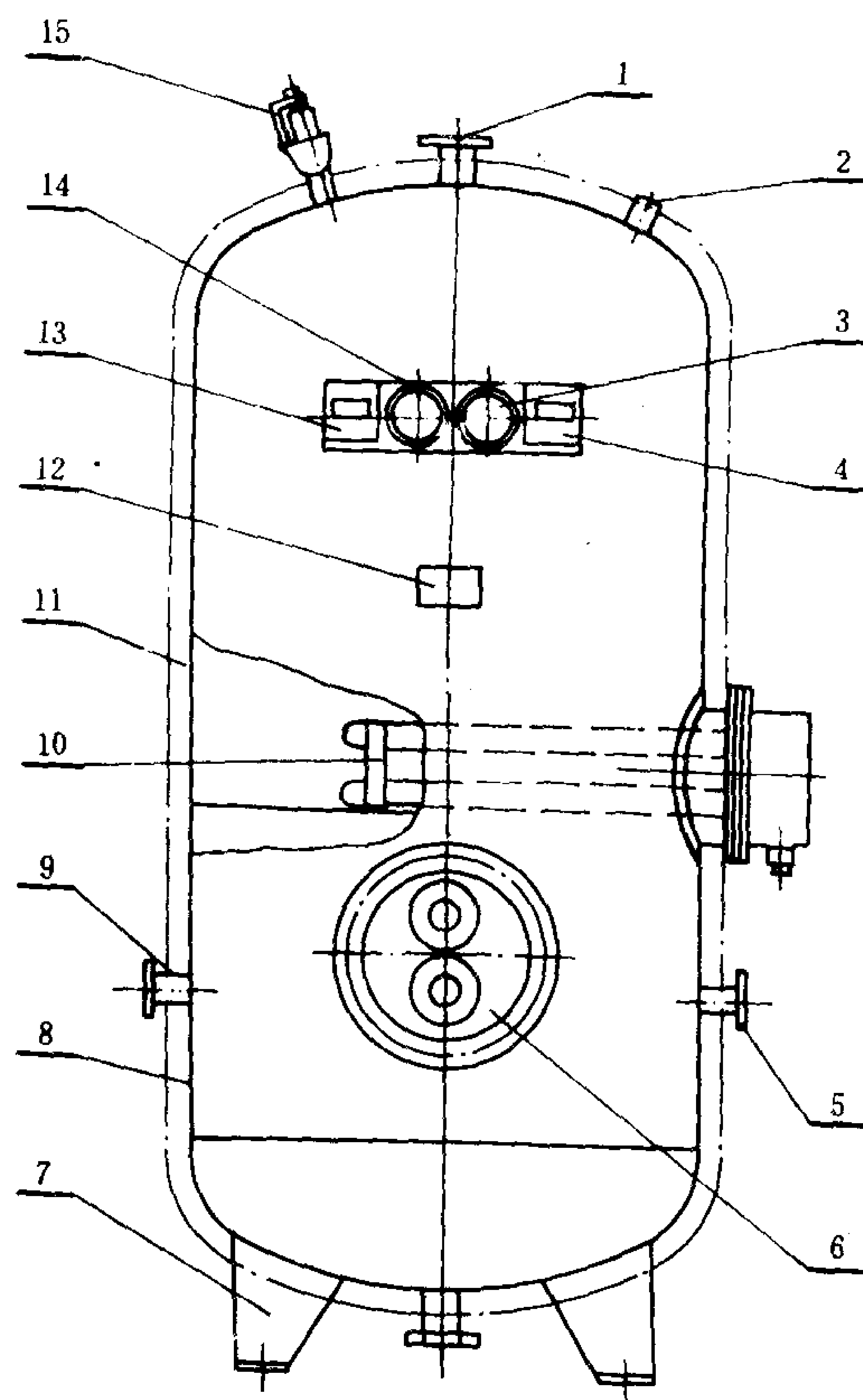


图5.3.2-12　立式热水柜

1-热水出口接管；2-温度计接座；3-温度表；4-温度控制器；5-回水接管；6-蒸汽加热管束；7-支脚；8-壳体；9-冷水进口接管；10-电加热元件；11-隔热包扎；12-铭牌；13-仪表板；14-压力表；15-安全阀

5.2　系列产品规格

立式热水柜主要技术参数见表5.3.2-9。

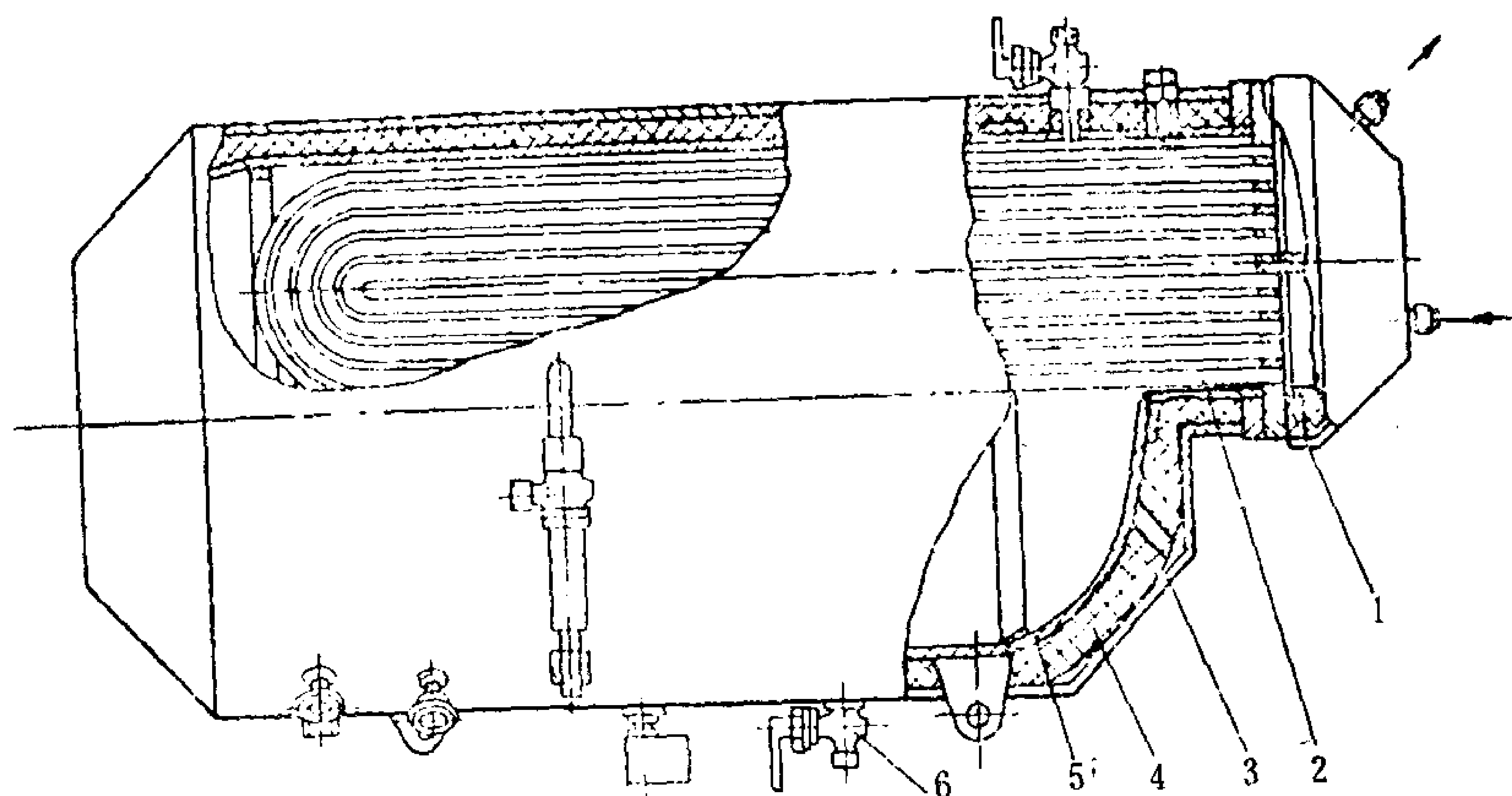


图5.3.2-13　卧式热水柜

1-盖板；2-加热管；3-外罩；4-隔热包扎；5-壳体；6-放水旋塞

表 5.3.2-9　　立式热水柜系列的主要参数

热水柜容量	被加热淡水			蒸汽加热		电加热	
	热水量	温度 ℃		流量	压力	功率	电热元件型号
m³	kg/h	进入	出口	kg/h	MPa	kW	
0.3	750	15	65	75	0.3	12	SRS 4—380/4（3只）
0.5	1200			120		12	SRS 4—380/4（3只）
1	3250			325		24	SRS 4—380/4（6只）
1.5	5000			500		24	SRS 4—380/4（6只）

6　洗舱海水加热器

6.1　效能

洗舱海水加热器在油船上用来供给清洗油舱用的高温海水。

加热器一般采用 0.6～0.9 MPa的饱和蒸汽来加热，加热后的海水出口温度由温度调节阀控制，保持在 90℃左右。

海水加热器通常采用U形管式或浮头式，并使海水在管内通过。在壳体的蒸汽空间装有折流挡板使汽流分布均匀。加热器的传热系数受到海水流速的限制（常保持在 0.5～1.3 m/s 之间，以保证管子的使用寿命）和积污的影响，因此应取得比清洁管束低 25%左右。当采用U形管束时，要特别注意管子的布置，以便在换新管束内部管子时尽可能拆除不多的管子（一般可做到换新 1 根U形管，仅需拆除 2 根管子）。U形管用较大直径的管子，如ϕ_0＝25 mm管，这样不但可使流速降低，且比采用小直径管易于清洗。

6.2　结构

6.2.1　老式结构

图 5.3.2-14 所示为这种海水加热器的老式结构，它是两个基本上相同的管壳式加热器作为海水加热器和凝水冷却器。加热蒸汽在加热器壳体中凝结为凝水后，通过凝水冷却器冷却然后排出，其排出量受浮球式液位控制器控制，使凝水在海水加热器中保持一定的水位。

洗舱海水先从凝水冷却器管子内通过预热后，再进入加热器加热至所需要的温度。

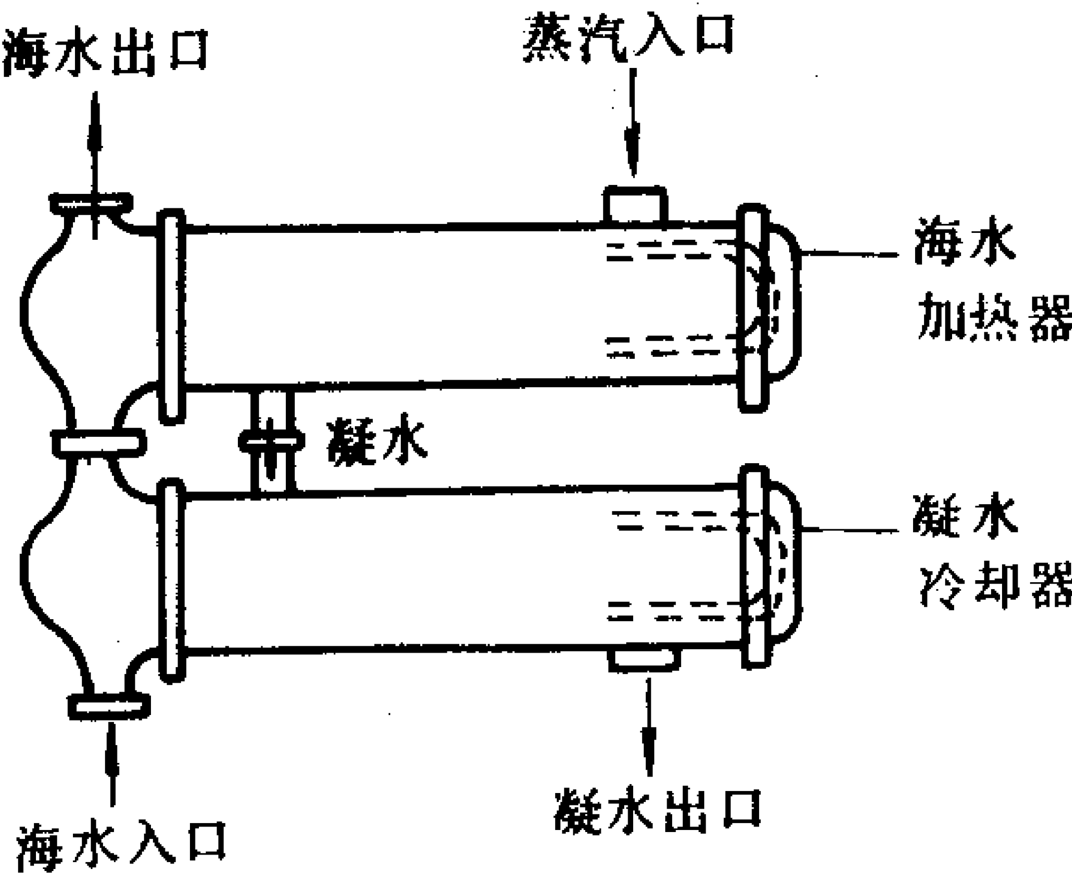


图 5.3.2-14　老式海水加热器机组

6.2.2　新式结构

考虑到本加热器中被冷凝水淹盖的只有总传热面积的 15%～30%，不超过 50%，为简化结构，节约成本，新的设计都改用一个换热器，并用“U”形液封管维持壳程内的凝水液位，既可保证凝水不过冷，且能使传热系数较高，如图 5.3.2-15 所示。在传热面积的计算和结构布置上，仍应分别考虑蒸汽和凝水二者热量的利用。

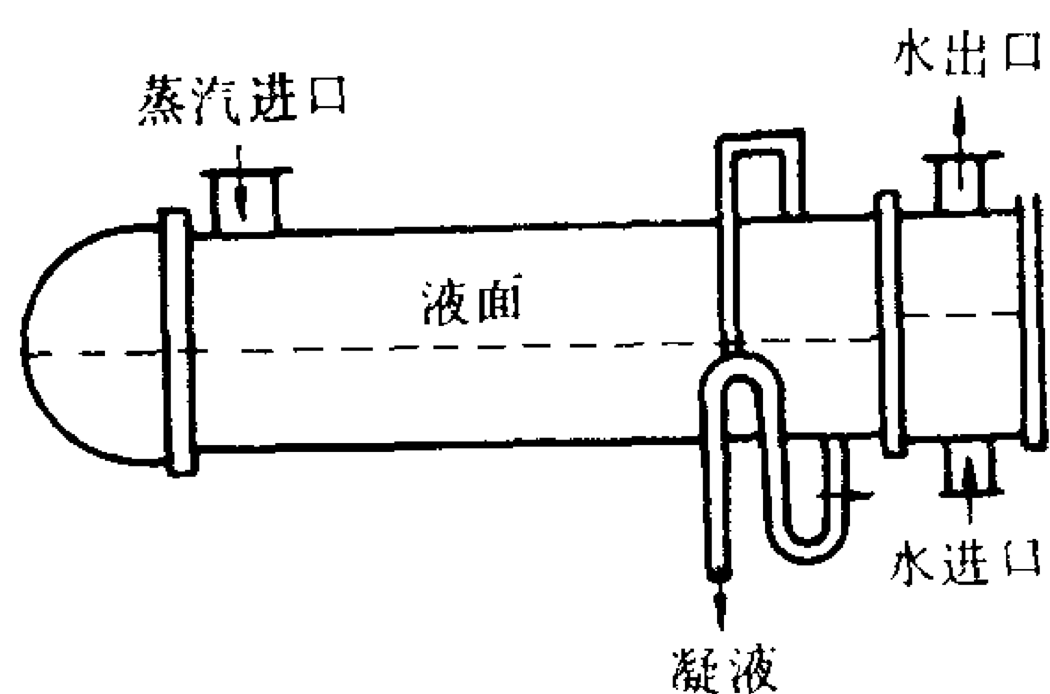


图 5.3.2-15　冷凝、冷却器的液封管布置

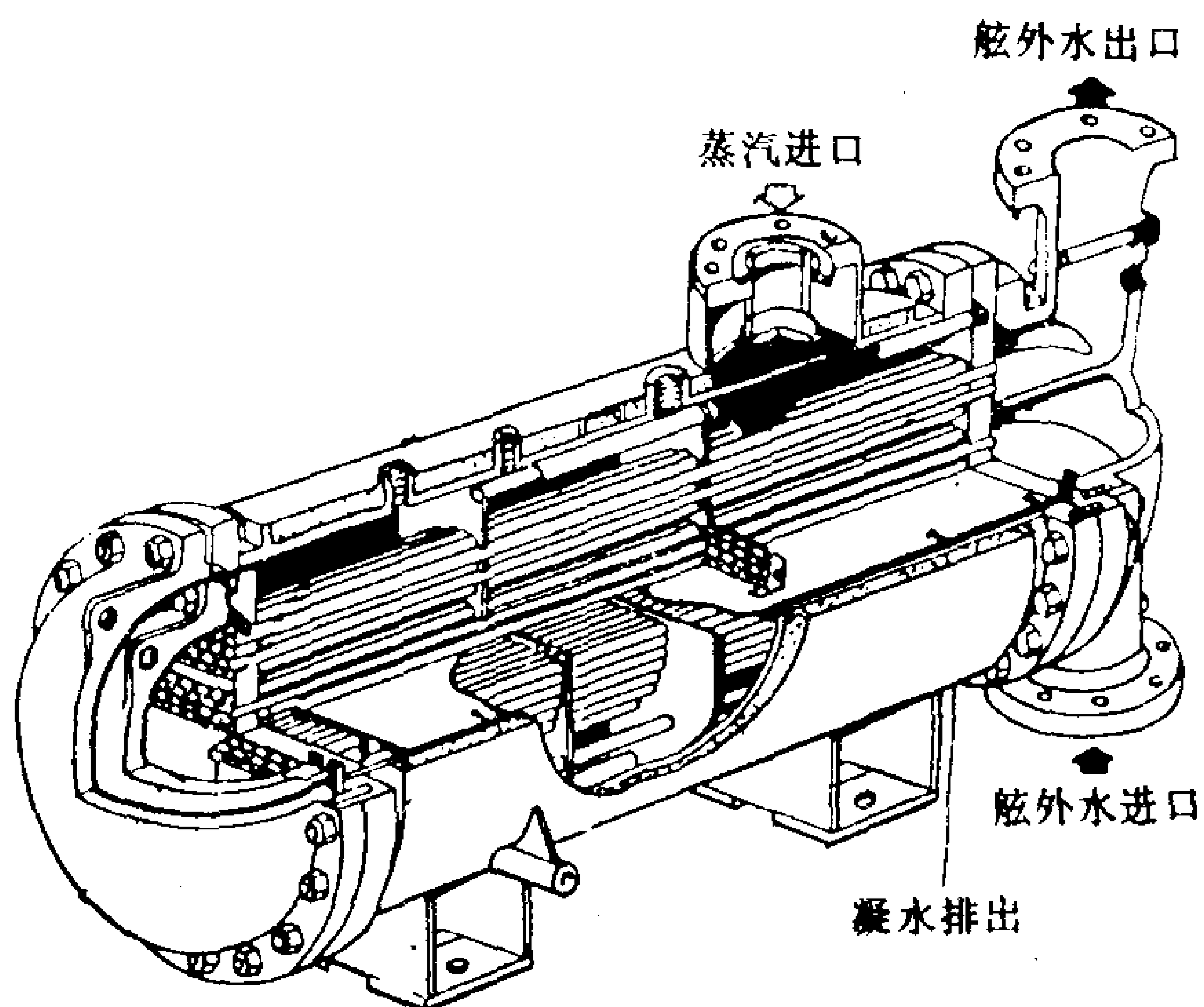


图 5.3.2-16　海水加热器

图 5.3.2-16 所示为浮头式海水加热器。加热蒸汽在上部管束处受到海水的冷却而凝结，凝水则在下部管束处冷却到60～70℃后排出。壳体内部布置有较复杂的纵向和横向挡板，以保持一定的凝水液面而起液封作用，并引导凝水流向。在进汽接管处设有缓冲挡板，防止蒸汽直接冲刷。海水则分几个流程，与凝水成逆向流动，吸取凝水的热量后再被蒸汽加热至所需要的温度。

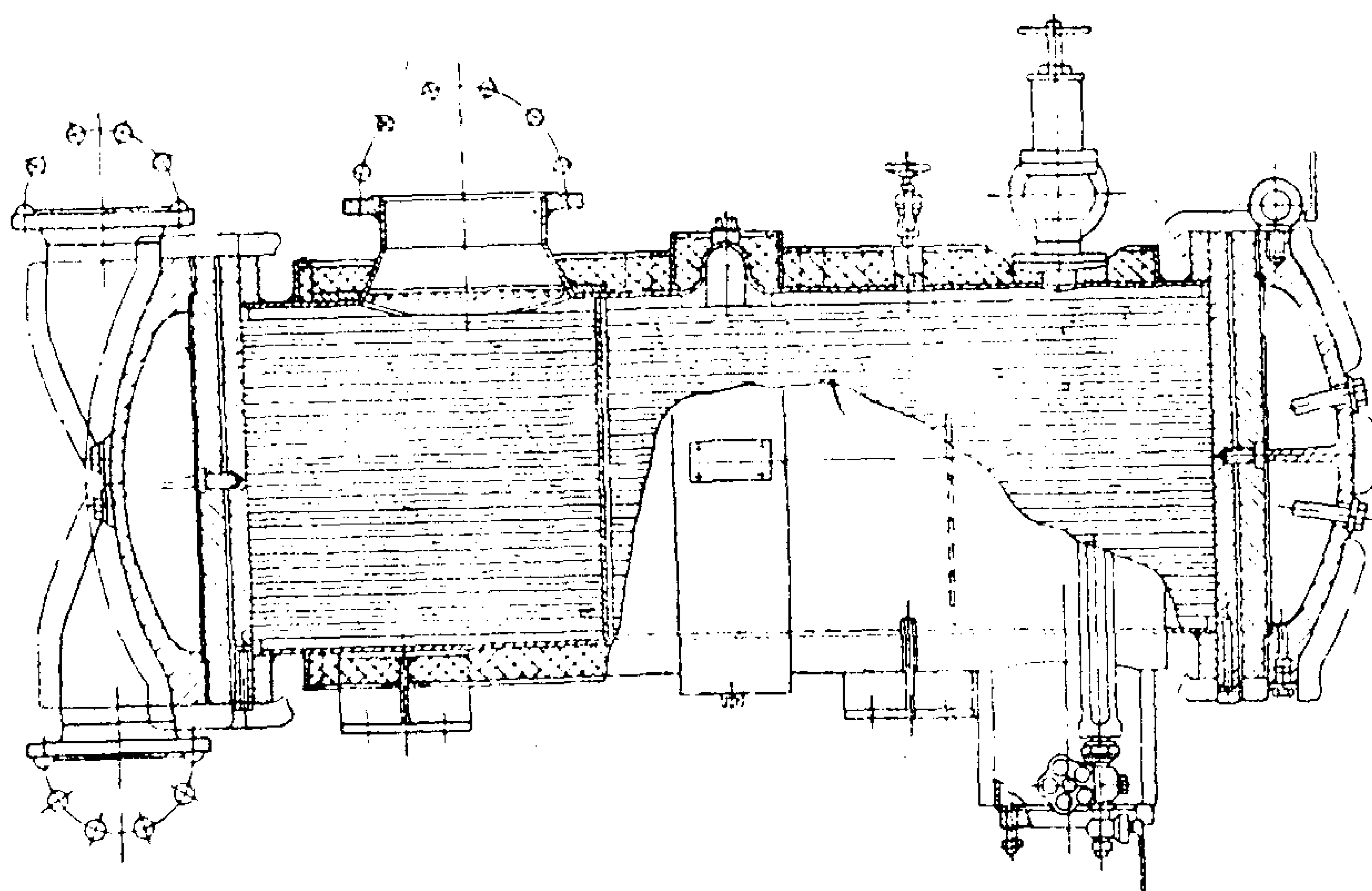


图 5.3.2-17　固定管板式舷外水加热器

图 5.3.2-17 所示为壳体有膨胀节的固定管板式舷外水加热器。舷外水在加热管中流动，被进入壳体内的蒸汽和凝水加热。加热管两端固定在双管板上，双管板结构详见第三章。

7 辅凝汽器

船用凝汽器有主凝汽器与辅凝汽器之分。前者已作为主蒸汽原动机如汽轮机的一个组成部分，本章不再讨论。

7.1 用途

辅凝汽器大部采用表面式换热器，并可根据用途分为：

1)汽轮发电机用凝汽器

近来汽轮发电机的容量增大，发电汽轮机的蒸汽参数升高，以致为汽轮发电机服务的凝汽器已与主凝汽器无大差别。当装有2台汽轮发电机而其中1台只作备用时，可只设1台，但也可设2台辅凝汽器。

在设有利用废热的汽轮发电机时，同样也需采用辅凝汽器。

2)货油泵用凝汽器

油船上的货油泵较普遍地采用汽轮机驱动，因此必须设置辅凝汽器。

汽轮机货油泵用的辅凝汽器通常为大气式，但也有真空式(压力约0.035 MPa绝对)的。

在柴油机船上同样设有辅凝汽器，用来冷凝和冷却甲板杂用蒸汽的排汽和凝水，以及油舱、加热器等的凝水。

7.2 大气式辅凝汽器

7.2.1 特点

1)不设空气泵和凝水泵，其中的压力与当地大气压相同，其凝水依靠重力流至给水过滤箱（热水井）中。

2)主要用来回收各种杂用蒸汽的凝水，燃油、滑油、日用水等加热的排汽或凝水，以及冷凝废汽锅炉的多余蒸汽。

3)简单实用，但对蒸汽热能的利用不如真空式凝汽器。海船用大气式凝汽器通常也做成

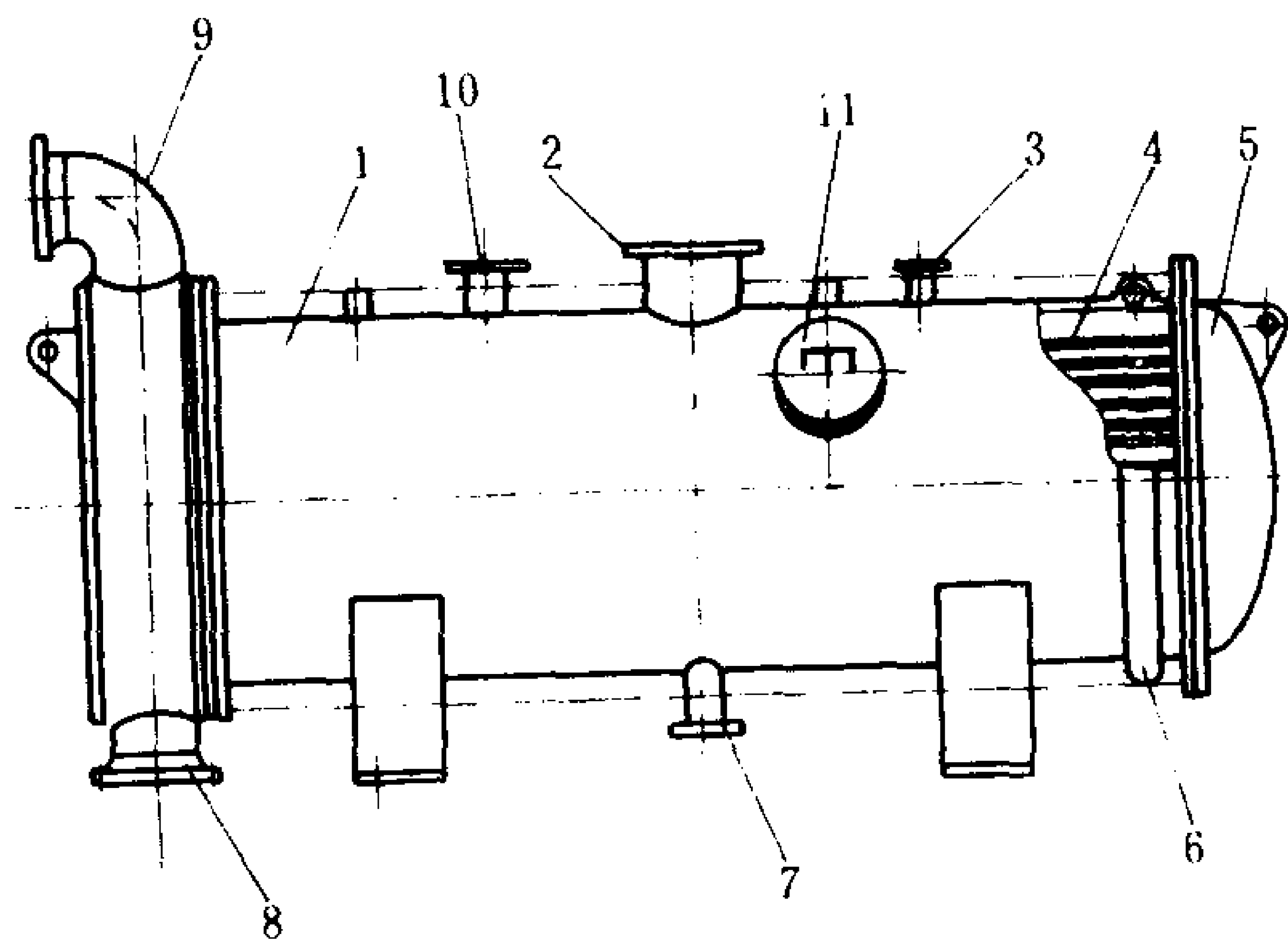


图5.3.2-18 大气式凝汽器

1-壳体；2-进汽接管；3-空气接管；4-冷却管；5-端盖；6-膨胀节；
7-凝水接管；8-进水接管；9-出水接管；10-安全阀接管；11-清理检查孔

表面式。

7.2.2 结构

图 5.3.2-18 所示为 20 m²大气式凝汽器，用于 35000 t 货船。排汽和凝水从壳体 1 上部的蒸汽接管 2 进入，经缓冲挡板后由管外空间通过，冷凝后集中于底部，从凝水接管 7 排出。

壳体 1 由钢板焊成，其上有膨胀节 6 和清理检查孔 11。冷却管为 19×1.5 铝黄铜管，两端胀接于管板上。壳体上部有空气接管 3 通至大气和安全阀接管 10。安全阀调整开启压力为 0.12 MPa。在端盖水室中装有防腐锌板（图中未示出）。

7.2.3 性能参数

大气式凝汽器的主要参数见表 5.3.2-10。

表 5.3.2-10　**大气式凝汽器的主要参数**

冷却介质（海水）					被冷介质（排汽、凝水）						传热系数
温度 ℃		压力	压降	流程数	温度 ℃		压力 MPa		压降	流程数	
进口	出口	MPa	MPa		进口	出口	工作	设计	MPa		W/(m²·K)
32	52～58	0.25～0.35	0.02	1～4	～120	60～99	～1	同废气锅炉压力		1	约 2100～2560

当选用大气式凝汽器时，应注意壳体的强度，因为凝汽器一般虽在大气压力下工作，但在柴油机船上往往要冷凝废气锅炉的多余蒸汽(如压力为 0.7 MPa)，这时凝汽器的壳侧空间就须进行 1.05 MPa 的水压试验。

8 板式换热器

8.1 结构

板式换热器是一种新型换热器，在船上已有不少应用以作为淡水、滑油冷却器以及海水淡化设备的换热器等。图 5.3.2-19 和5.3.2-20所示为板式换热器的装配图和结构分解图。

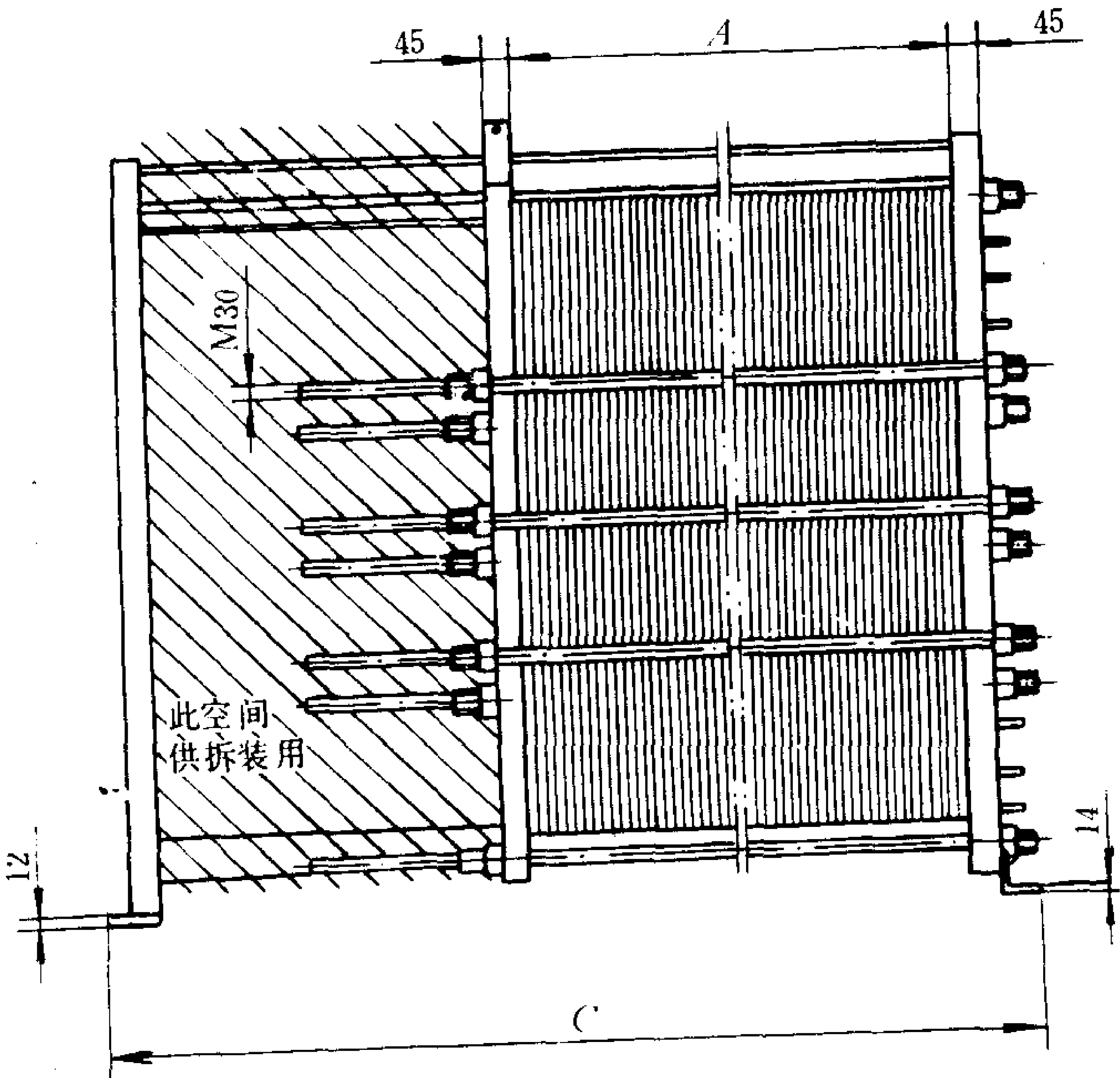


图 5.3.2-19　板式换热器装配外形图

由图 5.3.2-20 中可见，一列金属传热板 1 悬挂于机架的上下钢轨 3 上，被夹紧在前后夹板 2 之间，并由长螺栓 4 和螺母装紧固定。传热板的外边缘和进出口周围均设有密封垫圈，通过垫圈的排列可使两板之间的间隙形成一定的空间，如图中 1′、3′和 2′、4′等。冷、热介质分别由左上角或右下角的接管孔进入，分成若干并行流，相间地在换热器板间流道 1′、3′或 2′、4′中分别通过，形成一定流向的薄层，使冷、热介质在板的两侧同时实现逆流传热，而后分别从左下角和右上角接

管孔中排出。换热器的传热板为金属薄板，上面压有矩形、人字形、W形、斜形、锯齿形或阶梯形等波纹槽，形式有几百种。波纹槽可增加板的传热面积和刚性。

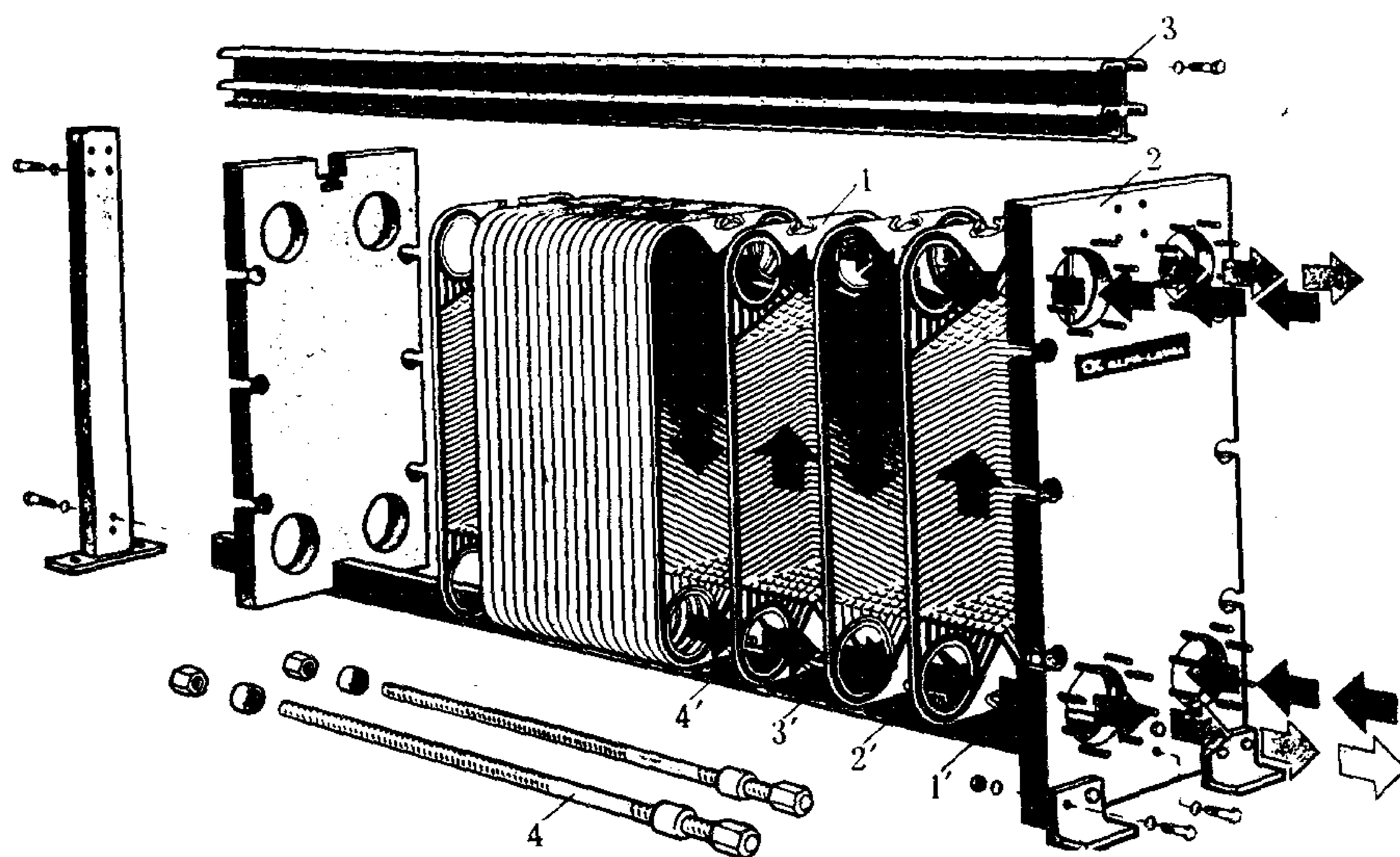


图 5.3.2-20　板式换热器结构分解图

1-传热板；2-夹板；3-钢轨；4-长螺栓；1'、3'或 2'、4'-流道

8.2　特点

板式换热器的特点如下：

1）传热效率高。由于金属板的波形槽，两种换热流体在较低流速下也能剧烈湍动，强化了传热，因此传热系数比管壳式高约 2 ~ 4 倍；在同一压降下传递的热量约为其他类型换热器的 6 ~ 7 倍。

2）体积小，结构紧凑。每m^3体积可容纳 200 m^2以上传热面积，特别在低温低压下工作时有很大的优越性。

3）较大的适应性。改变传热面积仅需增减传热板的数目，且应用范围广，从通常的水到粘度较高的液体，从含小直径颗粒到含纤维的悬浮液都可处理。

4）便于拆卸和清洗。由于拆卸简单，既便于解体清洗，便于检查，又能就地循环清洗。目前已在框架上装有电动或液压的压紧装置，可使传热板的拆卸和压紧自动进行。

5）金属消耗量低。每m^2传热面积消耗金属仅 8 kg左右，而相同参数的螺旋板式换热器达 27 kg，管壳式则更高。

6）散热损失小。因为只有板片周边和垫圈暴露在大气中，所以散热损失只有 1%，不需隔热包扎。

7）通用性强，检修方便，安全可靠。传热板各零件和密封垫圈各厂均有标准系列，备件保管购买方便，因而便于维修。

板式换热器的缺点是：

1）周边很长，密封困难，金属板较薄，刚性差。

2）由于角孔和板间流道狭窄，介质的容积流量不能太大（对气体的限制就更大），因此多用于液-液型换热器。

3)金属板造型复杂，制造成本较高。

4)流道狭小，不适于特别容易结垢和堵塞的介质。

因此目前在船上适用于压力不超过 1.5 MPa、温度在 200℃以下的流量不大的液-液型换热器。

根据冷、热工作介质在板间流动时进出口的排列方式，可分“单边流”和“对角流”两种形式，如图 5.3.2-21 所示。

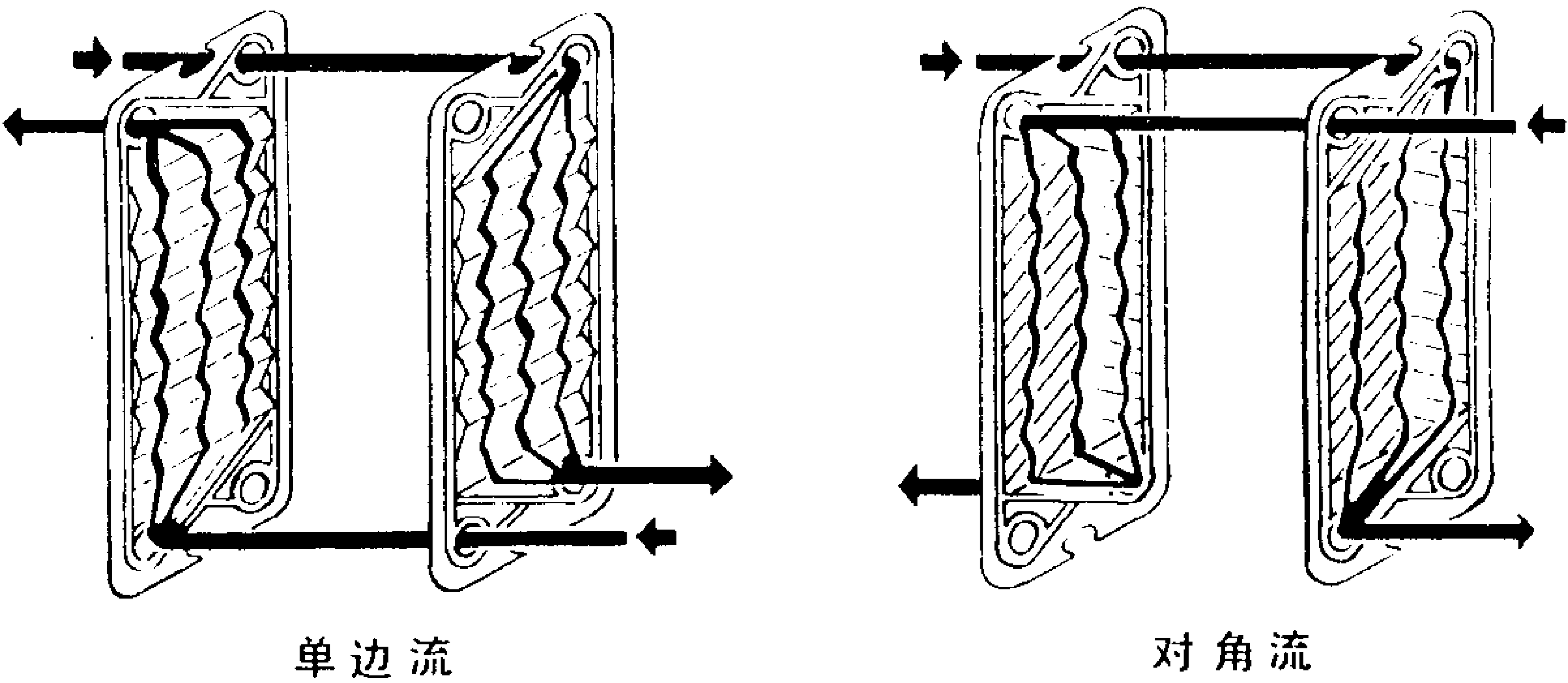


图 5.3.2-21 板式换热器的进出口排列方式

传热板的厚度根据不同压力为 0.4～1 mm。密封垫圈由合成橡胶材料制成，且随工作温度和介质性质而定。垫圈宽度为 5～15 mm，其高度在压缩前超出空隙 15～50%，随材料的截面大小、形状和硬度而定。密封垫圈由特殊胶水粘结或机械地嵌入传热板凹槽内。胶水应在使用时粘牢，使垫圈与传热板组成一组件，同时还能不太麻烦地从金属板中拆除。

8.3 产品规格

表 5.3.2-11 列出上海化工机械二厂生产的船用 HBB 板式换热器产品规格。该厂生产各种规格、波形槽和材料的传热板($0.04\sim1.3\ m^2$)，适用于油类、淡水、海水或蒸汽等介质，其流量为 $5\sim1800\ m^3/h$，工作压力≦0.98 MPa，温度至 150℃。

表 5.3.2-11 船用 HBB 板式换热器规格

型号	单片传热面积 m^2	整机传热面积 m^2	冷、热介质最大流量 m^3/h	拉杆螺栓数目 个	外形尺寸 $L\times B\times H$ mm
CR 04-JZ-A	0.04	< 2	5	4	470×300×530
CR 04-JZ-B		> 2 ~ 4	10		620×300×530
CR 06-JZ-A	0.06	< 3	5	6	470×300×649
CR 06-JZ-B		> 3 ~ 6	10		620×300×649
CR 1-J	0.1	<10	50		886×344×951
CR2-J-A	0.2	<15	50		1090×500×1280
CR 2-J-B		>15~30	100		1690×500×1280
CR 3-J-A	0.3	>5~15	70	10	1334.5×700×1530
CR 3-J-B		>15~25	117		1564.5×700×1530
CR 3-J-C		>25~30	140		1774.5×700×1530
CR 3-J-D		>30~40	187		1904.5×700×1530
CR 3-J-E		>40~50	234		2124.5×700×1530
CR 3-JZ		<10	60	6	520×600×1470

续上表

型号	单片传热面积 m^2	整机传热面积 m^2	冷、热介质最大流量 m^3/h	拉杆螺栓数目 个	外形尺寸 $L\times B\times H$ mm
CR 4-J-A	0.4	＞20～40	140	10	1600×670×1525
CR 4-J-B		＞40～70	160		2200×670×1525
CR 4-J-C		＞70～100	180		2800×670×1525
CR 6-J-A	0.6	＞40～70	140		1960×820×1880
CR 6-J-B		＞70～100	200		2360×820×1880
CR 6-J-C		＞100～120	240		2660×820×1880
CR 8-J-A	0.8	＜60	150	10	1574×820×2202
CR 8-j-B		＞60～120	300		2324×820×2202
CR 8-J-C		＞120～180	450		3074×820×2202
CR 8-J-D		＞180～240	600		3824×820×2202
CR 10-J-A	10	＜100	200		2070×940×2610
CR 10-J-B		＞100～200	400		2870×940×2610
CR 10-J-C		＞200～300	600		3670×940×2610
CR 10-J-D		＞300～400	800		4470×940×2610
CR 13-J-A	1.3	＜130	390	12	1652×1240×2905
CR 13-J-B		＞130～200	600		1962×1240×2905
CR 13-J-C		＞200～300	900		2432×1240×2905
CR 13 J-D		＞300～400	1200		2902×1240×2905
CR 13-J-E		＞400～500	1500		3372×1240×2905
CR 13-J-F		＞500～600	1800		3842×1240×2905

9 除氧器

9.1 效能

在汽轮机动力装置中常设有给水加热器和除氧器。除氧器是设在高压、高温锅炉的凝水和给水系统中间，用来分离给水中的氧气。在给水中溶解有氧气或二氧化碳时，对湿金属表面极为有害，使其发生腐蚀。为了防止给水管路、锅炉的水管或经济器等的腐蚀，必须将给水中的空气排除。

按照日本 JIS 标准，对水管式锅炉，根据蒸汽压力规定的给水中含氧限量如下：

当压力为 1.96～2.94 MPa 时，容许含氧溶解量为 0.07 cm^3/L以下

当压力为 2.94～4.9 MPa时；容许含氧溶解量为 0.021 cm^3/L以下

当压力为 5.88 MPa时，容许含氧溶解量为 0.005 cm^3/L以下

通常与大气接触的水中，溶解的氧气有 6～10 cm^3/L。凝汽器中的凝水所含氧气量，在闭式给水系统中为 0.2 cm^3/L，在开式或半开式给水系统中为 0.2～0.3 cm^3/L。

图 5.3.2-22 所示的曲线表示水中含氧量与水温的关系。可见，为了减少含氧量，应尽可能地将水加热至饱和温度。

除氧器是蒸汽与水直接接触的混合式加热器，为了易于除氧，采用喷淋和喷雾加热，增加扰动以扩大接触表面。一般除氧器内保持 0.0686 MPa(0.7 kgf/cm^2表压)，加热至饱和温

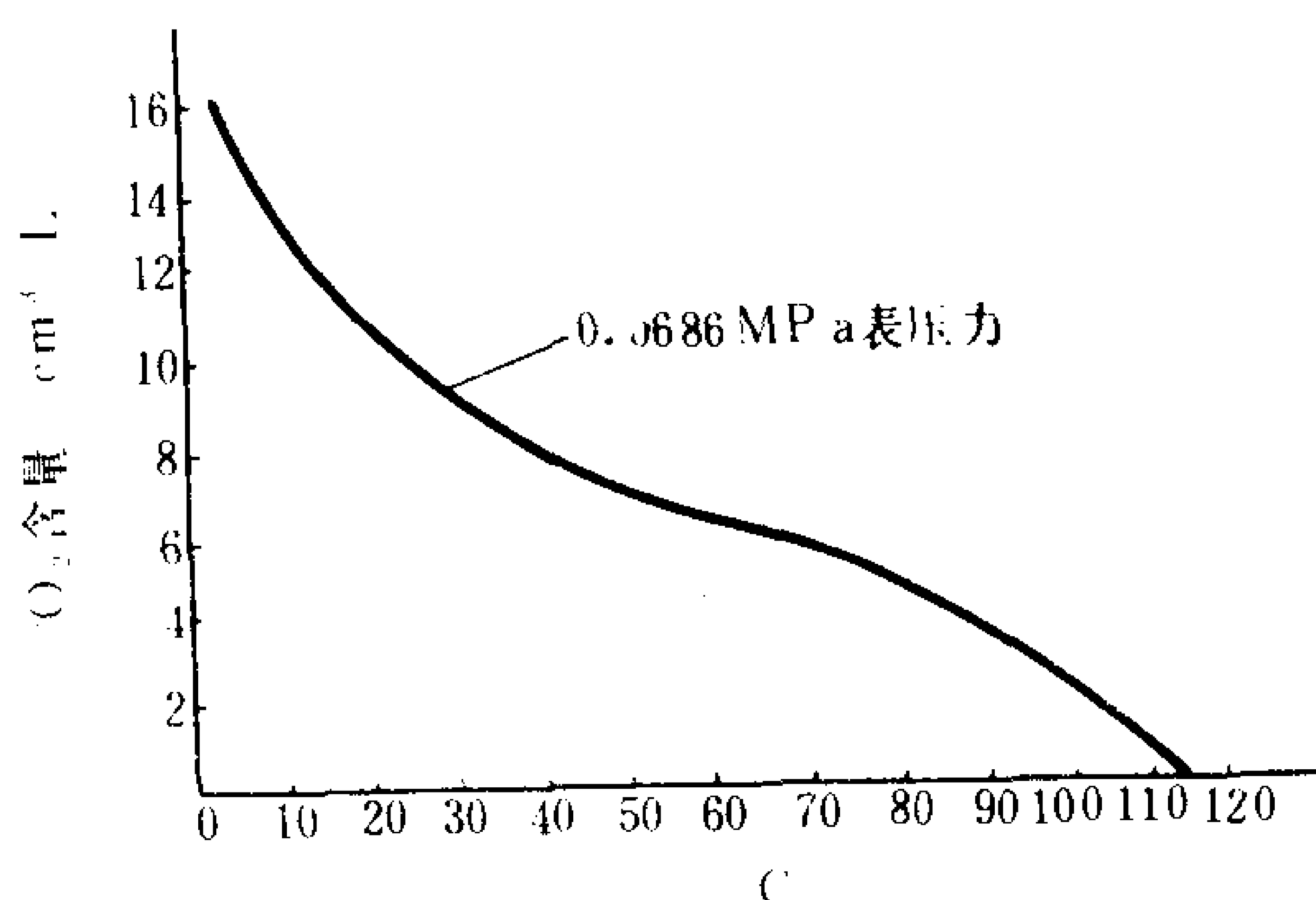


图 5.3.2-22　水中的含氧量

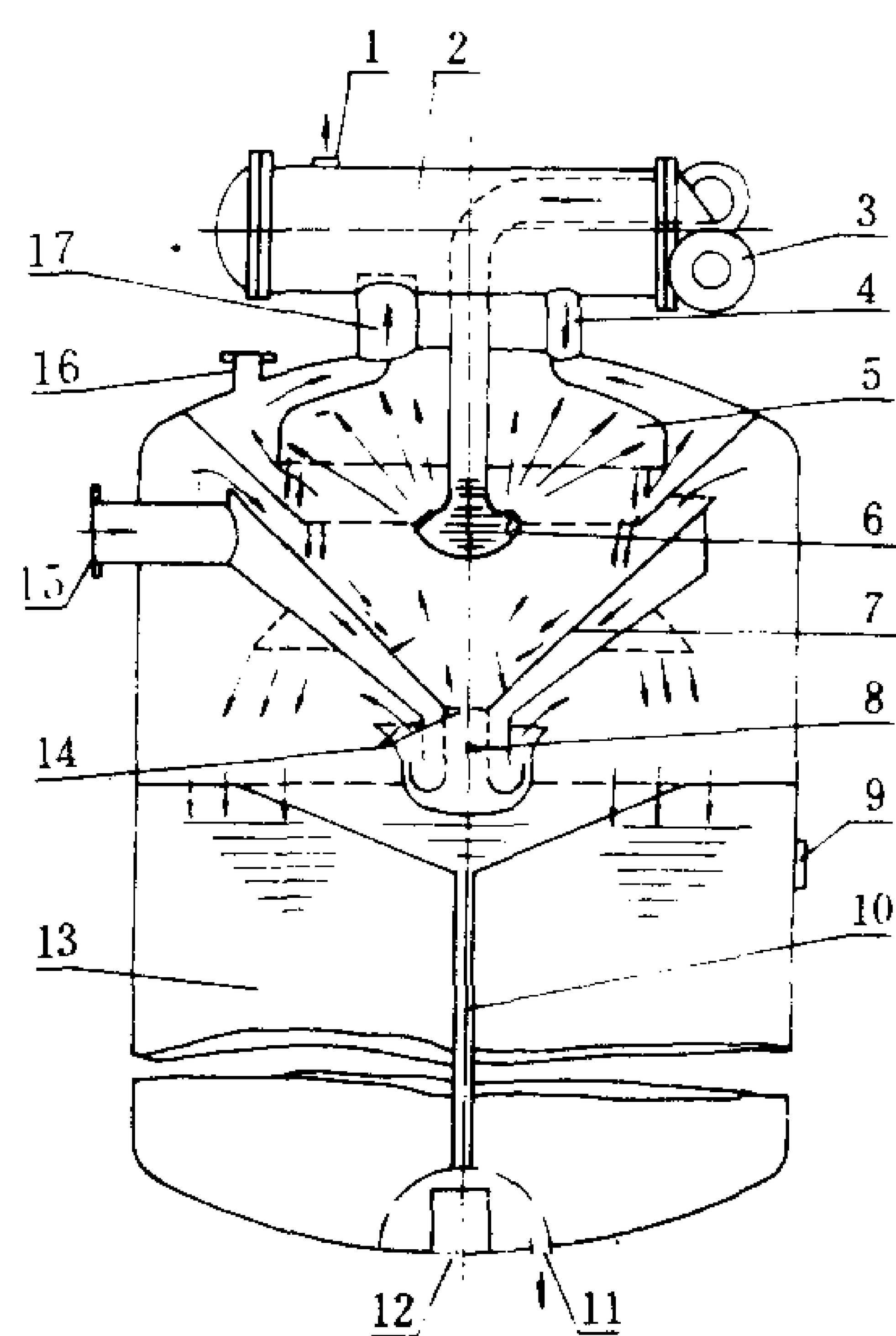


图 5.3.2-23　除氧器结构原理

1-放气口；2-放气冷凝器；3-给水进口；4-放气冷凝器凝水出口；5-预热器室；6-喷淋阀；7-加热盘；8-喷雾室；9-水位调节浮筒室；10-挡水板；11-残水出口；12-给水泵吸口；13-储水室；14-喷雾阀；15-蒸汽进口；16-安全阀座；17-放气冷凝器蒸汽进口

度约 115℃。

9.2　结构原理

图 5.3.2-23 所示为除氧器的结构原理。进入除氧器的给水，通过放气冷凝器后，流经除氧器的喷淋阀，在充满蒸汽的加热盘中喷淋、飞溅，同时被加热至接近饱和温度，而使溶解的氧气大部分分离出来。当给水从加热盘底部开孔中流出时，再度被加热而集中于喷雾室内，并在室内与加热蒸汽相混合。由于喷雾阀的作用，喷雾成为细小水滴，同时温度升高至饱和温度，这时空气几乎完全分离。

几乎完全脱氧的给水进入储水室。加热蒸汽在喷雾室中几乎不冷凝，和空气一起进入加热盘，加热喷淋的给水后变为凝水。

分离的空气和部分未凝蒸汽进入放气冷凝器，蒸汽被冷凝后流回除氧器中，而空气通入大气或流至汽封冷凝器中。

除氧器的加热蒸汽大都采用辅机排汽或主汽轮机的抽汽，因而在这些管路中必须设有防止倒流的机构。在储水室中装有调节浮筒，用以保持一定的水位。当水位过高时，溢流阀自动开启，使放气冷凝器的部分给水回到给水过滤柜中。当锅炉的给水量不足时，浮筒下降，补给阀开启，给水过滤柜的水进入除氧器，为此可保持储水室中的水量为一定。

储水室内的给水处于 0.0686 MPa 压力的饱和温度下，应注意防止给水泵吸口发生汽化吸空。为此，将除氧器安装在足够的高度上，以增加给水泵的净正吸入压头，并采用较大直径的吸入管以减少阻力。

储水室的容量应为给水泵排量的 1/6 左右，即泵的约 10 min 的排量。

为使进入放气冷凝器的给水温度达到 70～80℃，通常在除氧器之前还须设置低压给水加热器。

第3章 换热器的选配

当设计新船或维修旧船时，常需选配种种换热器。这时要求决定它的传热面积和压力降，选择它的结构和尺度。这就需要根据原始记录或下述有关资料对所选配的换热器进行估算或核算，以保证换热器的良好使用性能。

换热器的选配要点：

1）只有在管束与壳体间的温差不超过50℃时，才允许选用不带膨胀节的固定管板式换热器。这时，还要求通过管外空间的工质不会污化管外表面或积存杂质。

2）管内外的流体配置应做到：

（1）对于压力较高的流体，优先考虑在管内流通。

（2）对于腐蚀性大的流体，通常考虑在管内流通。

（3）如果二流体中一种流量远少于另一种流体，流量较少的流体宜通过管内，以减少分程数，使流速易于满足要求。

（4）凝结蒸汽常从管外流过，因为它所需要的容积空间较大。沸腾的液体也常放在管外，除非管径很大时可例外。

（5）如果用蒸汽来加热沸水，则蒸汽通常在管内流通。

（6）容易产生污垢的流体优先通过管内，并应保持足够高的流速，以消除停滞区。如果易产生污垢的流体必须在管外壳体中流通，则应注意折流挡板的缺口开度和板间距的相互匹配，以消除低流速区和局部循环区。如有可能，应选用板式换热器，因为它的波纹板能产生强烈的湍流，形成去垢作用。

3）两液体相对流向的选定，应首先考虑采用逆流布置。如果有一流体换热器前后的温度变化很小，则不必强调逆流，可根据实际要求而定。

1 主要参数选择

1.1 传热面积

传热面积是换热器的最主要参数之一，直接决定着换热器的大小、重量和造价。传热面积通常由热计算求得（详见2.1）。

当根据要求选择换热器的传热面积和形式时，往往会在最小的尺度与可接受的流动压降（即功率消耗）之间发生矛盾。这时应选择合理的参数，使两者取得协调，但无论如何它们都应保证换热器在规定期限内运用的可靠性。

为了求得较高的营运热效率以降低燃油耗率，传热面积将趋向于增大。另外，当流动阻力受输送泵的可用压头值限制时，考虑到流速的降低，也可使传热面积增加。

但是传热面积并不是越大越好，特别是在管子数目很多、排列很密的情况下更是如此，因为单纯追求面积，往往会妨碍流通，降低流速，影响传热。其次，过大的面积从经济上看也不一定合算。

1.2 温度和温差

1.2.1 舷外水温度

1)供冷却用的舷外海水，其计算温度根据ISO国际标准取为27℃，而根据热带条件应取为32℃。

2)被加热的舷外水的初始温度，通常取为10℃。

3)舷外水在船用换热器中的温升见表5.3.3-1。

日本JIS标准规定，当冷却用海水的温度为32℃时，出口温升应为10℃左右；继续加大温差虽然可以减少海水流量，做成较小的冷却器，但却容易引起积垢，增加保养维修费用。

表5.3.3-1 舷外水在船用换热器中的温升

换热器名称	温升 ℃
滑油冷却器(主柴油机,包括活塞冷却用)	2~3
滑油冷却器(主柴油机,不包括活塞冷却用)	2~3
滑油冷却器(主汽轮机用)	2~3
滑油冷却器(发电柴油机组用)	3~4
淡水冷却器(主柴油机缸套冷却用)	8~12
淡水冷却器(主柴油机活塞冷却用)	8~12
淡水冷却器(发电柴油机组用)	5~7
增压空气冷却器	25~30
凝汽器，双程和多程	8~11
单程	6~8
当工作压力$p \geq 0.01$ MPa时	13~20
洗舱海水加热器	75~80

1.2.2 淡水温度

1)主机淡水冷却器(缸套冷却用)的淡水出口温度通常为65~70℃，冷却器中的温差为10~20℃。

主机淡水冷却器(活塞冷却用)的淡水出口温度通常为50~55℃，冷却器中的温差为10~25℃。

2)主机缸套水加热器的淡水出口温度通常约为60℃，加热器中的加热温差约为45~55℃。

3)热水柜中日用热水的出口温度一般为60~70℃。

1.2.3 给水温度

1)给水进给水加热器时的温度，一般就是凝汽器中凝水的排出温度，加上在抽气器或热水井中的温升，通常在36~50℃之间。

2)给水被加热后的出口温度，根据动力装置热线图、加热级数和锅炉类型等而定，一般为：

当单级加热时　95~115℃

当两级加热时　120~170℃

当三级加热时　170~220℃

3)在大气式除氧器中，被加热的给水温度取为102~104℃；在真空式除氧器中，一般取壳体内给定的工作压力下的饱和温度。

1.2.4 加热蒸汽温度

加热蒸汽温度通常根据加热蒸汽的压力由饱和水蒸汽表中查得：

1)对油加热器，最高蒸汽温度为0.69 MPa(表压)时的饱和温度，即$t \leq 169$℃。

2)对除氧器，当用过热抽汽加热时，一般为180~230℃。

3)对给水加热器，当用抽汽来加热时，取$t < 230$℃。

1.2.5 滑油温度

滑油温度的选择按所用的滑油粘度而定。

1)进入滑油冷却器的滑油初始温度通常在45~60℃之间。

2）滑油冷却器的滑油出口温度一般为:

当润滑轴系、涡轮机和减速箱等的轴承时，45～55℃

当润滑减速箱的齿轮和自动调节装置时，35～45℃。

当活塞冷却时，45～55℃。

3）滑油加热器（净油机用）的滑油出口温度取为75～85℃，在加热器中的温差约为30～40℃。

1.2.6 燃油温度

1）重油在燃油舱吸油加热器出口的温度通常取约50℃。

2）燃油加热器（净油机用）的出口油温通常取80～100℃。

3）燃油加热器（喷油雾化用）的进口初始油温取为75～80℃。

4）燃油在喷油泵前的加热温度根据粘度而定。当使用150 mm^2/s（50℃时）〔约相当于608 s.RW.I（38℃）〕的重油时，必须加热到下列温度:

对低速柴油机108～120℃;

对中高速柴油机117～132℃

当使用700 mm^2/s（50℃时）〔相当于～3000 s. RW.I（38℃）〕的重油时，当工作压力为0.9～1.4 MPa时，应加热至130℃以上，即在喷油泵前的粘度约为13～17 mm^2/s（即60～75 s. RW.I)。

1.2.7 两换热流体间的温差

加热器（或冷却器）中加热（或冷却）流体的进入初始温度与被加热（或被冷却）流体出口温度之间的温差一般大于6～10℃。

1.3 流速

工质的流速对换热器的工作性能有很大影响，因为:

1）工质流速的高低直接影响换热器传热系数值的大小。当增加平均流速时，由于较好的混合和界膜层厚度的减小，相应的换热系数增大。

2）工质流速的高低决定着结构的尺寸，即它决定接管的尺寸、每流程管束的管子数目和壳体横断面积等。

3）工质流速的高低直接与压降有关，并可决定工质输送泵的压头和能耗的大小。

4）提高工质流速是强化传热的有效途径之一，但当流体以高速流过管束时，容易引起管子刷蚀、振动，甚至引起断裂而使换热器损坏。

为得到较好的传热效果，应选取能达到临界以上雷诺数的流速，即大于临界速度，但也不能太大，否则流动所需的能耗增加，甚至会加速换热器的侵蚀。

在选配换热器时，通常对流速的范围选择如下。

1.3.1 水流速度

1）舷外海水流速一般在0.5～2.4 m/s范围内选取。海水流速通常受到换热器腐蚀和浸蚀的限制，因为较高的流速不仅对钢铁且对有色金属都有浸蚀作用。流速过低，可能引起管内沉积，影响传热效果，且增加清理工作。

管中海水的极限流速，通常取:

对白铜: 牌号BFe 30-1-1　　≤3 m/s;

　　　　　　BFe 10-1-1　　≤2 m/s;

表 8.1.2－62 **控制电机主要产品名称代号**

类别	产品名称	代号
自整角机	控制式自整角发送机	ZKF
	控制式自整角变压器	ZKB
	力矩式自整角发送机	ZLF
	力矩式自整角接收机	ZLJ
测速发电机	电磁式直流测速发电机	CD
	永磁式直流测速发电机	CY
	鼠笼转子异步测速发电机	CL
	空心杯转子异步测速发电机	CK
伺服电动机	电磁式直流伺服电动机	SZ
	永磁式直流伺服电动机	SY
	空心杯电枢永磁式直流伺服电动机	SYK
	无槽电枢直流伺服电动机	SWC
	印刷绕组直流伺服电动机	SN
	无刷直流伺服电动机	SW
	鼠笼转子两相伺服电动机	SL
	空心杯转子两相伺服电动机	SK
步进电动机	电磁式步进电动机	BD
	永磁式步进电动机	BY
	反应式步进电动机	BF
	滚切步进电动机	BG
力矩电动机	电磁式直流力矩电动机	LD
	永磁式直流力矩电动机	LY
	鼠笼转子交流力矩电动机	LL
	空心杯转子交流力矩电动机	LK

参考文献

[1] 许实章主编:电机学,机械工业出版社, 1981 年

[2] 顾绳谷主编: 电机及拖动基础, 机械工业出版社, 1984 年

[3] 电机工程手册 第 3、4 卷, 机械工业出版社, 1983 年

[4] 日本电气学会: 电工技术手册 第 2 卷, 机械工业出版社, 1984 年

[5] 电机工程手册 第 21 篇、第 23 篇,机械工业出版社 1979.12

[6] 上海航道局,船舶电工手册,上海人民出版社,1975.4

[7] 电工手册编写组,电工手册,上海科技出版社,1978.4

1.4.3 蒸汽流量 G_s

$$G_s=\frac{Q\eta}{h_s-h_k} \quad \text{kg/s} \tag{5.3.3-3}$$

式中： Q——热流量，W；

η——考虑热损失的系数，取1.02～1.05；

h_s, h_k——分别为蒸汽和凝水的焓，J/kg。

1.4.4 热流量Q

当传热无相变时：

$$Q=G_h c_{ph}(t_1-t_2)=G_c c_{pc}(t_2'-t_1') \quad \text{W} \tag{5.3.3-4}$$

当传热有相变时：

$$Q_s=G_s(h_s-h_k) \quad \text{W} \tag{5.3.3-5}$$

式中：G_h, G_c——分别为热、冷流体的质量流量，kg/s;

c_{ph}, c_{pc}——分别为热、冷流体的比热容，J/(kg·℃)；

t_1, t_2——分别为热流体的进口和出口温度,℃；

t_1', t_2'——分别为冷流体的进口和出口温度,℃。

其他符号同以上各式。

2 换热器的估算

在换热器的估算中，最重要的是计算传热面积和压降值。在实用中也经常需要进行其他计算，如决定主要结构尺寸和主要零部件强度核算等。

2.1 传热计算

常用的传热计算方法有以下三种。

2.1.1 传热方程法（对数平均温差 LMTD 法）

这是最基本的传热计算方法。换热器的传热面积 F 可由下式求得：

$$F=\frac{Q}{K\cdot\Delta t_m} \quad \text{m}^2 \tag{5.3.3-6}$$

式中：Q——热负荷或热流量，W；

K——传热系数，W/(m²·k)；

Δt_m——平均温差，K(或℃)。

1)热流量 Q

热流量可根据换热器的用途求得。

(1)冷却器的热流量可按式(5.3.3-4)进行计算，这时热流体为淡水、滑油、凝水或空气等，冷流体为舷外(海)水。

(2)凝汽器的热流量为

$$Q=G_s(h_s-h_k)=G_s(h_s-t_k)=G_w c_p(t_2'-t_1') \quad \text{W} \tag{5.3.3-7}$$

式中：G_s, G_w——分别为凝结蒸汽、冷却水的质量流量，kg/s;

h_s, h_k——分别为蒸汽、凝水的焓，J/kg;

t_k, t_1, t_2——分别为凝水,冷却水进、出口温度,K或℃；

c_p——冷却水的质量比热容,J/(kg·℃)；对海水$c_p=3.936\times10^3$ J/(kg·℃)。

表 8.1.3－1　　**低压电器产品型号类组代号表**

代号	名称	A	B	C	D	G	H	J	K	L	M	P	Q	R	S	T	U	W	X	Y	Z
H	刀开关和转换开关				刀开关		封闭式负荷开关		开启式负荷开关					熔断器式刀开关	刀型转换开关					其它	组合开关
R	熔断器			插入式			汇流排式			螺旋式	密闭管式				快速	有填料管式			限流	其它	
D	自动开关									照明	灭磁				快速			万能式	限流	其它	装置式
K	控制器					鼓形						平面				凸轮				其它	
C	接触器					高压		交流				中频			时间					其它	直流
Q	起动器	按钮式		磁力				减压							手动		油浸		星三角	其它	综合
J	控制继电器									电流				热	时间	通用		温度		其它	中间
L	主令电器	按钮							主令控制器						主令开关	足踏开关	旋钮	万能转换开关	行程开关	其它	
Z	电阻器		板形元件	冲片元件		管形元件									烧结元件	铸铁元件			电阻器	其它	
B	变阻器			旋臂式						励磁		频敏	起动			起动调速	油浸起动	液体起动	滑线式	其它	
T	调整器				电压																
M	电磁铁												牵引					起重			制动
A	其它		保护器	插销	灯		接线盒			铃											

对于多程换热器，逆流和顺流并存，则f_t值可根据两液体的流向和 P、R 值从图 5.3.3-2 中求得，其中$p=\frac{t_2'-t_1'}{t_1-t_1'}$；$R=\frac{t_1-t_2}{t_2'-t_1'}$

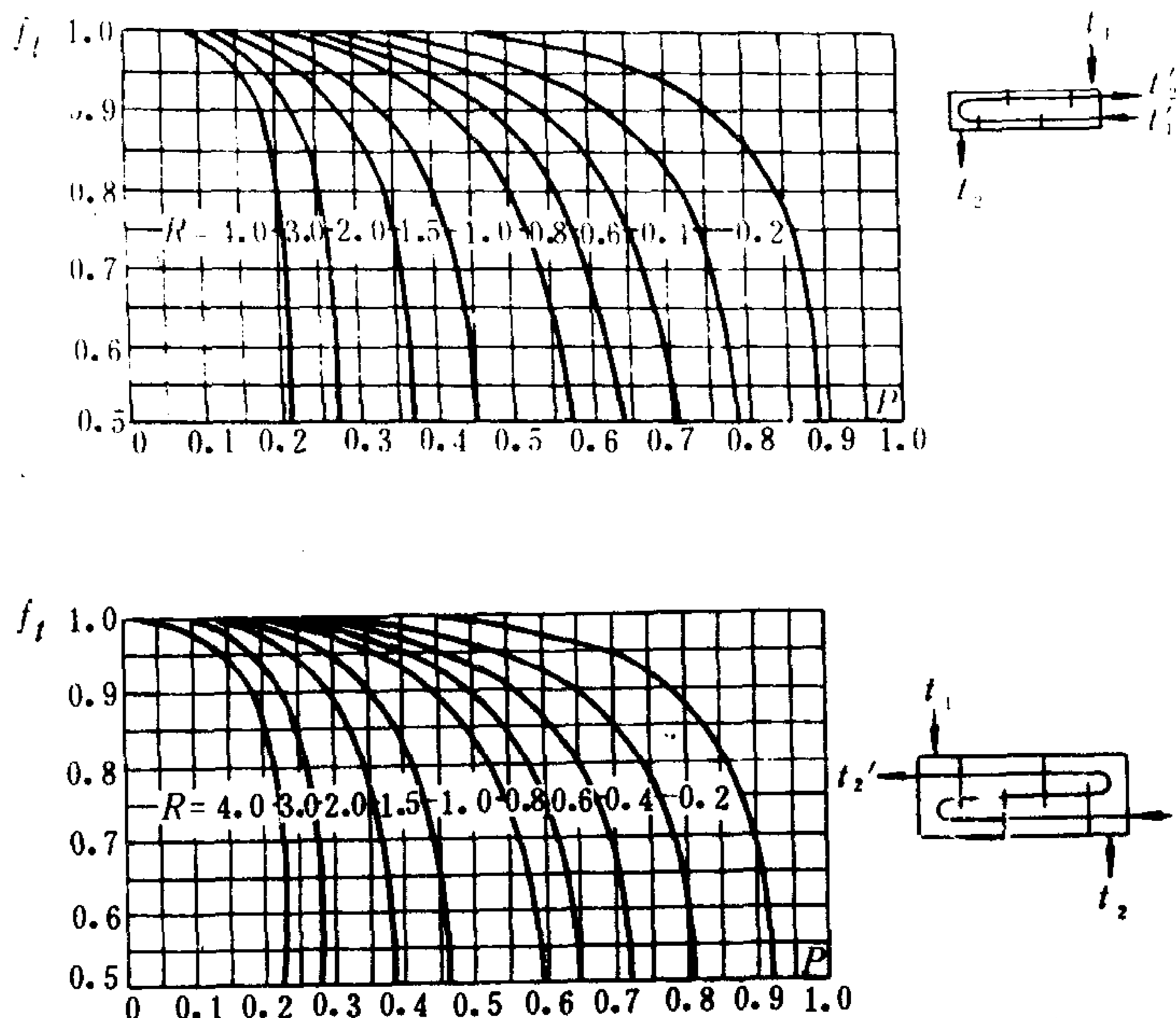


图 5.3.3-2 冷、热流体相互有复杂流向时的f_t值

通常在估算时，可不考虑f_t值，即$f_t=1$，但 f_t 值最低可为 0.8。

当$\frac{t_1-t_2}{t_2'-t_1'}<2$时，对数平均温差与算术平均温差之间的差别不超过 4%。在这种情况下，可直接由算术平均温差来计算。

当逆流时，算术平均温差ΔT_r为

$$\Delta T_r=0.5\,[(t_1-t_2')+(t_2-t_1')]\quad \text{K或℃} \tag{5.3.3-12}$$

当顺流时，ΔT_r为

$$\Delta T_r=0.5\,[(t_1-t_1')+(t_2-t_2')]\quad \text{K或℃} \tag{5.3.3-13}$$

3)传热系数 K

在估算时，传热系数 K 通常可直接采用推荐的经验数值或采用近似法计算。

（1）传热系数 K 一般采用如下的近似计算公式：

$$K=\beta K'$$

和

$$K'=\frac{1}{\frac{d_0}{d_1\cdot\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_0}}\quad \text{W/(m}^2\cdot\text{K)} \tag{5.3.3-14}$$

式中：K', K——分别为计算的和实际采用的传热系数，W/(m²·K)；

β——考虑表面污化的系数（称清洁系数），一般取 0.75～0.85；

d_1, d_0——分别为传热管内、外径，m；

α_1, α_0——分别为管内、外的界膜换热系数，W/(m²·K)；

λ——管壁的导热系数，W/(m·K)；

δ——管壁厚度，m。

上式中的管内、外界膜换热系数α_1、α_2取决于传热面的形状、流体的速度和导热系数、液体的比热和密度、流体的粘度和温度以及管壁的温度等等，用理论分析难以得出切实的数据，一般都利用相似准则通过实验取得。图5.3.3-3、5.3.3-4和5.3.3-5分别为决定管壁至水(或水至管壁)、管中海水和淡水的换热系数的线图，可根据水流速度、平均水温和管子直径在其中查到α值。图5.3.3-6为管壁至滑油的界膜换热系数的线图。图5.3.3-7为决定从凝结蒸汽至立式或卧式管壁的界膜换热系数 α 的线图，图中可由管壁高度H（立式）或管束高度 nd_0 [n

表 8.1.3－3　　　　　　　　　低压电器产品分类及用途

产品名称		主要类别	用　　途	主要技术指标
配电电器	自动空气开关（自动空气断路器）	万能式空气开关 装置式空气开关 限流式空气开关 直流快速开关 漏电保护自动开关	用作线路过载、短路或欠压保护，也可用作不频繁接通和分断电路	①额定电流交流至 4000A，直流至 6000A； ②极限分断能力达380V80kA
	熔断器	有填料熔断器 无填料熔断器 快速熔断器 自复熔断器	用作线路和设备的短路和过载保护	① 额定电流至 1000A ②极限分断能力达 380V100kA
	刀开关	大电流刀开关 熔断器式刀开关 开关板式刀开关	主要用作电路隔离，也能接通分断额定电流	
	转换开关	组合开关 换向开关	主要作为两种及以上电源或负载的转换和通断之用	
控制电器	接触器	交流接触器 直流接触器 真空接触器	主要用作远距离频繁地起动或控制交、直流电动机，以及接通分断正常工作的主电路和控制电路	①机械寿命为 600 万次，小容量接触器达 1000 万次，电寿命为机械寿命的 1/5； ②操作频率最高为 1200 次/时
	控制继电器	电流继电器 电压继电器 时间继电器 中间继电器 热继电器	主要用于控制系统中，控制其它电器或作主电路的保护之用	① 电磁或控制继电器机械寿命达 1000 万次 ② 操作频率为 1200 次/时
	起动器	磁力起动器减压起动器	主要用作电动机的起动和正反向控制	磁力起动器机械寿命最高为 600 万次，电寿命为机械寿命的 1/5
	控制器	凸轮控制器 平面控制器 鼓形控制器	主要用于电气控制设备中转换主回路或励磁回路，以达到控制电动机起动、换向和调速	
	主令电器	按钮 行程开关 微动开关 万能转换开关 主令控制器	主要用作接通分断控制电路，以发出命令或用作程序控制以操纵电动机进行各种工作状态的变换	
	电阻器	铁基合金电阻	用作改变电路参数或变电能为热能	
	变阻器	励磁变阻器 起动变阻器 频敏变阻器	主要用作发电机调压以及电动机的平滑起动和调速	
	电磁铁	起重电磁铁 牵引电磁铁 制动电磁铁	用于起重，操纵或牵引机械装置	

1.3 船用低压电器基本技术要求

1.3.1 使用环境条件(见表 8.1.3—4)

表 8.1.3—4　　使用环境条件

环境因素		单位	规定数据
空气温度	最高	℃	+45
	最低		−25
	年平均		+20
	日平均最高		+30
空气最大相对湿度(25℃时)		%	≤95
太阳辐射最大强度		$J/m^2 \cdot s$	977①
最大降雨强度		mm/min	3
凝露			有
盐雾			有
油气			有
霉菌			有
倾斜		度	≤45
振动			有
冲击			有

① 等于 $1.4Cal/cm^2 \cdot min$

1.3.2 额定电压及频率

1.3.2.1 船用电器应采用下列标准电压

直流:24,110,220,95～170,175～320V;

交流:24,110,220,380V。

1.3.2.2 我国船用交流电器的额定频率为 50Hz。如有特殊要求,应作特殊处理。

1.3.3 一般要求和电气性能

1)船用电器应有足够的电气间隙和漏电距离,以保证电器的可靠工作;

2)船用电器的金属零件,除其材料本身有较好的耐蚀性能者外,均应有可靠的护层;

3)船用电器的所有导电部件均应用铜或黄铜制造。并需有可靠的防护层;

4)具有电磁操作的电器以及其动作性能与温度有关的电器,在额定工作情况下,当周围空气温度升高至 60℃时(应急状态),应保证在两小时内可靠关合和不发生断路,此时各部分的温升及动作参数不作规定;

5)接触器 继电器和其它电磁式电器的吸引线圈,当介质温度为±45℃及有额定电压下加热至稳定温度,交流线路电压(额定频率)和直流线路电压在 85%～105% 额定值 变化时,都应能可靠工作;

6)电磁式电压继电器、电流继电器和自动空气开关的电磁式瞬时过电流脱扣器在静止状态时其动作值与整定值的误差应不超过±10%,在倾斜状态时应不超过±15%,在振动状态和冲击后,其动作值与静止状态时的动作值的误差应不超过±15%。

1.3.4 船用电器的允许温升(见表 8.1.3—5、表 8.1.3—6)

表 8.1.3—5　**各种不同材料和零件的最高允许温度和允许温升**

零部件名称及材料		最高允许温度(℃)	在环境温度为 45℃时的允许温升(℃)
主触头	紫铜及其合金制成的刷形和插销式触头	70	25
	紫铜及其合金制成的刀开关触头	90	45
	紫铜及其合金制成的滑动式平压触头	110	65
	用熔接或焊接银或银基合金触头做成的滑动式平压触头	120	75
	熔断器触头	120	75
辅助触头	接触部分为银质的钢或铜的桥式触头	85	40
	接触部分为银的铜质楔形触头	100	55
母线及连接片	以螺钉连接的紫铜母线或夹片,在连接处无防蚀层保护	90	45
	同上,但接触处有锡的防护层	100	55
	同上,但接触处有银的防护层(点)	120	75
	用熔接或焊接方法完成的紫铜母线接	120	75
软连接	紫铜带或紫铜辫	90	45
	接触面有锡防蚀层的紫铜带或紫铜辫	100	55
操作手柄或手轮	金属部分	60	15
	绝缘材料部分	70	25
电阻器外壳	单独安装时	185	140
	安装在成套设备内时	80	35

表 8.1.3—6　**各级绝缘的电压线圈的允许温升**

工作制	环境温度 (℃)	允许温度 (℃)		
		A级	E级	B级
短时、反复短时、间断长期	45	75	90	95
长期	45	55	70	75

1.3.5 船用电器的绝缘电阻(见表 8.1.3—7)

表 8.1.3—7　**船用电器的绝缘电阻**

测试条件			绝缘电阻 (MΩ)
热态(多回路电器除外)			≮20
热态(多回路电器如控制器等)			≮5
湿热试验后(多回路电器除外)	产品额定电压(V)	≤100	≮0.25
		100~500	≮0.5
		>500	每伏 1000Ω
湿热试验后(多回路电器如控制器等)			≮3

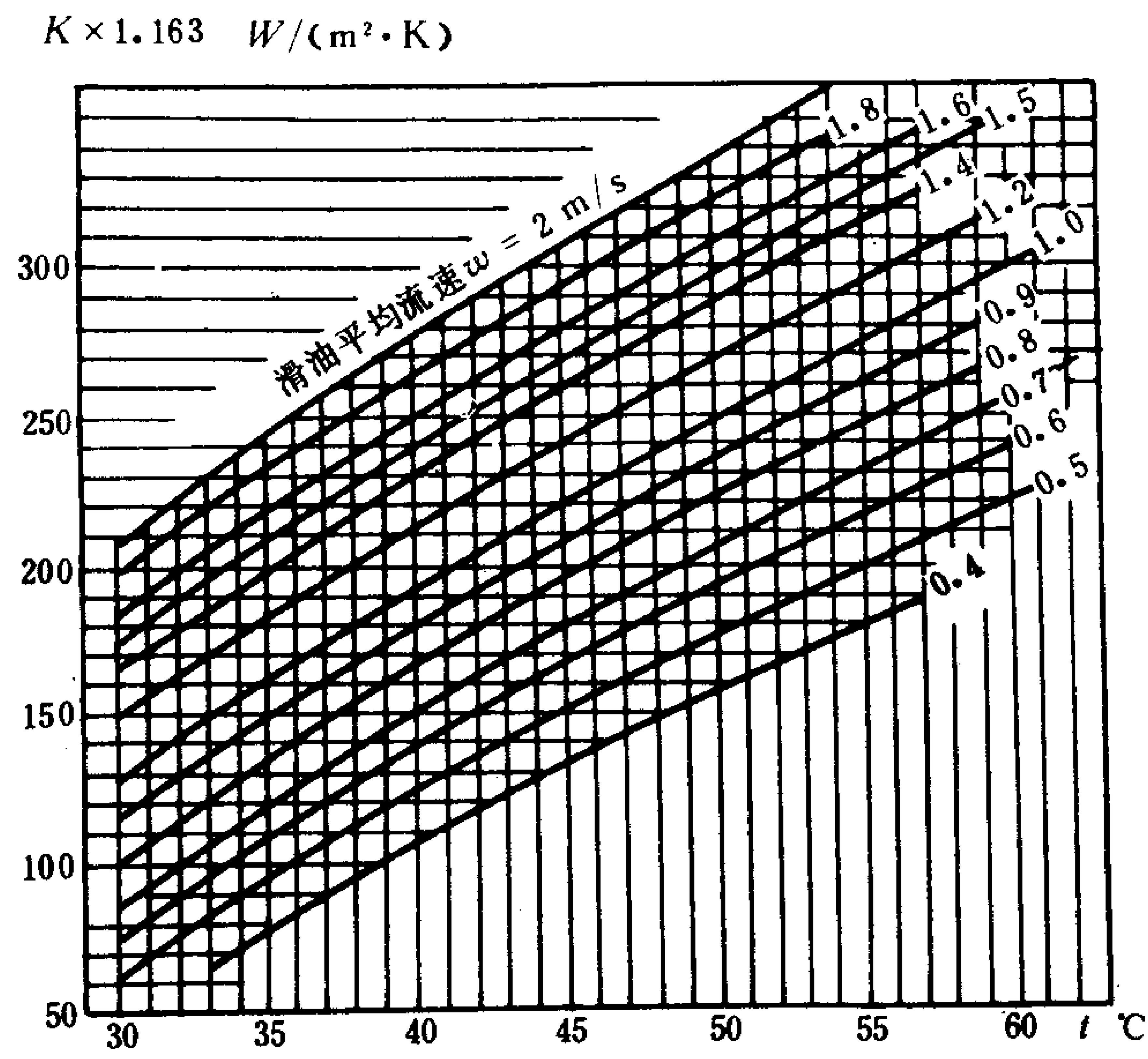


图 5.3.3-9　由滑油温度和平均流速而定的蒸汽至滑油的K值(管径 10/8 mm)

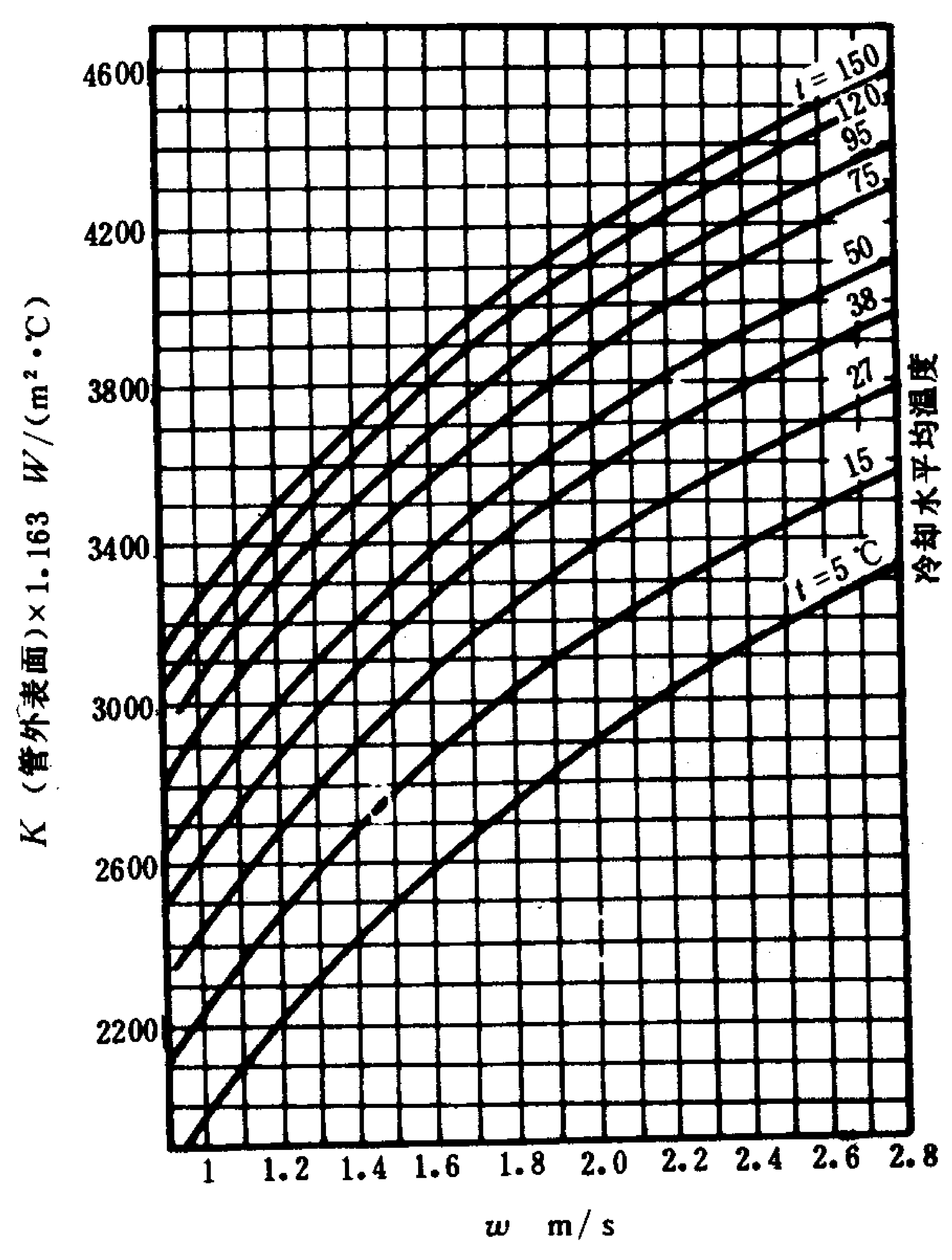


图 5.3.3-10　由冷却水流速和温度而定的蒸汽至水的K值(黄铜管，直径 19 mm)

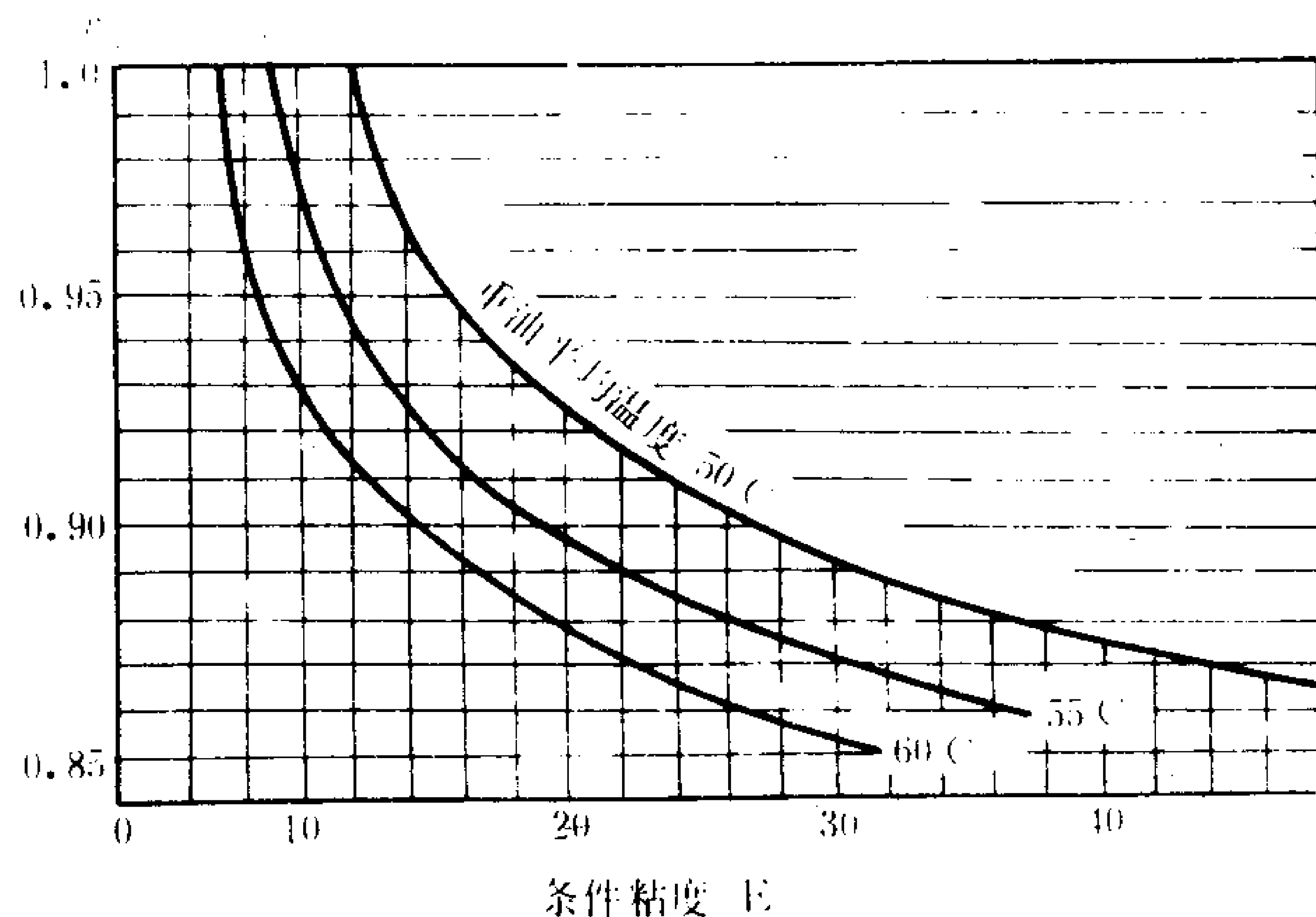


图 5.3.3-11 考虑燃油牌号不同的修正系数

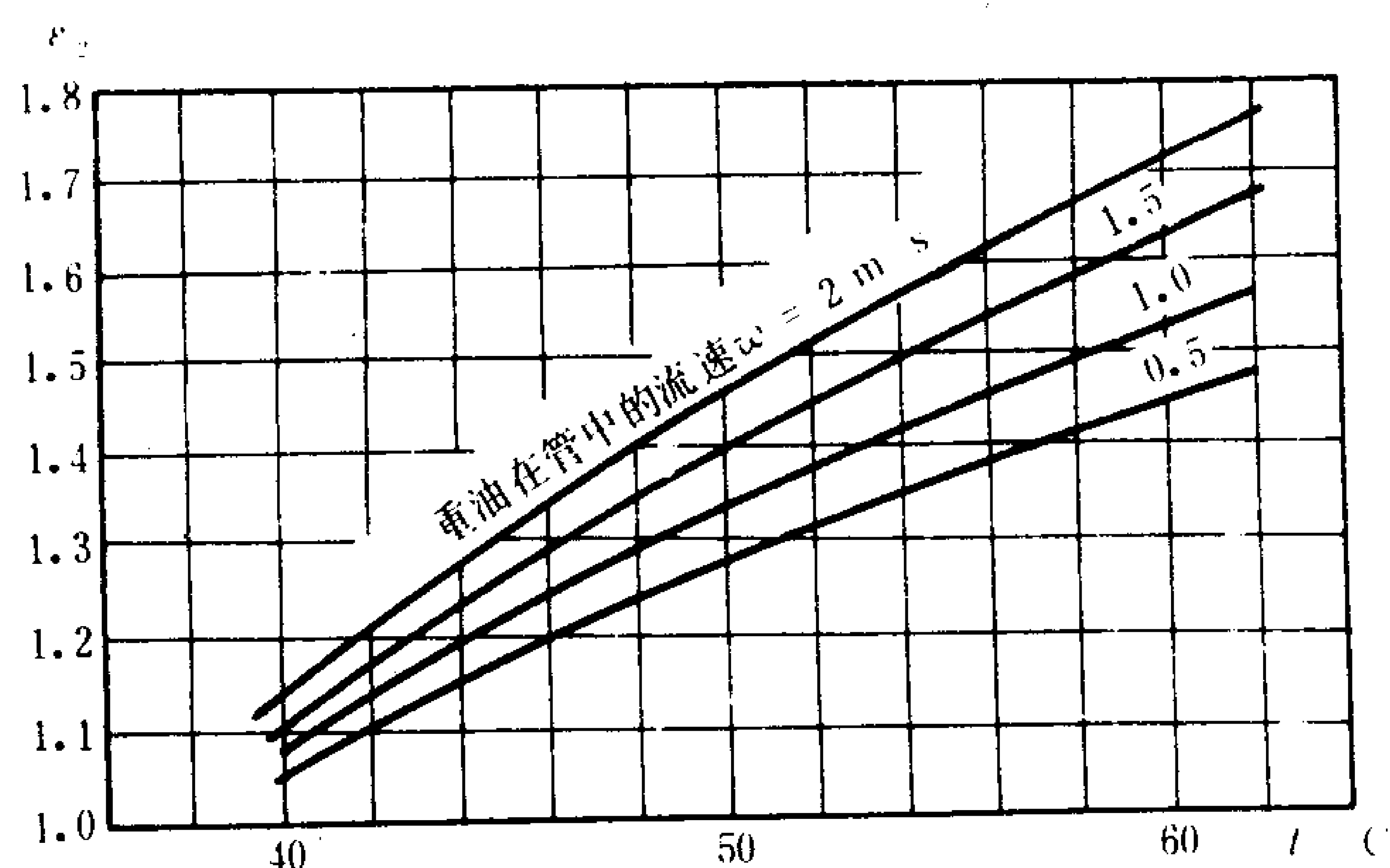


图 5.3.3-12 考虑管内装有扰流片时的修正系数

表 5.3.3-2 传热系数 K 值 $W/(m^2 \cdot K)$的近似范围

气体至气体	30～46.5
气体至水	60～116
水至水	1160～2300
凝结蒸汽至水	2900～4070
凝结蒸汽至空气	95～160
凝结蒸汽至滑油	116～407
凝结蒸汽至燃油	116～465

表 5.3.3-3[13]列出日本关西造船协会造機研究委员会推荐的 K 值，当被冷却的介质为油、淡水时，冷却海水温度以 30℃ 作为标准温度来计算；而当被冷却的是蒸汽时，则以 24℃ 作为标准温度来计算。

表 5.3.3-4[13]列出日本关东造機研究会推荐的 K 值。

表 5.3.3-3　各种换热器的流速、传热系数 K 和裕量值的近似范围

换热器名称	流速 m/s	传热系数W/(m²·K)	裕量值 %
滑油冷却器	滑油 0.4～0.6；冷却海水 1～1.2	130～350	20
淡水冷却器	淡水 0.4～0.6；冷却海水 1～1.2	800～1160	20
凝水冷却器(给水系统)	凝水 0.2～0.4；给水 1～2	800～1160	15～25
燃油加热器(锅炉用)	燃油 0.4～0.6	150～270	20～30
燃油加热器(柴油机用)	燃油 0.4～0.6	150～270	20～30
凝水冷却器(锅炉用燃油加热器上)	燃油 0.1～0.3；凝水 0.15～0.2	58～116	20～30
给水加热器(卧式)①	给水 0.6～1.5(高压式取低值)	2100～2500	15～20
主凝冷器	冷却海水 1.8	3000～3500	25～30
辅凝汽器②	冷却海水 1.5～1.8	2100～2500	30
汽封凝汽器		1400～1750	10～20
低压蒸汽发生器		3250～4070	30
低压蒸汽发生器用给水加热器	凝水～1，给水～0.3	1500～1750	30
蒸发器		2900～4070	30～50
制淡器		2100～2500	30
洗舱海水加热器	海水约 1.8；凝水 0.3～0.5	3400	30
洗舱用凝水冷却器	海水约 2.4；凝水 0.3～0.5	1280	25

① 立式的 K 取 75%表列值；
② 在辅凝汽器中，大气式取流速 1.5，真空式取 1.8；
③ 表中管子材料以铝黄铜为准，而采用 10%白铜时取 K 值为表中的 94%。

表 5.3.3-4　为决定传热系数 K 值所采用的数据和裕量值

换热器名称	流体温度 ℃				流速 m/s		传热管		计算的K值	常用K值	裕量值
	管内		管外		管内	管外	管径×厚度	材料			
	进口	出口	进口	出口			mm		W/(m²·K)	W/(m²·K)	%
滑油冷却器	30	32～33	50	40	1～1.2	0.4～0.6	16×1.2	黄铜管 BsTF	325～400	290～350	20
淡水冷却器	32～33	41～43	60	50	1～1.2	0.4～0.6	16×1.2	黄铜管 BsTF	1980～2380	800～1160	20
燃油加热器(锅炉用)	40	95～105	177		0.3～0.5	—	21.7×2.6	锅炉钢管 STBA	160～206	150～198	25
燃油加热器(净油机用)	40	80～90	151		0.3～0.5	—	21.7×2.6	锅炉钢管 STBA	150～190	150～186	25
燃油加热器(主柴油机用)	60	90～100	151		0.3～0.5	—	21.7×2.6	锅炉钢管 STBA	140～177	128～175	25
给水加热器(汽轮机船用，第一级)	40～50	80～90①	管内流体出口温度+(5～10)		1.0～1.5	—	16×1.2	黄铜管 BsTF	2630～3000②	2330～2500	20
给水加热器(柴油机船用)	60	90	116		1.0～1.5	—	19×2.0	黄铜管 BsTF	2810～3250	2330～2500	20
洗舱海水加热器	25	90	177		1.4～1.6	—	25×2.0	黄铜管 BsTF	2620～3310	2500～2900	30
洗舱海水加热器凝水冷却器	10	25	170	60	1.4～1.6	0.2～0.3	25×2.0	黄铜管 BsTF	1500～1815	1280～1500	25

① 由热平衡计算决定；
② 立式给水加热器取值的 75%；
③ 燃油粘度：主机用约为 170 mm²/s，锅炉用约为 370 mm²/s，滑油粘度约为 60 mm²/s。

续上表

序号	系列名称	主要规格	用途及说明
6	RLS	电压 500V 电流 10、15A	用于硅整流元件，可控硅整流元件或由该元件组成的成套装置的内部短路保护和某些不允许过电流的过载保护
7	BS	电压:250V 电流:0.15～2A	用于保护电气无线电装置使不受过载电流或短路电流的损坏
8	BX	电压:250V 电流 1～5A	同上
9	TB	电压:30V 电流:1－40A	用以保护电气装置和电路，以防止产生短路和长期的少量过载
10	JB	电压 30V 电流 2－50A	当电路中个别部分短路和过载时起保护作用

3.4 熔断器的选用

3.4.1 一般工业用熔断器的选用

1)根据线路电压选用相应电压等级的熔断器；

2)根据配电系统中可能出现的最大故障电流，选择具有相应分断能力的熔断器；

3)在电动机回路中用作短路保护时，为了避免熔体在电动机起动过程中熔断，通常在不经常起动或起动时间不长(在 5～10s 间)的场合，熔丝的额定电流取：

$$I_e \geqslant \frac{I_q}{2.5 \sim 3} \tag{8.1.3-2}$$

在经常起动或起动时间较长(大于 40s)的场合下，熔丝额定电流取：

$$I_e \geqslant \frac{I_q}{1.6 \sim 2.0} \tag{8.1.3-3}$$

式中：I_q——电动机起动电流，系数 1.6 只有在最严重情况下才采用。

在负载平稳没有冲击电流时(如照明电路)，熔丝额定电流可取等于或稍大于负载的额定电流。

3.4.2 快速熔断器的选用

快速熔断器在交流装置中主要作为装置内部短路保护，当硅元件损坏时，快速熔断器应能迅速将损坏元件从线路切除，避免故障扩大。

1)用于小容量装置时：

$$I_{eR}=1.57I_{SCR} \tag{8.1.3-4}$$

式中：I_{eR}——快速熔断器额定电流，A；

I_{SCR}——晶闸管元件额定电流(平均值)，A。

如晶闸管元件额定电流≤200A，同时系统短路电流在 4kA 以下，根据上式能达到可靠保护；

2)在大容量装置中，桥臂的并联支路数根据系统短路电流的大小来确定。每一支路由硅元件与快速熔断器组成。当一臂中有元件损坏产生短路时，与该元件串联的熔断器应迅速熔断以切除故障，如要保护其它臂硅元件不损坏，应满足下式：

$$m \geqslant \frac{1}{k_i}\sqrt{\frac{A_{RD}}{A_K}} \tag{8.1.3-5}$$

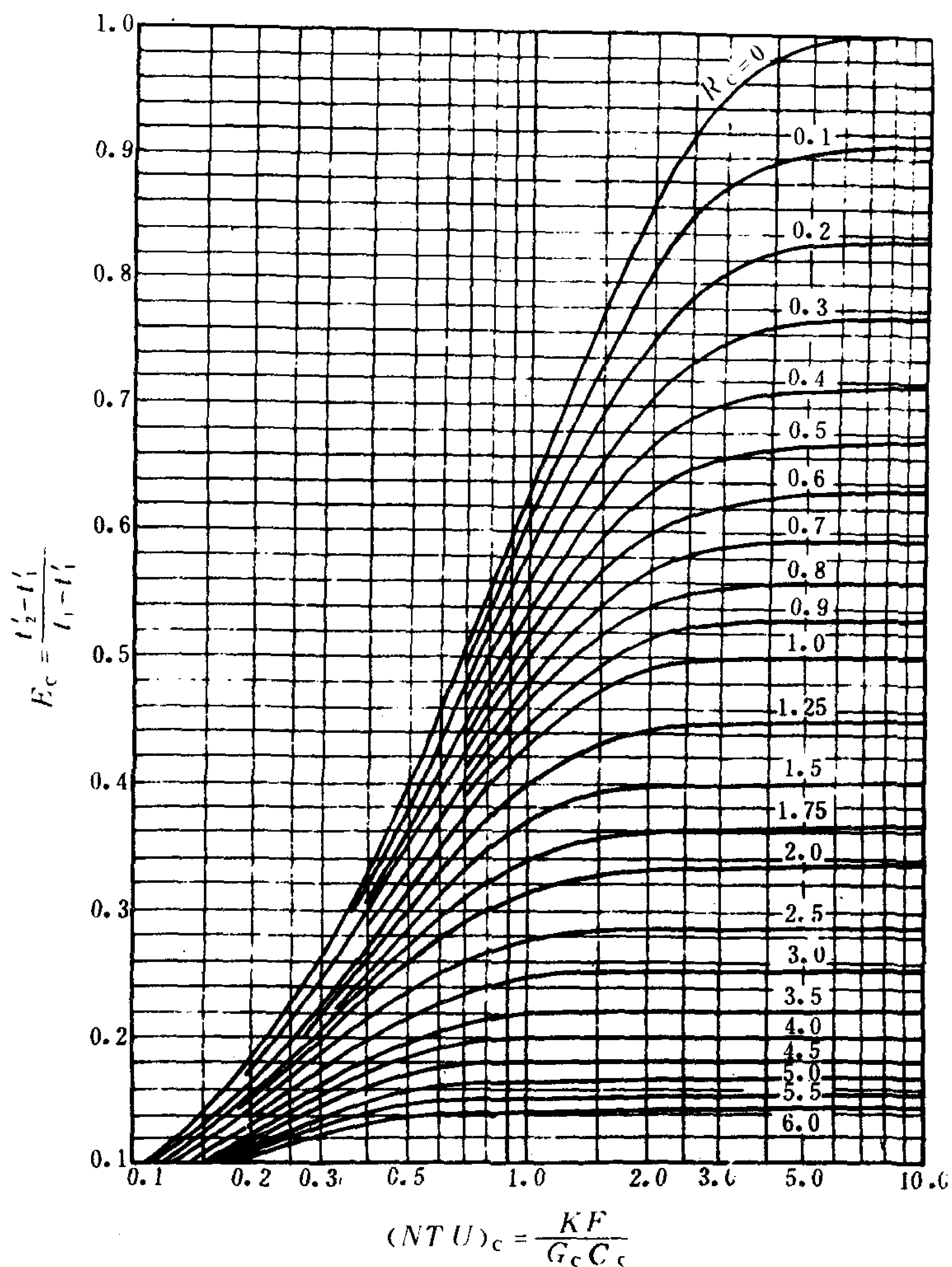


图 5.3.3-13　顺流换热器的E_c-(NTU)$_c$线图

（1）根据给定的温度计算 E_c和R_c;

（2）从E_c-(NTU)$_c$线图中读取(NTU)$_c$值;

（3）由下式求得传热面积 F:

$$F=\frac{(\mathrm{NTU})_c}{Q}\cdot G_c\cdot c_c$$

2）当计算冷、热流体的出口温度t_2, t_2'时;

（1）根据给定的资料计算(NTU)$_c$和R_c;

（2）从E_c-(NTU)$_c$线图中读取 E_c值;

（3）从E_c值计算t_2, t_2'。

2.1.3　最大温差法(简称 Max.T.D 法)

由于对数平均温差是非线性的,在变工况时计算比较复杂。算术平均温差虽是线性关系,但计算误差较大。因此，在实用中可采用最大温差法计算，既简便，又有足够的精度。

换热器传热面积 F 的计算仍按式（5.3.3-6)，而其中平均温差 Δt_m由下式计算:

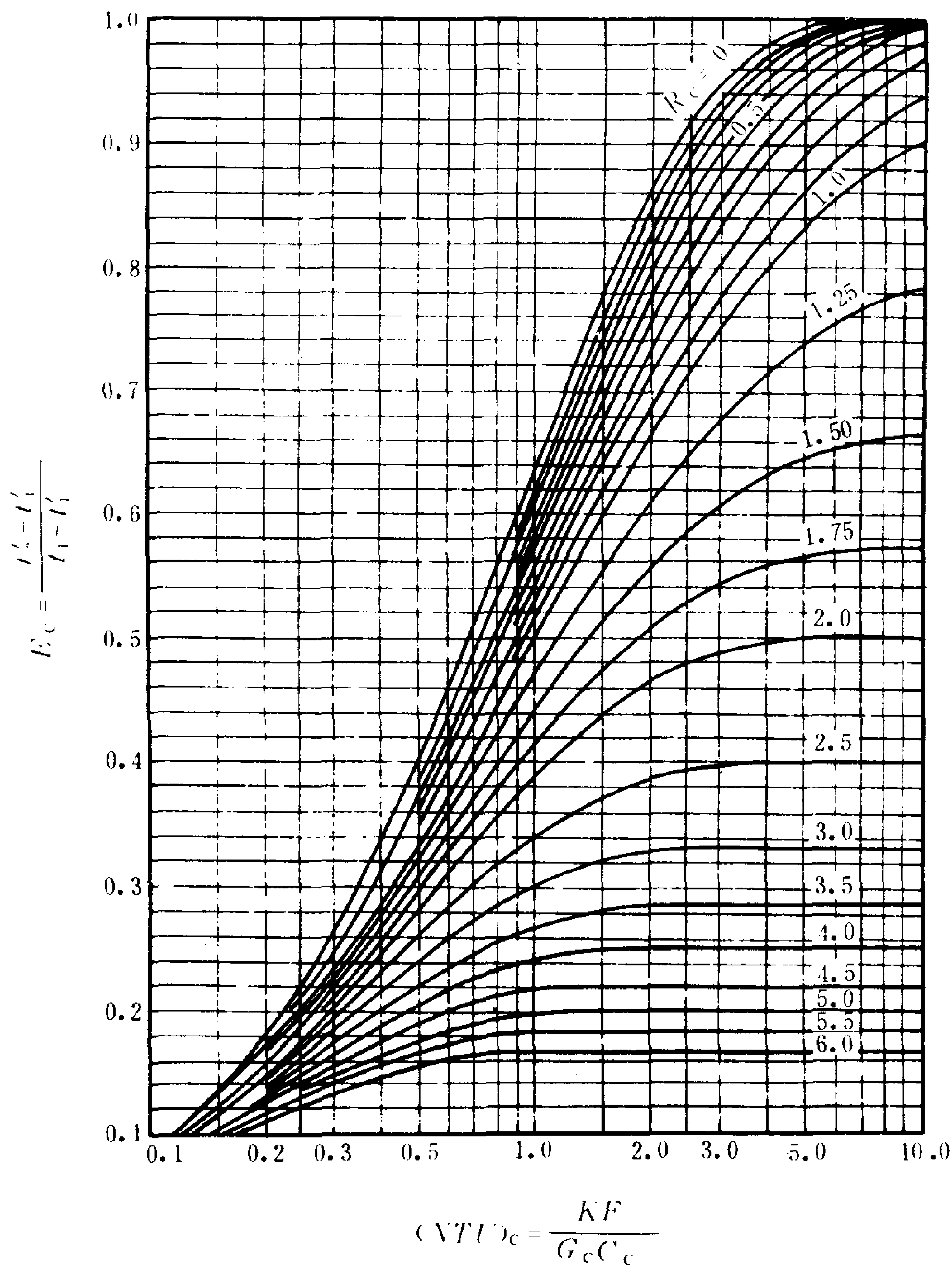


图 5.3.3-14 逆流换热器的E_c-(NTU)$_c$线图

$$\Delta t_m=\Delta-a\cdot\Delta t_l-b\cdot\Delta t_s \quad \text{K或℃} \tag{5.3.3-22}$$

式中：$\Delta=t_1-t_1'$——冷、热流体间的最大温差，即两流体进入换热器时的温差，K或℃；

Δt——冷、热流体在换热器中的温度变化，K或℃，分别为$\Delta t_l=t_2'-t_1'$，$\Delta t_s=t_1-t_2$，下角注l表示温差较大的流体，s表示温差较小的流体；

a, b——修正系数，见表 5.3.3-6。

表 5.3.3-6 **修正系数a、b值**

换热器中冷、热流体的流动状况	a	b
逆流	0.35	0.65
顺流	0.65	0.65
不混合的交叉流或单测混合的两次交叉逆流	0.45	0.65

当换热器的一侧为相变过程时，$a=0$，由式（5.3.3-22）得

$$\Delta t_m=\Delta-b\cdot\Delta t_s \quad \text{K或℃} \tag{5.3.3-23}$$

当两侧均有相变过程(如冷凝蒸发器）时，则$a=0$，$b=0$，因此$\Delta t_m=\Delta$。

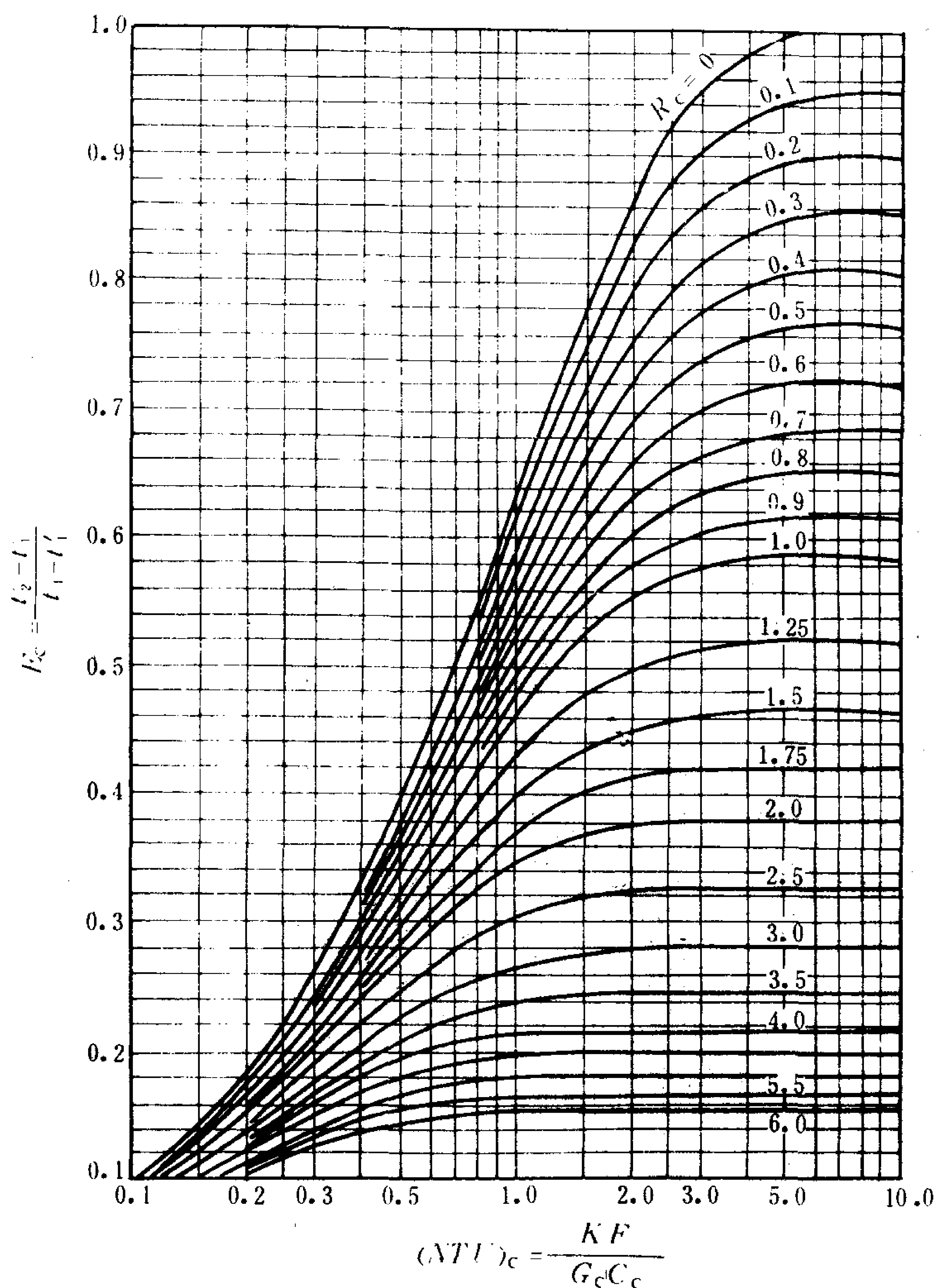


图 5.3.3-15　交叉流换热器的E_C-(NTU)$_C$线图

2.1.4　三种计算法的比较

1）E-NTU 和 Max. T D 两种计算法，不能用来计算换热器的传热系数 K，当需计算 K 时，只能按 LMTD 法计算。

2）LMTD和E-NTU 两种方法的计算基础是一致的，只是对平均传热温差采用不同的修正方法，因而计算结果的精度相同。Max. T D 法是 LMTD 法的简化形式，最简便，但计算精度也最差。

3）在计算中，如两液体的进、出口温度为已知，则采用 LMTD（或 Max. T D）法直接求传热面积很方便。但遇到特殊情况，如选定一台换热器，规定了冷、热流体的进口温度和流量，要求计算两液体出口温度和热负荷，用 LMTD 法要多次试算，不如 E-NTU 法便利。

2.2　压降计算

在换热器中，介质流速 w 的增大，虽可提高传热系数，但也使压降增大，因而输送泵

（或风机）的功耗也增大。因此，在流速确定后应进行压降计算。合理的压降应根据工作压力确定（见表 5.3.3-7）。

表 5.3.3-7　　**换热器的合理压降值**

工作压力 p MPa（绝对）	0～0.1（真空）	0.1～0.17	0.17～1.1	1.1～3.1	3.1～9.1
合理压降 Δp_0 MPa	P/10	P/2	0.035	0.035～0.18	0.07～0.25

凝汽器蒸汽空间的极限允许压降应不超过表 5.3.3-8 中的数值

表 5.3.3-8　　**凝汽器蒸汽空间的允许压降值**

凝汽器直径 D　m	1.8	2.4	3.0	超过 3.0
允许压降　kPa	0.507	0.6	0.667	0.867

一般认为，液体压降以 0.01～0.1 MPa、气体则以 0.001～0.01 MPa较为适宜，可按下述方法计算。

2.2.1　管程压降 Δp_t

管程的压降 Δp_t 包括摩擦阻力 Δp_f、转弯阻力 Δp_r 和进出口局部阻力 Δp_p，即

$$\Delta p_t=\Delta p_f+\Delta p_r+\Delta p_p \quad \text{Pa} \tag{5.3.3-24}$$

而且，

$$\Delta p_f=f_1\left(\frac{lZ}{d_i}\right)\left(\frac{w_1^2\cdot\rho}{2}\right) \quad \text{Pa} \tag{5.3.3-25}$$

$$\Delta p_r=f_2\left(\frac{w_1^2\rho}{2}\right)Z \quad \text{Pa} \tag{5.3.3-26}$$

$$\Delta p_p=1.5\left(\frac{w_2^2\rho}{2}\right) \quad \text{Pa} \tag{5.3.3-27}$$

式中：w_1, w_2——分别为管程流速和管程进出口管中流速，m/s；

l, d_i——分别为管子长度和管子内径，m；

Z——管程数；

ρ——流体的质量密度，kg/m³；

f_1——摩擦系数，可根据 Re 数由图 5.3.3-16 查得；或由式 $f_1=\frac{64}{Re}$（当雷诺数 $Re<2200$ 时，圆管内）和 $f_1=\frac{0.3164}{Re^{0.25}}$（当 $Re>10000$ 时，在光管内）求得。在雷诺数 $Re\frac{w\cdot d}{\nu}$ 中，w 为介质流速，m/s；d——管子水力直径；m；ν——运动粘度，m²/s。

f_2——系数，可在 3～4 之间选取。

重油在燃油加热器管程内的压降 Δp_t 也可直接由试验资料求得，即

$$\Delta p_t=l_t\Delta p_1 \quad \text{Pa} \tag{5.3.3-28}$$

式中：l_t——燃油加热器管程内通路的长度，m；

Δp_1——重油在加热器管内流动时每米长度的压降值，Pa/m，即

$$\Delta p_1=9.8\times10^4\cdot c_1\cdot c_2\cdot\Delta p_1' \quad \text{Pa/m} \tag{5.3.3-29}$$

$\Delta p_1'$——燃油在管中流动时每米的压降，MPa/m，见图5.3.3-17；

c_1——考虑燃油粘度不同的修正系数，见图 5.3.3-18；

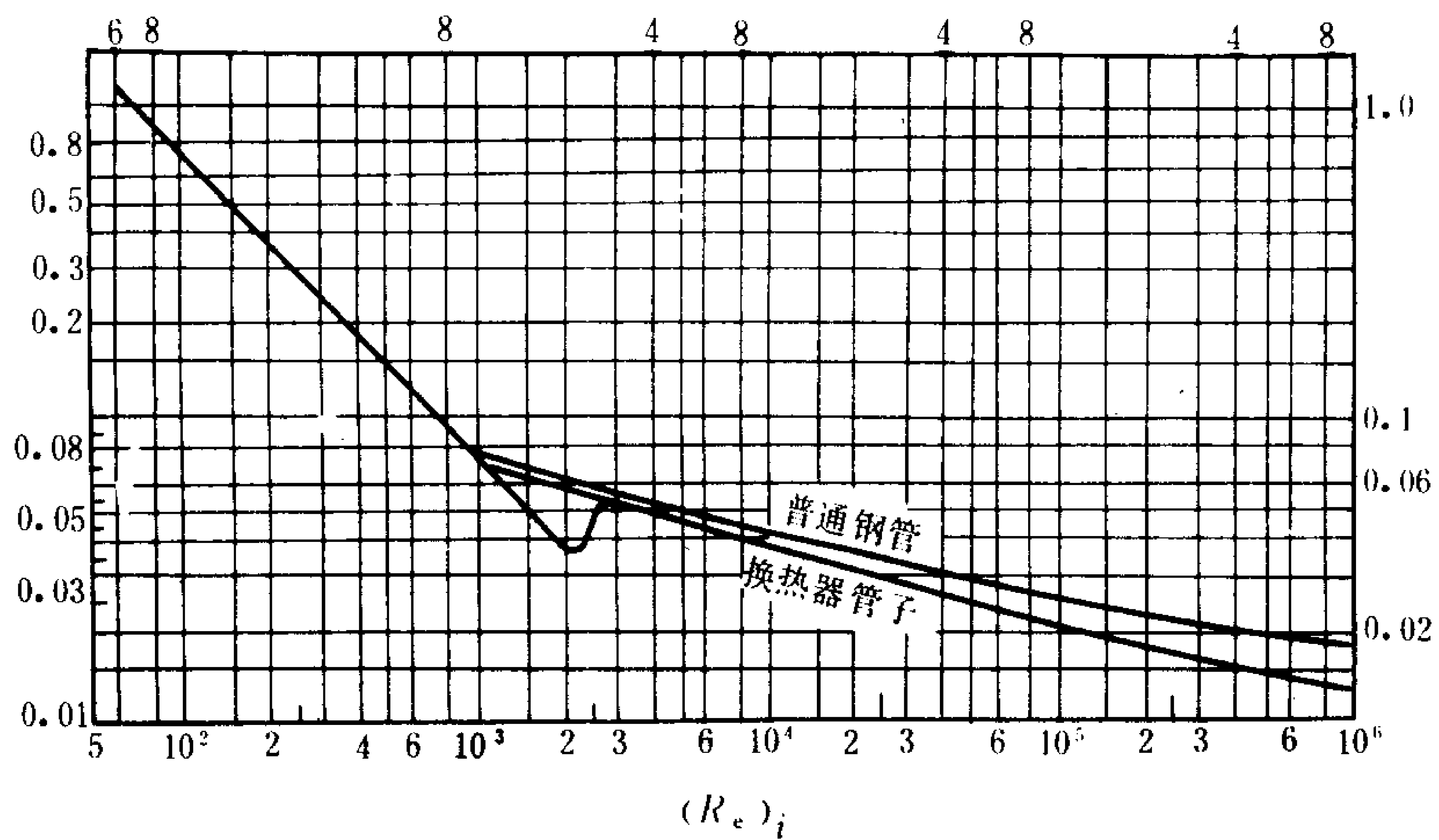


图 5.3.3-16　流体在管内流动时的摩擦系数f_i

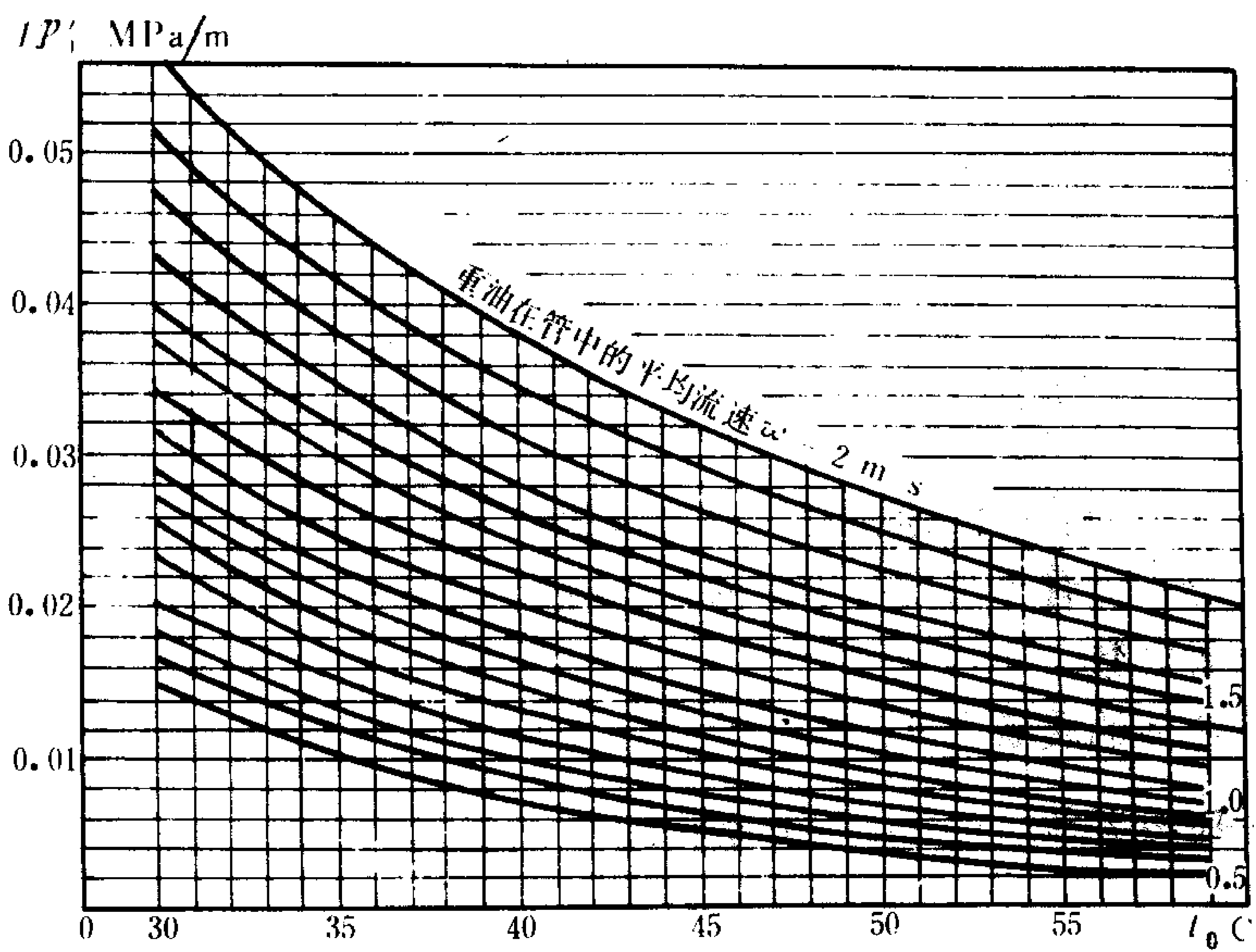


图 5.3.3-17　燃油在直径 17/13 mm管内流动时每米的压降

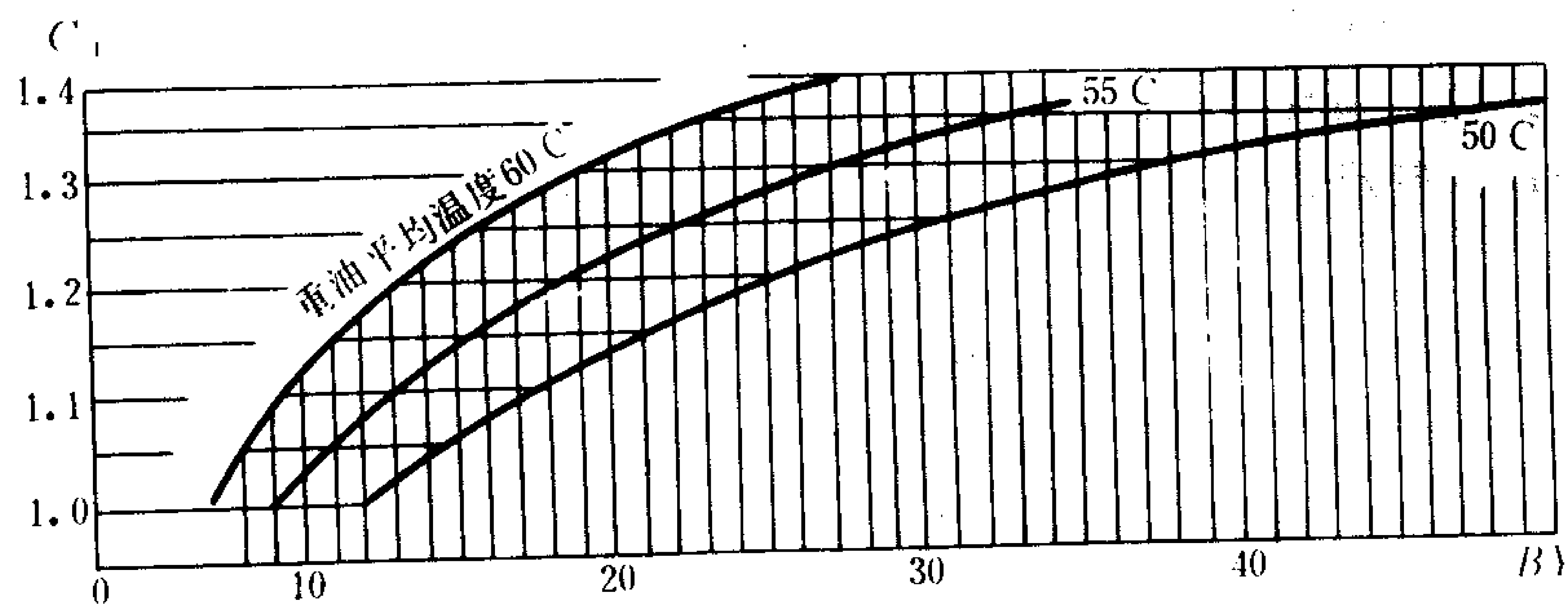


图 5.3.3-18　考虑燃油粘度不同的修正系数值

c_2——考虑管内装有扰流片时的修正系数，见图5.3.3-19，当无扰流片时，$c_2=1$。

同样，滑油在加热器管程内流动时的压降用图.5.3.3-20中数值来计算。

2.2.2 壳程压降 Δp_s

壳程压降 Δp_s 不易准确计算，特别是有折流挡板、泄漏、旁通存在时受影响更大。它包括管束阻力 Δp_o、折流板阻力 Δp_b和进出口局部阻力 Δp_{ps}，即

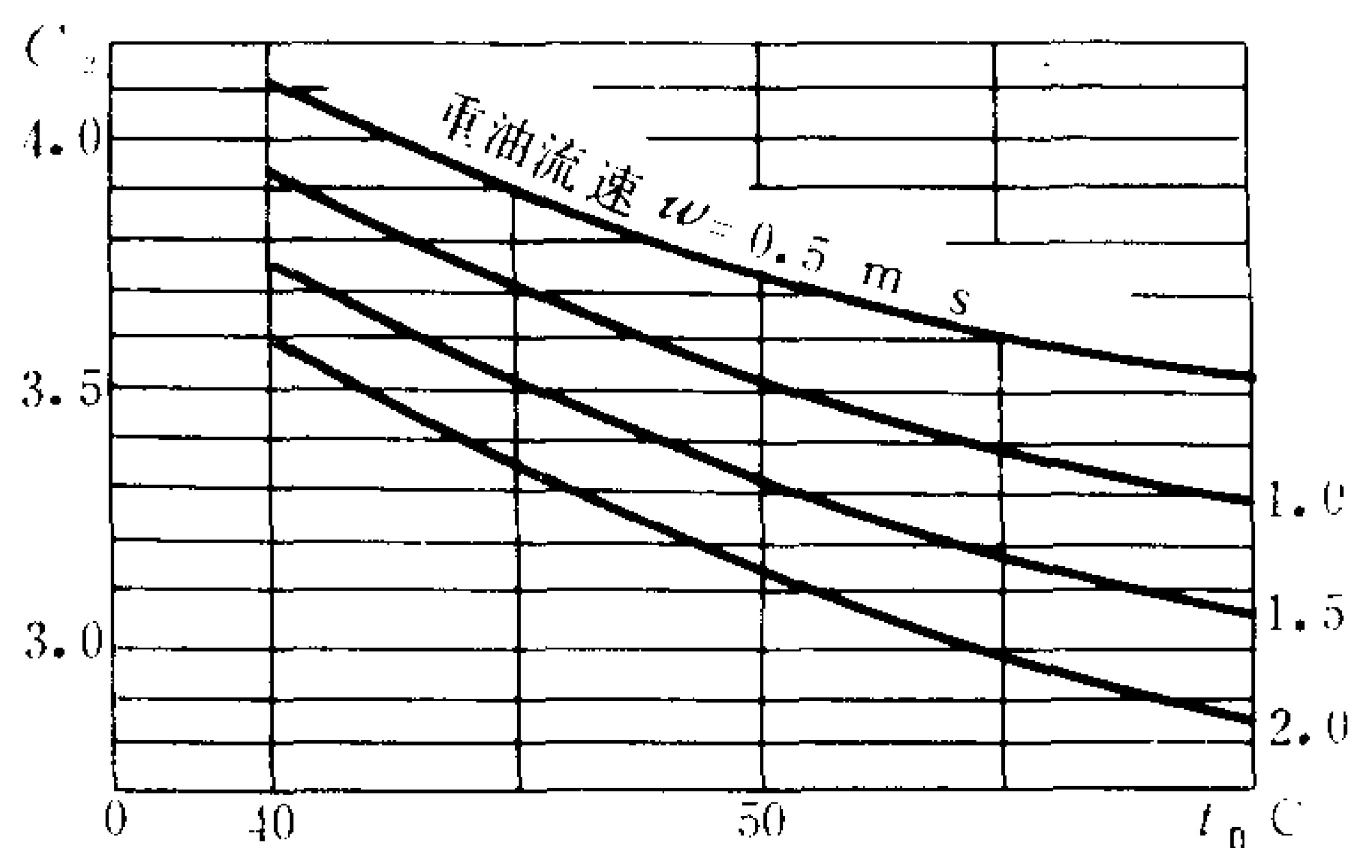


图 5.3.3-19 考虑管内装有扰流片的修正系数值

$$\Delta p_s=\Delta p_o+\Delta p_b+\Delta p_{ps} \quad \text{Pa} \qquad (5.3.3\text{-}30)$$

而且

$$\Delta p_o=f_3\left[\frac{D_s(N_b+1)}{d_s}\right]\left(\frac{w_s^2\rho}{2}\right) \quad \text{Pa} \qquad (5.3.3\text{-}31)$$

$$\Delta p_b=f_4\left(\frac{w_b^2\rho}{2}\right) \quad \text{Pa} \qquad (5.3.3\text{-}32)$$

$$\Delta p_{ps}=1.5\times\left(\frac{w_{ps}^2\rho}{2}\right) \quad \text{Pa} \qquad (5.3.3\text{-}33)$$

式中：w_s, w_b, w_{ps}——分别为壳程流速、折流板流速和进出口管处的流速，m/s；

D_s——壳体内径，m；

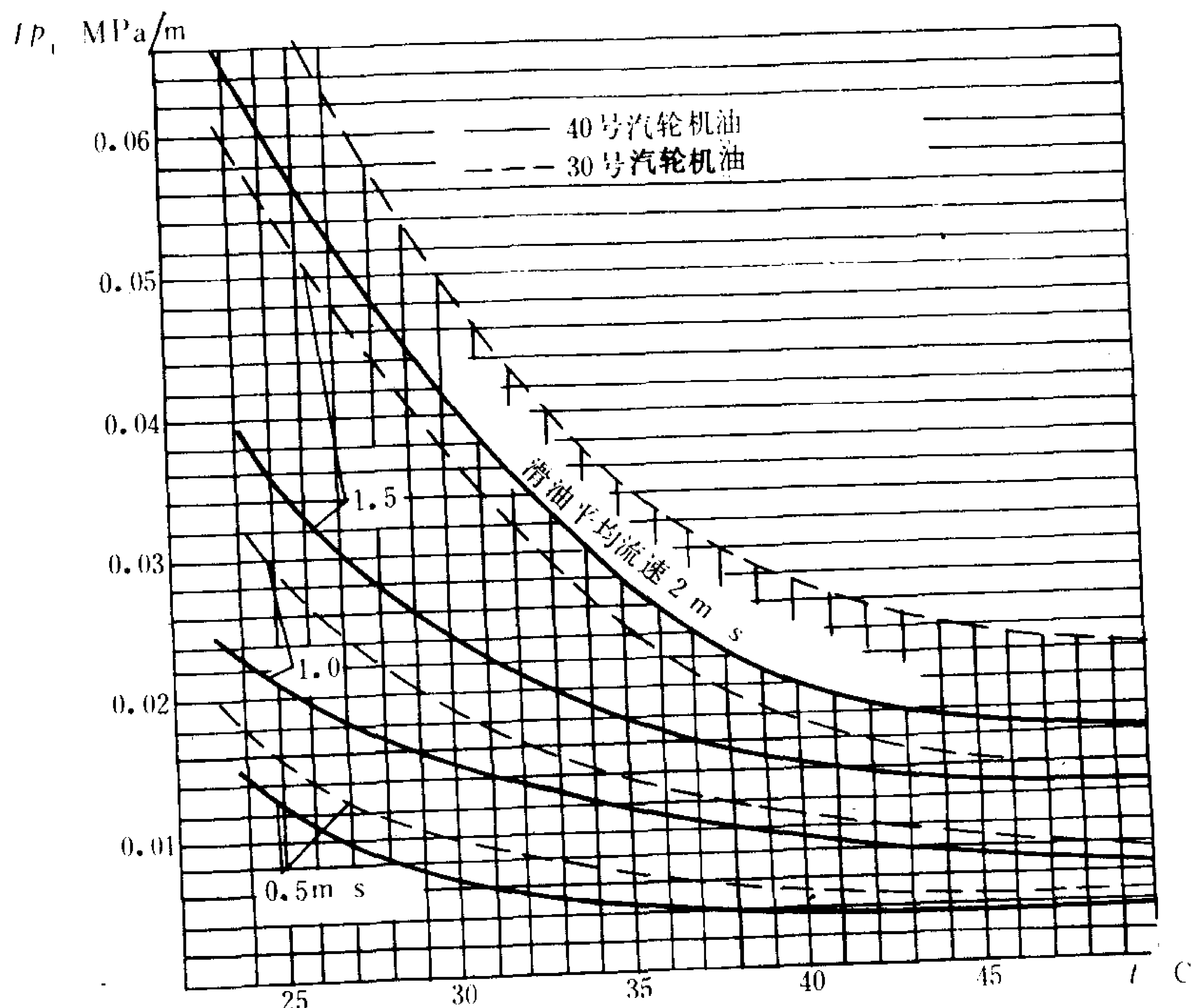


图 5.3.3-20 滑油在直径 10/8 mm管内流动时的每米压降

d_s——壳程当量直径，m；可取等于$\frac{D_s-N_t d_o}{D_s+N_t d_o}$（$d_o$为管外径，$N_t$为管子数目）；

N_b——折流挡板数量；

f_3——壳程流体的圆管摩擦系数，由图 5.3.3-21 查得；

f_4——折流板阻力系数，可在 5～10 范围内选取。

2.3 换热器主要结构尺寸的决定

在进行换热器估算时，必须先估定一些主要的结构尺寸，如管子数目和长度、壳体内径和接管大小等等，这些不但对换热器的传热面积和压降计算，且对整体结构大小都有影响。

2.3.1 管壳式换热器主要结构尺寸的决定

1）管子数目 N_t 可由下式决定：

$$N_t=\frac{ZG}{2825 d_i^2 w_1 \rho} \quad (5.3.3\text{-}34)$$

式中：G——管程的流体质量流量，kg/h；

Z——管程数；

d_i——管子内径，m；

w_1——管内流体流速，m/s；

ρ——流体的密度，kg/m³。

2）两管板间的距离，即管子的有效长度 L 由下式决定：

$$L=\frac{F}{\pi d_o N_t} \quad \text{m} \quad (5.3.3\text{-}35)$$

式中：F——传热面积，m²；

d_o——管子外径，m。

3）管板上的管束直径D_n由下式计算：

$$D_n=t\sqrt{\frac{1.1\times N_t}{\eta_t}} \quad \text{cm} \quad (5.3.3\text{-}36)$$

式中：t——管子间距，cm，可从 3.1.3 中选定；

η_t——管板充填系数，单管程时为 0.75～0.82，双管程或多管程时为 0.72～0.78。

4）壳体内径 D_s为

$$D_s=D_n+2\delta \quad \text{cm} \quad (5.3.3\text{-}37)$$

式中：δ——管束边缘与壳体之间的环形间隙，根据结构布置取 $\delta \geq 1.0$ cm。

5）折流挡板的间距H，可由下式决定.

$$H=\frac{F_m}{D_s\left(1-\frac{d_o}{t}\right)} \quad \text{mm} \quad (5.3.3\text{-}38)$$

式中：F_m——管外空间横截面积，mm²；当弓形挡板时，板的高度通常取（0.6～0.8）D_s。

6）换热器进出口接管通径 d，由下式决定：

$$d=\sqrt{\frac{4F_d}{\pi}}=\sqrt{\frac{G}{2825 w_2 \rho}} \quad \text{m} \quad (5.3.3\text{-}39)$$

式中：F_d——接管的截面积，m²；

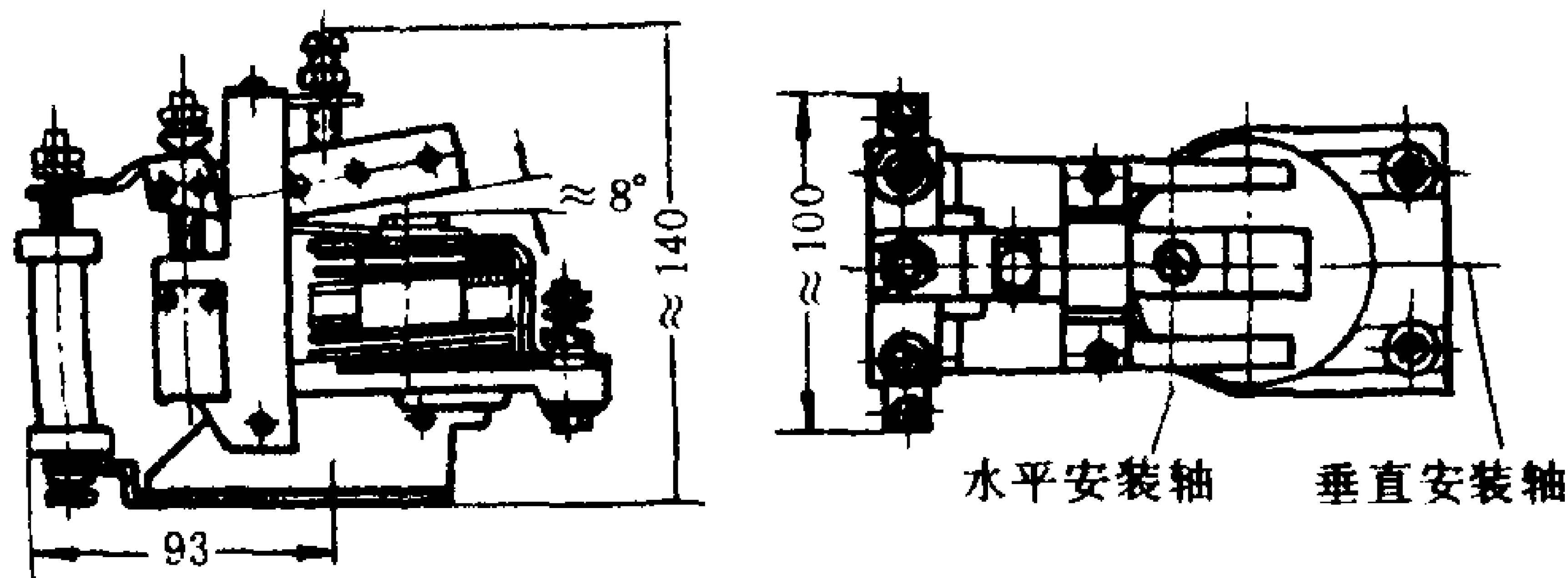


图 8.1.3-2 JT4-L 外型继电器外形图

5.2.4 JZ7 系列中间继电器

将一个信号变成多个输出信号的叫中间继电器。它的用途为：①作为中间传递信号；②可同时控制多条电路。它的结构与电磁式电压继电器相似，只是其触头数量较多。

JZL 系列中间继电器规格数据，见表 8.1.3-21。

表 8.1.3-21 **JZ7 系列规格数据**

型号	触头额定电压(V)	触头额定电流(A)	线圈吸引电压(V)	触头数目		操作频率（次/h)	通电率
				常开	常闭		
JZ7-44	500	5	12、36、110	4	4	1200	连续
JZ7-62	500	5	(127)、220	6	2	1200	连续
JZ7-80	500	5	380、440	8	0	1200	连续

5.3 时间继电器

它是一种获得信号后经过一定延时，使触头闭合或断开的自动控制电器，用作延时或程序控制。它分为电磁式、空气阻尼式、电动式、钟摆式及半导体式等多种类型。

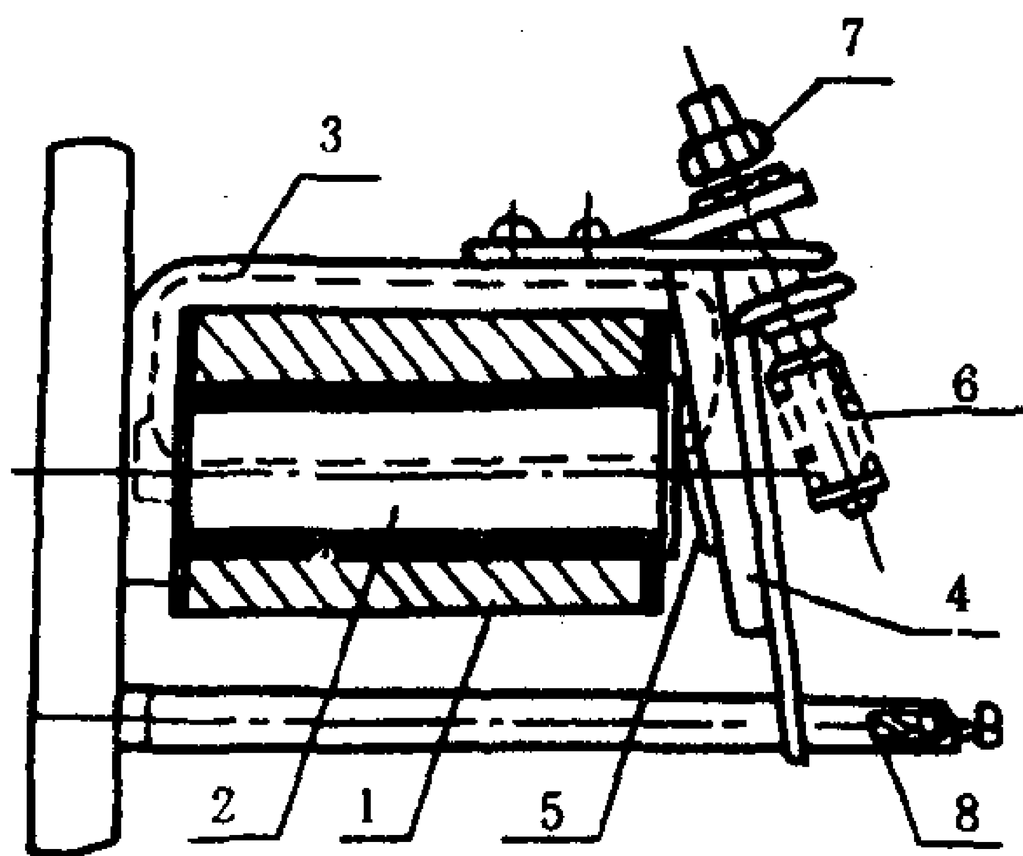


图 8.1.3-3 JS1 型时间继电器简图

5.3.1 电磁式时间继电器

1)结构 如图 8.1.3-3 所示。它的结构和电压继电器是相似的，只是在铁芯上多套着一个阻尼铜(或铝)套。它由线圈 1、铁芯 2、框架 3、衔铁 4、复位弹簧 6 和触头 8 等组成。在衔铁和铁芯间装有青铜薄片 5 用以防止断电后因衔铁受剩磁影响而附在铁芯上以及调节延时时间。

2)延时时间的调整 可以由改变铁芯和衔铁间铜垫片 5 的厚度及旋动调节螺母 7 改变弹簧 6 的弹力来实现。铜片愈薄，铁芯与衔铁间间隙愈小，自感愈大，则延时也愈长；弹簧弹力愈小，延时时间愈长。

5.3.2 JS2 型钟摆式时间继电器

钟摆式时间继电器是利用机械阻尼增加继电器可动部分的运动时间来达到延时目的，其机械阻尼是利用钟摆装置来达到。

5.3.3 JS7-A 系列气囊(空气阻尼)式时间继电器

气囊式时间继电器主要由电磁系统、工作触头(微动开关)、气室及传动机构等组成。具有通电延时和断电延时两种。它的延时动作是通过与活塞相连的橡皮膜向下运动时。受到空气的阻尼作用，使活塞杆得以缓慢下降而达到的。

通过调节延时螺钉，可调整延时时间。旋进调节延时螺钉，使进气孔的截面积减少，进气量减少，延时时间延长；反之延时时间缩短。该型的特点是：结构简单、延时时间较长、通用性广；缺点是误差较大。

1)规格数据见表 8.1.3-22。

表 8.1.3—22 **JS7—A 系列规格数据**

序号	型号	主要技术数据												
		电压 (V)	频率 (Hz)	触头容量(A) 380(V)			延时范围 (s)	线圈接通时延时		线圈断开时延时		不延时的触头		
				额定	接通	断开		常开	常闭	常开	常闭	常开	常闭	
1	JS7—1A	36、110、127、220、380	50、60	5	3	0.3	0.4～180 0.4～60	/	/	—	—	—	—	
2	JS7—2A		50、60	5	3	0.3	0.4～180 0.4～60	/	/	—	—	/	/	
3	JS7—3A		50、60	5	3	0.3	0.4～180 0.4～60	—	—	/	/	—	—	
4	JS7—4A		50、60	5	3	0.3	0.4～180 0.4～60	—	—	/	/	/	/	

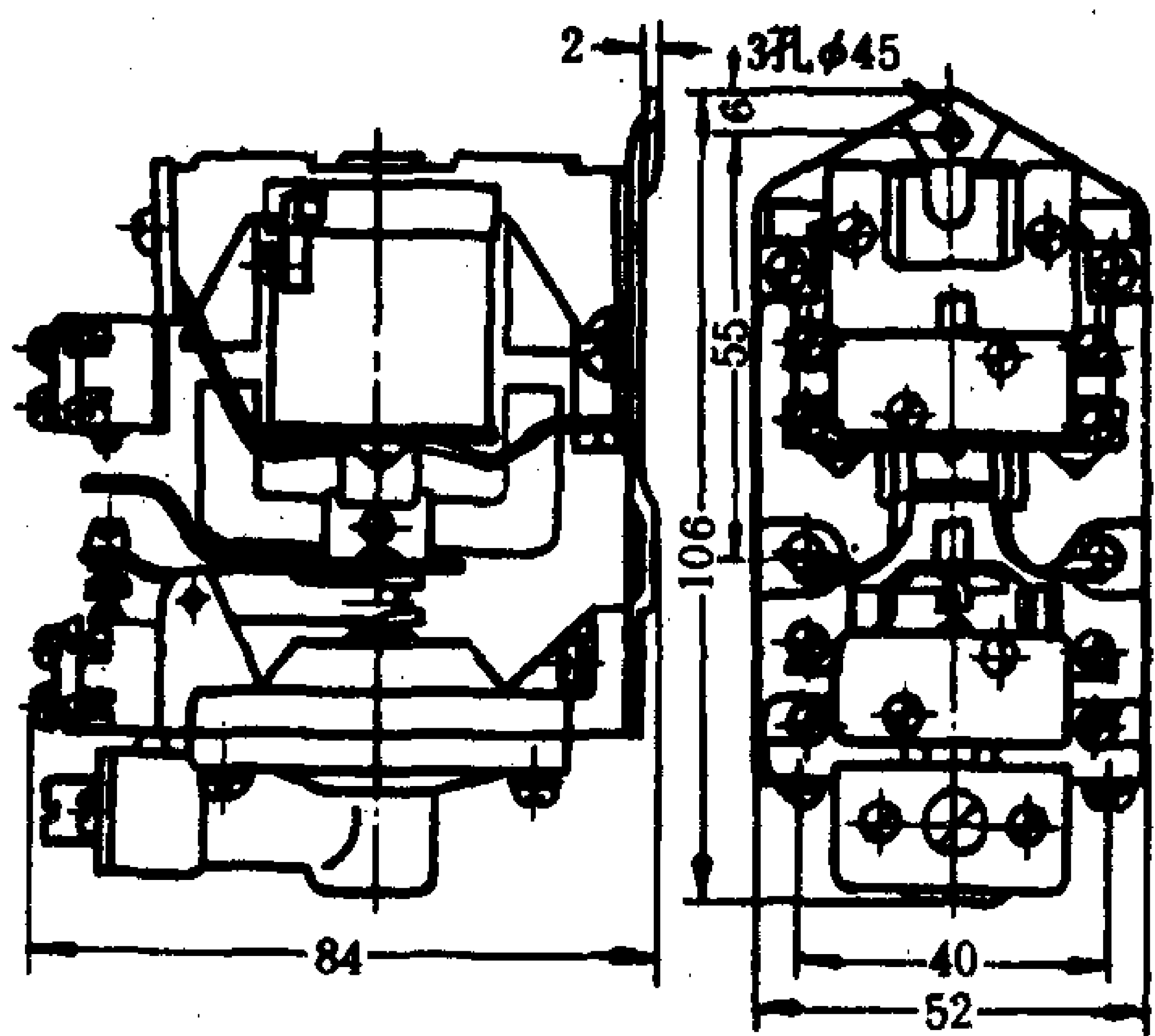


图 8.1.3—4 JS7—A 系列时间继电器外形图

2)外形图见图 8.1.3—4

5.3.4 电动式时间继电器

由同步电动机带动齿轮传动而获得延时动作，其特点为延时精度较高，它决定于电源频率的稳定性。主要用于延时 0.5s 至 24h 的场合。

1)JS10 系列规格数据见表 8.1.3—23。

表 8.1.3—23 **JS10 系列规格数据**

延时	
编号	延时调节范围
1	0.5 ～6s
2	2.5 ～30s
3	10～120s
4	0.5～10s
5	2.5～60min
6	10～210min

触头							电源电压 (V)	电源频率 (Hz)
编号	有延时的触头数 电磁铁接通时延时		有延时的触头数 电磁铁断开时延时		延时的触头			
	常开	常闭	常开	常闭	常开	常闭		
1	1	1			1	1	127	50
2	2	1			1	1	220	
3			1	1	1	1	380	
4			2	1	1	1	500	

2)原理图见图 8.1.3—5。图中 D 为同步电动机,I 为离合电磁铁线圈 。

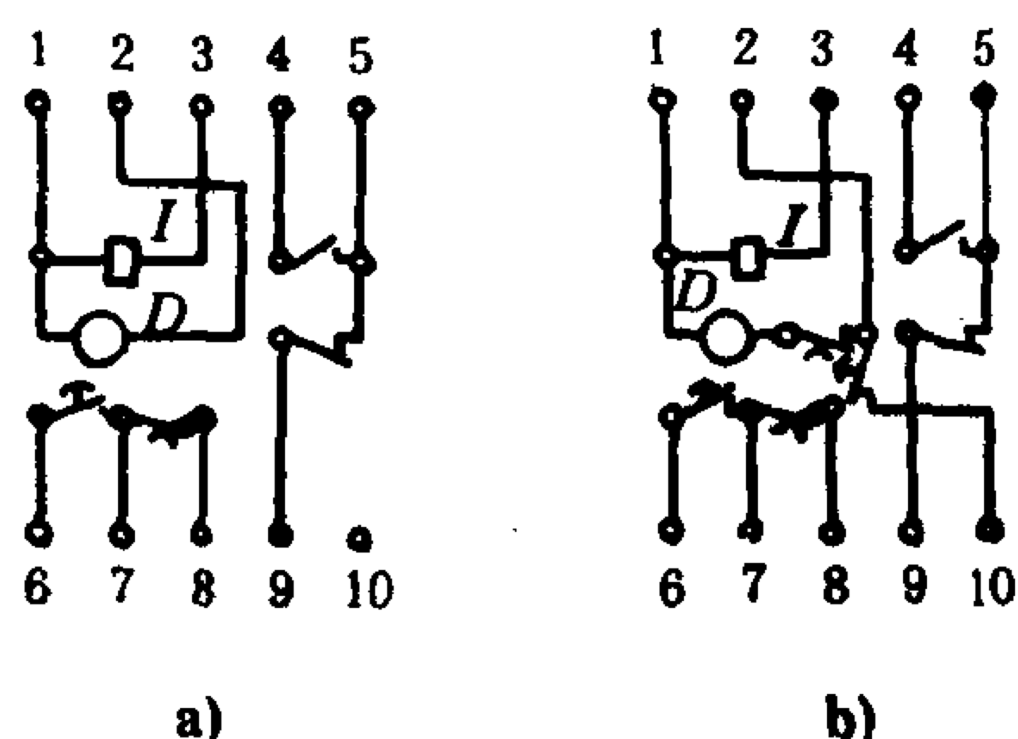


图 8.1.3—5　JS10 系列时间继电器原理图

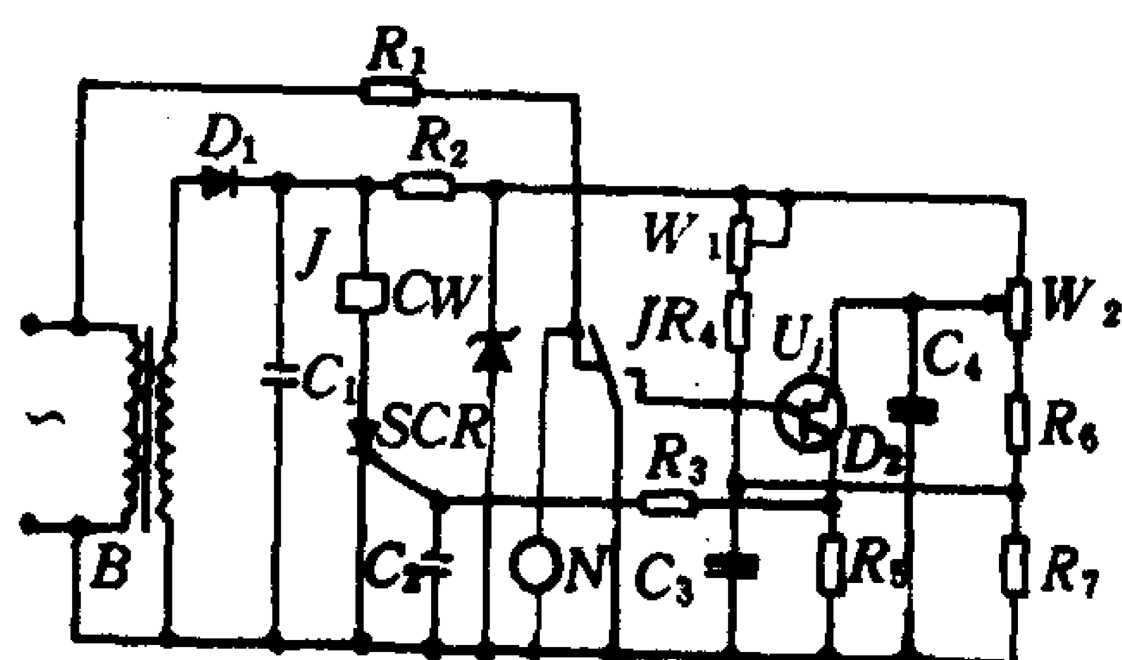


图 8.1.3—6　单结晶体管通电延时原理线路图

3)多回路电动式时间继电器　当通电动作后,它有几对触头依次根据预先调整好的延时时间,分别接通和断开,以达到控制较复杂的自动控制电路。例如用于辅助锅炉自动控制燃烧过程中各环节的延时动作。

5.3.5　电子式时间继电器

与电磁式时间继电器相比,电子式时间继电器具有延时范围广、精确度高、调节方便、返回时间短、损耗功率小及寿命长等特点。它的延时方式有闭合延时、释放延时及重复延时等。电子式时间继电器可分为阻容式和数字式两种。阻容式是利用 RC 电路充放电原理构成延时电路。图 8.1.3—6 为用单结晶体管构成 RC 充放电式晶体管时间继电器的原理线路,它主要适用于中等延时时间(0.05s～60min)的场合。数字式是采用计数器式延时电路,由脉冲频率决定。它不仅延时时间长,而且精度高,但线路复杂,主要用于长延时(可达几小时至十几小时)的场合。

5.4　舌簧继电器

舌簧继电器广泛应用于通信、自动控制、仪器仪表、继电保护和计算技术领域中。由于它的起动功率小,所以易与晶体管线路配合使用。

舌簧继电器中的舌簧管,其主要优点是将触点密封在一个玻璃管里,防止了氧化和污染。它的簧处既导磁、又导电、又起反力弹簧的作用。它将电磁式继电器上的铁芯、衔铁、触头和反作用弹簧四者的功能集中在一个元件上,在动作时完全排除了机械传动,因此动作速度快。由于没有机械传动所引起的磨损及具备密封的触头,所以它的寿命较长。

舌簧继电器分为干式和湿式(又称水银舌簧继电器)两种,干式舌簧继电器按触头形式可分为常开、常闭、转换和过渡转换等四种。它普遍应用于继电器的保护。

5.4.1　动作原理

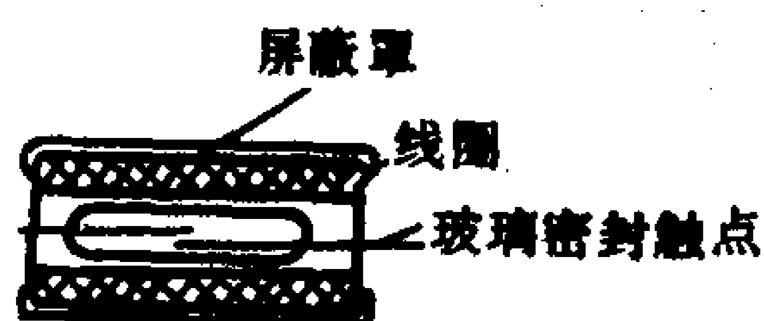


图 8.1.3—7　舌簧继电器结构图

干式舌簧继电器将触头部分和电磁驱动部分合为一体,封闭在一个玻璃管中,再在其周围绕上励磁线圈 ,外面有铁质屏蔽罩,以防止外磁场干扰,如图 8.1.3—7 所示。

舌簧继电器的簧片除作为导电触片外,同时还作为磁路导磁体。当线圈通有适当的电流时,即产生一励磁磁场 ,磁力线沿它的轴向通过玻璃密封触头,左右两部分簧片被磁化,其重叠部分的磁力克服簧片本身的反弹

力而相互吸住，使外电路接通。当外界磁场强度减少到一定值时，触头便靠簧片本身的反弹力回复到原来位置。

5.4.2 性能

1)灵敏度高　因为簧片兼有普通电磁继电器的接触片和衔铁磁路的双重任务，触头位于线圈的中间部分，磁通利用率高，而且可动部分重量轻，行程短；

2)吸动时间和释放时间短，工作频率高；

3)簧片刚性强、位移小，不全产生由于机械摩擦而引起的特性变化；

4)接触电阻小(触头镀有贵重金属)；

5)能在温度和湿度变化较大的条件下正常工作；

6)触头密封，防止了外界有害气体和尘埃的影响(管内充有惰性气体)；

7) 维护容易，不需调整；

8)结构简单，便于大量生产。

由于触头在断开时是依靠簧片的反弹力，属于非冲击性地返回，如触头有粘住现象，就有可能断不开。

5.5 JTX 系列小型通用继电器

JTX 系列小型通用继电器由直流或交流控制，适合于一般的自动装置、继电保护装置、信号装置和通信设备中作为信号指示和启闭电路的元件。继电器的消耗功率，直流线圈仅为1W，交流线圈为 2.5VA。

6 热继电器

6.1 结构和调节

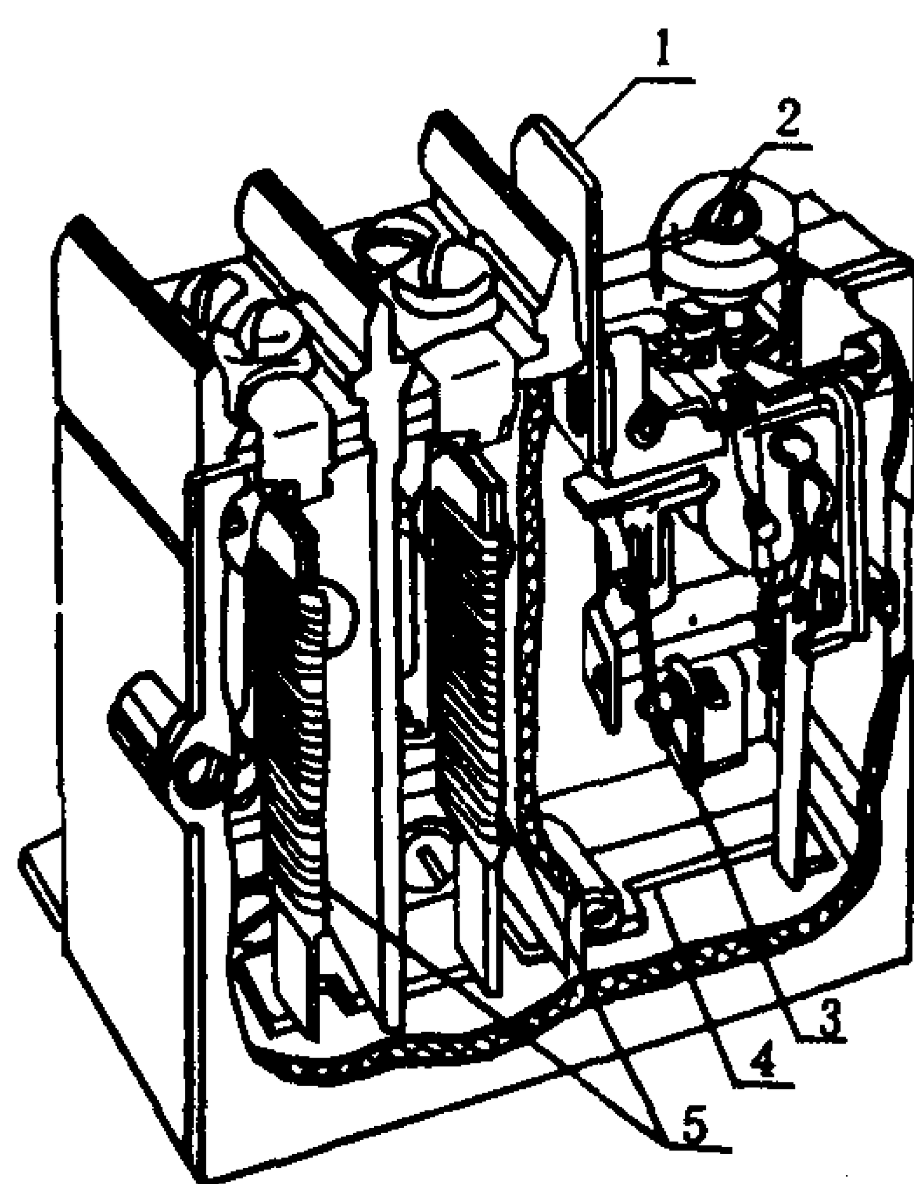


图 8.1.3—8
JR15—10 型热继电器结构图

利用电流的热效应来切断电路的电器叫热继电器。图 8.1.3—8 为 JR15—10 型热继电器结构图。主要由五部分组成：1)感温元件 5 共两块，是由双金属片及绕在双金属片外面的电阻丝构成，使用时将电阻丝串联在电动机电路内；2)常闭触头 3，使用时串联在控制电路内；3)动作机构 4，由杠杆、凸轮等组成；4)复位按钮 1；5)调节电流装置 2。

热继电器的动作电流由电流调节旋钮(偏心轮)2 进行调节，转动偏心轮就改变了推杆推移动触片的距离，因而得到了不同的整定电流。它还具有自动再扣和手动再扣复位性能。再扣方式可通过再扣调节螺钉来进行。当将再扣调节螺钉旋进去时，即可实现自动再扣；反之则为手动再扣。一般出厂时都调在自动再扣位置。热继电器动作后，要经过一定的冷却时间才能再扣。冷却时间规定为：自动再扣时间不超过 5min，手动再扣时间不超过 2min。

表 5.3.3-10　　**根据焊缝形式而定的强度系数φ值**

焊缝形式和焊接方式	φ 值
手工气焊或电焊：对接焊缝，反面缝项有封底焊	0.95
对接焊缝，接近焊接金属沿整个长度有反面缝项垫板或环板	0.9
对接焊缝，仅在单面焊接：1)纵向	0.7
2)横向	0.8
在焊剂层下的自动焊：双面焊透的对接焊缝	1.0
单面焊透的对接焊接	0.8
铜焊缝：用硬焊料或铜焊的钎焊焊缝	0.8

表 5.3.3-11　　**计算圆筒或封头壁厚时拉伸许用应力R_b值**

壁　温　℃	许用应力R_b　MPa	说　　明
低于 250， 从 250 至 400， 高于 400	σ_b/n_b， σ_y^t/n_y， σ_y^t/n_y或σ_c^t/n_c取较大值	σ_b—温度 20℃时金属的拉伸极限强度，MPa； σ_y^t—温度t℃时金属的屈服点，MPa； σ_c^t—温度t℃时金属的蠕变极限，MPa； n_b，n_y，n_c—对极限强度、屈服点、蠕变极限的安全系数

表 5.3.3-12　　**计算圆筒或封头强度时的安全系数**

圆筒或封头等零件名称	安全系数		
	n_b	n_y	n_c
焊接圆筒：被气体加热，有孔或无孔时	4.5	2.0	1.15
无气体加热，有管孔或检查孔时	4.25	1.9	1.10
无气体加热，有可靠加强孔或无孔	4.0	1.8	1.0
无缝管	3.8	1.7	1.1
管路	4.0	1.8	1.15
封头：轧制的	2.9	1.25	0.9
铸造的	4.4	1.9	1.4
平盖板	3.2	1.4	0.9

3　换热器结构布置要点

3.1　管子排列

3.1.1　要求

一般船用换热器在管板上排列管子时应考虑下列要求：

1)在允许的压降下使换热器达到最大的紧凑性，以减少管板和壳体的直径，并减少管外空间的截面积，增加流体流速和增大传热系数。

2)保证管板有足够的强度，使管子坚固地装在管板上。

3)具有最佳的工艺性，如便于制造和修

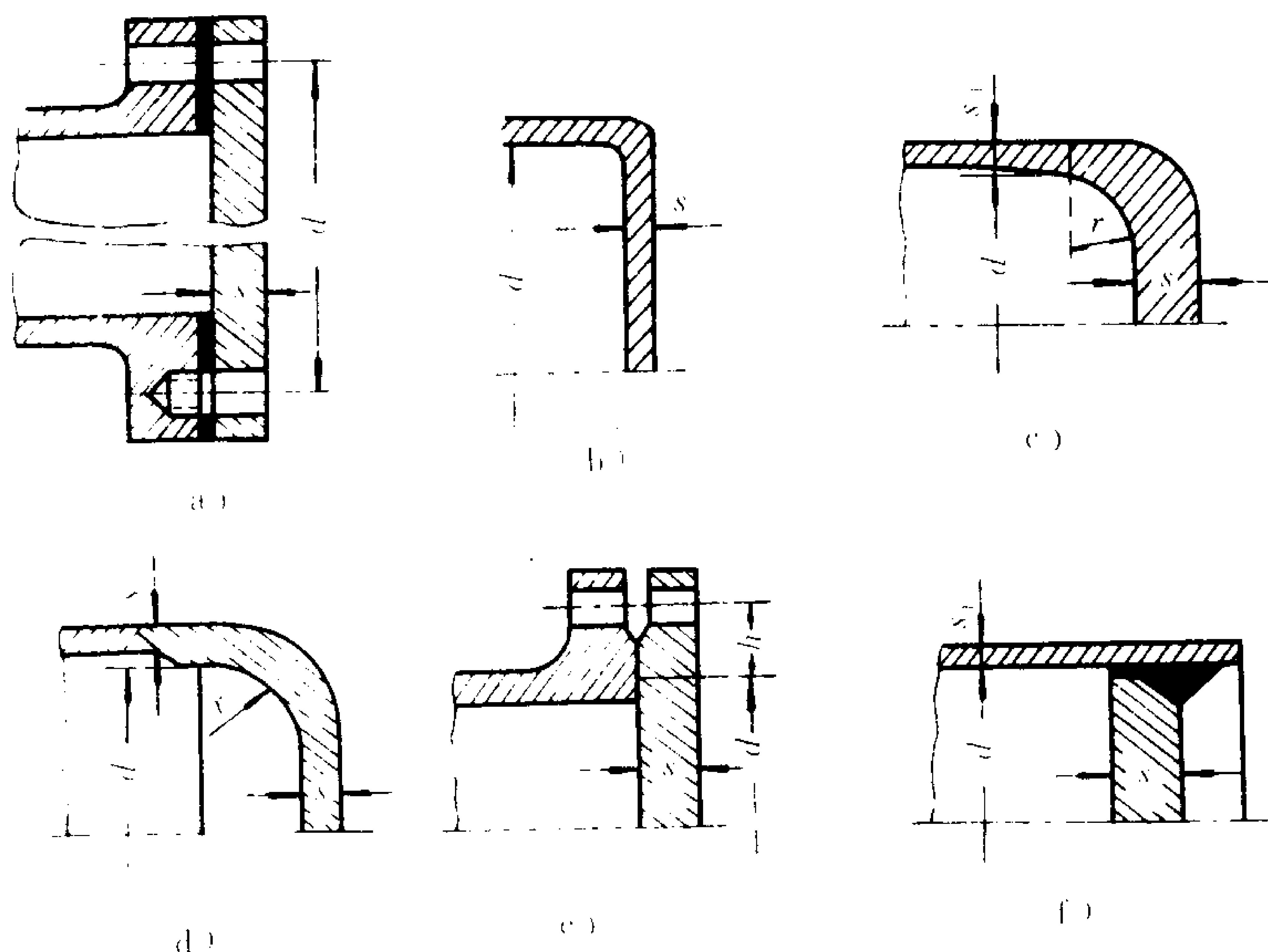


图 5.3.3-22　计算圆形平盖或封底壁厚的图形

表 8.1.3－26　　**JR15 系列保护特性**

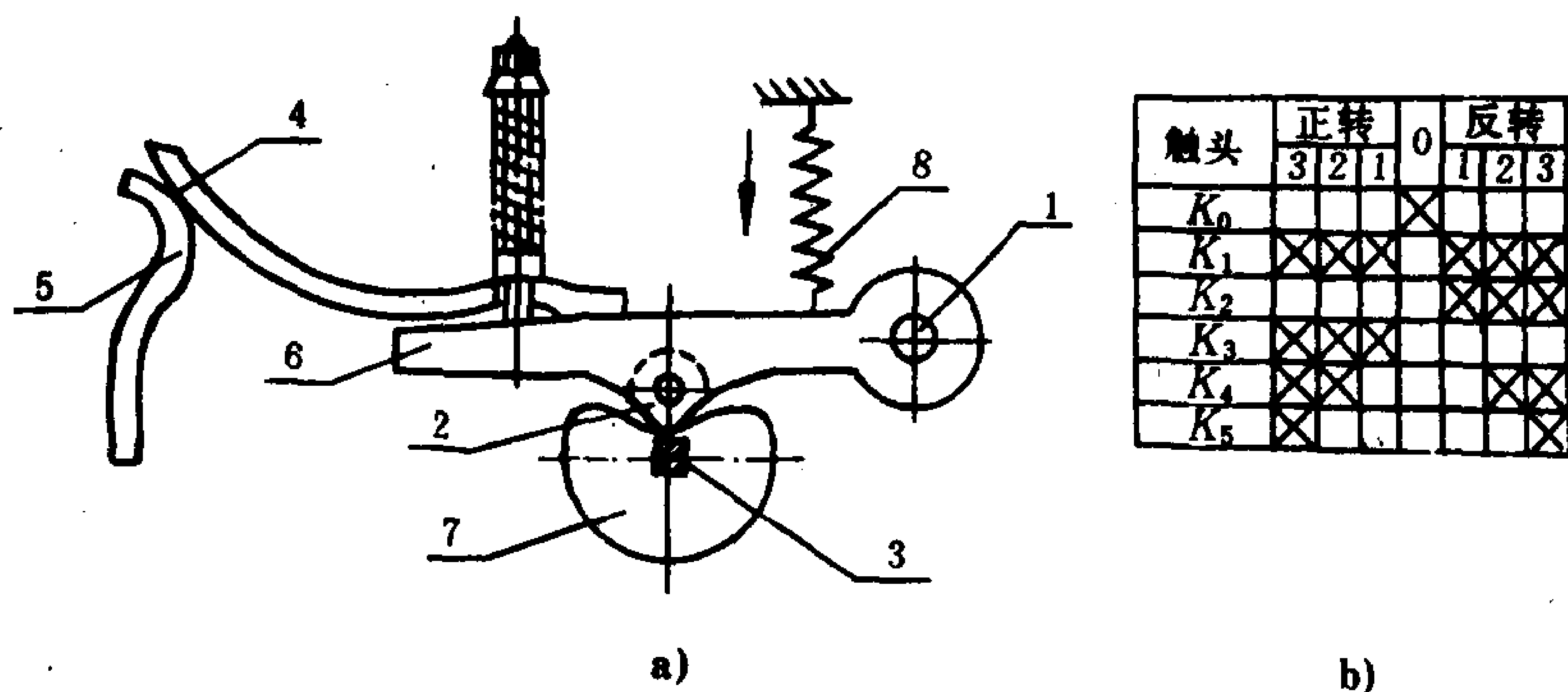
整定电流倍数	动 作 时 间	备 注
1.0	长期不动作	
1.2	小于 20min	从热态开始
1.5	小于 1.5min(2.5A 及以下等级)	从热态开始
1.5	小于 2 分钟(2.5A 以上等级)	从热态开始
6.0	5s 内不动作	从冷态开始

7　凸轮控制器

凸轮控制器是一种多位置、多线路、按一定程序动作的手动开关电器。应用它可以控制较复杂的动作，如操纵电动机的起动、调速、停止和反转等。可用于操纵动作频繁的起货机、锚机等。

7.1　结构和动作原理

凸轮控制器由固定部分和转动部分组成。其结构如图 8.1.3－9a)所示。图示仅为控制器的一个元件，由可以绕小轴 1 转动带有动触头 4 的转臂 6，以及可以转动的凸轮 7 和静触头 5 组成。当凸轮 7 的凹下部分与滚轮 2 接触时，在弹簧 8 作用下，动触头 4 与静触头 5 闭合，当凸轮 7 的凸起部分与滚轮 2 接触时，凸轮克服了转臂上的弹簧力，将触头断开。



触头	正转 3	正转 2	正转 1	0	反转 1	反转 2	反转 3
K_0				X			
K_1	X	X	X		X	X	X
K_2					X	X	X
K_3	X	X	X				
K_4	X	X				X	X
K_5	X						X

图 8.1.3－9　凸轮控制器元件及接通表

一台凸轮控制器由多个元件组成，各元件的凸轮用一个方形转轴 3 通过手轮转动。由于各凸轮的形状不同，转轴在不同的位置上时，可使各不同触头断开或闭合，以控制多条电路。

凸轮控制器各触头在不同位置上的开闭状况，可用图 8.1.3－9b)所示接通表表示。表中“X”表示触头闭合，空格表示触头断开。正、反转表示转轴的操纵方向，0、1、2、3 等表示手轮的不同位置，K_0、K_1、K_2、……等是各触头编号。例如触头 K_0 在 0 位时闭合，在其它位置时均为断开。

7.2　直流凸轮控制器

7.2.1　直流凸轮控制器简介(见表 8.1.3－27)

3）对燃油加热器和其他$d_o=17$ mm的换热器，当按三角排列时，$t=d_o+(5\sim6)$ mm。

4）通常分程隔板两侧的管子间距列于表5.3.3-13中。

表5.3.3-13　　**分程隔板两侧的管子间距**

管子外径do mm	16	19	25	32	38
隔板两侧的管子间距mm	35	38	44	52	60

不论何种管子排列，最外圈管子的管壁与壳体内壁间的距离都不应小于10 mm。

3.1.4　管子长度

常用的管子长度为1.5；2；2.5；3；4；6 m。虽然换热器的管子长度较大时，单位传热面的材料耗量较少，但船上机舱的位置有限，考虑到换管或清洗等工作（尤其是可拆管束的清洗）所需要的空间，管子不能太长。

3.1.5　管束安装角

当卧式换热器的壳侧供汽体冷凝（如大气式凝汽器）时，为提高传热效率，减少冷凝液膜厚度和在列管上的包角，常将整个管束旋转一个角度β，叫管束安装角，如图5.3.3-24所示。在等边三角排列时，安装角β等于：

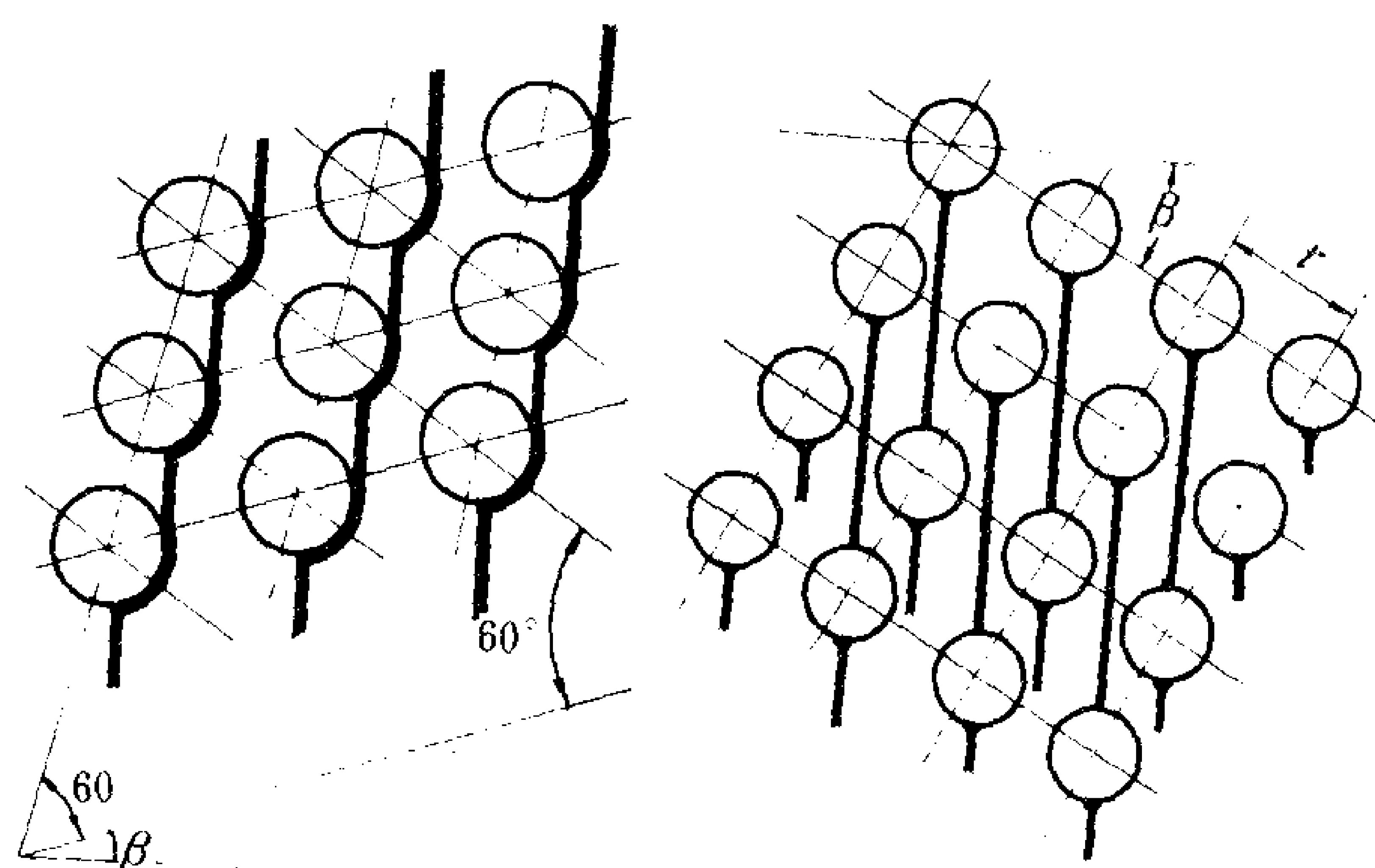


图5.3.3-24　管束安装角

$$\beta=30^\circ-\arcsin\left(\frac{d_o}{2t}\right)\text{ 度}\tag{5.3.3-45}$$

式中：d_0——管子外径，mm；

t——管子间距，mm。

当正方排列时，$\beta=26^\circ25'$。

3.1.6　管子与管板的连接

管子与管板的连接必须牢固，不泄漏，不产生大的应力和变形。其连接方式如图5.3.3-25所示，有胀接、焊接、灌锡或用螺纹套固定。

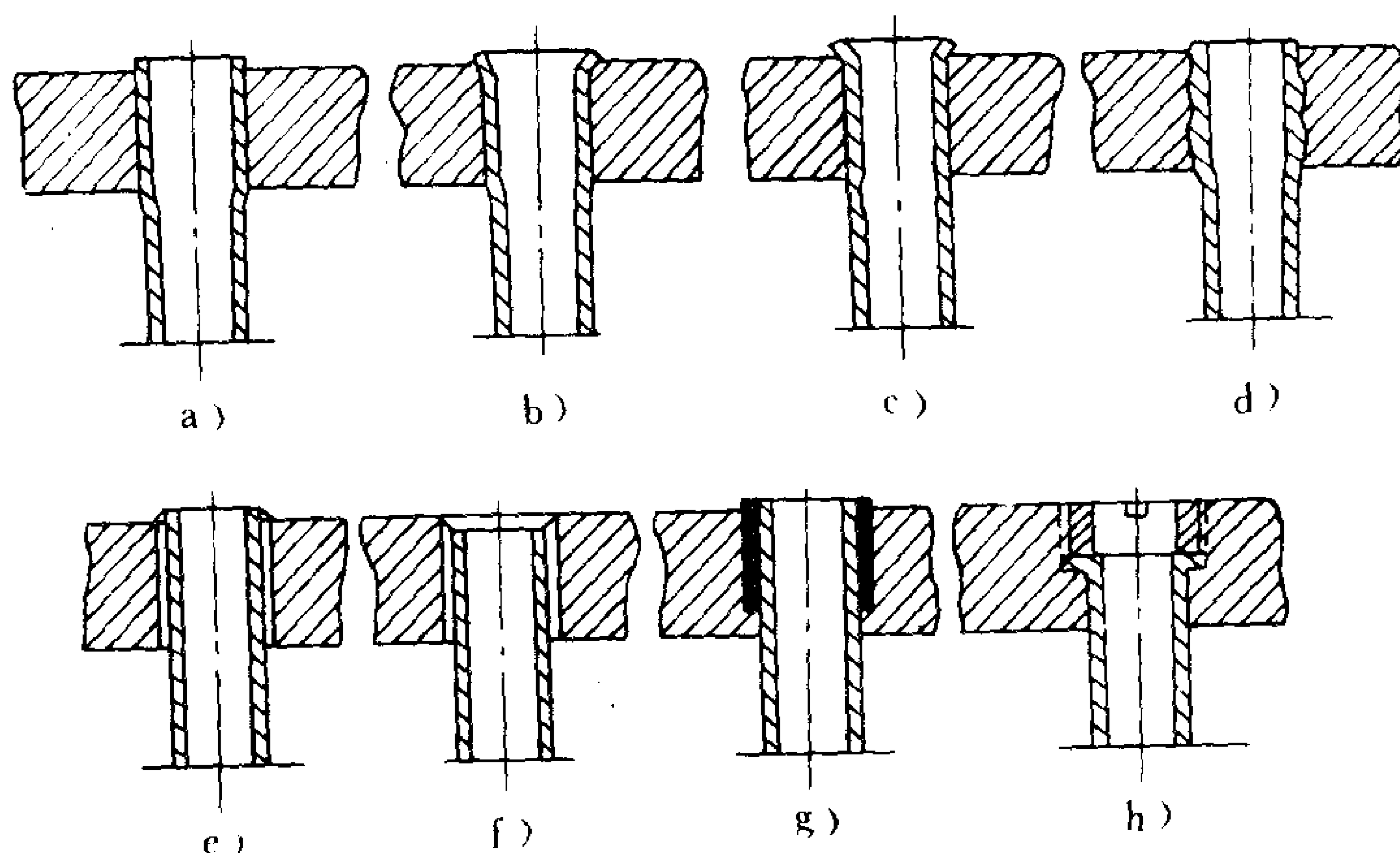


图5.3.3-25　管子与管板的连接方式

a）一般胀接；　b）卷边胀接；　c）双卷边胀接；　d）有槽胀接；

e）、f）焊接；　g）灌锡；　h）用螺纹套固定

连接方法主要根据制造劳动量和成本来选择。最常用的连接方式是胀接、焊接、胀接并焊接，以前在凝汽器中广泛采用的管端软填料密封现已不用。胀接只能用于工作压力低于4 MPa和温度低于300℃的情况（新发展的爆炸胀接不受此限）。对

于工作在高温、高压、易燃、易爆条件下的连接都采用焊接。应避免焊接时产生的残余热应力和管子与管孔间隙中发生的腐蚀。因此较少采用单独焊接，常用先胀后焊的连接方式。

根据试验，有槽胀接的连接强度比无槽时增高约9%；先胀后焊的连接强度比单焊时高约35%～40%，比胀管时高约50%～60%。

任何连接方式都不能完全避免使用时管子与管板连接的渗漏。通常单管板结构在胀接或焊接渗漏时，冷、热流体即发生混合。为排除在渗漏时两流体混合，采用如图5.3.3-26所示的双管板结构形式，将管子两端在内、外管板上胀接(有时胀接后再在外管板上焊接)。内外管板之间有3～5 mm的空间，并开槽孔。当管板密封损坏时，渗漏的液体可排至大气中，或用管子通至检查密封的专门操纵台。

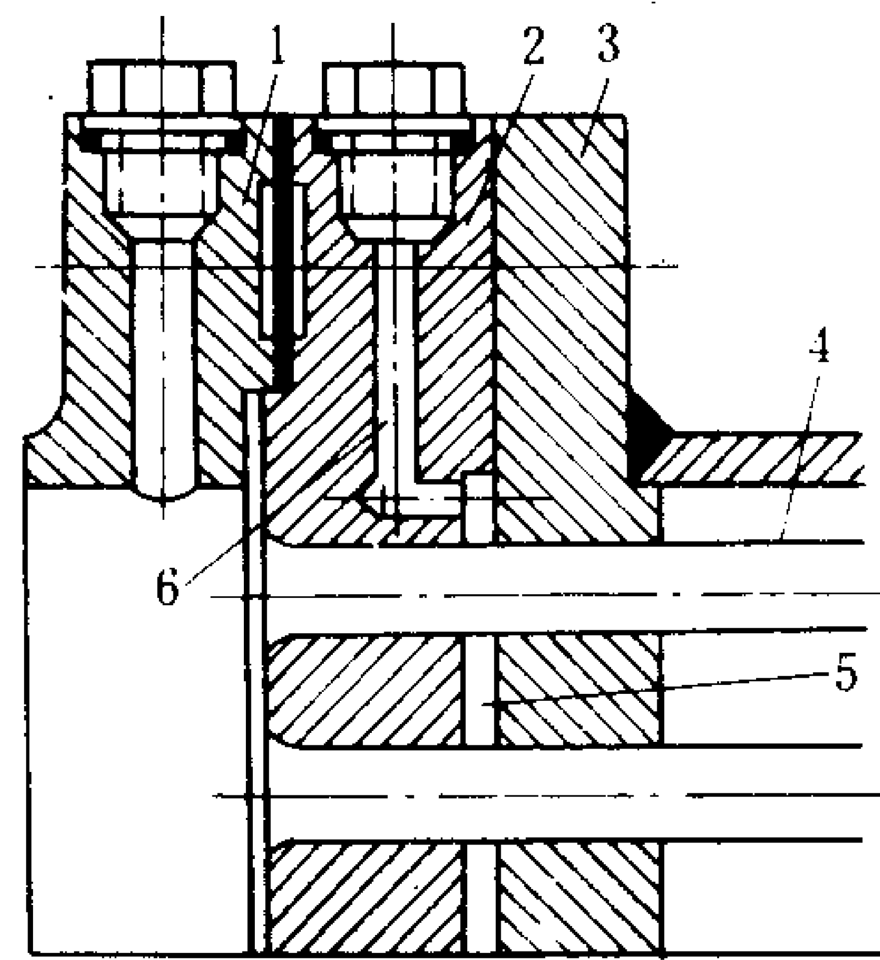


图5.3.3-26 双管板结构

1-盖板法兰； 2-外管板； 3-内管板；
4-换热管；5-间隙空间；6-排出槽孔

3.2 管束分程

当换热器传热面积较大，而管子又不能很长时，在管板上必须排列较多的管子。但为了不降低传热系数，保持流体在管内有一定的流速，就需将管束分程。但管程过多会产生管内流体的压降过大，使能耗太大。此外，分程隔板还要占去相当大的布管面积。因此船用换热器的管程一般都在6以下，其可能的分程法见表5.3.3-14。

表5.3.3-14 管 束 分 程 法

管程数		2	4（平行）	4（丁字形）	6
分程图	上(前)管板	2 / 1	4 / 3 / 2 / 1	3 4 / 2 1	6 / 4 5 / 3 2 / 1
	下(后)管板	2 / 1	4 / 3 / 2 / 1	3 4 / 2 1	6 / 4 5 / 3 2 / 1

各管程的管数应大致相等，分程隔板形状应简单，密封面长度尽量短，且管程间的温差最大应不超过28℃。也可采用径向分程，这时，管子最好为同心圆排列。

3.3 折流挡板

3.3.1 折流挡板的功用和种类

通常壳侧的通流面积比管程的通流面积大得很多，从增大壳侧流体的流速，使它的流向

与管束方向垂直，并减少短路和死角，以增加其传热系数。为此，需在壳体内设置折流挡板。折流挡板按其主要作用可分为：

1）支板：主要是支撑管子重量，可改善管子的受力情况，并可避免管子发生挠度和振动。

2）挡板：主要是改变壳侧流体的流向和增大流速，改善换热强度，例如流体在管束间作交叉流时，界膜换热系数值远高于套管环隙间平行流动时的值。挡板可纵向或横向布置。

此外，还有缓冲板，如装在凝汽器内蒸汽入口处，可防止蒸汽直接冲蚀管子表面。缓冲板除保护管表面外，还引导流体沿管束作均匀分布。

在壳体内最常用的挡板形式如图 5.3.3-27 所示：

1）圆环形挡板：由圆板和环板组成，如图 5.3.3-27 中a）所示，其缺点是环板背后易聚积不凝气体和污垢，因而较少采用。

2）弓形挡板：为船用换热器中最常用的形式，其弓形圆缺口位置可作水平、垂直或倾斜布置，如图 5.3.3-27 中b）所示。壳侧容许压降很小时，可作双弓形缺口与双弓形板交替布置。

3）纵向挡板：可使流体沿管子流动，根据挡板数目将壳侧分为几个壳程，并决定流体流速的大小，如图 5.3.3-27 中c）所示，图中为四壳程。

4）孔口形挡板：在圆挡板上开有比管子外径大 2-3 mm的管孔，挡板将壳内空间封闭，流体仅在管子与管孔之间的环形孔隙内通过；如果挡板数目多而密，则环隙中间的流体流速可保持较高，且发生旋涡，如图 5.3.3-27 中d）所示。

这些折流挡板通常由拉杆和定距管用螺纹固定在管板上，或直接焊在壳体或拉杆上。

3.3.2 折流挡板布置要点

1）挡板的布置应使流体能在所有管子表面扫过，而后达到出口；且应保证在介质的流动过程中能自放气。

2）在多壳程的换热器中，二相邻壳程间的少许泄漏是可接受的，但不希望在第一与最后壳程间出现渗漏（短路）。

3）如果是有相变的换热器，排除凝水是非常重要的，因为凝水会淹没管子，使换热效能减低，并引起高的热应力。

4）弓形挡板缺口的高度通常为壳内径的 20-25%。当缺口

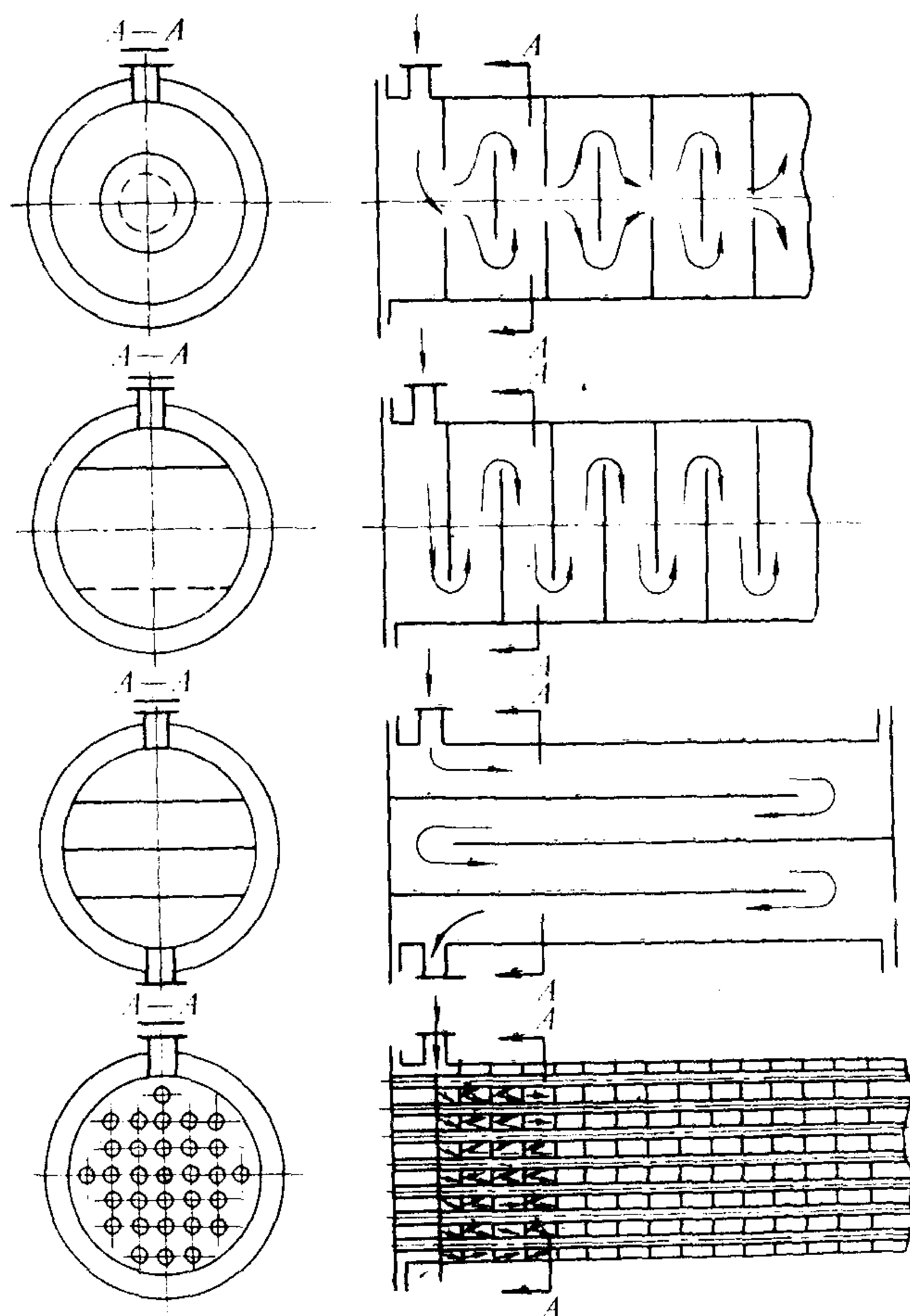


图 5.3.3-27 折流挡板形式

a）圆环形挡板； b）弓形挡板； c）纵向挡板； d）孔口形挡板

表 8.1.3—32　　**LW92 系列手柄、面板和开关型式**

手柄型式	面板外形	开关型式	正视及侧视图
5	方型	LW92—W 带自复机构的开关	
6			
7	方型	LW92 带定位及取出的手柄的开关	
8	方型	LW92—Z 带自复机构及定位的开关	

5）动触头型式见表 8.1.3—33。

表 8.1.3—33　　**LW92 系列动触头型式和用途**

用　途	符号	动触头型式	（原始地位）	符号	用　途
操作触头 LW92－Z用 LW92－W用		1型	7型		电流表转换用触头或信号触头（LW 92用）
操作触头 LW92－Z用		1a型	8型		电流表转换用触头（LW 92用）
操作触头 LW92－W用		2型	10型		带45°角自由行程的信号触头（LW92－Z用）
操作触头 LW92－Z用		4型	20型		带90°角自由行程的信号触头（LW92－Z用）
电压表转换开关触头 LW92用		5型	30型		带135°角自由行程的信号触头（LW92－Z用）
信号触头 LW92－Z 及其他开关用		6型	40型		带45°角自由行程的信号触头 （LW92－Z用） （LW92－W用）
		6a型	50型		

质如海水、淡水、滑油、燃油、蒸汽、凝水或空气等来选择零部件的材料。选择时应注意以下各点：

1）应有足够的强度，能保证良好的产品质量和使用时的安全可靠性。特别是高温时应注意材料的强度和塑性，因强度随温度的增高而大为降低，如铜和黄铜的许用应力在200℃时约降为120℃时的82%，而250℃时仅约68%，因而一般在超过250℃时不推荐采用。钢材在温度230℃开始有显著影响，也应降低其许用应力。此外，在选择管板时还应注意材料品质的影响，如铜（含黄铜）铸件的许用应力大约为锻件的67%。

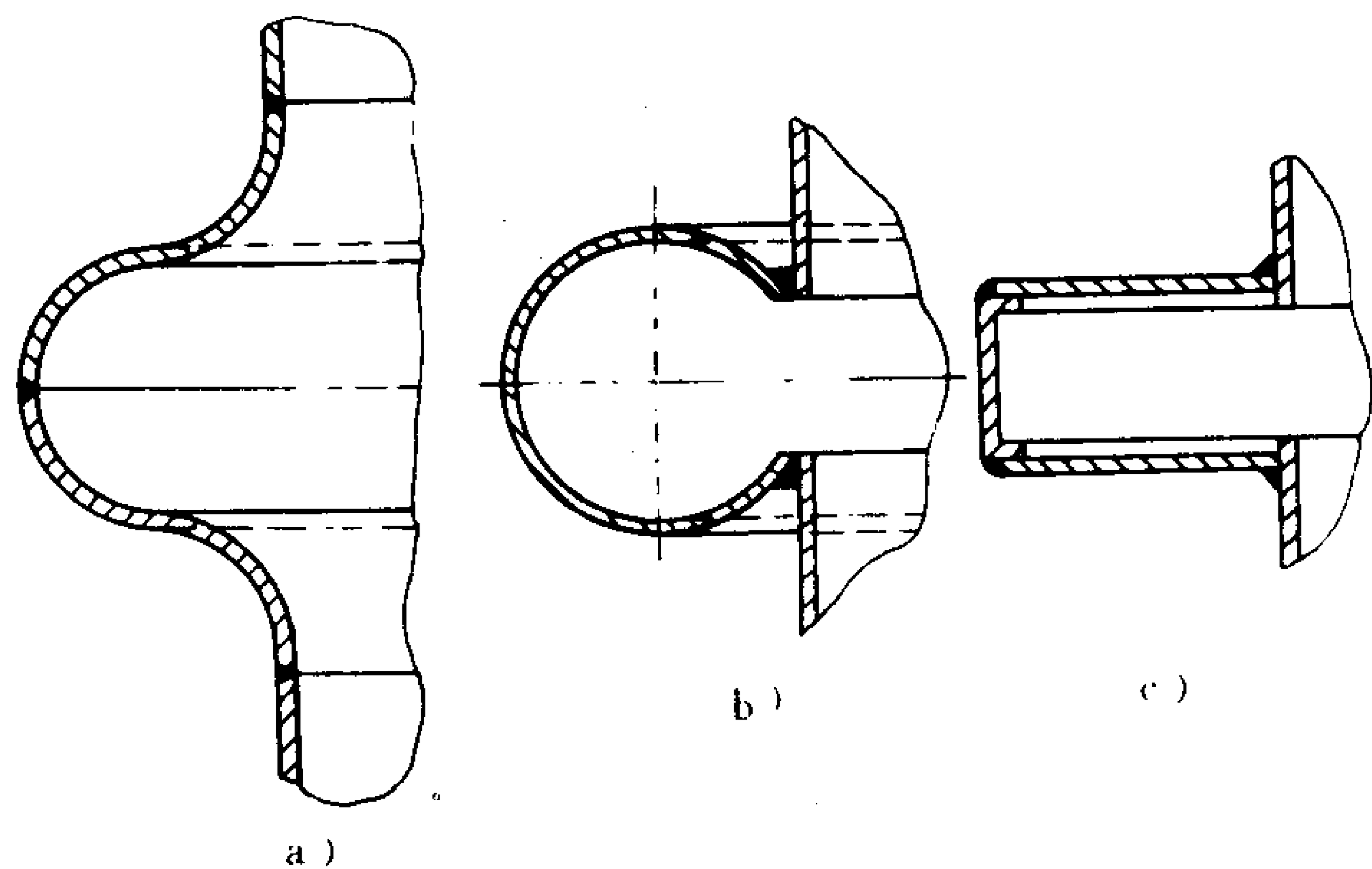


图5.3.3-28 膨胀节结构

a）波形膨胀节； b）圆管形膨胀节； c）梯形膨胀节

2）应有最合理的制造工艺和简便的制造方法。现在船用换热器普遍采用焊接的壳体、水室或封头，因而应选择焊接性能良好的钢板。

3）应有较低的制造成本。除了与海水直接接触的零部件可采用耐浸蚀的材料如铜合金或钛、铌等稀有金属外，其他均应采用普遍廉价的黑色金属。另外，如与海水接触的水室或封头，过去都用铸青铜，现在也已普遍采用表面涂有耐腐涂料或有合成橡胶衬里的钢材来代替。

4.2 船用换热器主要零部件的常用材料

1）传热管：采用普通光管或低翅片管。当用于海水和淡水时普遍采用耐腐蚀性和导热性好的铝黄铜，在高温时采用白铜管。船用换热器中最常用的传热管规格（外径×厚度）为16×1.5，16×1.25，16×1，19×1.5等，见表5.3.3-15。

表5.3.3-15 船用换热器最常用的传热管

换热器名称	传热管外径×厚度mm	材 料
燃油加热器 凝汽器	17×1.25 19×1.5，16×1.5 16×1.25，16×1	钢管 白铜（BFe 30-1-1，GB 8890-88） 铝黄铜（HAl 77-2，HAl 70-1.5，GB 8890-88）
淡水、滑油冷却器	10×1 16×1.25，16×1	白铜（BFe 30-1-1，GB 8890-88） 铝黄铜（HAl 77-2，HAl 70-1.5，GB 8890-88）
给水、滑油加热器	10×1，16×1.5 16×1.25，16×1	铝黄铜
空气加热器	10×1	铝黄铜
空气冷却器	10×1	白铜
日用水加热器（或热水柜）	16×1.5	紫铜（T 3）
燃油、滑油加热盘管	26×3	紫铜（T 3）

2）管板：当与海水接触时采用能耐腐的海军铜或锻黄铜（HSn 62-1，GB 2041—89）。当与其他介质如淡水、油等接触时，可采用Q 235-A钢板（GB 700—88）或不锈钢板 1Cr18Ni9Ti（GB 1220—84）。

3）壳体：现在几乎全部采用Q 235-A钢板或其他含碳量低于0.3%的钢板焊接而成。

4）封头、水室及其盖板：当压

8.5 微动开关

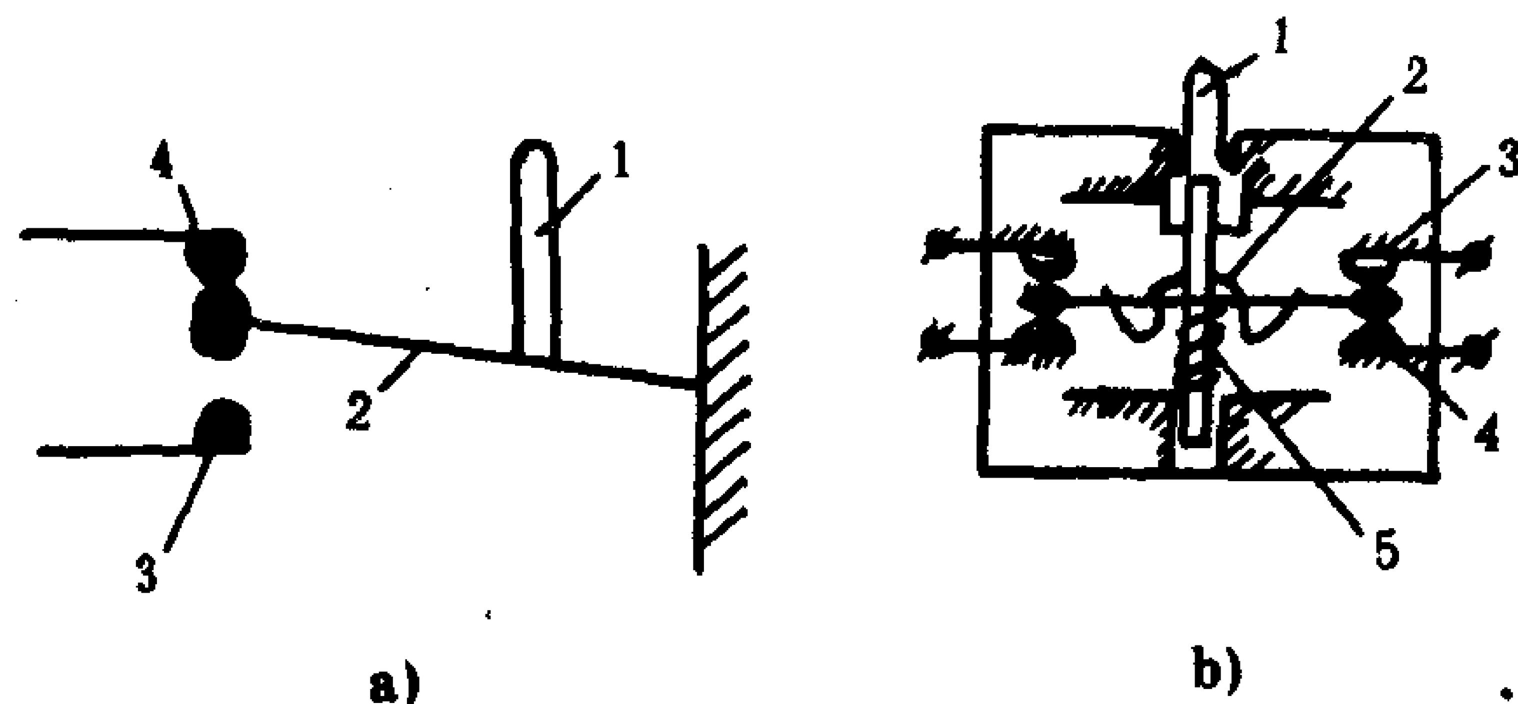


图 8.1.3—12 微动开关原理图
a)单断点;b)双断点;
1—推杆;2—片状弹簧;3—常开触头;
4—常闭触头;5—复位弹簧

行程和动作压力都很小的快速换接小型开关称为微动开关。一般作为小型行程开关或主令开关,也可用作其它继电器快动作触头。表 8.1.3—34 中介绍的 JLXW1—11、JW2 等型号即为微动开关,此外还有 LX5、LXW—11 等系列。

8.5.1 微动开关结构原理

如图 8.1.3—12 所示。它是由撞块压动推杆 1 使片状弹簧 2 变形,从而使触头动作。撞块离开推杆后,片状弹簧恢复原状,于是触头回到原来位置。

8.5.2 微动开关特点

1)外形尺寸小、重量轻。触头工作电压可达 380V 而工作电流为 3A;

2)推杆的动作行程小,LX5 为 0.3~0.7mm,LXW—11 为 1.2mm;

3)推杆的动作压力小,只需 5~7N 就能使其动作。

其缺点是经久耐用性差。

9 磁力起动器

供远距离起动电动机的成套电器。一般由线路接触器、加速接触器、继电器和按钮等组成。

按被控电动机类型分有:交流磁力起动器和直流磁力起动器;按被控电动机的转向分有:可逆式和不可逆式两种。交流磁力起动器一般为直接起动,而直流磁力起动器可分为按电流原则、电压(反电势)原则和时间原则等几种不同方法起动。

9.1 交流磁力起动器

9.1.1 交流磁力起动器简介(见表 8.1.3—35)

表 8.1.3—35 **交流磁力起动器简介**

序号	系列名称	主要规格	用途及说明
1	QC96	电压:127~380V 电流 13.5~135A	直接起动交流电动机,供一般舱室机械电动机自动起动、停止用
2	QC98	同上	可逆式、可用于吊艇机、盘车机、升降机等
3	QC10	电压:220~500V 电流 5~150A	同上,采用三相热继电器的兼有单相运行保护作用。

9.1.2 QC96 系列交流磁力起动器动作原理

QC96 系列原理图如图 8.1.3—13 所示。某动作原理如下:如图 a)所示,当闸刀开关 HK

所示，a）A为基准线至底座中心线的距离，容许偏差为±10 mm；H为底座支持面至基准面的高度距离，容许偏差为±2mm。b）B为沿壁支持面至连接件中心线的距离，容许偏差为±3 mm。底座支持面的校正用准确度为0.3～0.5 mm／m的水平仪进行。

5.2 试验

5.2.1 液压试验

所有换热器在隔热包扎前都须经过液压试验。液压试验在各不同的介质空间分别进行。强度试验时的试验压力通常为1.5 P_w（P_w为工作压力），密封性试验时则为1.25 P_w。换热器装在系统中可根据具体要求进行较高压力的液压试验。

当工作压力低于0.1 MPa时，强度试验压力应为0.2 MPa，密封性试验压力为0.125 MPa。在真空下工作的换热器，试验压力为0.125 MPa。

换热器的滑油或燃油空间，除用水试验外，还应该用相同介质作附加试验。如果在油加热器中，应将试验用的燃油加热到95℃，而滑油应为70℃。试验压力与用水试验时相同。

首先试验壳体内两管板间的空间，用水或其他工质（燃油、滑油等）充入试验空间，在5～10 min时间内逐步地升至试验压力，并保持这压力30 min，而后降至工作压力，并对换热器进行仔细的检查。如果壳体、管子和其他零件无裂缝和显著的目视残留变形，连接部件未发现渗漏，即可认为液压试验合格。

5.2.2 气密试验

某些换热器的壳体空间要作气密试验。当换热器的工作压力P_w＜0.7 MPa时，气密试验的压力应为P_w＋0.1 MPa；当P_w＞0.7 MPa时，试验压力为1.5 P_w，并至少高出0.2 MPa。

气密试验时间由所需的检查时间来确定，但不超过10 min。

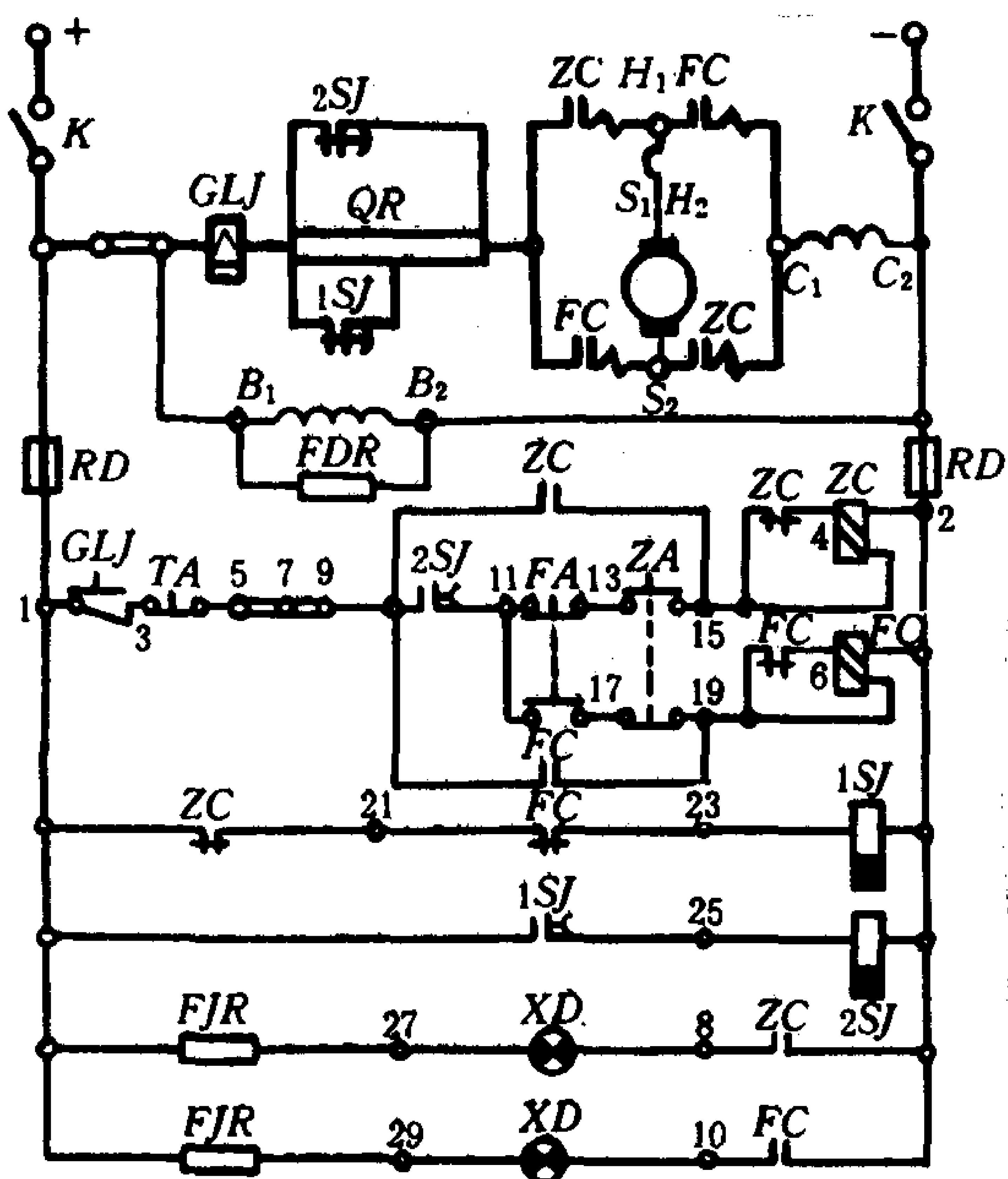
5.2.3 焊缝密性检查

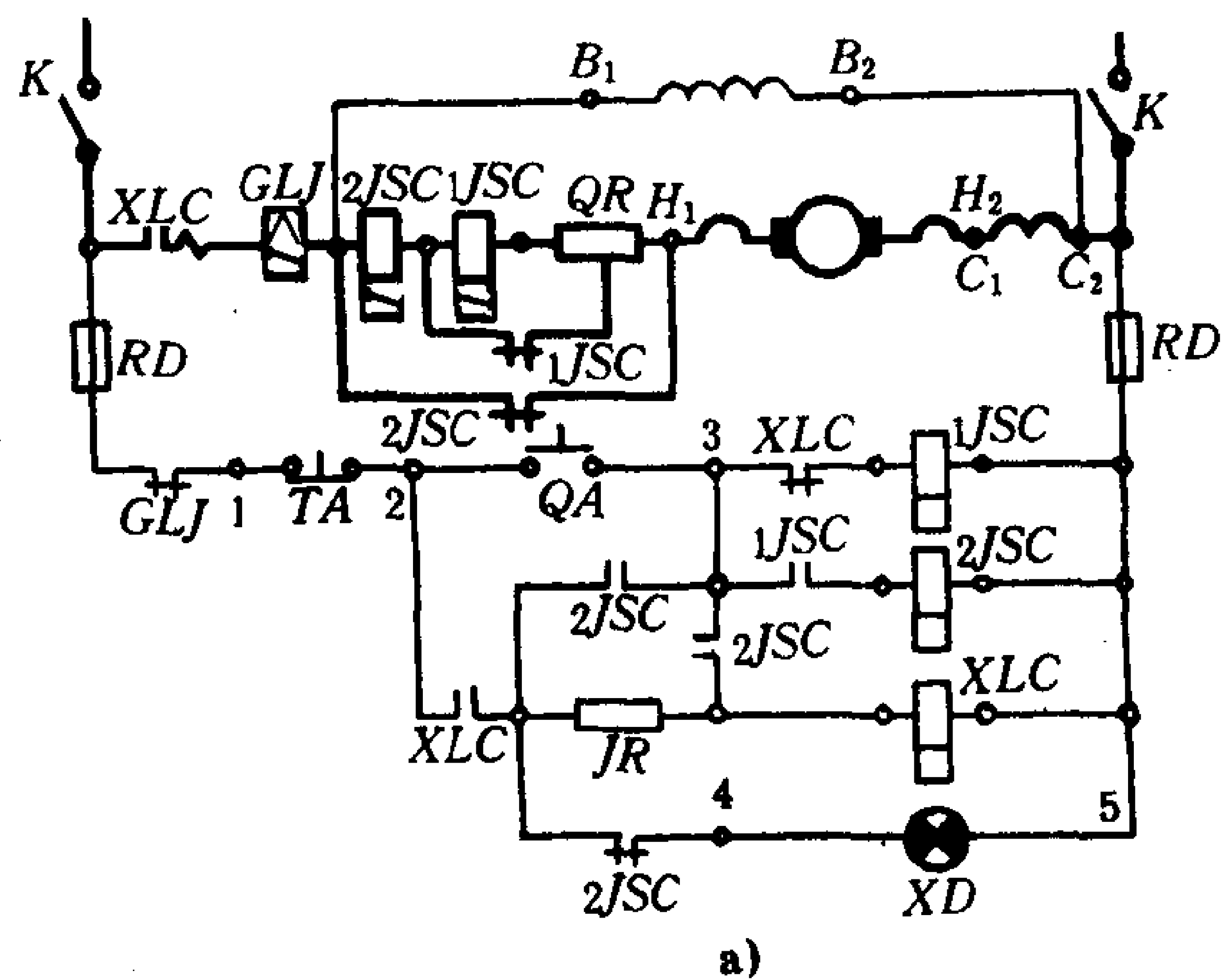
焊缝的密性可用白粉试验方法来检查。在焊缝的一面涂盖白粉水溶液、白粉漆或白瓷土，而后使白粉涂层干燥；在焊缝的另一面用煤油将它充分地润湿2～3次，当在白粉涂层上呈现污迹时，说明不密有渗漏，试验时间为30 min至1 h。

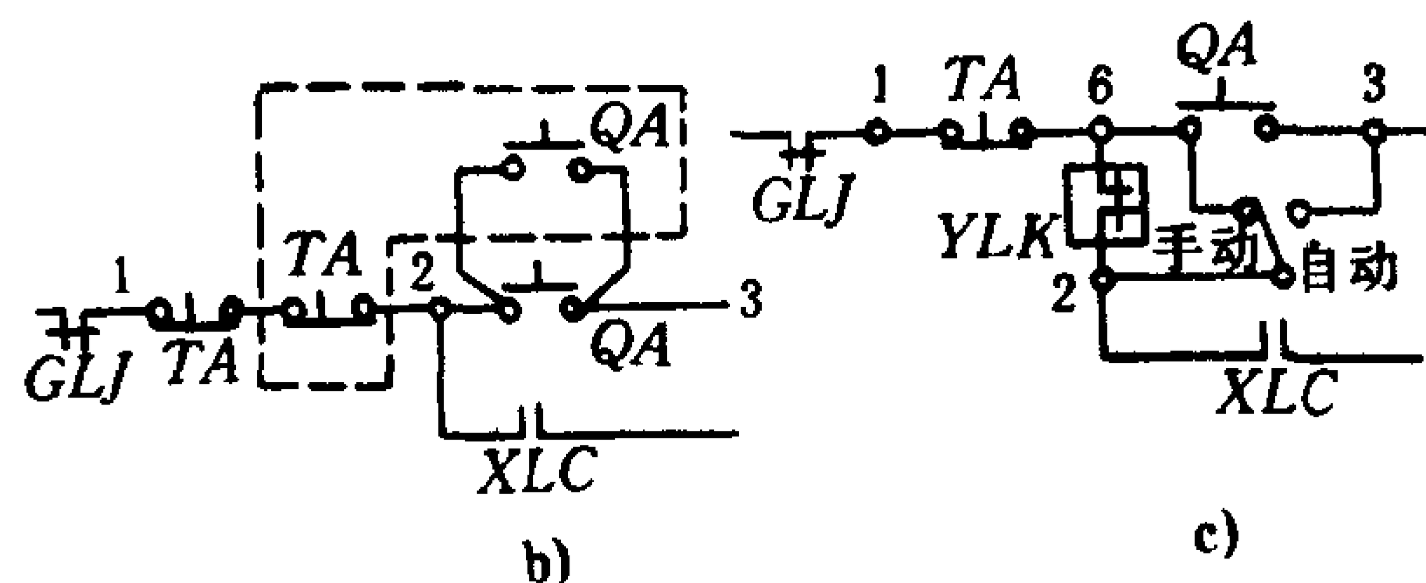
5.2.4 系泊试验

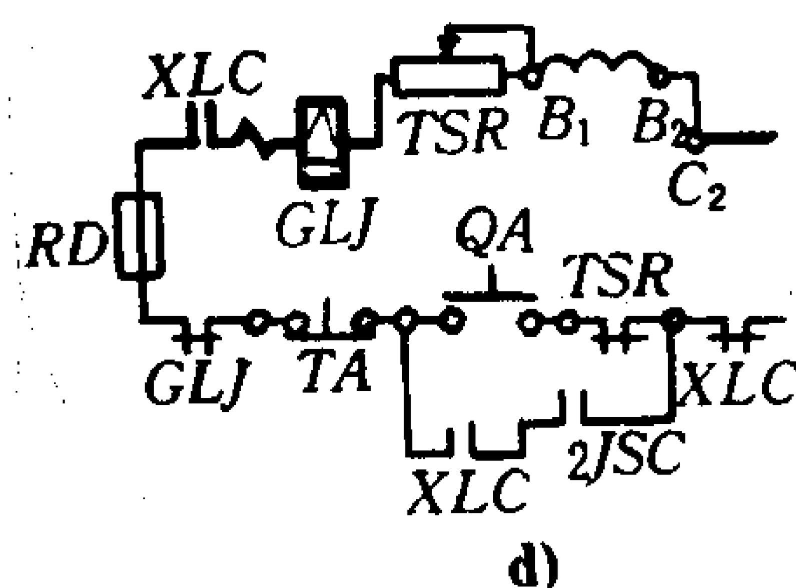
换热器在船上安装完毕后，对其连接法兰的密封性进行液压或气密试验。当系统压力升至工作压力后，检查确定是否渗漏。

对系统进行气密试验时，其渗漏可根据压降来判断。当压降超过许可值时，必须找出渗漏处。最简单的方法是在法兰连接处涂上肥皂液，如出现肥皂泡，即可断定其不密处。


图 8.1.3－14　QZH－1221 型原理图


a)


b)　c)


d)

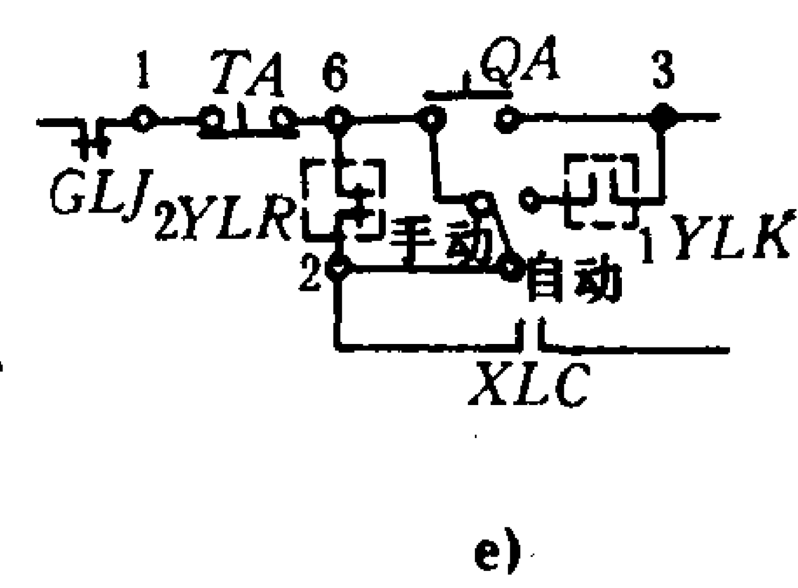

e)

图 8.1.3－15　ZQL1－40/2 型原理图

1)型号含义

QZH－□ □ □ □

- 第四位：1－手动有指示灯；2－自动有指示灯；3－手动无指示灯；4－自动无指示灯；5－手动有一指示灯
- 第三位：1－不可逆；2－可逆
- 第二位：起动级数分为 1、2、3、4 四级
- 第一位：容量等级分为 1、2、3、4、5 五级
- H：船用
- Z：直流
- Q：起动器

（2）当放气旋塞中出现蒸汽或水时，关闭放气旋塞。

（3）调节冷却水的进口阀或加热蒸汽凝水阀，以保持被冷却或被加热介质的一定温度。加热器正常的凝水液位应在玻璃水位表的 1/3 高度左右。

2）在使用期间应注意：

（1）监视控制测量仪表的读数，保持其温度和压力符合使用说明书中所规定的数值。

（2）参照控制测量仪表的读数，检查并核实连接部件有无渗漏。

（3）定期吹洗玻璃水位表，并将滑油、燃油、凝水取样，观察其中混合的杂质。

（4）在使用中，为使连接部件不产生渗漏，应注意避免：温度过高、骤冷或骤热；压力过高；振动而使连接螺栓松动；介质使垫片腐蚀或溶解。

3）在停止工作时应注意先关闭热介质进口阀，而后关排出阀。在冷却器中依次先关被冷却阀，而后关冷却水阀。在加热器中，先关蒸汽阀和凝水阀，而后关被加热介质阀。当较长时间停止使用时，应将内部残留介质放净，以防冻结或腐蚀。如有必要，最后用压缩空气进行吹净。

1.4 保养

1）定期检查传热管内、外表面的腐蚀、裂缝以及胀管的松脱和杂物阻塞状况，并对管束进行清理。

2）定期检查舷外海水侧的阴极防腐锌板，如防腐锌板剩留为原来大小的 1/2 以上时，可清理后装回原处；如蚀耗 2/3 以上或装紧部分已腐蚀（即不能紧密接触时），必须换新。防腐锌板应紧接地装好，使它与管板或盖板间的电阻值小于 50 $\mu\Omega$。

3）故障的处理，见表 5.3.4-1。

表 5.3.4-1　**换热器故障处理表**

故　障	可 能 原 因	处 理 办 法
换热器工作性能下降	1.传热面污化，如管内、外积垢	拆开端盖或检视孔盖，检查积垢情况，并清理或清洗
	2.管侧或壳侧积气	开启放气旋塞，排除空气
	3.使用情况与设计参数不同，如冷却水量不足等	检查压力和温度数值，阀件、滤网是否阻塞，清除海水侧积垢
	4.挡板与壳体或管子间的间隙由于腐蚀而增大	检查挡板腐蚀情况，必要时进行修理
冷却海水渗入滑油、淡水或凝水空间	冷却水管连接损坏	1.如冷却水管胀接松驰，用合适胀管器重胀 2.如少量冷却管破裂，可用管塞封闭；如数量较多，应换新
连接法兰泄漏	1.螺栓（或螺柱）松动	旋紧螺栓或螺柱
	2.密封垫圈损坏	更换垫圈
	3.管板腐蚀损坏	修补或更换管板

4）当船舶坞修时，不论时间长短，建议将换热器舷外水侧放净，用淡水清洗，保持干燥直至船舶重新航行为止。

1.5 维修

冷却管和管板发生浸蚀（冲击腐蚀）时，通常用下述方法修理。

冷却管的浸蚀状况如图5.3.4-1所示，图中a)为管子在管板伸出的管端浸蚀。如管端胀管的浸蚀深度小于0.5 mm，可在其上涂补合成树脂粘着剂，或在管端插入管套，即可修复使用。图中b)为浸蚀向胀管内部延伸，或管子厚度约剩0.5 mm以下；以及管子有裂缝时，可用封闭塞或木锥塞将管端封闭，或将管子换新。

当管板的浸蚀部分深度小于3 mm时，也可在合成树脂中配入金属粉末来涂补粘着。

在换热器修理后装到船上前，应该用淡水将它冲洗干净。

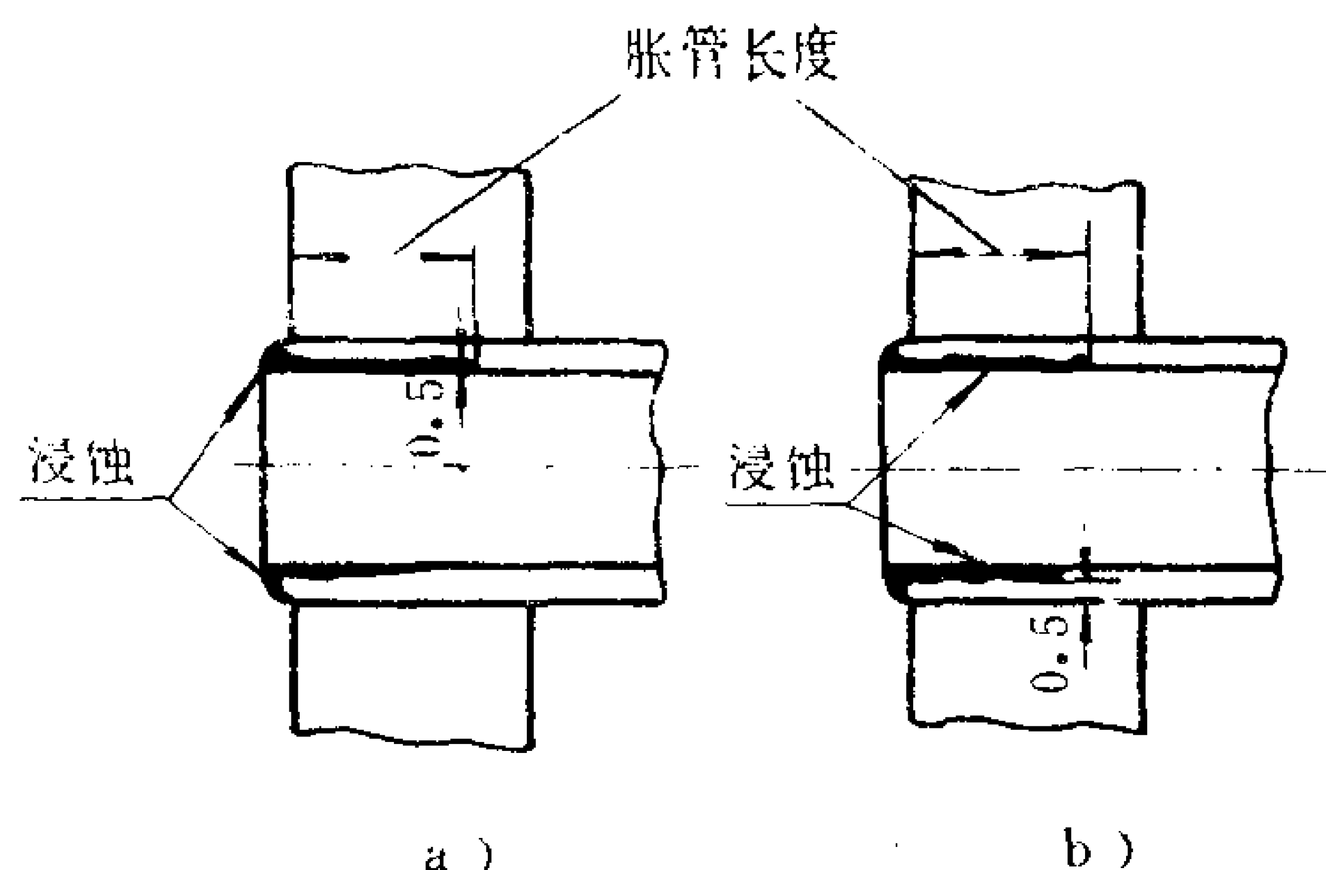


图5.3.4-1 冷却管的浸蚀状况

2 换热器的清理

采用简单、可靠的清理方法，可以简化换热器的管理工作。换热面污化或积垢会使换热强度大为降低，因污垢的导热系数约为纯铜的1／150。清理周期根据使用情况而定。当冷、热介质的流阻增加或温差增减超过许用值时，必须进行清理。在换热器使用中，为了减少换热面污化，可在介质中加入减污剂或采用超声波辐射振动。超声波可经常采用，减污剂却只能在介质进入系统前加入。换热器的清理可拆开或就地进行。常采用的清理方法如下。

2.1 机械清理

对于小型换热器，可将管束整个从壳体中拆出；较大型的可拆开水室、端盖或封头，而后疏通管子。如为直光管，管壁上的泥垢、水垢或增生物可用制造厂供应的专用工具如刮刀、拉刀、喷砂器或高压喷水器等清理。在清理时，应注意避免工具损伤管子。

经机械清理后，还必须用压缩空气或蒸汽吹洗干净。

对板式换热器，可依照制造厂说明书要求，拆下传热板用铜丝刷等工具进行机械清理，但必须小心不使开孔周围和槽道中的镀层损坏。在更换密封垫圈时，必须严格遵守制造厂说明书的规定。

2.2 热清洗

在油液换热器中，用蒸汽或热水进行热清洗，可将换热面的积垢膜冲淡使之脱落。

在清洗前必须用蒸汽进行脱落试验，以便选择清洗的蒸汽参数。如蒸汽参数选择不当，则油污挥发分馏，在换热面上可能剩留固态的沉积膜，反而难以清除。

用蒸汽吹洗管子时，应避免温度不均引起过度热胀，它可能成为胀管泄漏的原因。

2.3 化学清洗

化学清洗是最常用的方法，可用来清洗大部分的换热器。化学溶剂可溶解积垢并使它脱落。溶剂根据介质及其积垢成分选定，如苛性纳或5%盐酸溶液（1份工业用盐酸加2份水）。为了减少盐酸的有害作用，在溶液中加水胶，加入量为盐酸重量的5%。在注入前将溶液加热至70℃，注入换热器后再用0.3 MPa的蒸汽慢慢加热至煮沸，煮沸时间视污垢情况选定。当放净溶液后，须用清水冲洗干净。

对清洗有机液、矿物油或化学燃料用的换热器，可用煤油、汽油、四氯化碳或三氯乙烯等溶剂。当采用后二种溶剂时，必须严格注意安全和通风，因为它们有毒。用四氯化碳溶液清洗时，将它注入换热器并浸泡15～20 min，然后排液并观察溶液颜色，需重复清洗直至排出溶液颜色与洁净液相仿为止，然后用清水冲洗干净。

2.4 超声波清理

通常采用磁致伸缩的辐射器，作为超声波振动源。在超声波的作用下，污垢就会从换热面上脱落。

参考文献

〔1〕朱聘冠：换热器原理及计算，清华大学出版社，1987

〔2〕徐中权译：换热器设计手册，烃加工出版社，1987

〔3〕兰州石油机械研究所主编：换热器，烃加工出版社，1986

〔4〕A.C.Цыганков Расчеты судовых теплообменных аппаратов (справочное пособие), Судпромгиз,1956, Ленинград

〔5〕П.А.Копачинский, В.П.Тараскин. Судовые охладители и подогреватели жидкостей, Издательство "Судостроение", 1968, Ленинград

〔6〕В.А.Андреев. Судовые теплообменные аппараты(по зарубежным источникам), Издательство"Судостроение", 1968, Ленинград

〔7〕张祉祐，石秉三：制冷及低温技术（中），机械工业出版社，1981

〔8〕付尚信，郎逵译：高效热交换器数据手册，机械工业出版社，1987

〔9〕В.А.Григорьев等Краткий справочник по теплообменным аппаратам, Госэнегоиздат, 1962, Ленинград

〔10〕С.Ф Блев. Компактные теплообменные аппараты, Издательство "Судостроение", 1965, Ленинград

〔11〕W.R. Apblett. 2 nd Symposium on shell and Tube Heat Exchangers, American Society for metals, 1982

〔12〕F.I.Mech等 Marine Auxiliary Machinery（俄译本），Издательство "Судостроение", 1978, Ленинград

〔13〕石岛清一郎：船用機械工学（第二分册），海文堂

〔14〕柯永久：船用凝汽器，人民交通出版社，1957

〔15〕Г.Ю.Ялейв. Слесарь-монтажник судовых паровых котлов и теплообменных аппаратов, Издательство"Судостроение",1975,Ленчнград

〔16〕黄石柱：新编船舶辅机，科学图书大库徐氏基金会，1986

〔17〕М.К.Овсянников等Судовые дезельные установки/справочник, Издателство "Судостроение", 1986, Ленинград

〔18〕Technical Data for Sulzer RTA Marine diesel engine, Sulzer Co. 1984

〔19〕JIS-B 8249-78 多管圆筒形热交换器，日本规格协会

〔20〕Seward Marine Engineering, vol.II Principles and Auxiliaries

第4篇　海水淡化装置

常用符号

c——流速，m/s
　　海水的比热，kJ/kg · k
D——造水量，kg/h
d——水滴直径，m
F——传热面积，m^2
G——加热蒸汽或水的流量，kg/h
g——重力加速度，m/s^2
H——水的硬度，me/L
h——高度，m
h_1——给水的比焓，kJ/kg
h_2——盐水的比焓，kJ/kg
h_3——二次汽的比焓，kJ/kg
h_4——二次汽凝水的比焓，kJ/kg
h_5、h'_5——加热介质进出蒸发器的比焓，kJ/kg
K——传热系数，$W/m^2 \cdot k$
Q——传热量，kJ/h(W)
Q_3——蒸发器中的热损失，kJ/h(W)
ΔQ——蒸发器的散热损失，kJ/h
R——产水比，%
S——水的总含盐量，mg/L
S_c——连续排盐时的盐水浓度（含盐量），mg/L
S_0——海水的浓度(含盐量)，mg/L
S_p——盐水的平均含盐量，mg/L
S_{max}——允许的最大盐水浓度，mg/L
V_1——蒸发器内海水的额定容积，m^3
V_2——单位时间内海水的蒸发体积，m^3/h
W——冷却水流量，kg/h
t_1、t_2——冷却水进、出冷凝器时的温度，℃
t_3——生成二次汽的温度，℃
t_2——加热用饱和蒸汽的温度，℃
Δt——温差，℃
τ_{max}——间断排盐的时间间隔，h
α——换(放)热系数，$W/m^2 \cdot K$
σ——厚度，m
ε——排盐系数
ε_1——连续排盐时的排盐系数
ε_2——间断排盐时的排盐系数
λ——导热系数，W/（m · k）
ρ——密度，kg/m^3
ρ_1——盐水的密度，kg/m^3
ρ_2——二次汽的密度，kg/m^3
μ——给水倍率
ζ——海水浓缩率
π——渗透压，Pa
Cl^-——氯离子含量，mg/L

第 1 章　综　　述

1　船舶对淡水的需求

船舶在营运过程中，每天都需要消耗大量的淡水，以满足动力装置、船员和旅客等的需要。

1.1　对淡水质量和数量的要求

淡水，一般是指含盐量在 1000 mg/L以下的水。在船上，根据使用场合的不同，对淡水数量和质量的要求也不相同，见表 5.4.1-1。

表 5.4.1-1　　**船用淡水的质量和数量**

用　　途	质		量	数　　量
	S① mg/L	Cl^-② mg/L	H③ mge/L	
动力装置用水				
柴油机	冷却用水			0.2～0.3 (kg/kW · d)
汽轮机	取决于锅炉用水			0.5～1.4 (kg/kW · d)
蒸汽机	取决于锅炉用水			4～8 (kg/kW · d)
锅炉水				
火管式辅助锅炉	<150	<60	<0.7	蒸发量的 1～5%
水管式辅助锅炉	$<30～60$	<30	<0.5	蒸发量的 1～5%
中、高压锅炉	$<5～20$	$<1～10$	$<0.01～0.05$	蒸发量的 1～3%
饮用水	需符合国家卫生标准			150～250 L/24 h · 人
洗濯水		<200	<7	
蓄电池和医疗用水	水质要求高，用量少，由岸埠供应			

① S——总含盐量，即 1 L水中总固溶物的mg数，mg/L；
② Cl^-——氯离子浓度，即 1 L水中氯离子的mg数，mgCl^-/L；
③ H——硬度，即 1 L水中钙镁离子mg当量数，mge/L。

1.2　造水的必要性

船舶所需的淡水，固然可从出发港用水舱携带，但这样做必然要占据一定舱容，影响营运吨位，而且一旦航行情况发生变化，所带的淡水不仅在数量上而且在质量上，往往很难满足需要，尤其是在航线较长的远洋船和吨位有限、作业时间较长的某些渔船和工程船舶上，贮水的机动性就显得十分必要。利用船舶自身的能力来制造淡水，就可以随时获得新鲜、合格、充足的淡水，往往可以带来性能上和经济上的双重效益。

现代远洋船舶所装设的海水淡化装置的容量，视主机（内燃机）功率而定。一般每 7500 kW左右约可装设容量为 20～25 t/d的淡化装置 1 台，足以供应动力装置和 50 名左右船员的生活用水。

2　海水淡化的方法

2.1　海水的成分

海水是一种溶有 80 多种盐类的水溶液，其中含量超过 1 mg/L的有 11 种（见表 5.4.1-2），称为海水的主要组份，约占海水总含盐量的 99.58%。

表 5.4.1-2　　海水中的主要化学组份

元　素	Cl	Na	Mg	S	Ca	K	Br	Sr	B	Si	F
存在形式	Cl^-	Na^+	Mg^{++}	SO_4^{--}	Ca^{+}	K^+	Br^-	Sr^{++}	$B(OH)_3$	$Si(OH)_3$	F^-
含　量 mg/L	19000	10500	1350	885	400	380	65	8.0	4.6	3.0	1.3

海水的成分与所在海区的地质、周围河流、降雨量和蒸发量乃至风浪等有关。有关海区海水的密度和平均含盐量见表 5.4.1-3。

表 5.4.1-3　　各海区海水的密度和含盐量

海　　　区	密　　度　kg/m³	平均含盐量　g/L
北冰洋	1024～1025	35
大西洋	1025～1027	35～37.9
太平洋	1025～1032	34～36.9
印度洋	1025～1032	32～37.5
白海　狭口		33
中部	1019～1021	25～26
德文斯克湾		10
波罗的海　波的尼亚湾		2～5
芬兰湾	1000～1006	2～4.5
苏尔隆里和阿维南马岛沿岸	1010～1016	6～6.7
贝尔特海峡	1010～1016	10～22
黑海　西北部	1015～1018	17
中部及南部	1015～1018	18.5
[illegible]海		10～15
马尔马拉海　博斯普鲁斯海峡		20～21
达达尼尔海峡		24～25
亚速海		9.3～12
地中海		<41
红海		<41
日本海		34
北　海		34

不同海区中海水的含盐量虽然不同，但主要盐类所占的比例却基本不变。其具体数据见表 5.4.1-4，其中以氯盐的含量最多，氯离子约占 55%。

表 5.4.1-4　　各主要盐类在海水中的含量

盐　　类	$NaCl$	$MgCl_2$	$MgSO_4$	$CaSO_4$	K_2SO_4	$CaCO_3$	$MgBr_2$	总计
含　量　(g/kg)	27.2	3.8	1.7	1.2	0.9	0.1	0.1	35
占总含盐量的比例（%）	77.7	10.9	4.8	3.4	2.6	0.3	0.3	100

海水含盐量的表示方法较多，表 5.4.1-5 列出含盐量的各种计量单位及其换算关系。

表 5.4.1-5　　含盐量的表示方法和计量单位换算

单　　位	g/L	mg/L	ppm	%	gpg	gpg(imp)	10^3grain/ft³
克/升　(g/L)	1	1000	1000	0.1	58.4	70	0.436
毫克/升（mg/L）	0.001	1	1	10^{-4}	0.0584	0.07	0.004
1/1000000（ppm）	0.001	1	1	10^{-4}	0.0584	0.07	0.004
1/100　（%）	10	10^4	10^4	1	584	700	43
格令/（美）加仑（gpg）	0.0171	17.1	17.1	17.1×10^{-4}	1	1.2	0.0075
格令/（英）加仑（gpg·imp）	0.0143	14.3	14.3	14.3×10^{-4}	0.833	1	0.0062
千格令/（英尺³）（10^3grain/ft³）	2.294	2294	2294	0.2294	134.0	161.0	1

在海水中还溶有多种气体，其中含量最多的为二氧化碳、氮和氧，并随水温而变化，如图 5.4.1-1 所示。其中的二氧化碳除少量呈游离状态外，其余则以碳酸根和碳酸氢根的离子形式存在，而且与海水的pH值有密切关系。海水的pH值一般约在 7.5～8.4 之间。二氧化碳含量较高的海水，pH值较低。

此外，在海水中还有不同数量的有机和无机悬浮物，在港口附近还可能有病菌。

海水中的气体、盐类、杂质以及海水的pH值，对其预处理方法和淡化过程中的结垢、腐蚀等都有很大的关系。

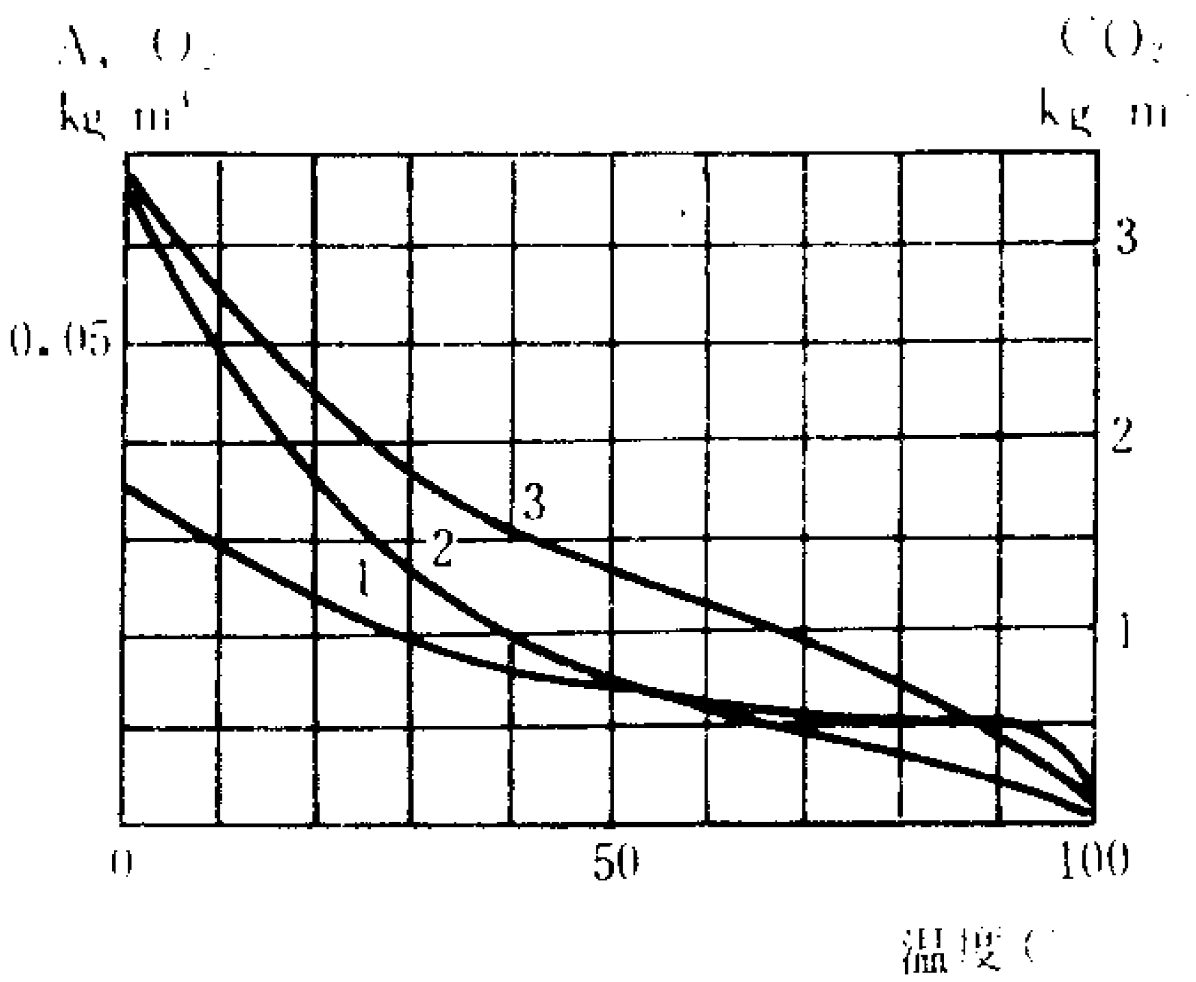


图 5.4.1-1　气体在不同温度下的溶解度

1-空气（A）；2-CO_2；3-O_2

2.2　海水淡化的主要方法

海水淡化的目的，就在于去除各种盐类和有害杂质。淡化的主要方法见表 5.4.1-6。

表 5.4.1-6　　海水淡化的主要方法

方法	简图	原理	特点	应用情况
蒸馏法	蒸发式 蒸发式　蒸汽　海水　加热　给水　凝水　排盐 1-蒸发器；2-冷凝器	根据溶液（海水）生成蒸汽时，汽中重组分含量很低的原理，将海水加热蒸发成蒸汽，再引入冷凝器中冷凝，而获得淡水	可直接利用热水或废汽加热，也可用机械能压缩蒸汽加热，还可用太阳能加热。海水浓度不受限制。一次即可获得含盐量为 5～10 mg/L甚至低于 1 mg/L的淡水，可利用低温废热，工作稳定。但耗能较多，加热面有结垢和腐蚀问题	适用于各种规模，是目前船舶主要的淡化方法
	闪发式 1-加热器；2-闪发室；3-冷凝器；4-抽气器；5-海水泵；6-凝水泵；7-盐水泵	将热海水减压喷入蒸发器(闪发室)，使之过热而引起部分海水的突然急剧蒸发，生成蒸汽，然后引入冷凝器冷凝成水		

续上表

方法	简图	原理	特点	应用情况
电渗析法	电渗析法 淡水 盐水 海水 Na⁺ Cl⁻ A-阴离子交换膜 C-阳离子交换膜	利用阴、阳离子渗透膜（离子交换膜）相间排列，组成若干相互独立的小室（淡室和浓室），使过流海水中的离子在直流电场作用下向电极迁移，利用膜的选择透过性分别将水中阴、阳离子阻留在浓室中，使淡室出水的离子浓度逐步降低而最后获得淡水	利用电能从海水中除去盐分，液体无相变，耗能比蒸馏法少。常温下将海水淡化为饮用水的耗电量约 15～25 kW·h/m³，并随海水温度的升高而降低，随浓度的增加而升高，但不能除去非离子性杂质。给水需预处理，管理较复杂	适用于苦咸水淡化，在海水淡化方面，目前已有相当的发展，但仅在那些无适当热源的船舶上有所采用
反渗透法	高压海水 浓海水 半透膜 淡水	将海水压力加大到渗透压以上，并使它通过半透膜，利用反渗透原理使海水中的溶剂（淡水）反渗透而得到淡化	耗用机械能。液体无相变，耗能少。常温下对设备的腐蚀和结垢轻。能分离机械杂质，设备简单，但操作压力高，寿命受半透膜限制	适用于海水和苦咸水淡化，成本较低，在无废热可用的场合已开始与蒸馏法竞争并开始在船上应用
结晶法	冷冻法 蒸汽 海水 淡水 盐水 淤浆 1-冷冻室；2-压缩机；3-洗涤分离器；4-融化室；5-热交换器	将海水降温至冰点，析出不含盐的冰晶，取冰融化，即得淡水。也可将预冷的海水喷入真空冷冻室内，使部分海水汽化吸热，降低海水温度而析出冰晶，经分离、洗涤、融化而得淡水	能耗比蒸馏法低。操作温度低，不结垢，腐蚀轻，但操作技术要求高。冰晶洗涤困难，且需耗用部分淡水	还处于中间试验阶段
	水合物法 压缩机 淤浆 育晶槽 分离洗涤 水合物 分解器 水合剂 热交换器 海水 盐水 淡水	利用某些一般难溶于水的气体与水混合时，能与水形成多分子水合晶体的特性来淡化海水。将预冷的海水与水合剂（如丙烷）在育晶槽中混合，在一定温度和压力下形成不含盐的水合物，经分离、洗涤、分解而得淡水	类似于冷冻法，但结晶粒子小，分离、洗涤困难，淡水质量也较差	处于试验研究阶段

第2章 蒸馏式海水淡化装置的工作

1 工作原理

蒸馏式淡化装置的工作是建立在水的蒸发和蒸汽冷凝的理论之上，其主要设备是各种热交换器。

随着具体换热过程的不同，各种蒸馏式淡化装置的工作亦有所差异。

图5.4.2-1所示为一单级蒸馏式淡化装置的工作原理。它以蒸汽（或热水）作为热源，主要设备有蒸发器5、冷凝器6、海水泵8和淡水泵7等。

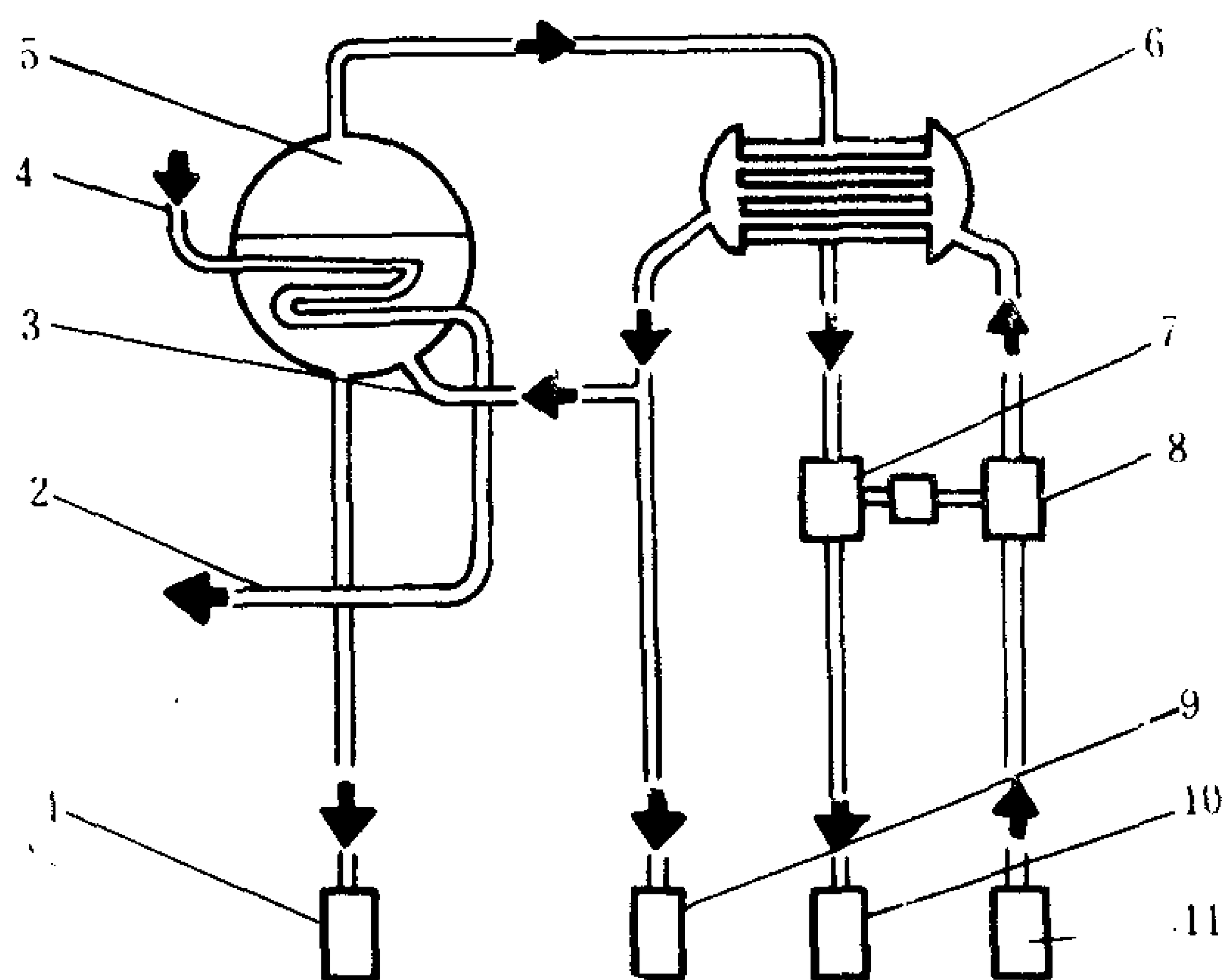


图5.4.2-1 单级蒸发式淡化装置原理

1-盐水排出口；2-加热蒸汽凝水管；3-补给水管；4-加热蒸汽管；5-蒸发器；6-冷凝器；7-淡水泵；8-海水泵；9-海水出口；10-淡水柜；11-海水吸入口

加热介质（热水、乏汽、抽汽或1MPa以下的新汽）从管4引入，在加热管束中把热量传给海水，然后经管2返回。

蒸发器中的海水因被加热而蒸发成蒸汽（常称为二次蒸汽），它被引入冷凝器6凝结为淡水并由淡水泵7抽出。

冷却二次蒸汽所用的海水，由海水泵8提供，在流经冷凝器后即排向舷外。为了补充被蒸发的海水，从提高装置的工作经济性出发，常从管3引出部分海水作为蒸发器的补给水。

随着淡水的不断蒸发，蒸发器中海水的含盐量就逐渐增大，最后将达到不适于继续工作的地步，因而就需经排盐阀向排出口1排出盐水。排盐方式可以是连续式或间断式。像这种只有一个蒸发器和冷凝器的装置就称为单级装置。

把2个或2个以上的单级装置串联起来进行工作，就成为多效（级）淡化装置。一般船用蒸发式淡化装置很少超出2级。

为使装置正常工作，保证所需的造水质量和数量，必须供给足够的热量和冷却水，并保持合理的加热温差。供入蒸发器的热量Q按下式计算：

$$Q=D(h_3-h_1)+\varepsilon D(h_2-h_1)+\Delta Q \quad \text{kJ/h} \qquad (5.4.2-1)$$

冷凝蒸汽所需的冷却水量W_c为

$$W_c=D(h_3-h_4)/c(t_2-t_1) \quad \text{kg/h} \qquad (5.4.2-2)$$

排盐系数ε取决于排盐方式，当连续排盐时：

$$\varepsilon_1=\frac{S_0}{S_c-S_0} \qquad (5.4.2-3)$$

而当间断排盐时:

$$\varepsilon_2=\frac{S_o}{S_{max}-S_o}$$

(5.4.2-4)

间断排盐时的时间间隔为

$$\tau_{max}=\frac{V_1}{\varepsilon_2 \cdot V_2} \quad h$$

(5.4.2-5)

ε_1常大于ε_2，亦即连续排盐的热量损失较多，所以采用间断排盐比较经济。在不同的盐水平均浓度S_m下，ε与S_o间的关系见图5.4.2-2。

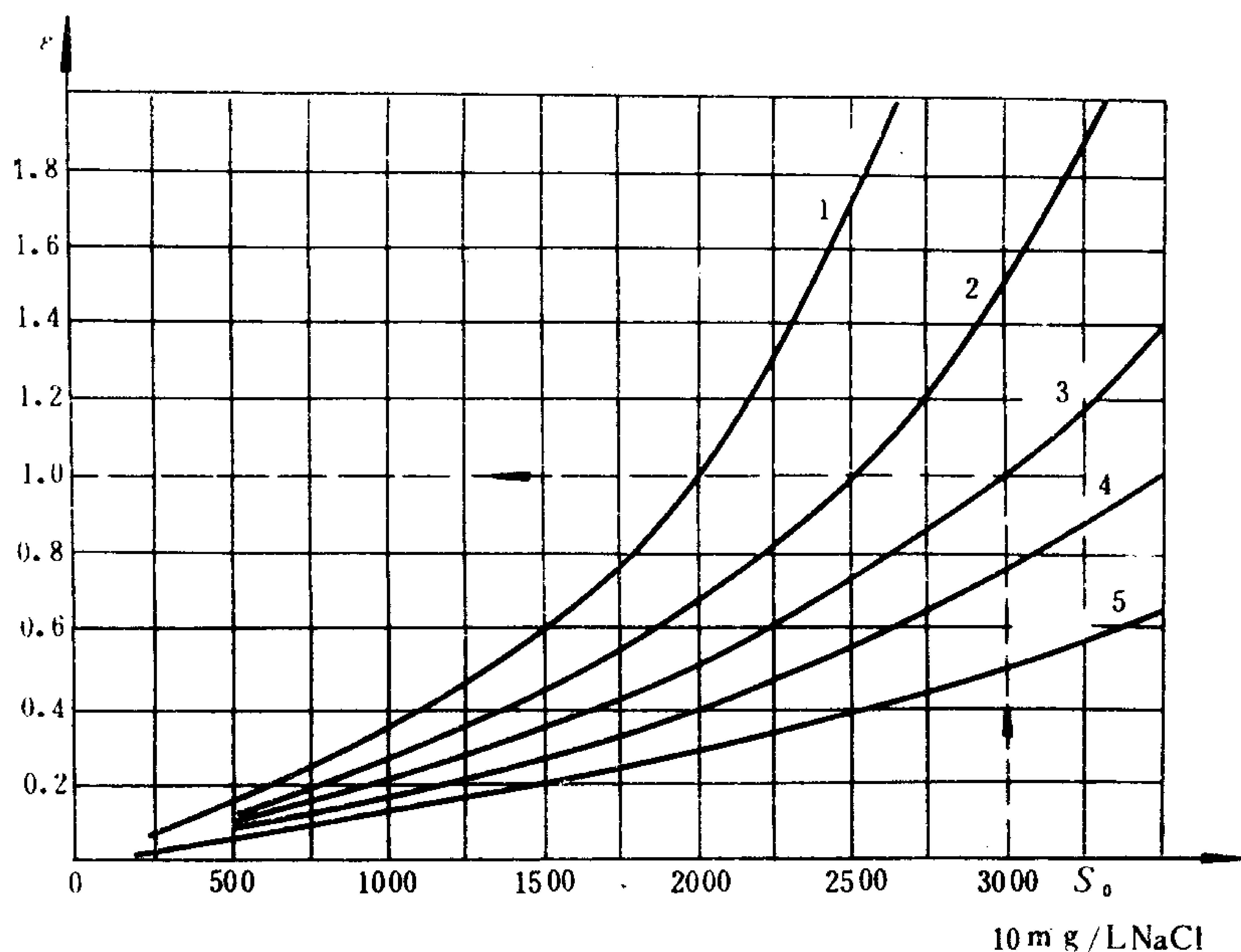


图5.4.2-2 ε与S_o间的关系

1-S_m=4000; 2-S_m=5000; 3-S_m=6000; 4-S_m=7000; 5-S_m=9000

蒸发器中的传热温差为

$$\Delta t=Q/KF \quad ℃$$

(5.4.2-6)

式中：Q——传热量，W；

K——传热系数，$W/m^2 \cdot k$；

F——传热面积，m^2。

有效传热温差Δt将比两换热工质间的温差为低，通常为

$$\Delta t=(0.9-0.95)(t_s-t_3) \quad ℃ \quad (5.4.2-7)$$

式中：t_s——加热用饱和蒸汽的温度，℃；

t_3——生成二次汽的温度，℃。

传热系数K可按下式确定：

$$K=\left[\frac{1}{\alpha_1}+\sum\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}\right]^{-1} \quad W/(m^2 \cdot K)$$

(5.4.2-8)

式中：α_1、α_2——工质对管子内外壁面的换热系数，$W/(m^2 \cdot K)$；

δ——管壁，水垢等的厚度，m；

λ——管壁、水垢等的导热系数，$W/(m \cdot K)$。

对于用蒸汽加热的清洁加热管束，K值与温差Δt的关系如图5.4.2-3所示。

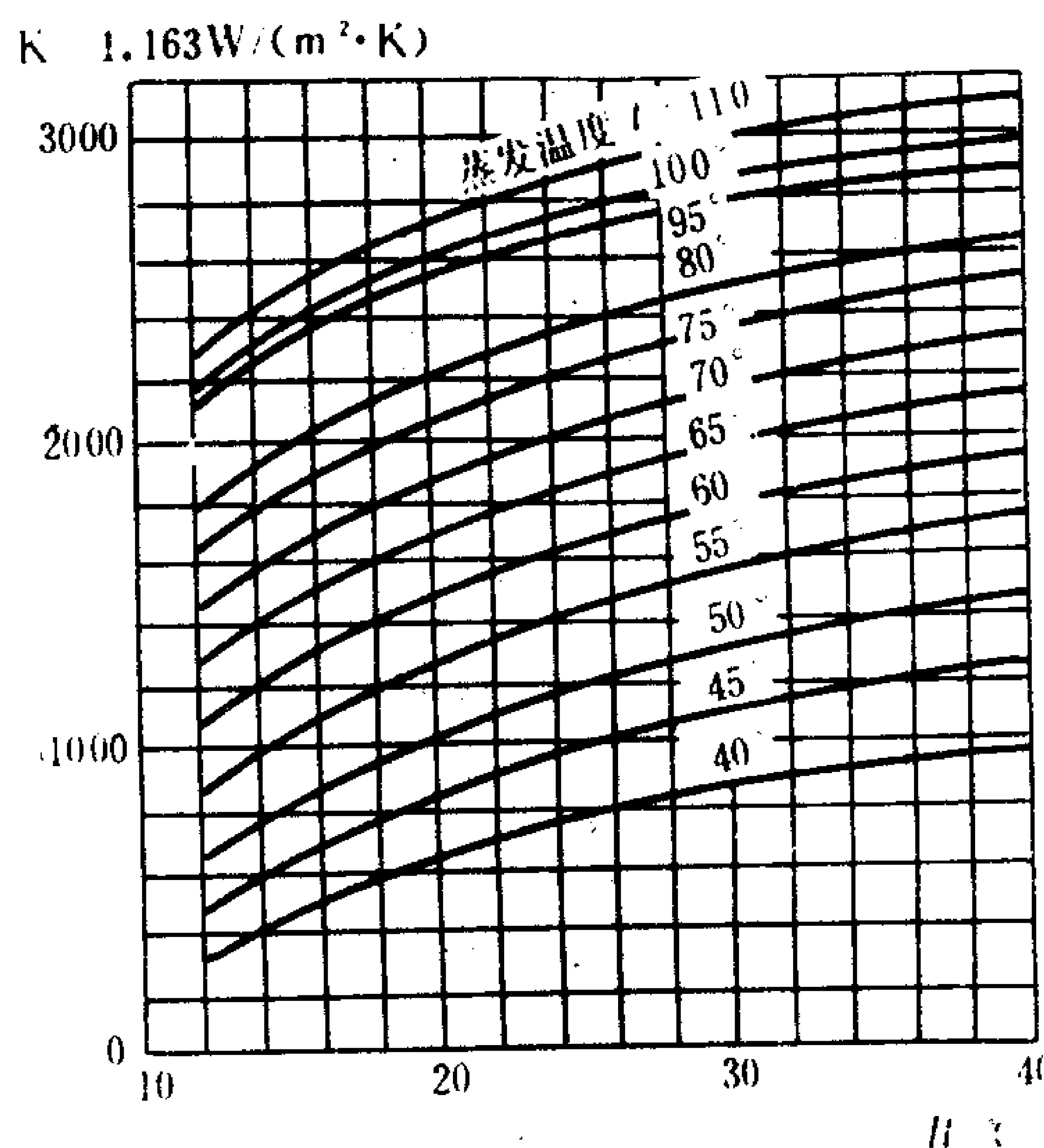


图5.4.2-3 K与Δt间的关系

在装置工作过程中，传热系数K并不是始终不变的。当K值因水垢影响而降低时，可通

过适当提高加热温差Δt的方法，使Q值亦即使造水量维持不变。为此，当用饱和蒸汽加热时，应采用调节蒸汽压力的方法，使按（5.4.2-7）式求出的Δt值能适应K逐步降低的需要。

海水汽化时，由于种种原因，往往会在二次蒸汽中夹带相当数量的盐水滴，水滴的大小与二次蒸汽的运动速度有关。为了限制被二次蒸汽带出的盐分，保证淡水质量，二次蒸汽在蒸发器中的流速c就应：

$$c<1.49\sqrt{\frac{\rho_w}{\rho_r}gd} \quad \text{m/s} \tag{5.4.2-9}$$

式中：ρ_w、ρ_r——盐水、二次蒸汽的密度，kg/m³；

d——水滴直径，m；

g——重力加速度，m/s²。

c与夹带水滴大小的关系见表5.4.2-1。在一般蒸发器中c都限制在0.5～1m/s以内，工作压力较低时，可取其中的较大值。

表5.4.2-1　二次蒸汽流速与被夹带水滴的直径

水滴直径 mm / 二次蒸汽压力 MPa	0.1	1	2	3	4	5
	夹带水滴的最低流速 m/s					
0.05	2.7	8.4	12	15	17	19
0.10	1.9	6.1	8.6	11	12	14
0.20	1.4	4.4	6.2	7.6	8.8	9.8
0.30	1.1	3.6	5.1	6.2	7.2	8.1

2 生成淡水的质量

在蒸馏式淡化装置中，影响水质的因素主要有两个。

1）渗漏

在各种换热器中，海水可能经由其中的不严密部分渗漏到淡水之中而使水质下降

2）夹带

在海水汽化的过程中，必然会有一些细小的海水滴夹杂在二次蒸汽中，因此淡水的含盐量S，就与二次蒸汽的湿度w和蒸发器内盐水的含盐量S_c有关，即

$$S=wS_c \quad \text{mg/L} \tag{5.4.2-10}$$

所以工作时应尽力设法减少夹带的水滴。

2.1 避免产生过多水滴的方法

二次蒸汽的温度取决于沸腾的强度，沸腾愈强烈，湿度就越大。因此，应避免过大的热负荷、过大的传热温差、过大的盐水浓度和不适当的管束设计。

在真空蒸发式装置中应取温差Δt=20～25℃，在闪发式装置中，进入闪发室的海水过热度应取5～10℃，以使汽化仅发生在喷入水流的表面。

含有多量杂质或盐分过高的给水，容易引起汽水共腾，使蒸汽的湿度增加。

2.2 减少二次蒸汽夹带水滴的措施

1）降低二次蒸汽流速，使之保持在0.5～1m/s；

2）在蒸发室上部留出高度不低于800～1000 mm的空间。

3）采用适当的汽水分离设备，如：

（1）分离挡板。即在蒸发液面附近装设一拱形挡板，以拦阻飞溅出来的水滴。

（2）波纹板式汽水分离器（图5.4.2-4）。它由许多曲折的薄钢片组成，当二次蒸汽从中流过时，因汽流方向不断改变，其中的水滴就会附着在曲板上，然后落回海水空间。这种分离器结构简单，效果较好，船上采用较多。

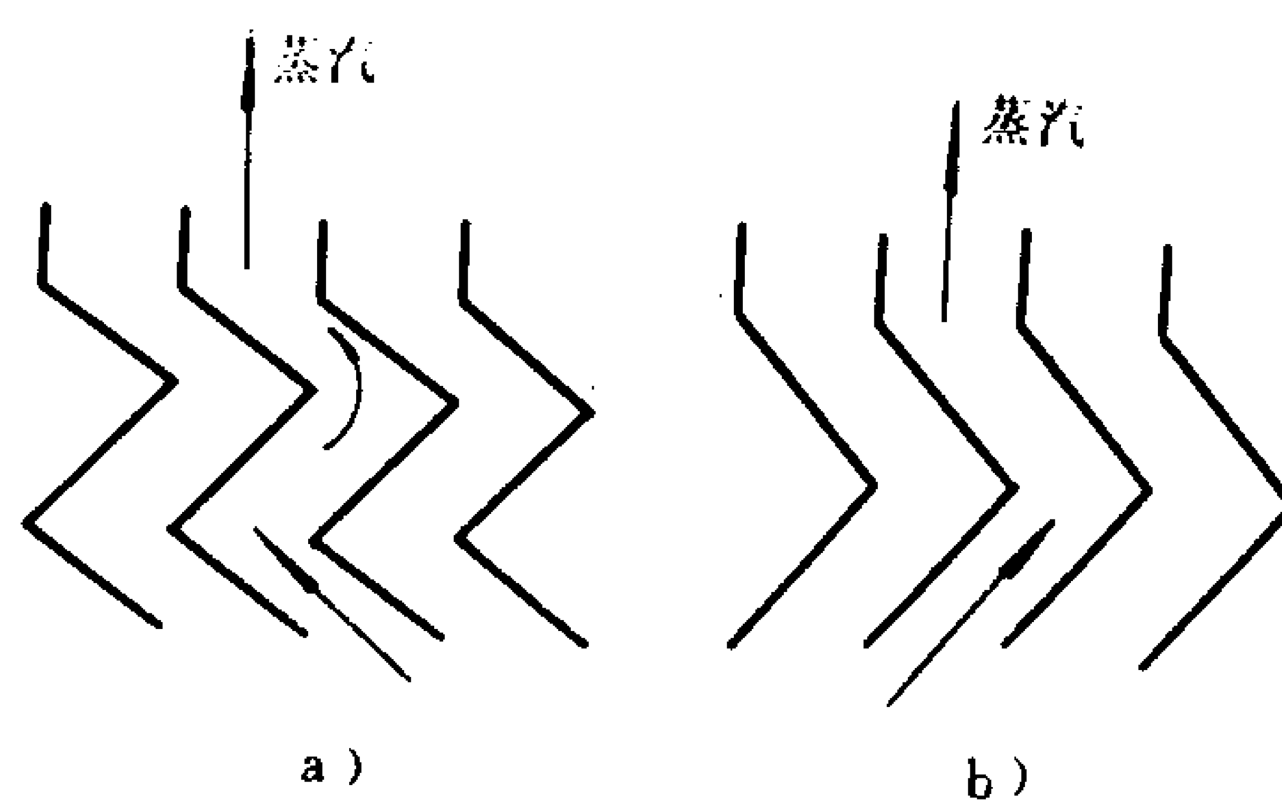


图5.4.2-4　波纹板式分离器
a）双波式；b）单波式

（3）网式汽水分离器（图5.4.2-5）。它由金属丝编织的多层网垫组成。当蒸汽通过时，水滴因撞击金属丝而滞留其上，不断聚合增大，最后在重力作用下流落下来，达到汽水分离的目的。

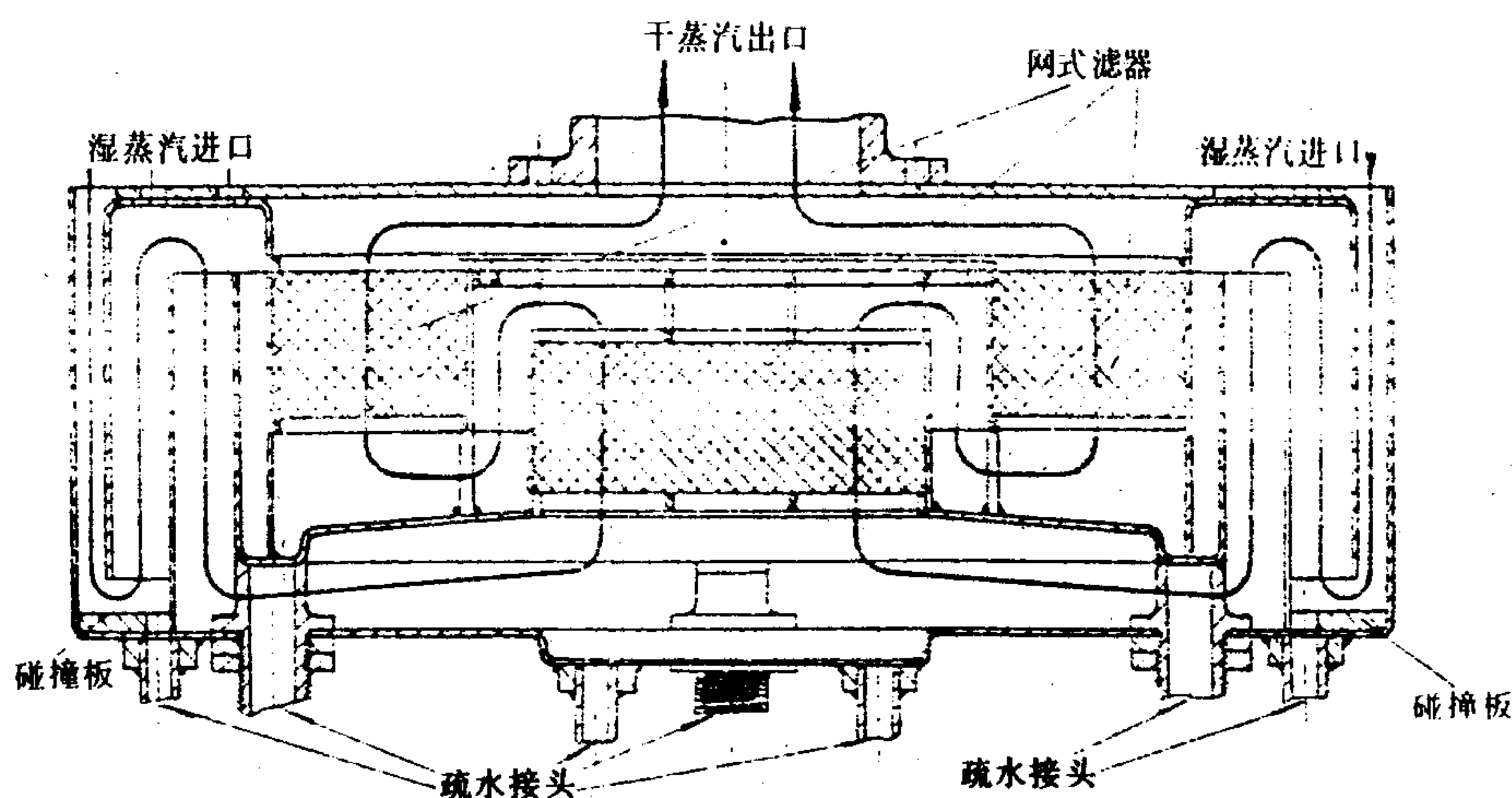


图5.4.2-5　网式汽水分离器

3　生成淡水的数量

3.1　造水量

蒸发式淡化装置的造水量可按下式计算：

$$D=3600(KF\Delta t-Q_3)/(h_3-h_1)\quad \text{kg/h} \tag{5.4.2-11}$$

式中：K——传热系数，$W/(m^2 \cdot K)$；

Δt——对数（或算术）平均温差，℃；

Q_3——蒸发器中的热损失，W；

h_3、h_1——二次蒸汽、给水的比焓，J/kg。

3.2 提高造水量的途径

1）尽量减少热损失Q_3；

（1）做好蒸发器的隔热，

（2）在不影响水质的前提下，尽可能减少浓盐水排放量。

2）尽可能降低二次蒸汽压力，提高给水温度；

3）在不影响水质的前提下，适当提高传热温差Δt，但要注意结垢问题；

4）尽量保持换热面的清洁。

3.3 保持额定造水量的常用方法

1）在以蒸汽加热的装置中，可通过保持加热蒸汽流量恒定的方法来保持既定的造水量，因为每产生D kg二次蒸汽所需的蒸汽耗量在一定条件下为一定值，即

$$G=[D(h_3-h_1)+3600Q_3]/(h_5-h_5') \quad \text{kg/h} \tag{5.4.2-12}$$

式中：h_5——加热蒸汽进入蒸发器时的比焓，J/kg；

h_5'——凝结水离开蒸发器时的比焓，J/kg。

这种方法可利用孔板配合适当的压力调节器来实现。孔板可安装在加热蒸汽的入口，也可装于加热蒸汽凝水泵的出口，以控制与加热蒸汽量相当的凝水量。

2）改变加热温差Δt。当传热系数因水垢的加厚而下降时，可采用调整Δt的方法来补救，但Δt的升高不能超出加热蒸汽可用压力的范围，同时也不能使进汽温度过高，以防加热管结垢。

3）清洗加热面。当加热面污垢过多时，就应采取适当措施加以清除。

4）注意及时排出加热器以及冷凝器中的不凝性气体和凝结水。

4 水垢及其预防

4.1 水垢的生成

在淡化装置中，水垢主要出现在海水侧，它的主要成分是碳酸钙（$CaCO_3$）、硫酸钙$CaSO_4$和氢氧化镁〔$Mg(OH)_2$〕。后者在海水中的溶解度很低，前二者则随温度的升高而降低（见图5.4.2-6），很容易在加热面结晶析出而成水垢。这就是说，海水中上述盐类的成垢与否主要取决于它们的溶解度、浓度和温度。

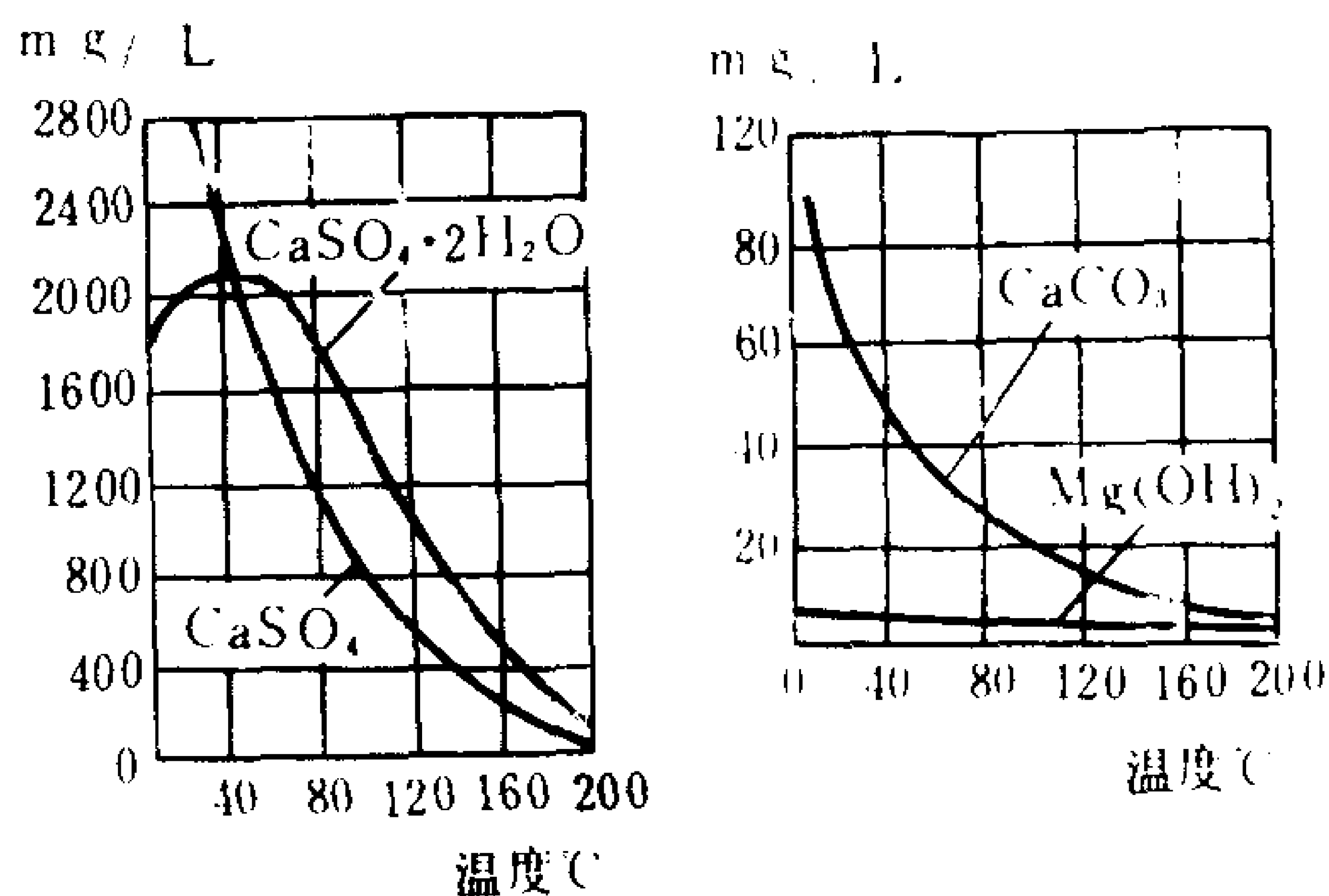
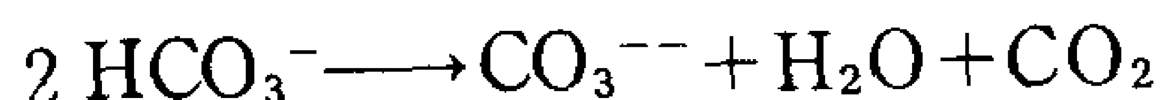


图5.4.2-6 钙、镁化合物的溶解度曲线

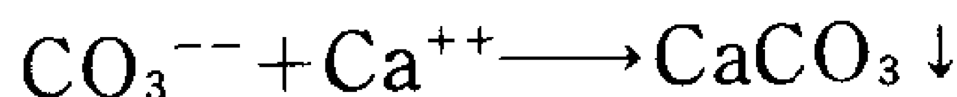
$CaCO_3$和$Mg(OH)_2$主要是由海水中的$Ca(HCO_3)_2$、$Mg(HCO_3)_2$受热分解产生的，如：



$$Ca(HCO_3)_2 \longrightarrow Ca^{++} + 2HCO_3^-$$



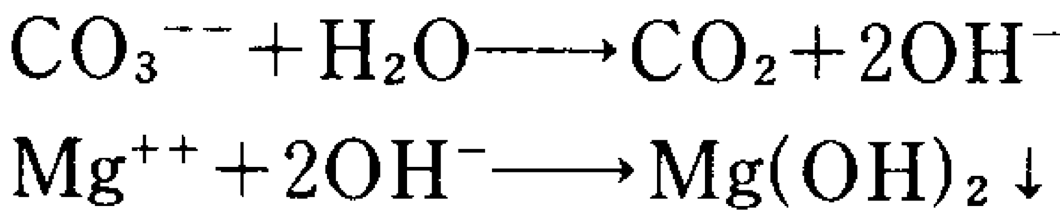
$$2HCO_3^- \longrightarrow CO_3^{--} + H_2O + CO_2$$



$$CO_3^{--} + Ca^{++} \longrightarrow CaCO_3 \downarrow$$

实验表明，在温度低于75～77℃时，水垢的主要成分是$CaCO_3$。当温度高于80℃时，

CO_3^{--}分解并与水中的Mg^{++}生成$Mg(OH)_2$垢，即



$$CO_3^{--}+H_2O \longrightarrow CO_2+2OH^-$$

$$Mg^{++}+2OH^- \longrightarrow Mg(OH)_2\downarrow$$

$Mg(OH)_2$在温度低于 82～83℃时主要呈泥渣沉淀，如果温度继续提高，就会形成硬垢，成为水垢的主要成分。

$CaSO_4$垢只在盐水浓度过大、加热温差较高时才会出现，数量也较前二者少，但它却能将松散的泥渣粘结起来，形成导热系数仅为 0.23 W/m²·℃而又难以消除的坚硬水垢。

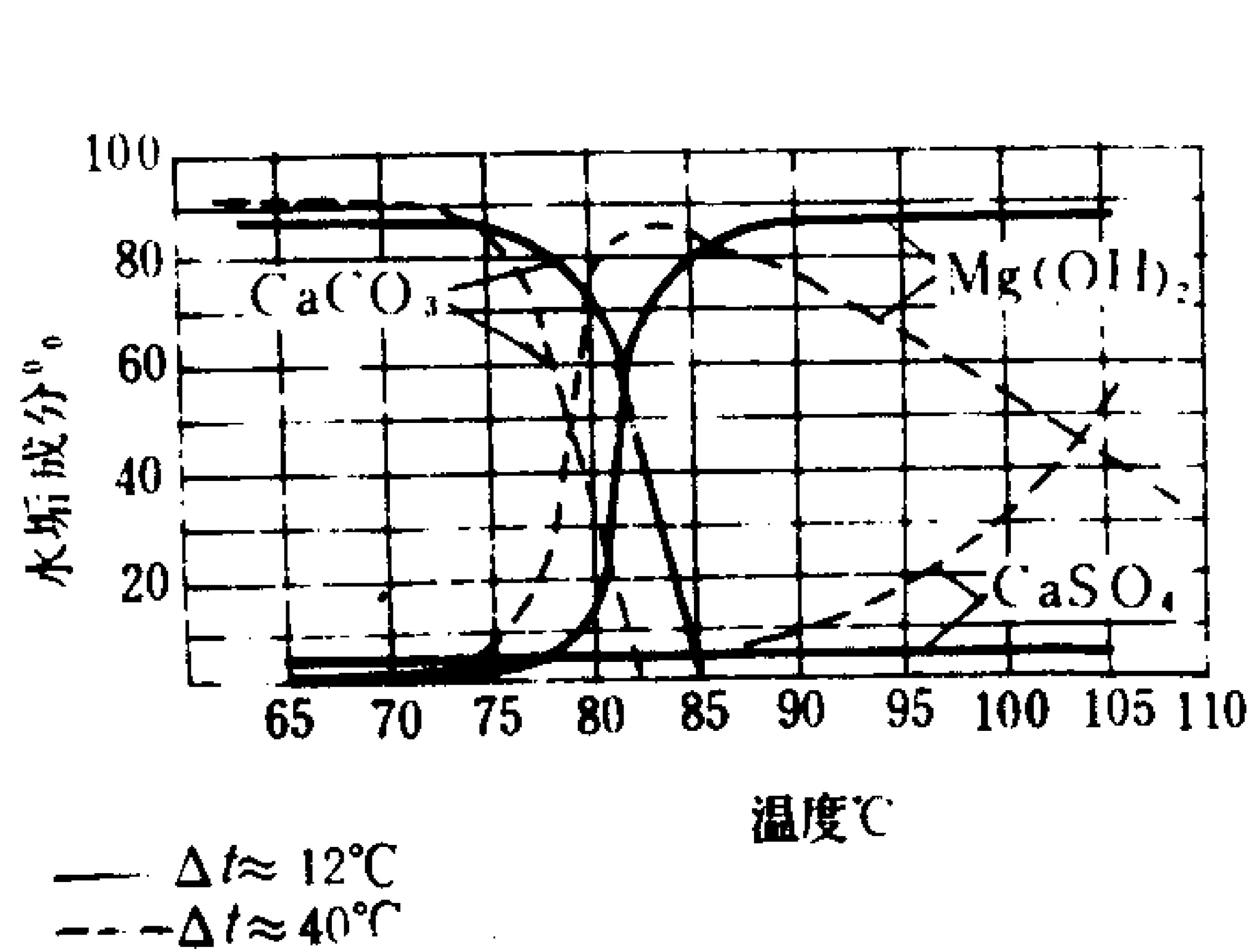


图 5.4.2-7　水垢成分与加热温度和传热温差的关系

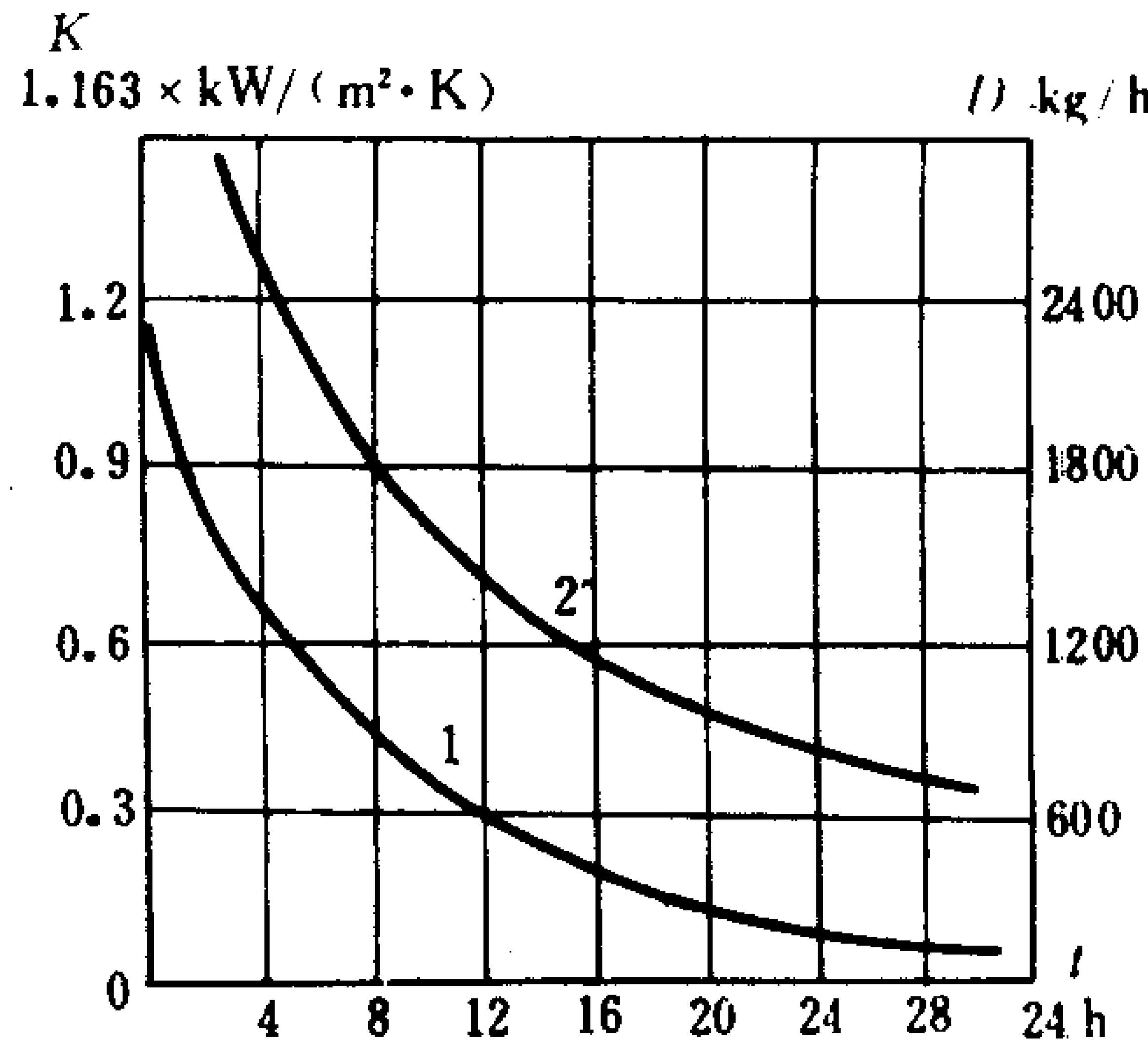


图 5.4.2-8　K、D与使用时间t的关系

1-D—t曲线，2-k—t曲线

图 5.4.2-7 示出水垢成分与加热温度和传热温差Δt的关系，图中的实践和虚线分别表示Δt为 12℃和 44℃时的变化。图 5.4.2-8 则表明造水量D以及传热系数K与装置使用时间 t 的关系。

水垢一旦形成，就会使装置的淡化能力减小，甚至被迫停产进行清除。

4.2　防垢措施

4.2.1　采用低温蒸发，控制加热温差

适当的低温可以保证水垢不致生成，它是最积极的防垢措施。但温度太低又会影响造水数量。一般当给水中不加防垢剂时，蒸发温度不允许超过 75℃，传热温差应控制在 20～25℃以内。如果采用温度较高的蒸汽作为热源，则可先用蒸汽加热淡水使温度降低，然后再用它来加热海水。

4.2.2　控制盐水浓度

盐水浓度愈高，愈易生成水垢。在船用真空装置中，应将浓缩率——盐水浓度与海水浓度之比控制在 1.5～ 3 以内，或使给水倍率——给水量与造水量之比大于 3 。当盐水浓度达到海水浓度的 1.5 倍时，$CaSO_4$就开始出现，而在达到 3 倍时就大量出现。浓缩率ζ与给水倍率μ之间存在如下的关系：

$$\zeta=1+\frac{1}{\mu-1} \tag{5.4.2-13}$$

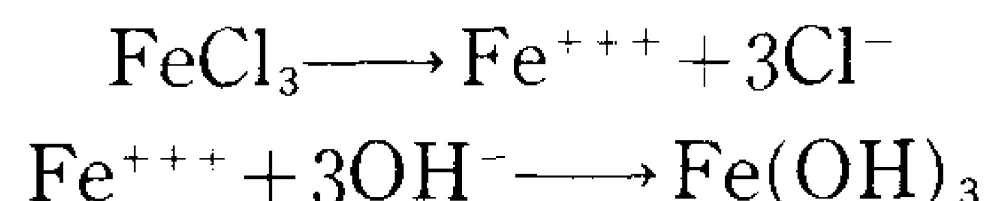
增大给水倍率μ虽可减少盐水浓度，对防垢有利，但同时也增加了装置的能耗，而且当给水倍率过大时，由于流经加热器的总水量增多，甚至反会使总结垢量增加。一般认为，最适宜的给水倍率是$\mu=3\sim4$，此时盐水浓度为海水的1.5～1.3倍。

4.2.3　给水化学处理

利用化学药剂对给水进行化学处理，可以有效地防止结垢。防垢剂的主要成分是一些酸类和酸性盐。常用的防垢剂有三氯化铁$FeCl_3$、柠檬酸和艾默罗亚尔(Ameroyal）等。

$FeCl_3$是一种稳定、无毒的干燥粉剂，但露置在大气中则会潮解而呈酸性，因此应密封、架空存放，并避免高热。在操作$FeCl_3$的水溶液时，要预防受到腐蚀，应戴橡皮手套和护目镜，并使其浓度保持在10%以下。此外，在加注时还应使用耐腐蚀的容器和管道。

$FeCl_3$处理的主要反应如下：



$$FeCl_3 \longrightarrow Fe^{+++} + 3Cl^-$$
$$Fe^{+++} + 3OH^- \longrightarrow Fe(OH)_3$$

由于投入$FeCl_3$后大大减少了海水中的OH^-与其它离子结合的机会，并使CO_3^{--}被吸收，因而可以避免和抑制$CaCO_3$垢和$Mg(OH)_2$垢的产生，使它们仅仅形成泥渣状沉淀物$Fe(OH)_3$随排盐一起排出。

$FeCl_3$的使用量一般为每吨海水90～100克。当蒸发压力大于0.1 MPa时，使用量应增加1倍，具体投药量视实际情况而定。但用量过多会腐蚀金属。近年来$FeCl_3$已逐渐被腐蚀性较弱、操作比较安全的柠檬酸所代替。

艾默罗亚尔是一种淡黄色液态活性聚合物。它能使海水中的难溶物质在析出时不按正常规律长大，而仅形成很小的形状不规则的易松散、脱落的晶体。投药时只需在给水中按4 mg/L加入艾默罗亚尔，即可防止水垢产生。若把投药量增加3～4倍，还可消除碳酸盐垢。由于这种药剂中还含有防泡沫剂，因此能提高造水的质量。使用这种药剂可允许加大蒸发率，以相应提高装置的造水能力。

艾默罗亚尔与人体接触时会使人产生不适感，因此操作时应戴橡皮手套和护目镜。

此外，在船上还常使用Hagevap防腐添加剂，它实际上是一种聚三磷酸钠或六面体磷酸盐，能防止$CaCO_3$垢的形成，用量为2 mg/L。这种药剂热稳定性较差，使用时温度不能超过90℃。

在加热温度高于93℃时，可用贝尔加特EV来控制碱垢的形成。贝尔加特EV是一种聚羧酸，投用量为5 mg/L。

除化学防垢剂外，在给水管路中加设磁化器或在给水中加入同种盐类晶体，是近年来出现的防垢方法。

如果加热表面已经形成水垢，则只能采用其他方法加以清除（详见管理部分）。

5　提高装置经济性的方法

5.1　产水比

淡化装置的经济性用产水比R来衡量，略去蒸发器的散热损失不计，则每级蒸发器的产水比为：

$$R=D/G=(h_5-h_5')/[(h_3-h_1)+\varepsilon(h_2-h_1)] \tag{5.4.2-14}$$

式中：G——加热介质的流量，kg/h；

h_5、h_5'——加热介质进出蒸发器时的比焓，J/kg。

5.2 提高经济性的方法

1）增设给水预热器。利用加热蒸汽凝水、排出的盐水或二次蒸汽来加热给水。

2）适当采用间断排盐或其他方法来减少ε值。

3）采用低压蒸发以减少(h_3-h_1)的数值。

4）采用多级蒸发器。这时

$$R=(D_1+D_2+\cdots D_n)/G \quad (5.4.2\text{-}15)$$

式中：D_1、$D_2\cdots D_n$——第1、2、…n级的造水量，kg/h。

5）加强传热、利用废热、简化装置和结构等。

所有上述方法或措施，最后都有赖于恰当的操作管理。

第 3 章 蒸发式淡化装置实例

1 典型装置

1.1 管式真空蒸发海水淡化装置

利用真空蒸发能大大减轻蒸发器的结垢并可利用动力装置的低温废热，因此这种装置在船上获得了广泛应用。秦皇岛船用机械厂生产的 ZFS 型和ZFSZ型以及南京绿洲机械厂生产的阿特拉斯(ATLAS) AFGU型均属此类，它们的基本性能和参数见表 5.4.3-1 至表 5.4.3-3。

表 5.4.3-1 ZFSZ型淡化装置的基本参数

项目 \ 型号		ZFSZ15	ZFSZ20	ZFSZ30
淡水	额定造水量 $m^3/24h$	15	20	30
	调温后造水量 $m^3/24h$	15 17 20	20 24 28	30 35 40
	含盐量 mg/L	10	10	10
加热水①	水量 m^3/h	54 50 40	72 71 59	108 104 80
	水温 ℃	65 75 85	65 75 85	65 75 85
	温降 ℃	7.5 9.1 13.5	7.5 9.1 13.5	7.5 9.1 13.5
冷却水	水量 m^3/h	58	79	115
	水温 ℃	32	32	32
	温升 ℃	6.6 7.46 8.78	6.45 7.73 9	6.64 7.4 8.85
加热 冷却	水阻力 MPa	0.02~0.03	0.02~0.03	0.02~0.03
引射加热蒸汽	耗量 kg/h	1.05 倍造水量	1.05 倍造水量	1.05 倍造水量
	压力（表）MPa	0.3	0.3	0.3
外形尺寸（长×宽×高）mm		2100×1752×1833	2920×1973×2020	3065×2255×2190
质量 （干重） kg		2300	2930	3500

① 通常用冷却主机的热淡水（缸套水）。

表 5.4.3-2 ZFS型淡化装置的基本参数

规格 \ 型号		ZFS 1.5	ZFS 2.5	ZFS 5	ZFS 10	ZFS 15	ZFS 20	ZFS 30
淡水	额定造水量 m^3/d	1.5	2.5	5	10	15	20	30
	调温后造水量 m^3/d	1.5 1.7 1.9	2.5 2.7 3	5 6 6.5	10 11 13	15 17 20	20 24 28	30 35 40
	含盐量 mg/L	10	10	10	10	10	10	10

续上表

规格 \ 型号		ZFS 1.5	ZFS 2.5	ZFS 5	ZFS 10	ZFS 15	ZFS 20	ZFS 30
加①热水	水量 m³/h	5.4 5 3.8	9 8 6	18 18 13	36 33 26	54 50 40	72 71 59	108 104 80
	水 温 ℃	65 75 85	65 75 85	65 75 85	65 75 85	65 75 85	65 75 85	65 75 85
	温 降 ℃	7.5 9.1 13.5	7.5 9.1 13.5	7.5 9.1 13.5	7.5 9.1 13.5	7.5 9.1 13.5	7.5 9.1 13.5	7.5 9.1 13.5
冷却水	水 量 m³/h	6	10	20	39	58	79	115
	水 温 ℃	32	32	32	32	32	32	32
	温 升 ℃	6.3 7.2 9.1	6.4 6.8 7.5	6.4 7.6 8.27	6.6 7.39 8.48	6.6 7.46 8.78	6.45 7.73 9	6.64 7.4 8.85
加热冷却	水 阻 力 MPa	0.02~0.03	0.02~0.03	0.02~0.03	0.02~0.03	0.02~0.03	0.02~0.03	0.02~0.03
外形尺寸（长×宽×高）mm		700×653×1250	1100×900×1450	1250×900×1600	1650×1250××1680	1850×1725×1833	2144×1973×2020	2265×2255×2190
质量 （干重） kg		360	450	800	1,500	2,100	2,730	3,300

① 通常用冷却主机的热淡水（缸套水）。

表 5.4.3- 3 AFGU-1型淡化装置技术数据

型式AFGU-1		E 1.5	E 3	E 7	S 10	E 10	S 15	E 18	S 25	S 36	S 50	S 72	S 100
造水量 m³/h		1.5~1	3~2	7~5	10~8	10~8	15~12	18~15	25~20	36~30	50~40	72~60	100~80
耗 热 量 kW		45~30	90~60	205~150	285~235	290~240	430~440	515~445	720~570	1030~860	1430~1140	2060~1700	2870~2280
蒸发器	流 量 m³/h	6~2	15~5	28~12	58~31	58~31	58~31	87~50	87~48	131~78	166~90	370~195	415~220
	温 差 Δt℃	6.5~13	5~10.5	6.5~11	4~6.5	4.5~6.5	6.5~10	5~7.5	7~10	6.5~9.5	7.5~11.5	5~7.5	6~9
	压力损失 kPa	7~1	15~2	19~3	38~14	38~14	38~14	39~15	39~14	37~15	45~15	50~15	53~16
冷凝器	流 量 m³/h	4	8	16	35	28	35	27	44	77	100	183	355
	温 差Δt ℃	9~6	9~6	10.5~7.5	7~5.5	8.5~7	10~8	16~13	13.5~10	11~6	12~9.5	9.5~8	7~5.5
	压力损失 kPa	29	28	39	32	23	32	17	35	28	31	34	22
耗 电 量 kW		5.0	5.0	6.5	6.5	8.5	6.5	8.5	8.5	8.5	8.5	15.5	21.0

1.1.1 蒸馏器结构

图 5.4.3-1 示出真空蒸发（管）式淡化装置的结构。装置中的蒸发器、汽水分离器和冷凝器已被组装成一个整体，称为蒸馏器。在图上，立式壳管式蒸发器位于蒸馏器的下部，冷凝器装在它的上方，中间则是汽水分离器 20 和 13。

加热介质在蒸发管外对海水加热而使其蒸发，留下的盐水则经排盐口 24 进行排放。蒸发生成的二次蒸汽经汽水分离器后由上方进入冷凝器，被管内流动的海水冷凝而成淡水，然后从凝水出口 33 被抽出。冷凝器内的不凝性气体借助真空泵由抽气口 15 抽出。

在蒸馏器的壳体上还设有连接仪表和阀件的接头，如温度计接头 1 、真空表接头 26 和水位计接头 29、32 等。

蒸馏器的壳体由钢板焊接而成。蒸发器和冷凝器的管束、管板均用锡黄铜或铝黄铜制造，并在相应的海水空间设置防蚀锌板 3、19。此外，在有些蒸馏器壳体的内表面上涂有塑料防蚀膜。这种涂层不耐高温，操作时应加注意。如有破损，可用环氧树脂修补。

1.1.2 系统

整个系统包括加热、冷却、抽气、给水-凝水以及排盐等部分，见图 5.4.3-2 。系统的主要工作参数是：

加热水温度	60～85℃
蒸发温度	35～45℃（真空度 90～94%）
真空泵工作水压力（不低于）	0.35～0.4 MPa
淡水的含盐量	<10 mg/L

作为给水的海水自舷外由泵 35 吸入，经弹簧稳压器 34、浮子流量计 30 和给水调节阀 29 进入蒸发器，在这里被来自主机的热淡水加热，沸腾汽化。蒸发器内浓缩的盐水则用排盐泵 33 排出舷外。排盐泵采用射水喷射泵，其工作水也由泵 35 供给。

蒸发器中生成的二次蒸汽，经汽水分离后进入冷凝器，被来自主海水泵 7 的海水冷却，凝结的淡水由泵 17 抽出，经盐度计和流量表排入淡水舱（柜）。为防止淡水泵失吸，在泵的吸入口与冷凝器的汽空间之间，设有平衡管 18，以便能及时使泵吸入口处积聚的气体返回冷凝器。

蒸发器所需的真空度由真空泵 36 维持，它的工作水也由泵 35 供应。为了防止真空泵失效而造成海水倒灌，在泵的吸排管路上都设止回阀 31。

在蒸馏器上还装有真空破坏阀 27，用来消除器内真空，或在器内真空度过高时放入少许空气。以防沸腾过于剧烈而影响淡水质量。

1.2 板式真空蒸发淡化装置

这种淡化装置的蒸发器和冷凝器采用板式换热器。尼莱克斯(Nirex)淡化装置即属此类。表 5.4.3-4 列出其中JW(S)P-36 型的技术数据。

表 8.2.1—2 **电子数字计算机发展简况**

时 期	年 份	组成元件	机 型	中国机型
试用期	1946—1950	电子管(1906 年)	ENIAC	
第一代	1950—1959	电子管	IBMTo1/TOg	DJS—104(1958 年)
第二代	1960—1964	晶体管(1947 年)	IBM7090 CDC6600 Univac1107	DJS—104(1965 年以后) DJS—109
第三代	1965—1970	集成电路(1958 年)	IBM360	DJS—111(1971 年以后)
第三代半	1970—1979	大规模集成电路(1967 年)	$IBM370_x$ IBM303 IBM4300	DJS—130 DJS—142,152(1978 年) 757(1983 年)
第四代	1980 以后	超大规模集成电路(1978 年)	IBM3031 NEC SX—系列	银河机(1983 年)

当前电子数字计算机正向着巨型机，微型机，局部网络，智能化等方向发展。其中由于半导体集成电路技术的进展，使微型计算机的发展更为迅速。

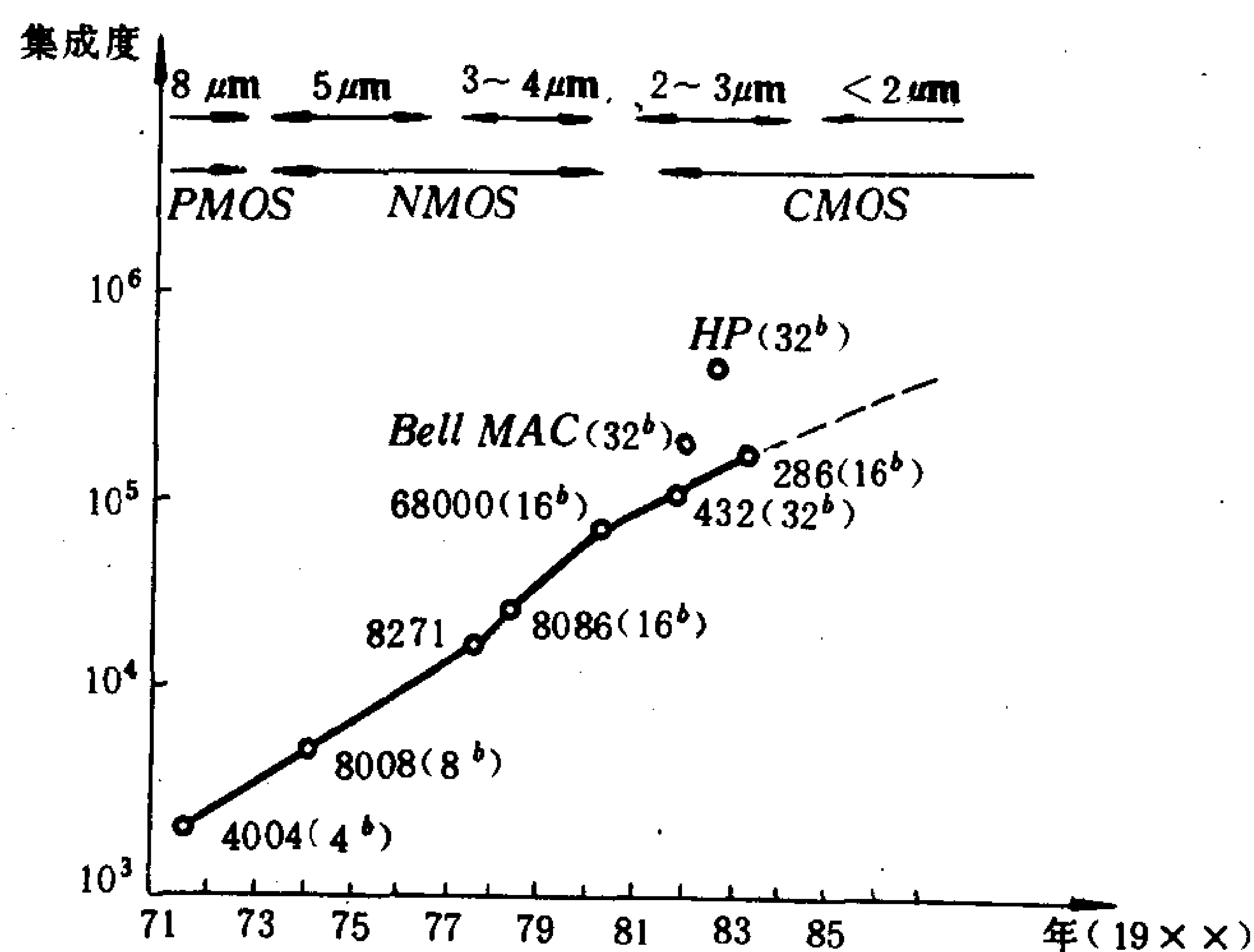


图 8.2.1—4 微处理机集成度的动向

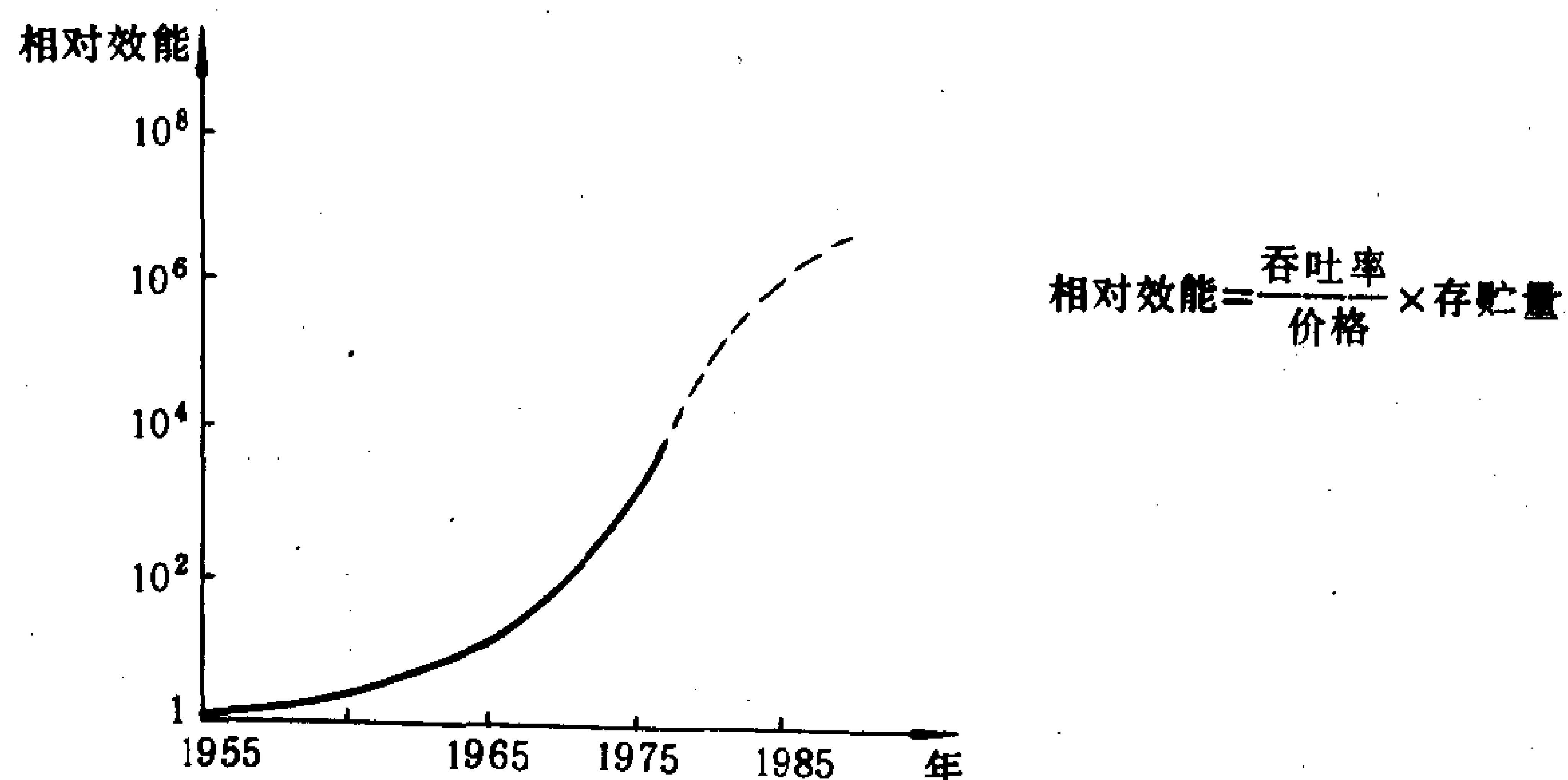


图 8.2.1—5 计算机相对效能曲线

由图 6.2.1—5 可见，由于微型计算机的发展，使计算机的相对效能有较大的提高。如在 1955 年到 1964 年这十年间，计算机的相对效能仅提高 10 倍。而在 1971 年到 1980 年，由于微

型计算机问世,此效能提高近1000倍。

微型计算机发展简况见表8.2.1—3

表8.2.1—3 **微型计算机发展简况**

项目 \ 特点 \ 代		第一代 1971～1973	第二代 1974～1975	第二代半 1975～1977	第三代 1978～1981	第四代 1981
硬件	元件	PMOS LSI 1200～2000 晶体管/片	NMOS LSI 5000管/片左右	NMOS LSI 9000管/片	HMDS LSI VL SI 2000～68000 管/片	HMOS/CMOS SLSI 10 万管/片以上
	字长	4/8	8	8	16	32
	引线	16.24	40	40	4D,4g,64,68	64
	基本指令时间(μs)	10～20	2	1.3～1 2.5～10（单片微型计算机）	<1	<0.125
	典型产品	Intel4004 Intel8008	Intel8080 Motorola6800	Intel8085 Zilog280 Motorola6800 R6500 Intel8048/8748 Motorola6801 Z—80	Intel80868088 Zilog28000 Motnrola68000 LSI—11/23 LSI—11/24 InteliAPX186 iAPX286	InteliAPX433 NS16032 BellMAC—32 HP· InteliACX—96
软件		采用机器语言汇编语言(简单的)	采用汇编语言,有交义,驻留汇编程序配有高级语言如BASIC FORTRAN PLLM等非驻留的解释程序和编辑程序,一般不配操作系统。	采用汇编语言,有交义,驻留汇编程序配有高级语言,有驻留的解释程序和编辑程序,配有操作系统。	采用汇编语言,高级语言。软件均为驻留的汇编程序,解释程序和编辑程序,有操作系统	操作系统,高级软件硬件

目前,日本,美国等国正在研制第五代计算机,其目标是使计算机拥有解答问题和推理能力,可自行管理本身的知识库,并通过智能接口与外界通信。1958年我国研制成104型计算机至今,已能生产每秒运行一亿次的"银河"巨型机,每秒运行一千万次的757型大型机,并能系列生产各种中小型计算机。国产微型计算机发展简况见表8.2.1—4。

表8.2.1—4 **国产微型计算机发展简况**

研制年份	型号
1958	DJS—104
1965	DJS—109
1971	DJS—111
1978	DJS—130
	DJS—142
	DJS—152
1983	757型大型机
	银河型巨型机

当前,微型计算机正广泛应用于国民经济的各个领域。交通运输部门的应用也是一个重要方面。微型计算机已成功地应用于船舶机械的设计计算,通信,导航,船舶主机和辅机的自动控制,机舱的自动监视及故障诊断等方面,而且在这些方面的应用正日渐扩大。

1.2.1 蒸馏器的结构

图 5.4.3-3 表示蒸馏器的主体结构，其主要组成部分有壳体 1、前盖 3、蒸发器 7、分离器 5 和冷凝器 4 等，结构比较轻小。

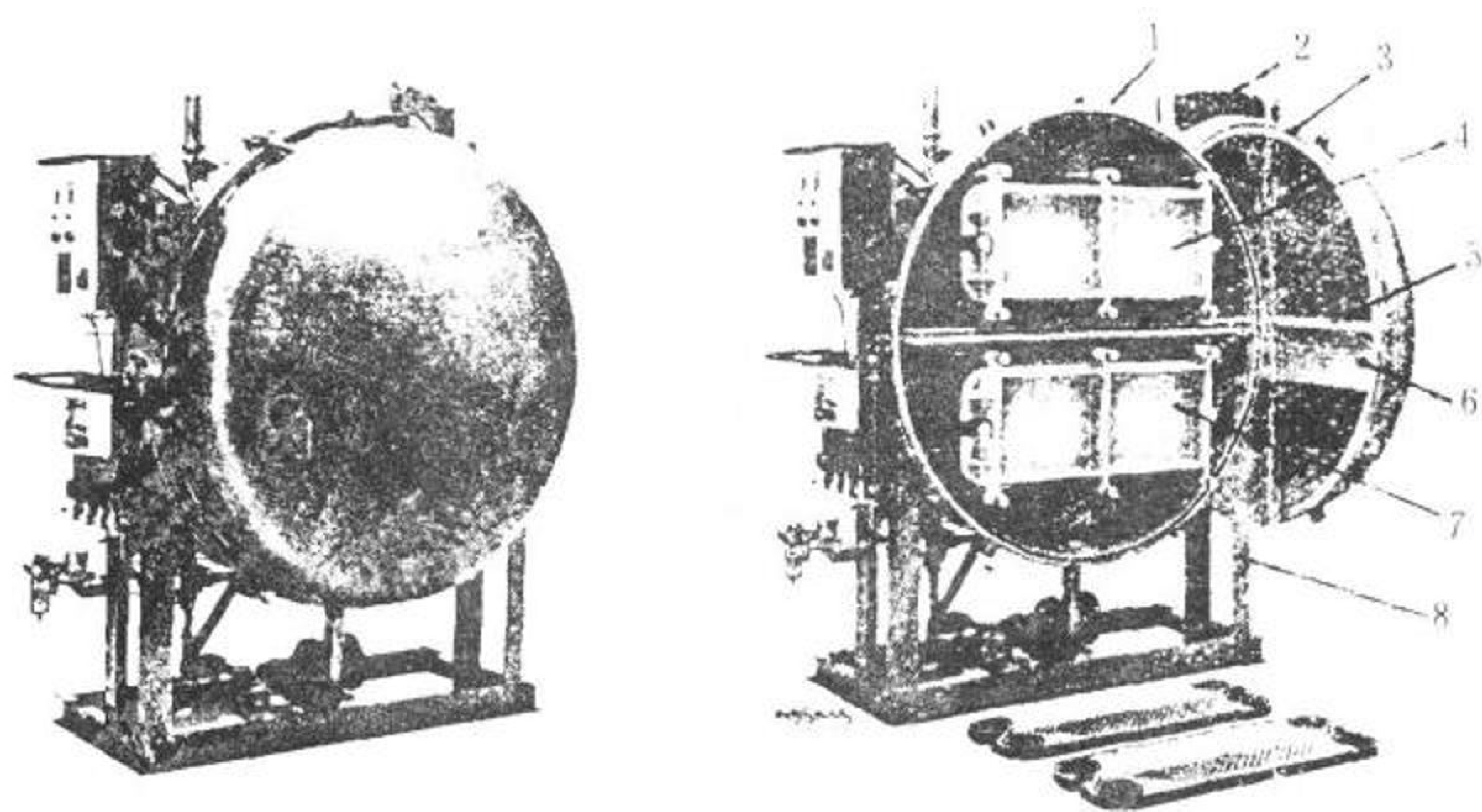


图 5.4.3-3 板式蒸馏器结构

1-壳体；2-盖挂架；3-前盖；4-冷凝器；5-分离器；6-分离板；7-蒸发器；8-座框

蒸馏器的座框、壳体和前盖由碳钢制成，外覆蓝色珐琅，内涂玻璃粉末加固聚酯混合剂。换热器板由钛制成。前盖可根据空间位置由挂架支撑向左右开启，维修方便。

1.2.2 板式换热器

板式换热器由许多钛（或铜合金）压制的波纹板（图 5.4.3-4 a）叠合而成。板间保持一定的间隙并留有冷、热流体通路，四周则用弹性密封垫密封。根据密封垫的形状，波纹板被分为甲、乙两种型式(图 5.4.3-4 b)，以便在叠

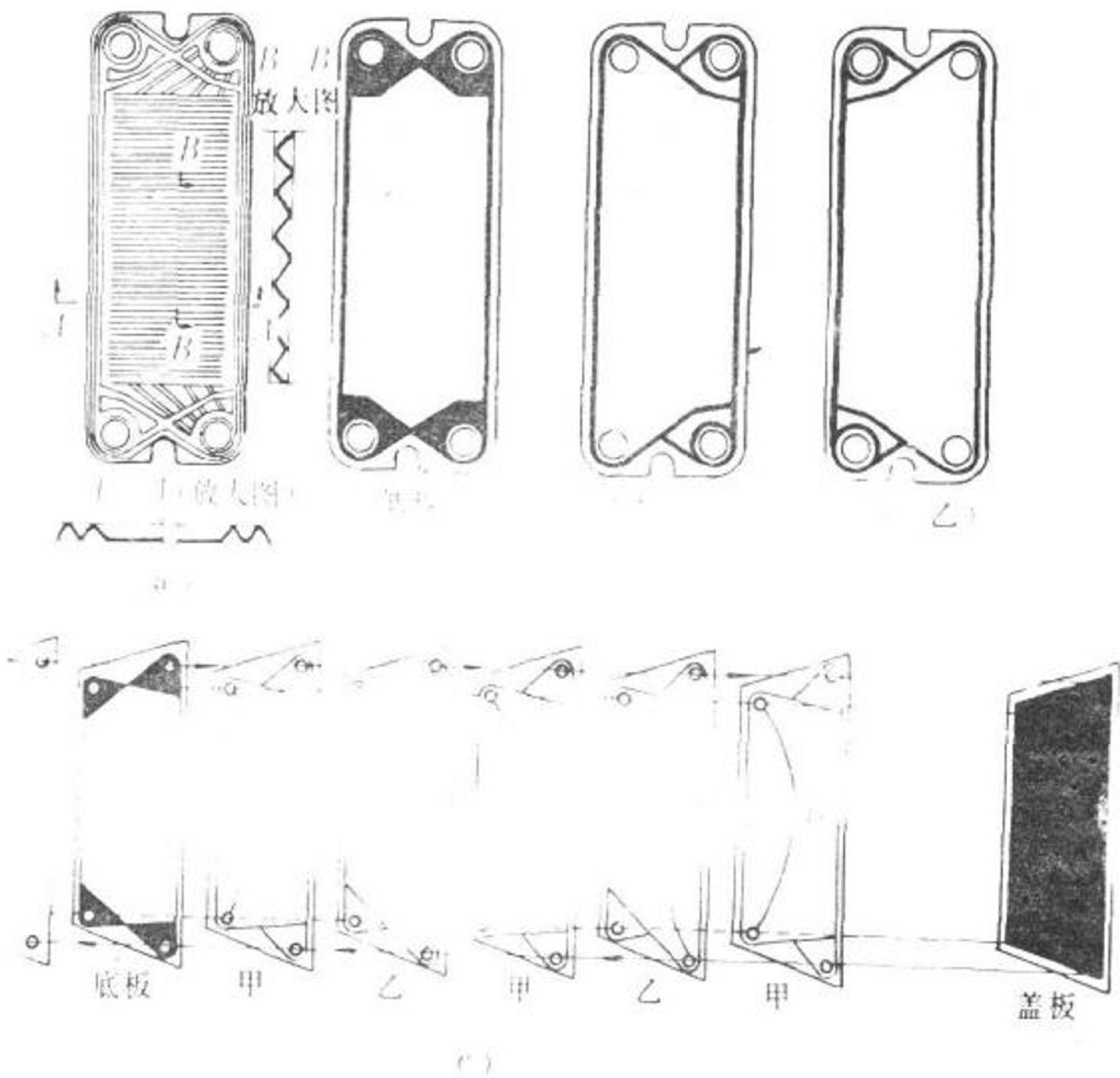


图 5.4.3-4 板式换热器示意图

a)波纹换热板；b)带不同垫圈的板；c)组装

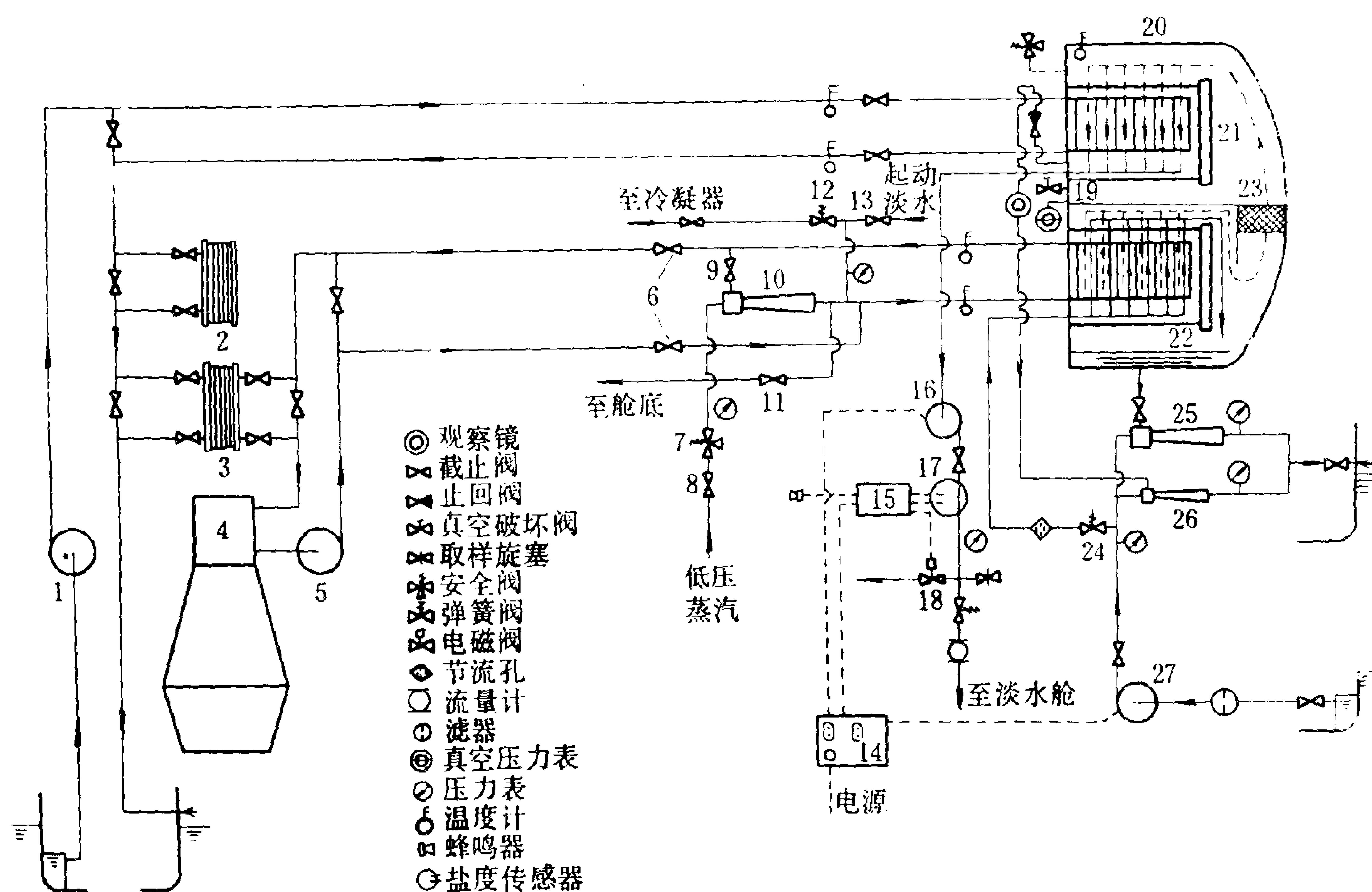


图 5.4.3-5　JWSP-36-125型海水淡化系统

1-主海水泵；2-滑油冷却器；3-缸套水冷却器；4-主机；5-主淡水泵；6-缸套水进、出阀；7-安全阀；8-供汽阀；9-加热水量调节阀；10-蒸汽射水器；11-泄水阀；12-弹簧阀；13-加水阀；14-控制箱；15-盐度计；16-淡水泵；17-盐度传感器；18-电磁阀；19-真空破坏阀；20—蒸馏器；21-冷凝器；22-蒸发器；23-汽水分离器；24-弹簧稳压阀；25-排盐泵；26-真空泵；27-海水泵

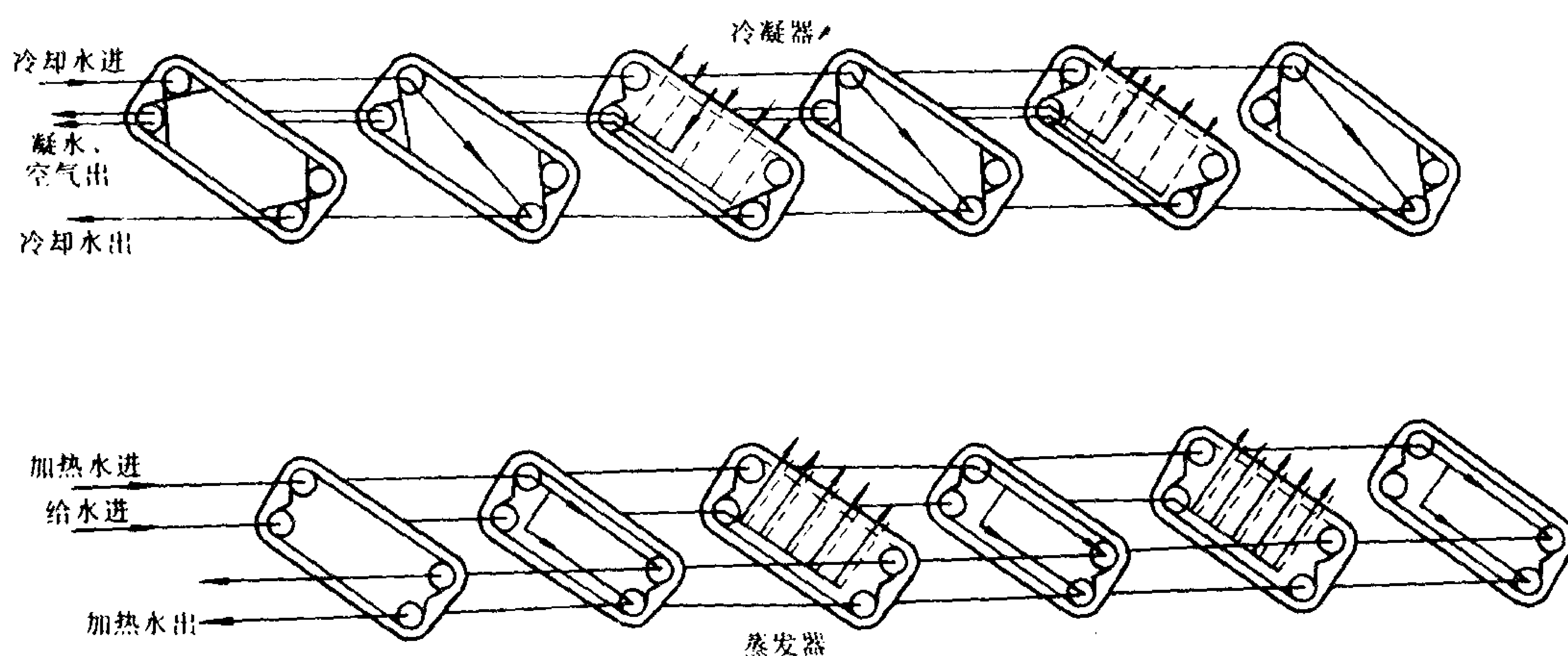


图 5.4.3-6　板式蒸发器和冷凝器的流程

合后冷热换热工质能分别相间经各板沿逆向相对流动，并经波纹板进行换热。这种换热器的组装应按图 5.4.3-4 c）进行，最后从左右两侧用夹板和螺栓固紧，使成一个整体。

与壳管式换热器相比，板式换热器单位体积拥有的换热面大，传热系数高，结构紧凑，清洗方便，并可根据换热量的大小方便地增减换热面积。但工质的工作压力不宜过高。

1.2.3 系统

图 5.4.3-5 示出JWSP-36-125 型海水淡化装置的系统，其中除增加了用蒸汽加热的少量设备和管路外，其余与上述的蒸发（管）式淡化装置并无差异。系统的工作参数如下：

加热水温	55～90℃
蒸发温度	约 40℃（真空度 93%）
平均耗热量	744～790 kW · h/m³淡水
加热蒸汽压力（表）	0.29 MPa
淡水含盐量	<1.5 mg/L

热交换介质在蒸发器和冷凝器中的流程如图 5.4.3-6 所示。为了减少汽阻，在蒸发器换热板的海水侧上部和冷凝器汽侧换热板的上部，均不设密封垫。这种蒸馏器换热面上的结垢很轻，因为盐水在其中的逗留时间很短。

当装置改用蒸汽加热时，应先放空蒸发器内存留的加热水，经阀 13 加入清洁淡水，然后经阀 8 送入表压约 0.29 MPa的低压蒸汽作为喷射器的工作流体，使之经阀 9 吸入加热水并在蒸发器中循环。注意调节蒸汽和水流流量，使蒸发器入口处的淡水温度保持在 65～70℃。使用中因蒸汽凝结而增加的淡水量，则经弹簧阀 12 流入冷凝器。弹簧阀的开启压力不应低于 0.1 MPa，蒸汽安全阀的调整压力不应大于 0.44 MPa。

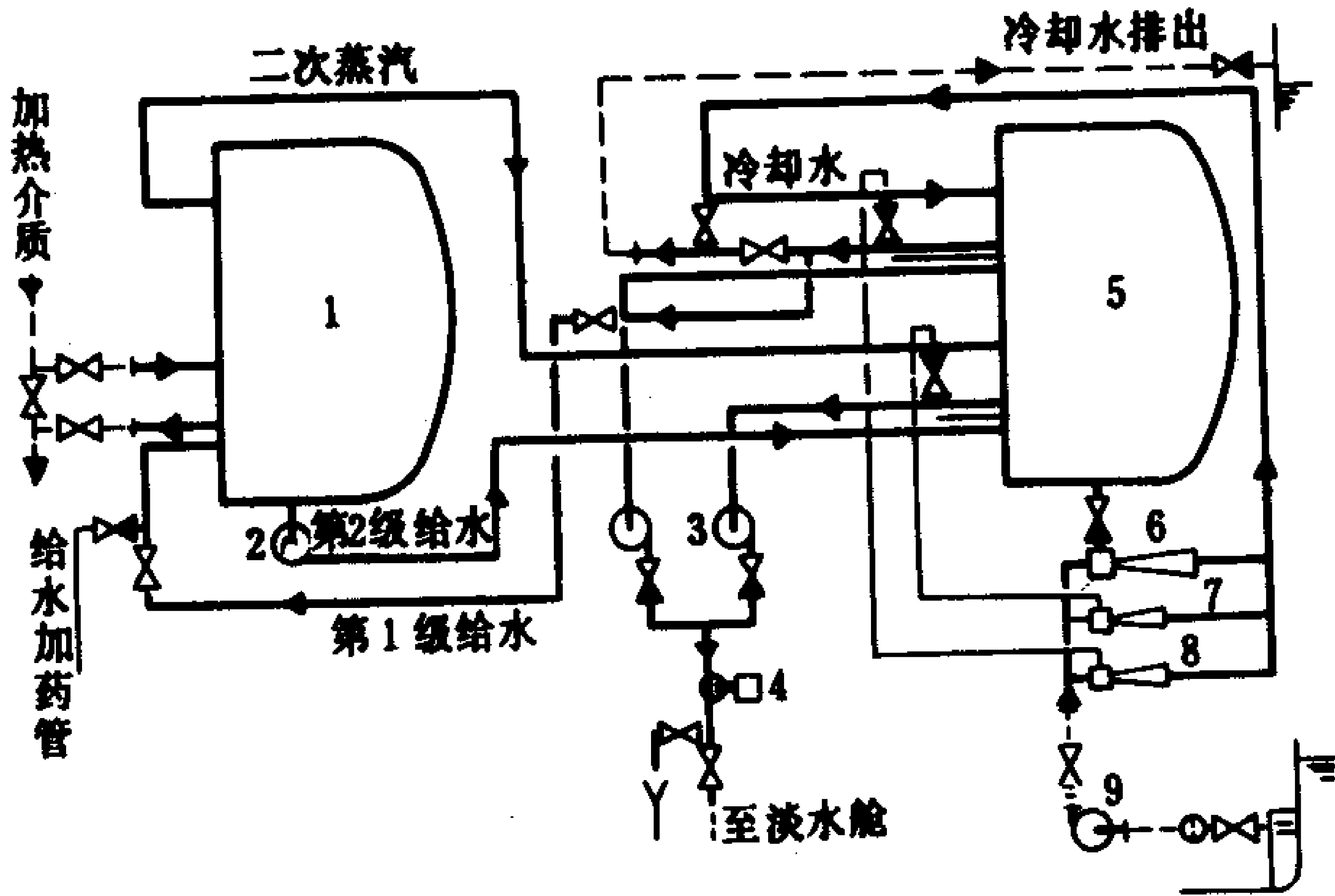


图 5.4.3-7 JW36/31DE型海水淡化系统图

1-一级蒸馏器；2-二级给水泵；3-淡水泵；4-盐度计；5-二级蒸馏器；6-排盐泵；7、8-真空泵；9-海水泵

JWSP-36/31DE型二级海水淡化装置见图 5.4.3-7，它实际上是两个JWSP-36型蒸馏器的串联，只是在第一级不设冷凝器，将所产生的二次蒸汽引入第二级作为加热介质。第一级的给水、第二级的冷却水以及真空泵和排盐泵的工作水，均由海水泵 9 供给，而第二级的给水则为第一级的盐水。装置的工作参数如下：

第一级加热水温	70～90℃
第一级蒸发温度	约 70℃（真空度 80%）
第二级蒸发温度	约 45℃（真空度 90%）
淡水平均耗热量	395～440 kW · h/m³
造水量	12～112 m³/d
淡水含盐量	<2 mg/L

1.3 压汽式淡化装置

图 5.4.3-8 示出电热压汽式淡化装置。它由蒸馏器 5、压缩机 4、尾汽冷凝器 6、给水泵 12、淡水泵 7、排盐泵 1、板式给水预热器 8 和电加热器等组成。装置的性能如下：

造水量	5 t/d
水　质	国家饮用水标准
蒸发压力	0.1 MPa（表）（t=101℃）
压缩压力	0.12 MPa（表）（t=106℃）

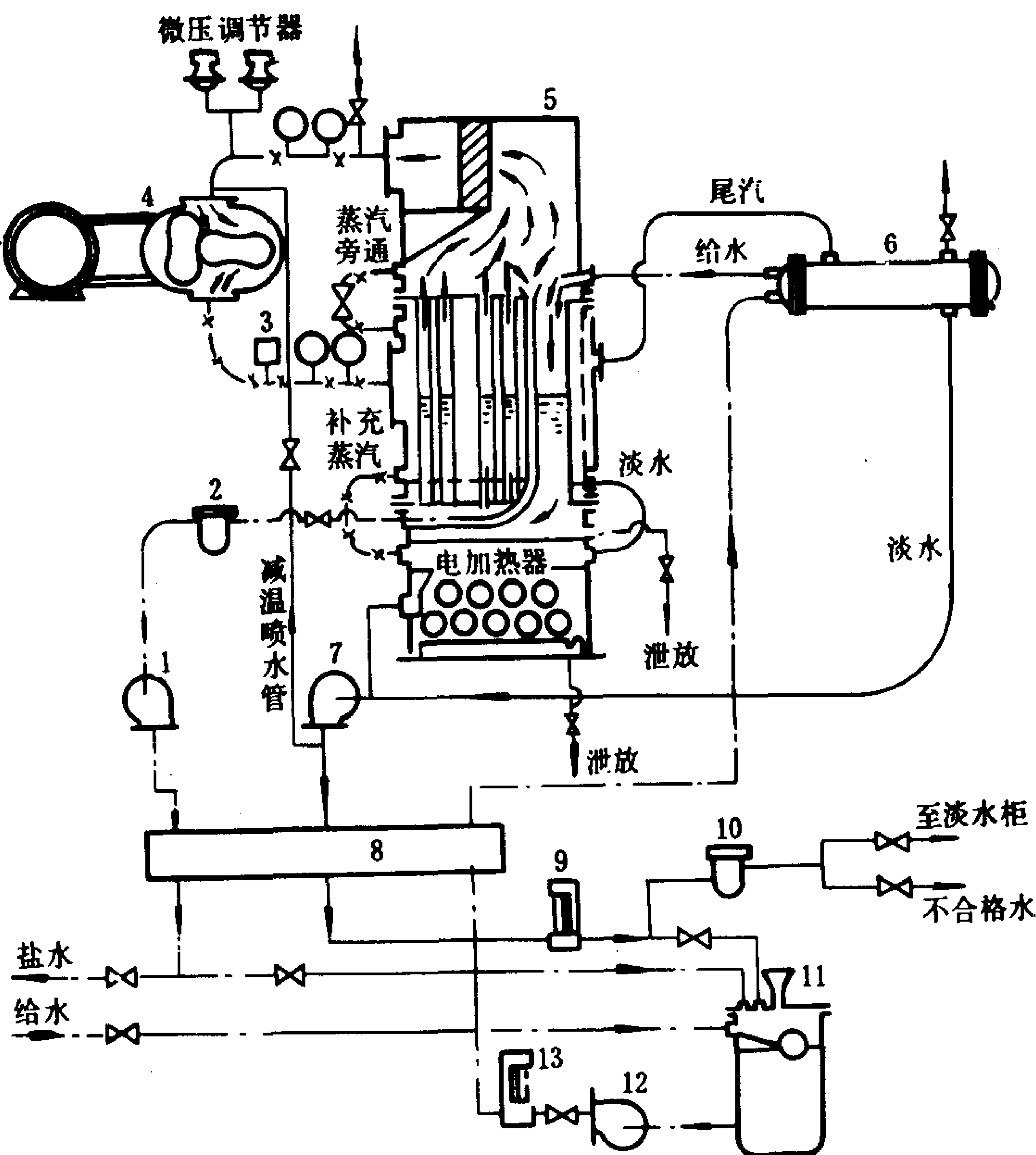


图 5.4.3-8　压汽式海水淡化装置原理

1-排盐泵；2-滤器；3-压力调节器；4-压缩机；5-蒸馏器；6-尾汽冷凝器；7-淡水泵；8-给水预热器；9、13-流量计；10-盐度传感器；11-给水箱；12-给水泵

压缩式淡化装置也是一种蒸馏式淡化装置，但热源由压汽机供应。由图可见，海水自舷外由海水泵 12 吸入，经流量计 13、预热器 8、尾汽冷凝器 6 后进入蒸发管内，蒸发后的盐水从上部溢出由排盐泵抽出经给水预热器放热后排至舷外。蒸发器中生成的二次蒸汽，经汽水分离器至压缩机压缩，提高温度后送入蒸发器的加热侧，大部被给水冷却凝结而成淡水，剩下的小部分尾汽则进入大气式冷凝器 6 冷凝并放出不凝性气体。生成的淡水由淡水泵抽出，经给水预热器放热、流量计计量后送往淡水柜。

装置起动时所需的加热蒸汽由电加热器产生。电加热器设于蒸发器底部，起动时全部投入应用，正常运行后则由微压调节阀控制，必要时将部分加热元件通电，以补偿加热量的不足。

在压汽式淡化装置中，二次蒸汽凝结时放出的潜热全部用来加热海水，所以效率较高，在那些缺乏热源的作业船和舰艇特别是在潜艇上，应用较多。

2　淡化装置的自动控制

2.1　淡水水质的监控

目前船用海水淡化装置都设有淡水盐度监控设备，其功用是连续检测生成淡水的含盐量，并在超过给定标准时发出声、光警报，同时将不合格的淡水重新放回蒸发器或泄入舱底。

2.1.1　监控设备的组成和检测方式

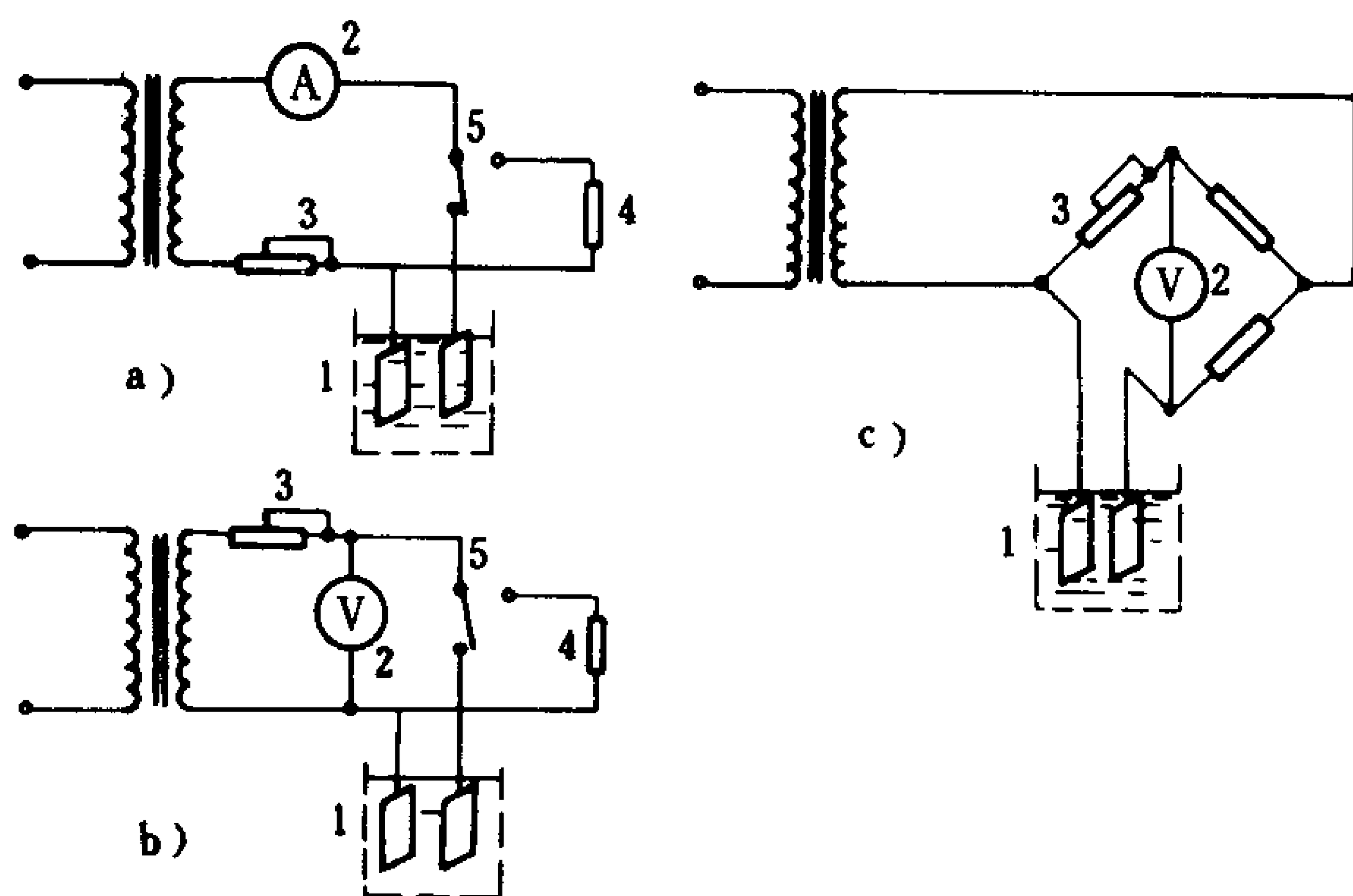


图 5.4.3-9 盐度计的电路原理

a) 串联测定；b) 并联测定；c) 电桥测定

1-电极；2-盐度测量计；3-调整电阻；

4) 试验用标准电阻；5-转换开关

淡水含盐量的监控设备主要由盐度传感器、盐度计和电磁阀等组成，其布置如图5.4.3-2所示。其中的盐度计利用水的导电性随含盐量的增加而增强的特点进行工作。设法通过传感器测出水的实际电阻值，并经过温度修正，就可直接定出淡水的含盐量。

检测含盐量的具体方法主要有三，如图 5.4.3-9 所示。图中a)为测定通过电极的电流，b)为测定电极两端的电位差，c)为通过测量电桥的一臂，测量水的电阻。为了测读方便，检测仪表的刻度一般都用标准氯化钠溶液标定，并用每升中所含的NaCl mg数表示。

盐度传感器实际上就是一对测量用的电极，如图 5.4.3-10 所示。电极的表面镀有铂和铑，它们的尺度、间距和表面状态对被测参数都有一定的影响，因此使用时应注意定期清洁，并勿使铂铑镀层受到损伤。

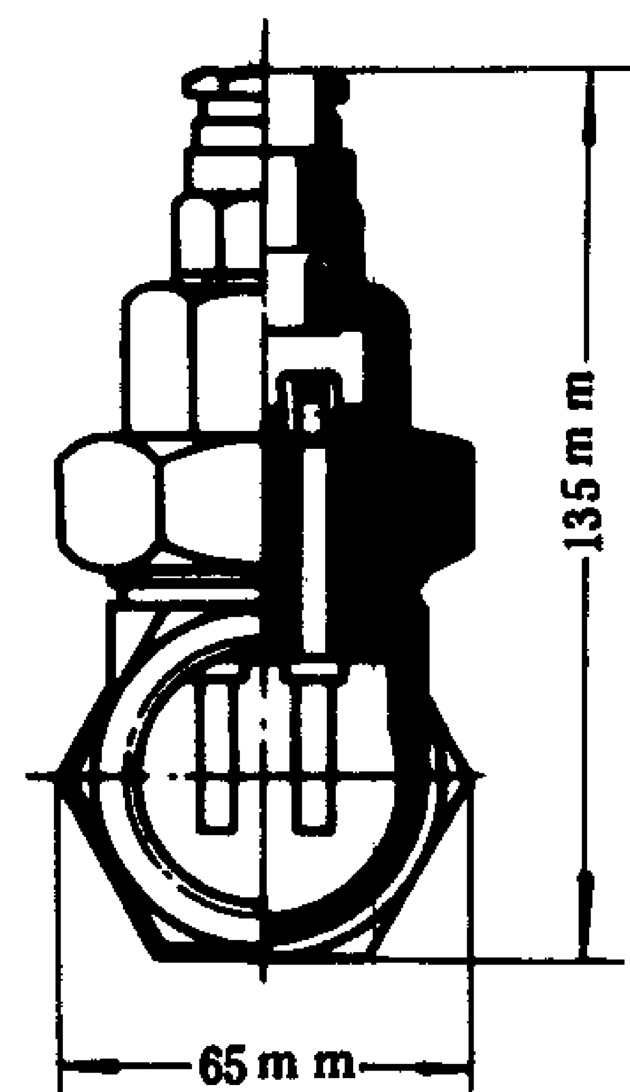


图 5.4.3-10 盐度传感器

2.1.2 盐度计

图 5.4.3-11 和图 5.4.3-12 示出SL-30 型盐度计的外形和电路原理。后者分测量电路和控制电路两个部分，按图 5.4.3-9 b)方式工作。供电电压为交流 110 V或 220 V。

测量电路由变压器次级线圈供电(20 V)。盐度传感器Eu和温度修正电阻 $R_4 \sim R_7$ 电阻 R_8 串联成一个分压电路。由于传感器两极间的电阻取决于淡水的含盐量，因而点 11 与点 12 间的电位差就与含盐量相对应。通过二极管 D_1 和电容器 C_1 将此交流电压信号整流为直流信号后，一路传递给盐度指示计（毫伏计）M，以指示含盐量，另一路输送至晶体管开关电路并予放大，以控制继电器JZ的通电和断电。

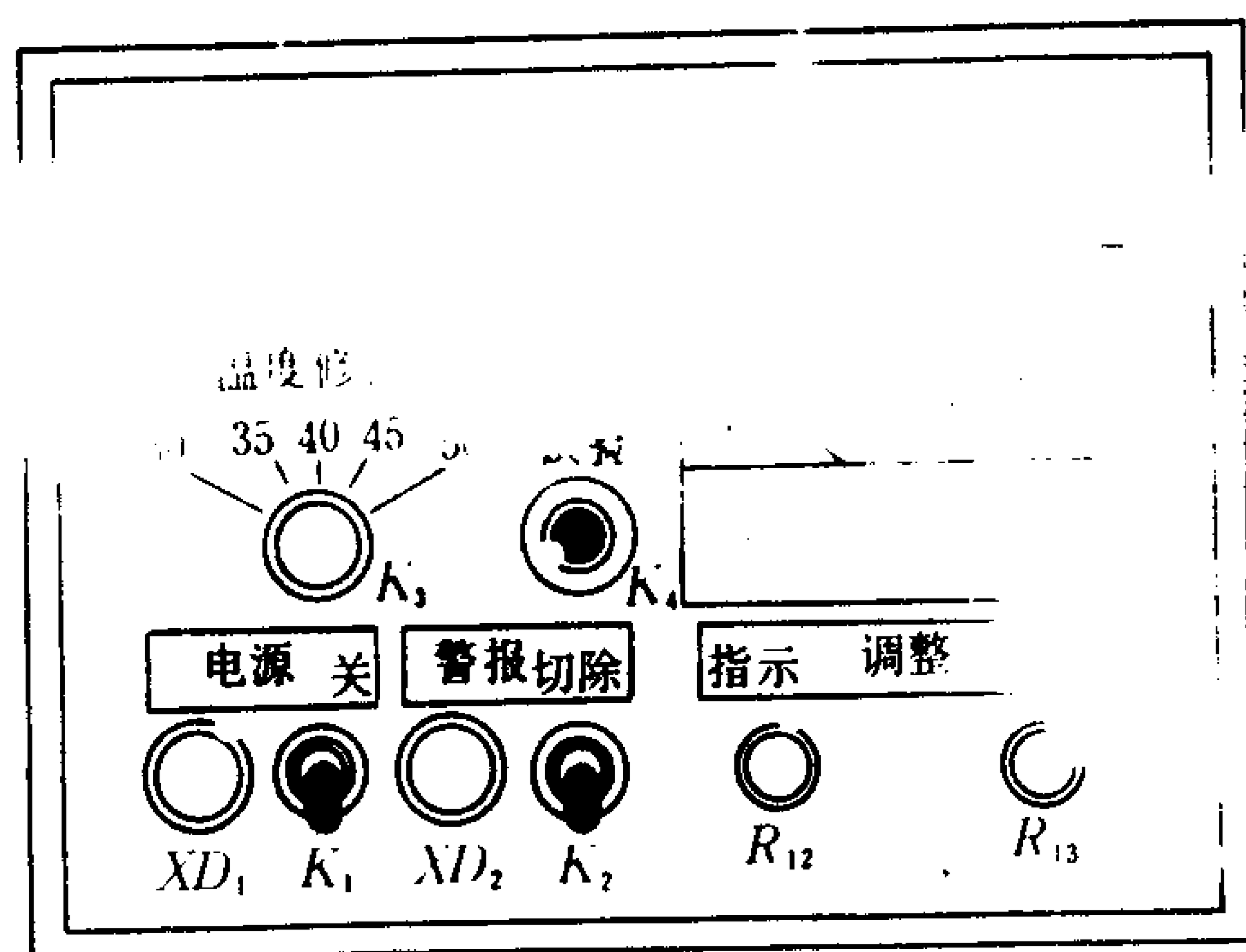


图 5.4.3-11 SL-30 型盐度计外形

k_1-电源开关；k_2-报警蜂鸣器开关；k_3-温度修正旋钮；

k_4-试验按钮；XD_1-电源指示灯；XD_2-报警红灯；

R_{12}-盐度计指示值调定电阻（调整指示电位器）；

R_{13}-含盐量限定值调整电阻（报警电位器）

1）盐度计的工作

在淡水含盐量正常时，三极管 T_1 的输入电压较小，保持截止状态，而三极管 T_2 则导通，使继电器JZ通电，电路中的触头JZ向下，整个控制电路断电。

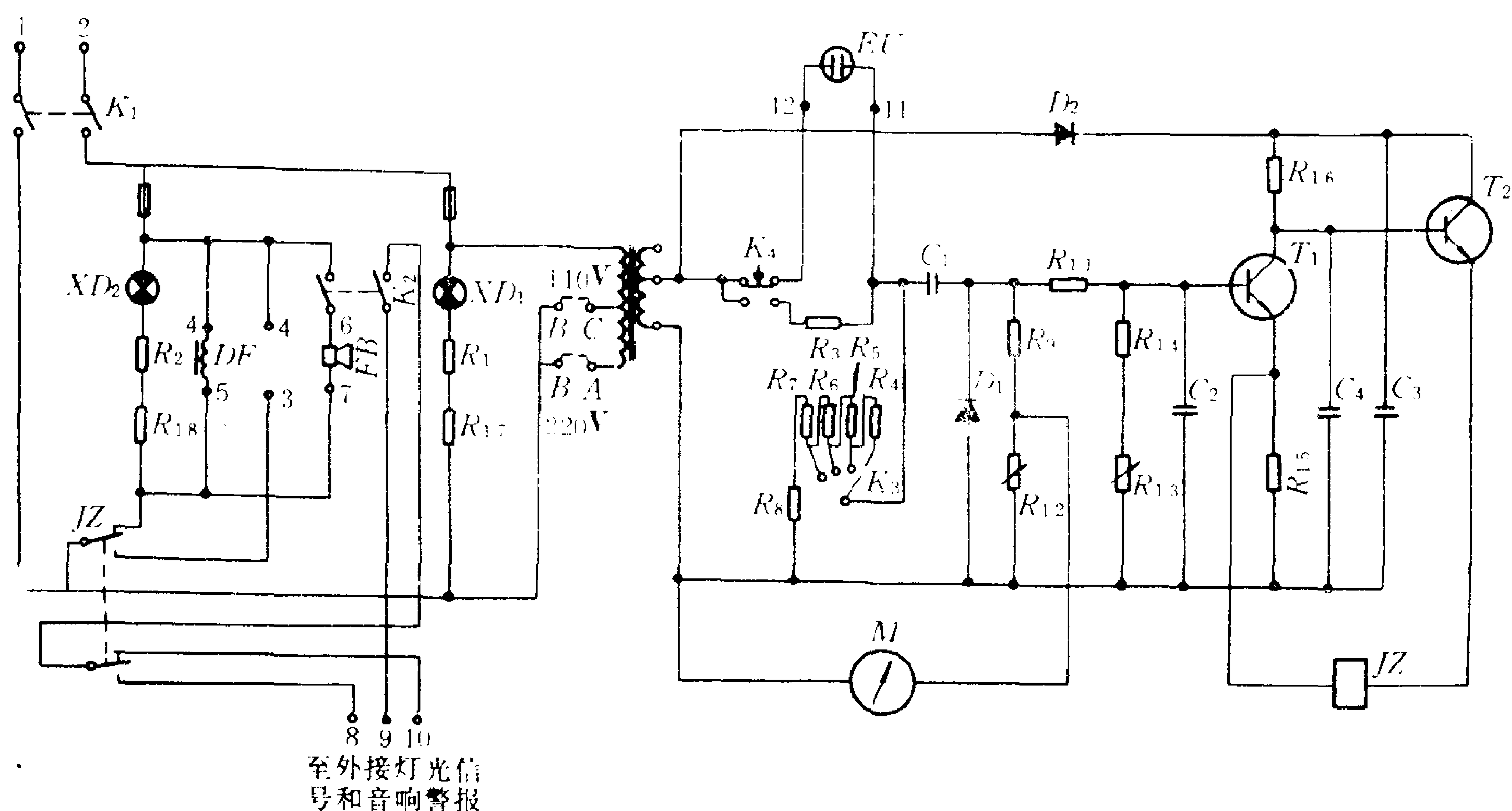


图 5.4.3-12　SL-30 型盐度计电路原理

k_1-电源开关；k_2-报警蜂鸣器消音开关；k_3-温度修正旋钮；k_4-试验按钮；XD_1-电源指示灯；XD_2-报警红灯；M-盐度指示计；D_2-二极管；T-三极管；R-电阻；C-电容；JZ-继电器；EU-盐度传感器；DF-电磁阀；FB-蜂鸣器（图中各接点数字与该型盐度计接线柱标号相对应）

当淡水含盐量超过调定值时，传感器EU两极间电阻减小，输入T_1的电压升高，T_1导通，T_2截止，JZ断电，触头JZ闭合（常闭），控制电路接通电磁阀DF通电开启，将不合格的淡水放回或泄出。与此同时，报警灯XD_2和蜂鸣器FB发出警报。

由于两个三极管为射极偶合，因此只有在淡水含盐量比调定值低一定值后，三极管T_1才能重新截止，而使控制电路断电、电磁阀关闭，并将淡水引入淡水舱。

因为水的导电性还与当时的水温有关，温度越高电阻越小，所以传感器EU测得的电量，还应通过一组温度修正电阻R_4～R_7进行修正（随水温高低串入相应电阻），以补偿水温的影响。在使用时，只需将温度修正旋钮K_3对准当时的淡水温度（或相近温度）刻度即可。

2）盐度计的调整

盐度计的报警设定值可通过电位器R_{13}调定，而它的指示值则可通过电阻R_{12}校正。校正时，应接通电源开关K_1，将温度修正旋钮对准 50℃，再将电位器R_{13}按逆时针方向转到末端，然后按下试验钮K_4。此时，如盐度计指示正确，指针应指在 50 mg/L处，否则应调节R_{12}进行校正，直至指到 50 mg/L时为止。然后，慢慢按顺时针方向转动电位器R_{13}，直至报警红灯XD_2和报警器FB发出声、光警报，即可松开试验按钮，调整就告完成。

2.2　海水淡化装置的遥控和自动调节

为适应无人机舱的需要，海水淡化装置必须实现遥控和自动调节。图 5.4.3-13 即为这种淡化装置的简图。其主要特点是：

1）在蒸馏器上加装了一个由温度继电器 5 控制的真空调节电磁阀 6。当海水温度较低致使真空度增加到 94%（t＝35℃）时，蒸发温度降低，使继电器断电，电磁阀 6 开启，让空气

流入蒸发器，降低真空度，直至蒸发温度恢复后，继电器5才重新接通，关闭电磁阀6，达到自动调节真空度的目的。

2）在控制箱内设有时间继电器，用以在装置起动时控制电磁阀6的动作，使在建立真空时暂时不受温度继电器的控制，它的控制时间，即建立真空所需的时间，可根据蒸馏器的大小和当时的海水温度确定，一般约30 min。

3）系统中有压力继电器11和液控泄放阀9。当给水系统在运行中出现故障，致使给水压力下降至调定值时，继电器11就会接通报警电路及时报警。而当装置开始运行建立起给定的给水压力后，泄放阀即会在水压作用下自动关闭。一旦装置停止工作，由于海水泵供水压力消失，阀9也就自动开启将水泄放。

因此，只要按下机旁或遥控按钮，装置就可按下述程序自动起动：时间继电器开始工作，真空调节电磁阀6保持关闭；海水泵14起动，真空泵8开始抽气；给水压力建立，泄放阀9关闭；淡水泵2起动，盐度计1投入工作。停用装置时，按下停止按钮，真空调节电磁阀自行开启；海水泵断电停车，泄放阀失压开启，放出蒸发器中存水；淡水泵和盐度计断电；时间继电器作好下次起动的准备。

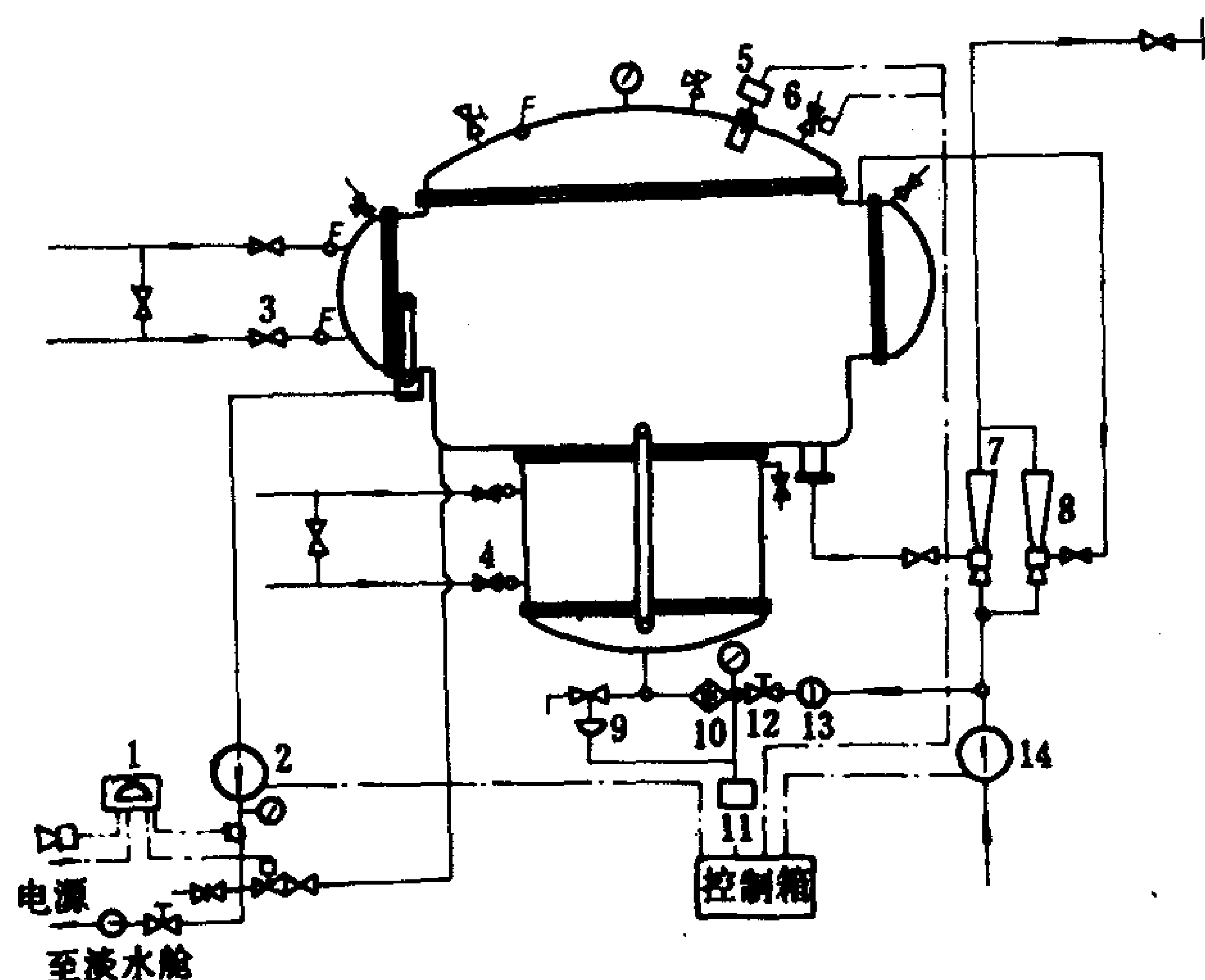


图5.4.3-13 遥控和自动调节的真空（管）式海水淡化装置

1-盐度计；2-淡水泵；3-冷却海水进、出阀；4-加热淡水进、出阀；5-温度继电器；6-真空调节电磁阀；7-排盐泵；8-真空泵；9-液控泄放阀；10-孔板；11-压力继电器；12-弹簧稳压阀；13-滤器；14-海水泵

在自动化程度更高些的装置中，可在加热水进口处装设温度继电器。在淡水泵吸入管路上装设孔板以及水位继电器等控制调节装置，以控制真空调节阀，使蒸馏器的真空度能适应主机工况的变化。

3 蒸发式淡化装置的管理

下面以图5.4.3-2为例，说明此类装置的使用和管理方法。

3.1 起动

3.1.1 起动前的准备

关闭下列各阀：蒸馏器的真空破坏阀27、底部泄水阀22、淡水泵出口阀14、给水调节阀29和流量计30的旁通阀。

开启有关各阀：海水泵35的吸排阀，喷射泵舷外排出阀，冷凝器冷却水的进、出阀9，蒸发器加热水的进出阀10，放气阀26和28（放气完毕即行关闭）。

3.1.2 抽气和供水

起动海水泵35向两喷射泵供水，供水压力应不低于0.35～0.40 MPa（表压）。

开启给水调节阀29，并按流量计所示流量调节阀的开度，保持适当供水量。

3.1.3 供入热水开始工作

当蒸馏器中的真空度达到93%左右时，关小旁通阀2使主机冷却水在蒸发器中循环。这时，一方面应通过旁通阀2来调节加热水流量，保持适当的蒸发器负荷，另一方面应关小冷却水旁通阀8，调节进入冷凝器的冷却水量以保持合适的真空度。与此同时，还应注意调节

主机冷却水的进口温度，以免温度突然降低。

当冷凝器中的凝水水位达到水位计的半高时，即可起动淡水泵 17，继而打开阀 14 向淡水舱供水。

至此，装置即进入正常运行。对于设有水位自动调节器的装置，这时可将控制按钮转换至自动位置。

3.2 运行中的管理

为了获得量多质优的淡水，运行中应注意做好下列各项工作：

1）保持适当的给水倍率，维持适宜的盐水浓度和水位。通常给水倍率应控制在 3 ～ 4 左右，蒸发器中的水位应在水位计的半高。如果造水量和水位出现波动，可通过给水调节阀适当调节给水量。

2）调节淡水泵的排量，维持适当的凝水水位。冷凝器的凝水水位决定于冷凝器单位时间内的凝水量和淡水泵的流量。若两者相等，则水位保持稳定。装置运行时，应注意调节凝水泵出口阀的开度，使凝水泵流量与造水量相适应。一般应将凝水水位维持在水位计的/3～1/2高度。不允许淡水泵在无水的情况下工作，并应使其具有一定的流注高度。

3）控制加热水流量，保持适宜的蒸发量。当蒸发压力一定时，装置的造水量将取决于加热水流量和它的温度。加热水流量可借阀 10 或旁通阀 2 调节。热水流经蒸发器的温度降通常约为 6 ～ 9 ℃。当热水进口温度降低时，为了保持造水量，可适当加大加热水流量，但不可任意，以防装置超负荷而影响造水质量。

4）控制冷却海水的流量，维持适当而稳定的真空度。装置的蒸发温度应保持在 35～45 ℃之间（相当的真空度为 94～90%），可通过冷凝器的冷却水量来控制，一般应使冷却海水的温升保持在 5 ～ 6 ℃左右。

当船舶进入热带航区时，海水温度可达 30～32℃或更高，这时真空度将会下降，对应的蒸发温度也将升高，结垢就会加剧。为此就应减少加热水流量，降低蒸发器负荷，同时还应加大冷却水流量，保持足够的真空度，以使蒸发温度不超过 45℃为宜。但是，冷却水量也不能过分增加，一般不应超过额定流量的 130%，亦即冷却海水的温升不宜小于 4 ℃。

当海水温度较低时，蒸发温度可能低于 35℃。为了防止沸腾过于激烈而影响水质，可稍开真空破坏阀，漏入少量空气，将真空度保持在 90～94%左右。

装置在运行时，海水温度将直接影响到真空度，并关系到生成淡水的质量和数量，因此注意维持适当的真空度，乃是运行管理的一项经常而重要的工作。

3.3 停用

当船舶驶近港口或在离海岸不足 20 n mile的海区航行时，为了防止海水中的病菌之类污染淡水，就应使装置停止工作。其一般步骤如下：

停止加热。先开大旁通阀 2，然后关闭蒸发器的热水进出口阀 10，并相应调节冷却水进主机时的温度。

关闭淡水泵排出阀 14，停止淡水泵工作。

待蒸发器冷却后，停止海水泵 35，关闭流量计 30 前的截止阀，同时停止冷凝器的海水供应。

打开真空破坏阀 27，再开泄水阀 22 放空蒸发器中的盐水。

设备停止工作后，应注意防止热水或海水漏入，以免引起结垢、锈蚀甚至使蒸发器的加热管被盐垢堵塞。

3.4 常见故障及其排除方法

真空蒸发式海水淡化装置的常见故障及其排除方法见表5.4.3-5。

表5.4.3-5 **真空蒸发式海水淡化装置的故障**

故障及其原因	排除方法
1．真空度不足，低于90%	
1）指示仪表失灵	校准或换新
2）各法兰、填料处存在漏泄或真空破坏阀未关严	查漏和消除
3）冷凝能力不足	
（1）冷却水温太高或水量不足	加大冷却水量
（2）冷却管脏污	清洗管束
（3）冷却水侧“气塞”	放出空气
（4）淡水泵排量不足，凝水水位过高	纠正泵的工作
4）真空泵流量不足	
（1）工作水压力过低（小于0.35 MPa）	校正供水系统的工作
（2）排出背压过高（大于78.5 KPa）	全开舷侧排水阀，检视其止回阀工作是否正常
（3）喷管安装不当、磨损或堵塞	拆检、纠正或换新
（4）吸入管止回阀卡住	拆检并纠正
（5）工作水温过高	可能时设法降低温度
5）蒸发量过大	减少加热水量
2．造水量太少	
1）真空度不足	参阅1项说明
2）加热淡水流量不足	加大热水流量
3）蒸发器加热水侧“气塞”	放出空气
4）加热管内侧结垢或外侧脏污	清洗和除垢
5）回流电磁阀关闭不严	检查并消除
6）流量表读数错误	检查并校正流量表
7）给水倍率过大	减少给水量和排盐量
3．淡水含盐量过高	
1）沸腾过于剧烈	
（1）真空度太高，蒸发温度过低	减少冷却水流量或稍开真空破坏阀
（2）加热淡水流量过大	减少加热水流量
2）盐水水位过高	
（1）排盐泵排量不足	检查排盐泵和排盐系统
（2）给水量过大	将给水量降至造水量的3～4倍
3）盐水浓度太大	加大给水倍率至3～4
4）冷凝器管子漏泄	重新扩管或堵塞
4．蒸发器结垢严重	（除作下述处理外尚需除垢）
1）蒸发温度过高	提高真空度至93%左右
2）加热水温度过高（70℃以上）	设法降低加热水温
3）盐水浓度太大	加大给水量和排盐量

3.5 装置的养护

蒸馏装置运行时，应定期（如每隔6个月左右）打开人孔门或蒸发器的下端盖，检查蒸发器管束上的结垢和渗漏情况。

对冷凝器的冷却管，也应作类似的检查，以观察有无渗漏和堵塞。

对各水泵和有关系统，应检查各接合处的严密性、填料函的密封性、轴的磨损以及叶轮的结垢等。

当发现管上结垢较厚时，应设法除去。除垢的方法有：

1）机械除垢。利用金属丝刷、扩孔锥或其他刮垢器等进行刷洗清除。此法虽简便有效，但工效低，劳动强度较大。

2）化学清洗。清洗药剂大多是一些酸性物质，如干酸粉、柠檬酸和乙醇酸钠等。

干酸粉以氨基磺酸为主要成分并拌有缓蚀剂和指示剂。清洗时，只需在每L水中溶入0.1 kg干酸粉的溶液（投放量可根据积垢情况适当增减）注入蒸发器中即可。如能将溶液加热（温度不大于70℃），并使其经蒸发器循环流动，则可加速除垢。当水垢被溶解并使药剂耗去85%以上时，干酸粉溶液的颜色就会由红色转成橙黄，这时即应将其放出，然后再重新换入新的溶液，直至水垢全部去净。

对于难除的$CaSO_4$垢，可用15%（重量）的乙醇酸钠溶液加适量缓蚀剂（如Rodine No446），在温度77～82℃下经管束循环约24 h，可有效地清洗$CaSO_4$垢。

蒸发器竖管外壁的污脏，常用碳酸钠（碱）煮洗。碳酸钠水溶液的浓度宜保持在1%左右，碱煮时间应持续8 h。

第4章 闪发式海水淡化装置

1 工作原理

闪发式淡化装置如图5.4.4-1所示。海水在加热器1中被加热至一定温度，然后经喷雾器减压喷洒于蒸发器2中。蒸发器内的压力低于水温所对应的饱和压力，所以海水一经喷入，其中的一部分就会因过热而骤然汽化（称闪发）。闪发生成的二次蒸汽经汽水分离器4进入冷凝器6，被来自海水泵7的海水冷却凝结而成淡水，再由淡水泵8送往淡水舱。

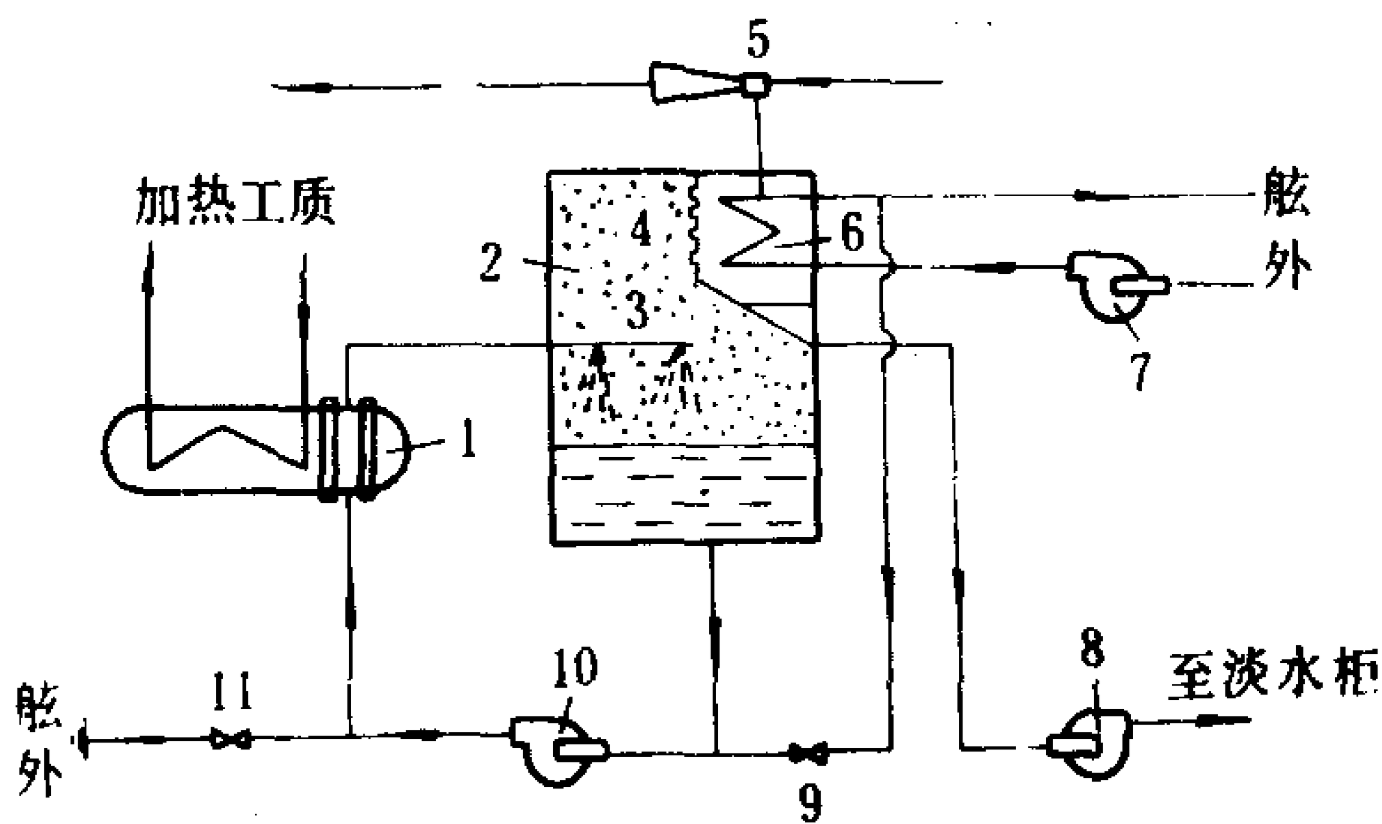


图5.4.4-1 真空闪发式淡化装置原理

1-加热器；2-蒸发器；3-喷雾器；4-汽水分离器；5-真空泵；6-冷凝器；7-海水泵；8-淡水泵；9-给水调节阀；10-盐水循环泵；11-排盐调节阀

蒸发器内未被汽化的盐水由盐水循环泵10抽出，其中大部分与新加入的给水一起重返加热器，另一部分则作为排盐向舷外排出。

装置中因蒸发和排盐所减少的水量，由冷凝器排出的冷却水通过给水调节阀9来补充。闪发所需的真空度则由真空泵5建立和保持。

这种装置的蒸发器没有换热面，因此，结垢问题基本解决，但整个装置的效率则较低。

为了提高经济性，增大产水比，可采用多级的形式见图5.4.4-2。它由若干个压力依次降低的蒸发器串接而成。这样，在上一级中没有汽化的海水就可在下一级蒸发器中继续闪发汽化。这时，从冷凝器流出的冷却水，就全部作为给水进入加热器1，被加热后，依次进入各级蒸发器闪发，而盐水则在最后一级由排盐泵排出。

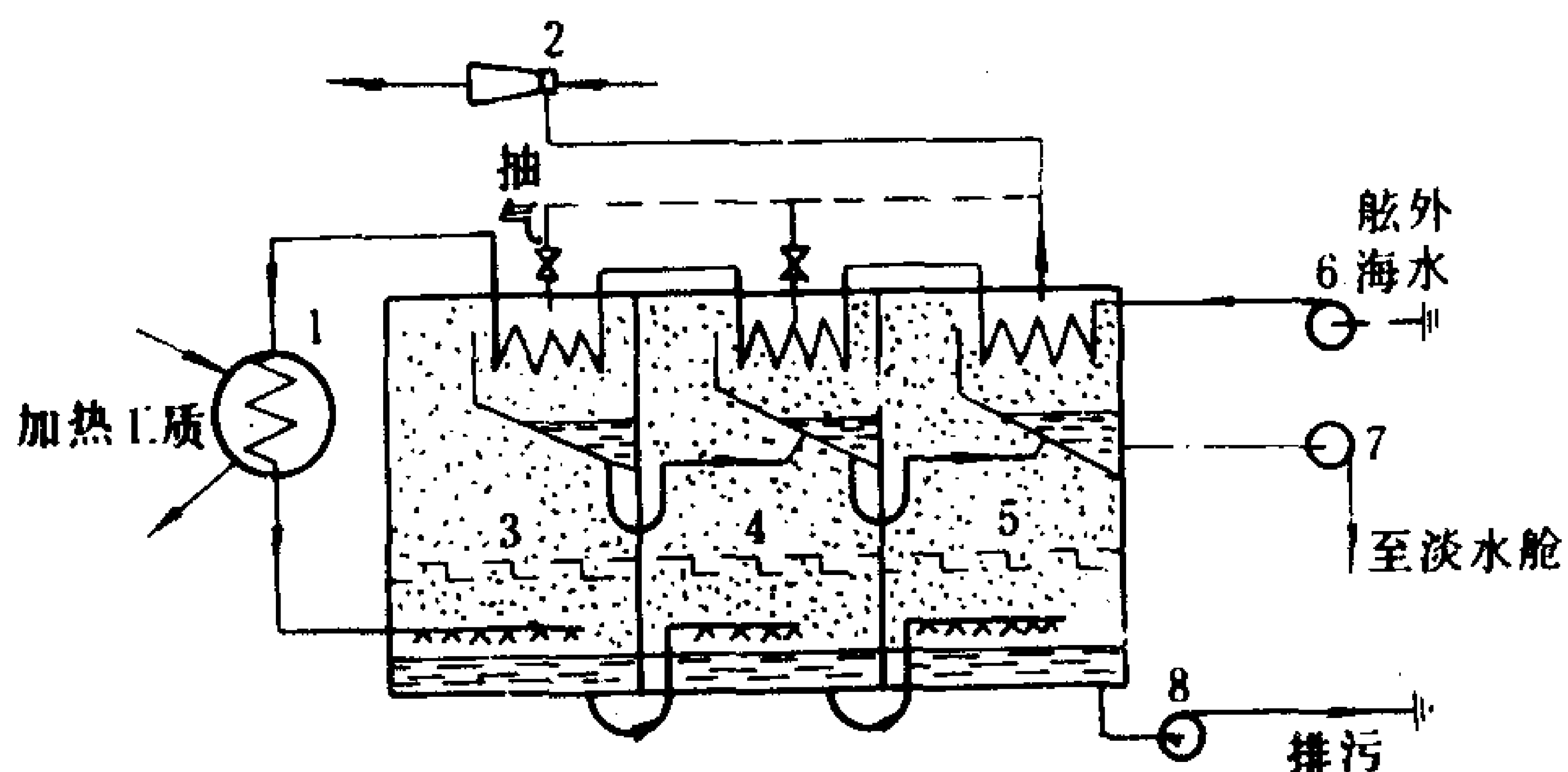


图5.4.4-2 多级闪发式淡化装置原理

1-加热器；2-真空泵；3-一级蒸发器；4-二级蒸发器
5-三级蒸发器；6-海水泵；7-淡水泵；8-排污泵

多级闪发式装置，结构比较紧凑，在船舶条件下易于保持淡水质量，所以在需水量较多并以蒸汽作为热源的船舶上，获得了广泛的应用。

2 单级真空闪发式淡化装置

船用闪发式淡化装置的型式不一，图5.4.4-3所示是尼莱克斯 JWSFP 型海水淡化装置。它除采用板式换热器外，还采用直接接触式（混合式）冷凝器来改善冷凝换热。

淡化装置包括2个板式换热器（盐水加热器1和淡水冷却器9）、1个闪发冷凝室50、3

ST　MR 主复位　DiS 禁止　D_0　D_1　D_2　D_3　Q_0　Q_1　Q_2　Q_3

传输门

$\bar{A}$　A

A	特性
0	双向短路
1	双向开路

MR	ST	禁止	D_3	D_2	D_1	D_0	Q_3	Q_2	Q_1	Q_0
0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	1
0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0
0	1	0	0	0	1	1	0	0	1	1
0	1	0	0	1	0	0	0	1	0	0
0	1	0	0	1	0	1	0	1	0	1
0	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0
0	1	0	0	1	1	1	0	1	1	1
0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0
0	1	0	1	0	0	1	1	0	0	1
0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0
0	1	0	1	0	1	1	1	0	1	1
0	1	0	1	1	0	0	1	1	0	0
0	1	0	1	1	0	1	1	1	0	1
0	1	0	1	1	1	0	1	1	1	0
0	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1
0	0	0	×	×	×	×	已锁存			
1	×	0	×	×	×	×	0	0	0	0
×	×	1	×	×	×	×	高阻抗			

×＝无关

图 8.2.3－9　三态锁存器

台双联离心泵、1台射水抽气器22和1台蒸汽注水器21，后者只在用蒸汽加热时使用。装置的工作参数如下：

闪发室给水进口温度　约55℃

闪发室内海水的饱和温度　约48℃（相当真空度90%）

加热水温度　65℃

给水倍率μ　8

造水量　10～60 t/d

装置可用主机冷却淡水或低压蒸汽加热。当使用主机缸套水加热时，热水经阀38进入加热器1，放出热量后从阀39流回。盐水从闪发室底部抽出，与来自冷却器9出口处的一部分海水（补给水）一起由盐水循环泵24送入加热器，经加热后通过喷雾器46喷入闪发室47。在这里部分盐水闪发成汽，经网式汽水分离器20进入冷凝室50。未能汽化的盐水下落在闪发室底部，其中的大部分由盐水循环泵24抽出继续循环，其余则越过闪发室底部的溢流板48由排盐泵25排出。

进入冷凝室的蒸汽，与从淋水板19淋下的冷淡水直接接触而凝结，落入冷凝室底部，由泵34抽出送入淡水冷却器9，被来自主海水泵的海水冷却，然后再进入冷凝室顶部的喷淋室重复使用。在初次起动时，为了保证有足够的冷淡水循环，应先在冷凝室内加入足够的淡水。为此，可由船上的日用淡水柜经注水阀52加入，使冷凝室中的水位达到水位计的半高。

落入冷凝室的另一部分淡水，从底部的溢流管51溢出，由淡水泵35送经盐度传感器检测和流量表计量后，排入淡水舱，或在不合格时经电磁阀14自动泄向舱底。

闪发冷凝室中的真空度由射水抽气器22保持。抽气器的工作海水由泵29供给，工作水压力为0.3～0.4 MPa。抽气器排出的水，则由排水泵28排出舷外。

本装置也可用低压蒸汽作为加热介质，其工作情况与图5.4.3-5所示相似。

3　两级真空闪发式淡化装置

图5.4.4-4示出两级真空闪发式淡化装置，其中除各水泵、加热器、抽气器及其冷却器外，其他部件都设置在一个筒形壳体6中。壳体用中间隔壁分成左右两室，分别组成第一级闪发冷凝室和第二级闪发冷凝室。装置的工作参数如下：

加热器出口的给水温度　80℃

第一级闪发室的盐水饱和温度　62℃（真空度79%）

第二级闪发室的盐水饱和温度　50℃（真空度89%）

造水量　3200　kg/h

给水由给水泵10经流量计11、第二级冷凝器和第一级冷凝器、喷射器工作蒸汽冷凝器4供入压力式给水预热器1，被加热后经控制阀5进入第一级闪发室，其中的一部分闪发成汽，其余则流入第二级闪发室再次闪发出一部分蒸汽，余下的盐水则由排盐泵20排出舷外。

从第一、二级闪发室中生成的二次蒸汽，分别经各自的汽水分离器，在各自的冷凝器中被给水冷凝。凝水由淡水泵18抽出，经盐度传感器16和电磁阀14送入淡水舱。

蒸发冷凝室中的真空度由两级蒸汽抽气器7、8保持。抽气器的冷凝器用给水冷却，以提高给水的温度。

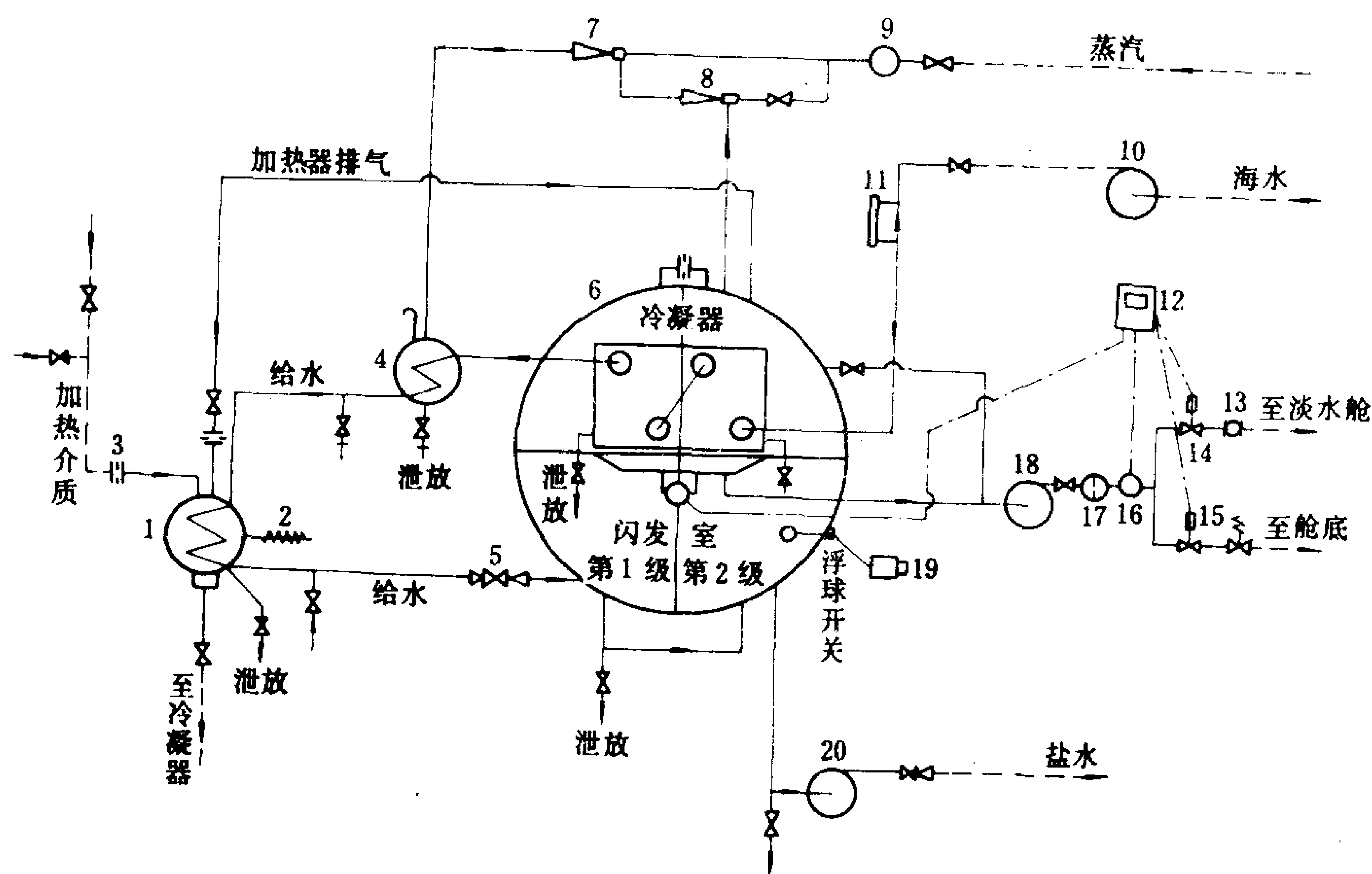


图 5.4.4-4 2 级闪发式淡化装置

1-给水预热器；2-安全阀；3-孔板；4-喷射器的冷凝器；5-给水控制阀；6-蒸馏器壳体；7、8-抽气器；9-滤器；10-给水泵；11-流量计；12-盐度计；13-淡水流量计；14、15-电磁阀；16-盐度传感器；17-滤器；18-淡水泵；19-蜂鸣器；20-排盐泵

4 闪发式淡化装置的管理

下面以图 5.4.4-3 为例说明闪发式淡化装置的操作管理。

4.1 起动

1)起用冷却器

开启阀 54、55 使海水进入冷却器。然后调节旁通阀 53 的开度，控制海水流量，使海水的温升保持在 5 ~ 8℃左右。

开启注水阀 52 向冷凝室灌水，直至室中水位升到水位计的半高。

2)抽真空。

打开射水抽气器供水泵 29 的吸入阀，起动供、排水双联泵，然后开启排水泵 28 的排出阀，使抽气器 22 工作，工作水压应保持 0.6 MPa左右。这样一般可在 10~12 min内建立起 90%的真空度。

3)供入给水

开启给水调节阀 31，观察流量计 32，并按给水倍率为 8 来调节阀 31 的开度。

4)起动其余各泵。

调节排盐泵和淡水泵排出阀的开度，控制它们的流量以防泵空转或室内积水过多。泵的排出压力约为 0.1 MPa。

5)起用加热器

打开阀 38、39 通入加热淡水，调节旁通阀 40 的开度，控制加热水的流量，使其在加热

器中的温降达 5 ～ 8 ℃左右。这时，每小时的流量约相当于每昼夜造水量的 4 ～ 5 倍。

6 ）接通盐度计电源。

4.2 运行中的管理

这种淡化装置在主机缸套水温为 65℃、海水温度为 30℃时，造水量可达到它的最低额定值，而当海水温度为 12℃时，造水量可增加到最低额定值的 150%，亦即达到它的最高额定值。

在运行中，要注意调节旁通阀 53 的开度，保证冷却海水的流量来维持适宜的真空度。因此，当海水温度较高时，应适当加大冷却海水的流量。反之，即应相应减少，必要时也可稍开真空破坏阀。

当主机工况改变致使缸套水温变化时，为了保持造水量的稳定，可相应改变旁通阀 40 的开度，以资调节。夏季因海水温度较高而难以维持足够的真空度时，也可适当减少加热水的流量，降低产水量，以避免蒸发温度过高。

为使凝水水位和盐水水位能够保持稳定，除按给水倍率调节给水量外，尚应注意调节淡水泵和排盐泵的流量。

4.3 停用

打开真空破坏阀 6 ，破坏真空。

打开旁通阀 40，关闭加热水进出阀 38、39 停止加热。

关闭相应各阀，停止抽气器的供、排水泵。

关闭给水调节阀，停止补给水供应。

关闭淡水泵和排盐泵的排出阀，停止其他各泵。

切断盐度计电源。

开启旁通阀 53，关闭海水进、出阀 54、55，停止冷却器的工作。

第5章　其他海水淡化装置

近年来，在海水淡化方面，除传统的蒸馏式淡化装置外，反渗透、电渗析和离子交换等装置亦逐步得到应用。其中以反渗透装置在船上的应用最为现实。

1　反渗透海水淡化装置的基本原理

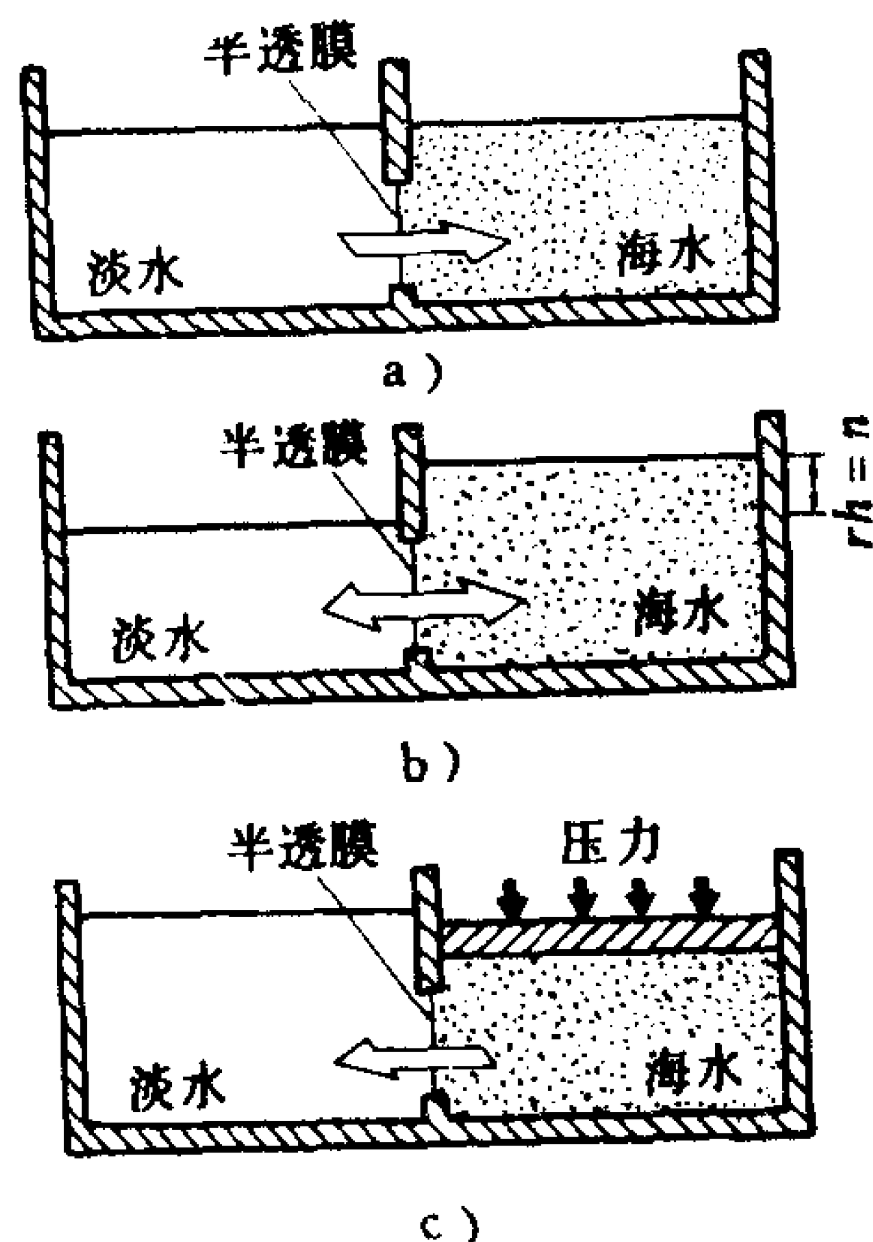


图5.4.5-1　渗透与反渗透示意图

a）渗透开始；b）渗透平衡；c）反渗透

图5.4.5-1为渗透和反渗透示意图，后者是前者的逆过程。当淡水和海水（或其他两种不同浓度的溶液）被半透膜隔开时，稀溶液中的溶剂就会通过半透膜自发地向浓溶液一侧扩散（图中a），这种现象叫做渗透。渗透的结果，浓溶液一侧的液面逐渐升高，直到由此所产生的静压差达到一个定值 $\pi=\rho gh$时，扩散停止渗透也就达到动态平衡（图中b），这个静压差值 π即称为渗透压。渗透压的大小与溶液的绝对温度成正比，并与浓度近似地成正比。然而，如果在浓溶液的一侧增加压力，使其超过渗透压，那么便可迫使渗透逆转，即浓溶液中的溶剂就会向稀溶液中渗透，实现所谓的反渗透过程（图中c）。反渗透淡化装置就是利用这一原理工作的。

2　反渗透淡化装置的膜组件

反渗透淡化装置的主要元件是渗透膜，它的构件称为膜组件(反渗透器)，常用的有管式、板式、螺旋卷式和中空纤维式等四种。它们所用的膜材料，主要都是醋酸纤维素、聚酰胺和聚砜。

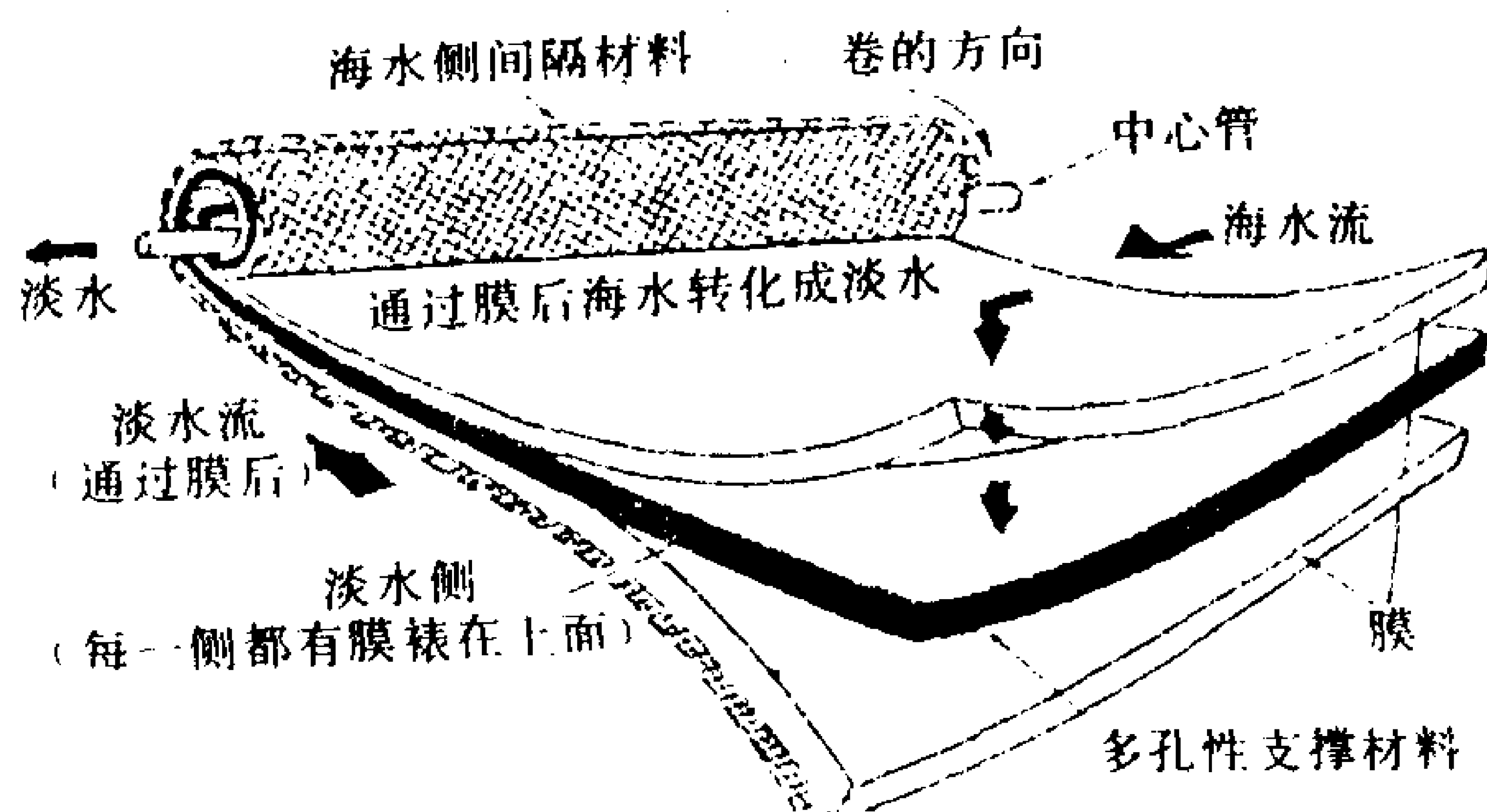


图5.4.5-2　螺旋卷式反渗透装置单元结构

螺旋卷式膜组件是由多层膜叶卷制而成,其单元结构如图5.4.5-2所示。每一膜叶由2张半透膜夹入一层多孔性支撑材料组成。膜叶的三边用粘合剂密封，以使海、淡水侧隔开，而开口的第四边则与中心多孔的淡水收集管固接。在各膜叶的外侧设有一层海水导流隔网，它与膜叶一起卷绕在淡水集管上，然后将整个膜组件装入圆柱形耐压筒中，海水在压力作用下，由组件的一端进入，经过导流隔网由另一端排出，而渗入膜叶中的淡水则沿螺旋方向在多孔性支撑材料中流动，并汇集于中心管，然后引出。

中空纤维式膜组件是把数以万计的外径为50～200μm、内径为25～45μm的中空纤维做

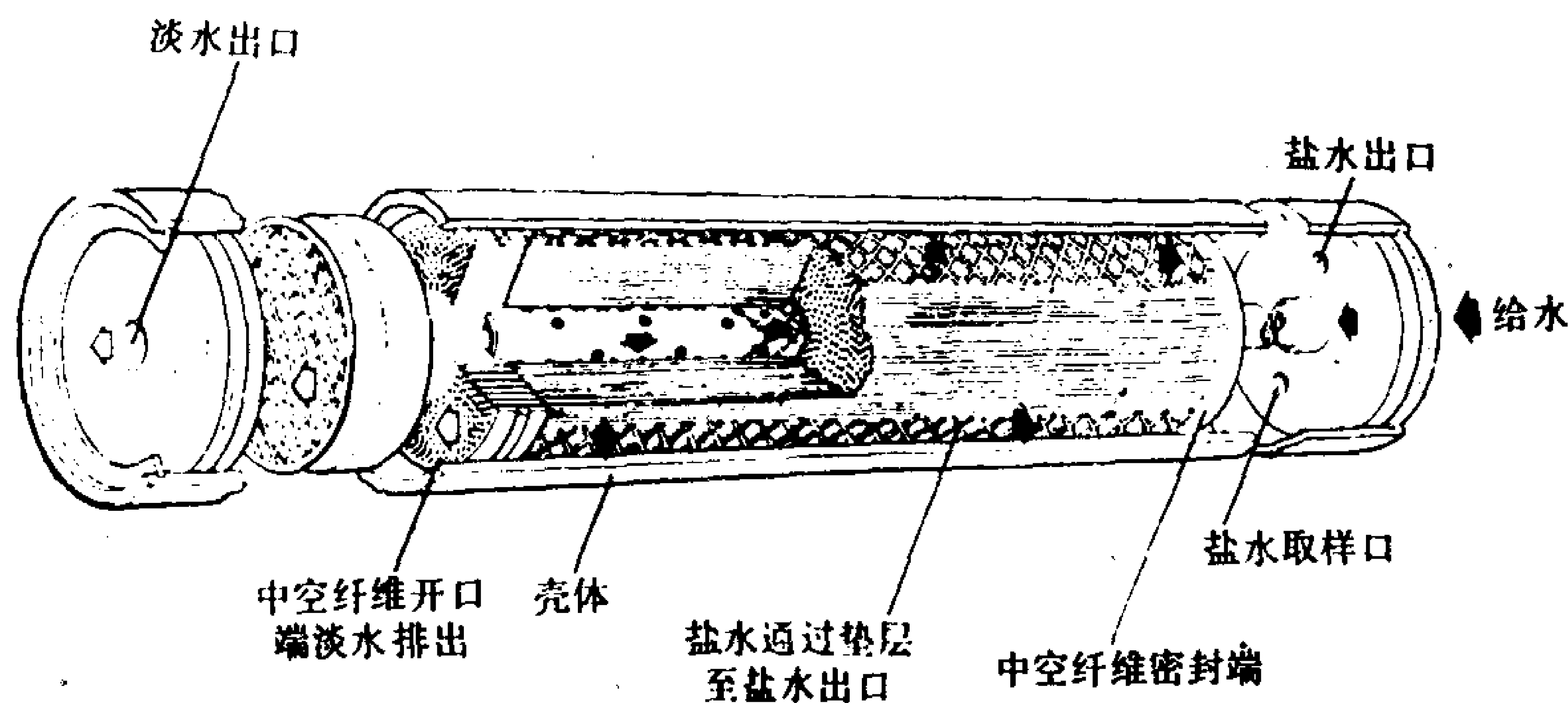


图 5.4.5-3 中空纤维反渗透膜组件

成 U 形纤维束，其盲端密封，开口端铸入树脂管板，然后装入圆柱形耐压容器，见图5.4.5-3。海水在压力作用下流过纤维外表面，其中的淡水即反渗入中空纤维管中，在管板一端引出，而浓盐水则由容器的另一端排出。

板式膜组件是由承压板、多孔性支撑板和膜片经粘结组合成淡化板，再由淡化板多层叠合，用 O 形环密封，由端盖和螺栓紧固，其结构类似板式换热器。高压海水从一端引入，经淡化板的分配孔道流经膜面，盐水由另一端流出。反渗入淡化板中的淡水，则经多孔性支撑板汇集，由承压板侧面管道引出。

3 反渗透海水淡化系统

反渗透海水淡化装置通常分 1 级和 2 级两种。图 5.4.5-4 为一单级反渗透淡化系统。海水由海水泵送入双联滤器，并由一小水箱借计量泵定期输入化学药剂。海水过滤后，通过高压泵送入反渗透器，淡化后的盐水排出舷外，而淡水则可直接应用。

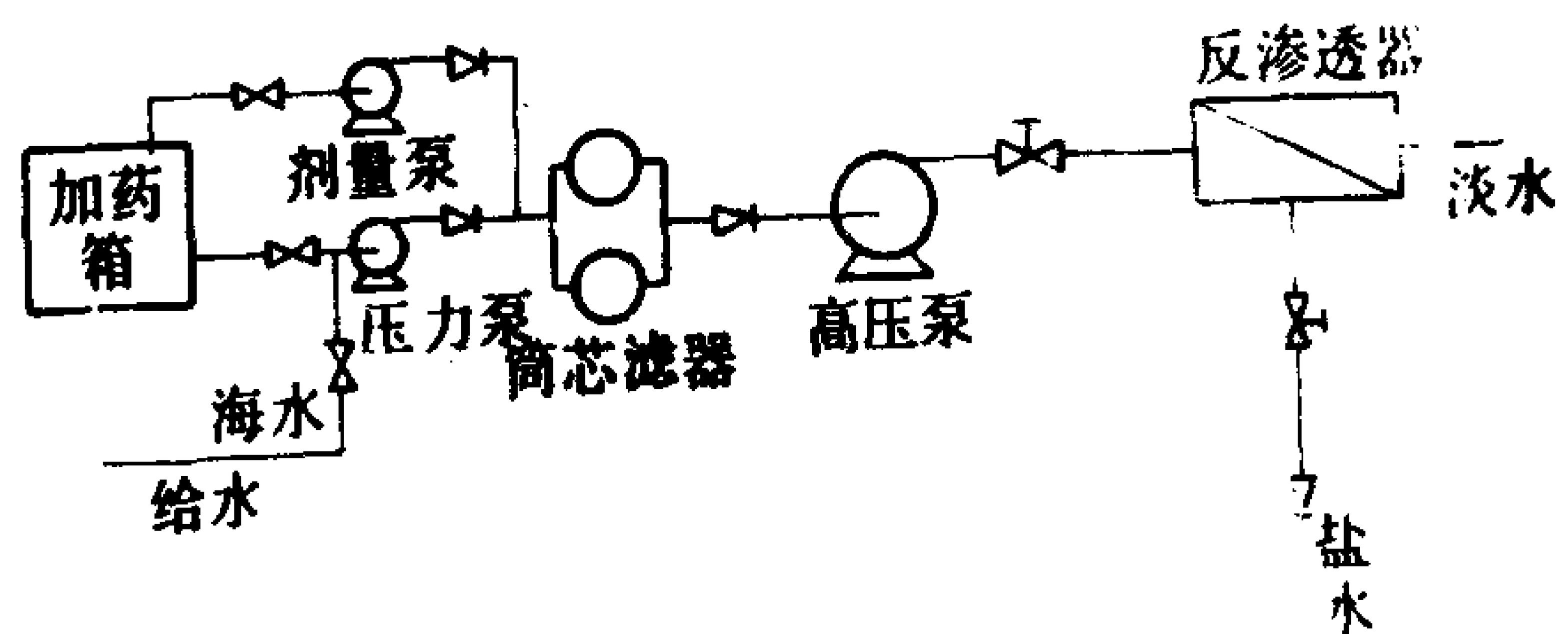


图 5.4.5-4 单级反渗透淡化系统

海水在含盐量 35 g/L、温度为 20℃ 时的反渗透压约为 2.4 MPa。但在实际装置中，为了提高膜的透水量和脱盐率，1 级淡化装置的操作压力一般约为 7.8～9.8 MPa，2 级约为 5.9～7.8 MPa以下。2 级装置的操作压力虽然较低，运行安全性好，所产水质也较高，但所需设备和运行费用却相对增加。

反渗透海水淡化装置的一个主要缺点是，渗透膜的透水量将随运行时间的加长而逐渐衰减。其原因，除膜本身的因素外，主要还是由于膜表面受到污染的缘故。因此就须对海水进行预处理。通常是过滤给水、添加药剂（如六聚磷酸钠，投放量为 5 mg/L）或根据膜材要求加酸，将给水的pH值降低到 5，以去除或减少污染因素。同时，在管理中，应经常注意各监控仪表的读数，根据需要更换滤芯，并在透水量减少 10% 时，对膜进行化学清洗，保持膜面清洁以维持膜的透水量。

参考文献

〔1〕大连海运学院辅机教研组：船舶辅机（下册），人民交通出版社，1974
〔2〕阎永阁等：船舶辅机（下册），人民交通出版社，1983
〔3〕王俊鹤等：海水淡化，科学出版社，1978
〔4〕朱树文：船舶动力装置与设计，上海交通大学出版社，1958
〔5〕船舶辅助机电设备编辑组：船用海水淡化装置译文集，1976
〔6〕上海船舶设备研究所：机电设备，1982、1984、1985、1987
〔7〕D. W. Smith: Marine Auxiliary Machinery, 1983
〔8〕ALFA-LAVAL Nirex Engineering, The NIREX Conpect Freshwater Distillers, 1984
〔9〕В. Ф. Коваленко, Г. Я Лукин, Б. М. Рогалев: Водоопреснительные установки морсккиx судов, 1964
〔10〕А. С. Цыганков: Судовые водоопреснительные установки

第5篇　船　舶　制　冷

第1章　船舶制冷原理

1　船舶制冷概述

在船上，制冷主要用于易腐食品储藏、渔获物保鲜、住舱和专用舱室的空气调节，是货物冷藏运输和舱室空调的必要技术手段。船舶制冷不仅关系到船员的生活、健康和某些船舶的正常营运，而且还在“冷链”的基本环节——水上冷藏运输中扮演着重要的角色。

冷藏运输是人民经济生活发展的重要标志，跨越海洋的水上冷藏运输更是发展食品生产、促进外贸交流和繁荣国家经济的途径，历来受到各国的重视。事实上，国内外易腐货物的运输规模，逐年都在扩大。表5.5.1-1列出了世界各主要地区易腐货物吞吐量的增长情况。

社会经济的发展，不仅对易腐食品的运量，而且还对它们的运输质量和成本提出了更高的要求，推动着冷藏运输船队构成的变化。目前，除传统的冷藏船、冷藏舱外，还广泛使用着冷藏集装箱和冷藏集装箱船以及液化气运输船。它们的数量，除渔船和液化气船外，在1980年就有1000艘以上。其中新造的1000 DWT（载重吨）以上船的投运情况见表5.5.1-2。此外，冷藏船舱的技术性能也在不断提高，其中商船冷藏舱设计温度的变迁情况，据劳埃德船级社统计，如表5.5.1-3所列。

表5.5.1-1　　世界主要地区的冷藏货物进、出口量，$\times 10^7$kg

地区	1975年		1980年		1985年	
	进口	出口	进口	出口	进口	出口
西欧、斯堪的那维亚	1617	857	1693	982	1813	989
北美洲	439	264	566	398	643	563
东欧	365	247	444	282	625	349
东亚	265	156	356	214	482	295
地中海西部地区	219	488	232	521	266	562
西亚	131	176	275	217	492	288
南美洲	63	303	88	370	132	522
地中海东部地区	68	231	91	276	144	342
中美洲	61	372	52	387	82	439
非洲		135		122		176
其他	61	103	122	224	154	318
合计	3289	3332	3919	3919	4843	4843

存贮器。

半导体存贮器从器件原理来分有双极型和 MOS 型存贮器，其分类如图 8.2.3—18 所示

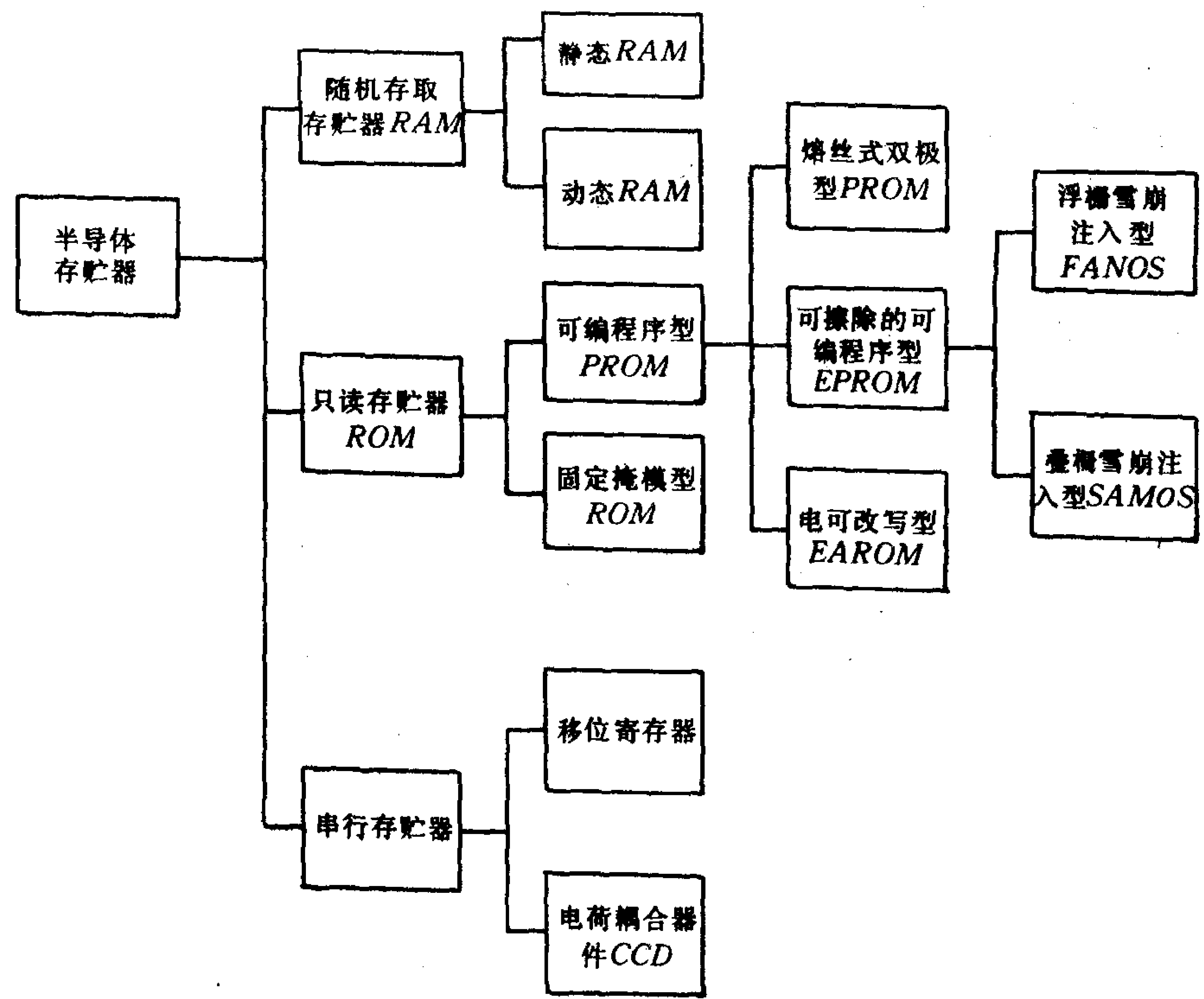


图 8.2.3—18 半导体存贮器的分类

存贮器是由一系列存贮单元组成的，在一个存贮单元中能存贮 8 位二进制信息，构成一个字节，一般要几个字节组成一个字。而每个存贮单元给予一个地址，按地址即可读写该存贮单元的信息。

存贮器内部由存贮单元阵列，地址寄存器，地址译码器和数据缓冲器等四个部分组成。

当将要访问的地址码送入地址寄存器，若地址寄存器为 P 位，则地址译码器可以从 $n=2^P$ 个存贮单元中选择指定的某个存贮单元，将其内容送到数据缓冲寄存器中。

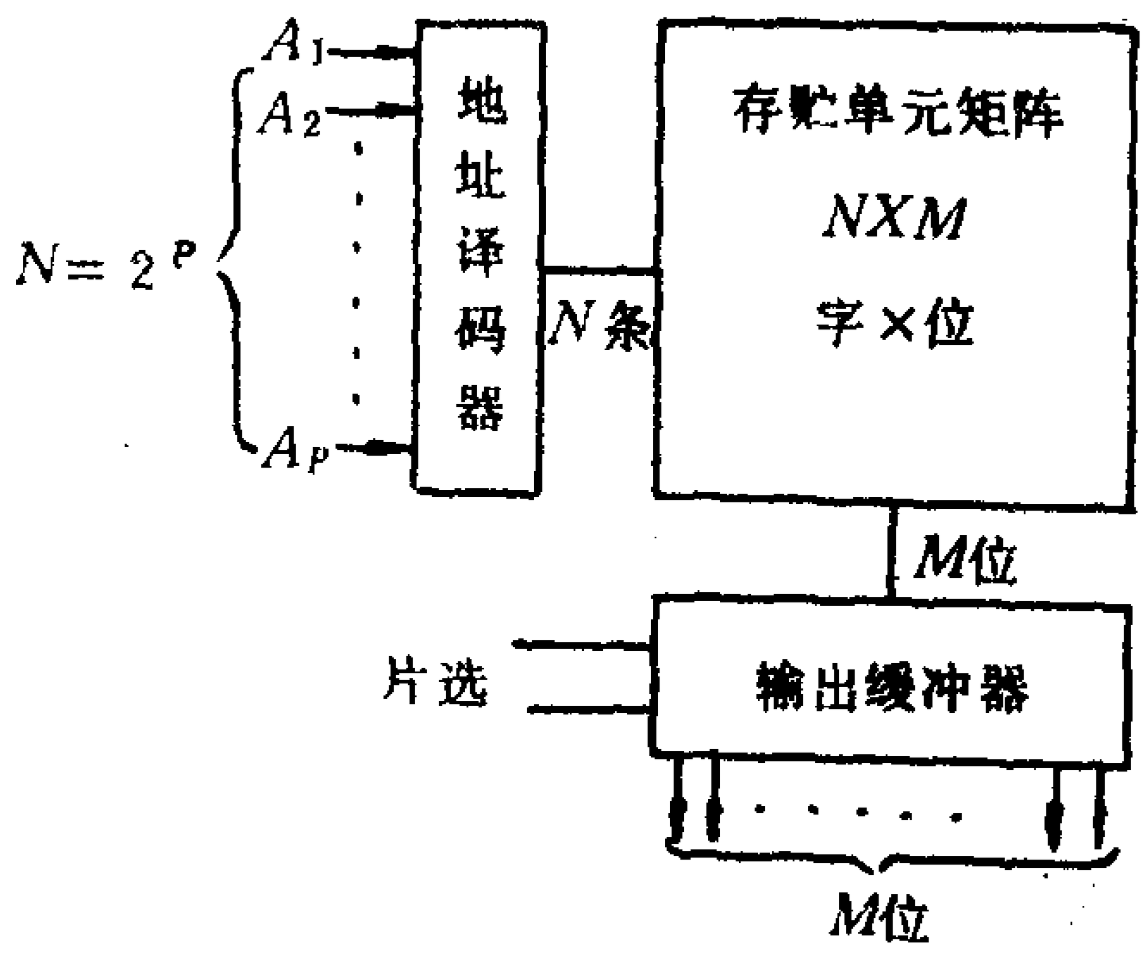


图 8.2.3—19 ROM 的基本组成

3.3 只读存贮器

3.3.1 固定掩模只读存贮器 ROM

这类 ROM 主要由二极管，双极型晶体管构成，集成度高，生产成本低，但不能改修。

如图 8.2.3—19 所示，ROM 主要由地址寄存器，地址译码器，存贮单元矩阵，输出缓冲寄存器以及芯片选择逻辑等部件组成。

按照存贮单元的编址方法，有线选法和重合选择法(见图 8.2.3— 20)。

表 5.5.1-5　**各种制冷方法及其适用范围**

方　法	原　　理	最低温度℃	制冷量 kW
水　冰 冰　盐	利用融化热制冷	0 −21.2 (NaCl)① −55.0 ($CaCl_2$)	随用冰量而定
冷板、冷袋	利用共晶液蓄冷后吸热	视溶液成份而定	视充液量而定
液态二氧化碳、干冰、液氮	利用气化（或升华）潜热和低温气体制冷 利用气化潜热和体温气体制冷	−56.6～−148② −158	随用冰量而定 随用冰量而定
气体绝热膨胀	利用膨胀机降温制冷 涡流管制冷	−100～−265(回热时) −10～−50	5.80～1160
蒸汽压缩制冷	利用汽化潜热制冷	−160	0.1～35000
吸收制冷	利用汽化潜热制冷	−65	0.1～22000
蒸汽喷射制冷	利用汽化潜热制冷	大于 0	35～3500
温差电（半导体）制冷	珀尔帖(热电)效应	−40(一级) −133(多级)	

① 指水冰中掺入 33% 食盐时的共晶温度。一般可写成：

融化温度 $t=-0.66a$ ℃

融解热 $q_0=335+2.93a$ kJ/kg

式中：a——掺入盐的质量百分数。

② 高值指 133.3 kPa 蒸汽压下的温度，低值指共晶温度。

干冰的升华潜热 r 为

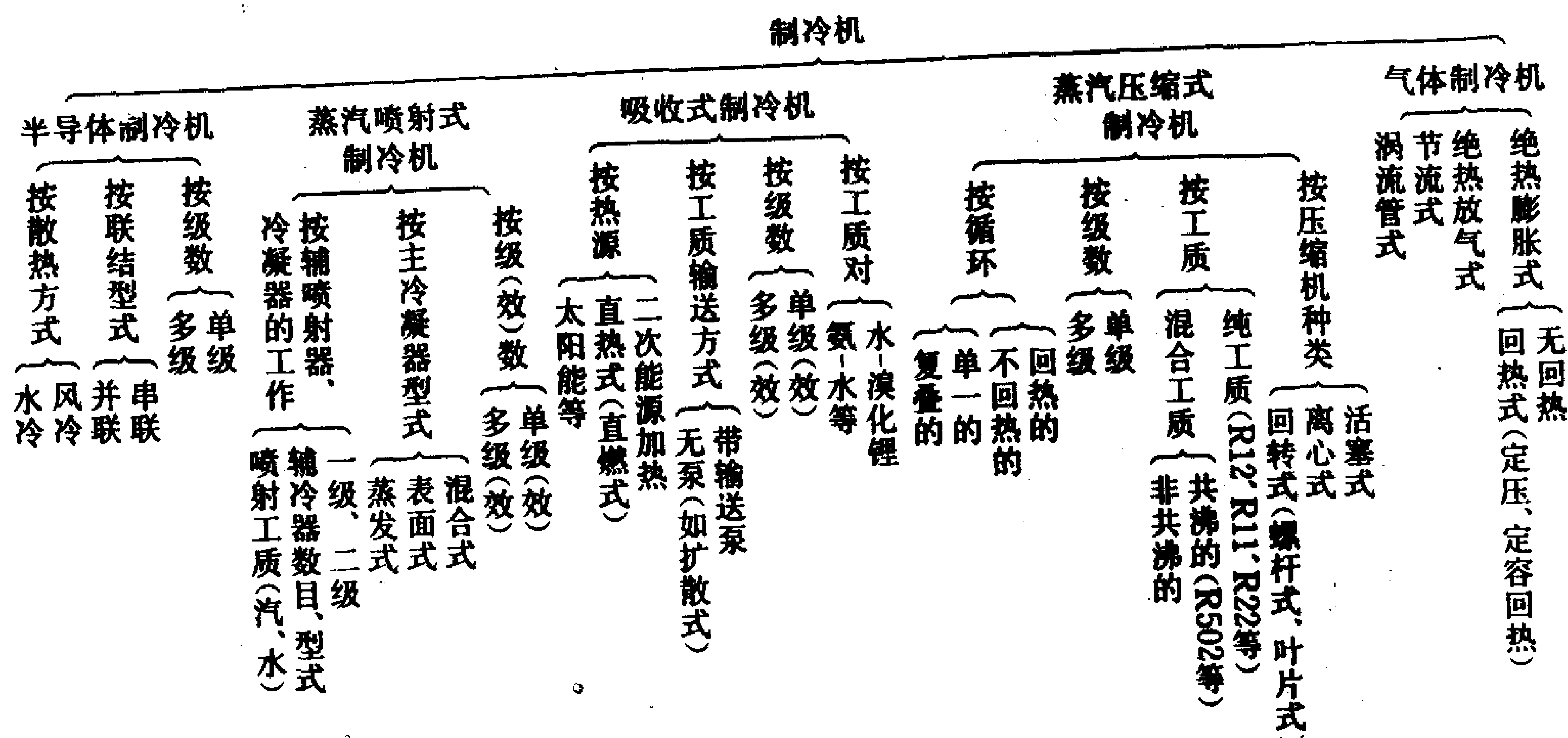
$$r=665.5-T-0.00626T^2-0.000018T^3 \quad \text{kJ/kg}$$

式中：T——温度，K。

3　制冷机

3.1　种类

制冷机种类如下表：



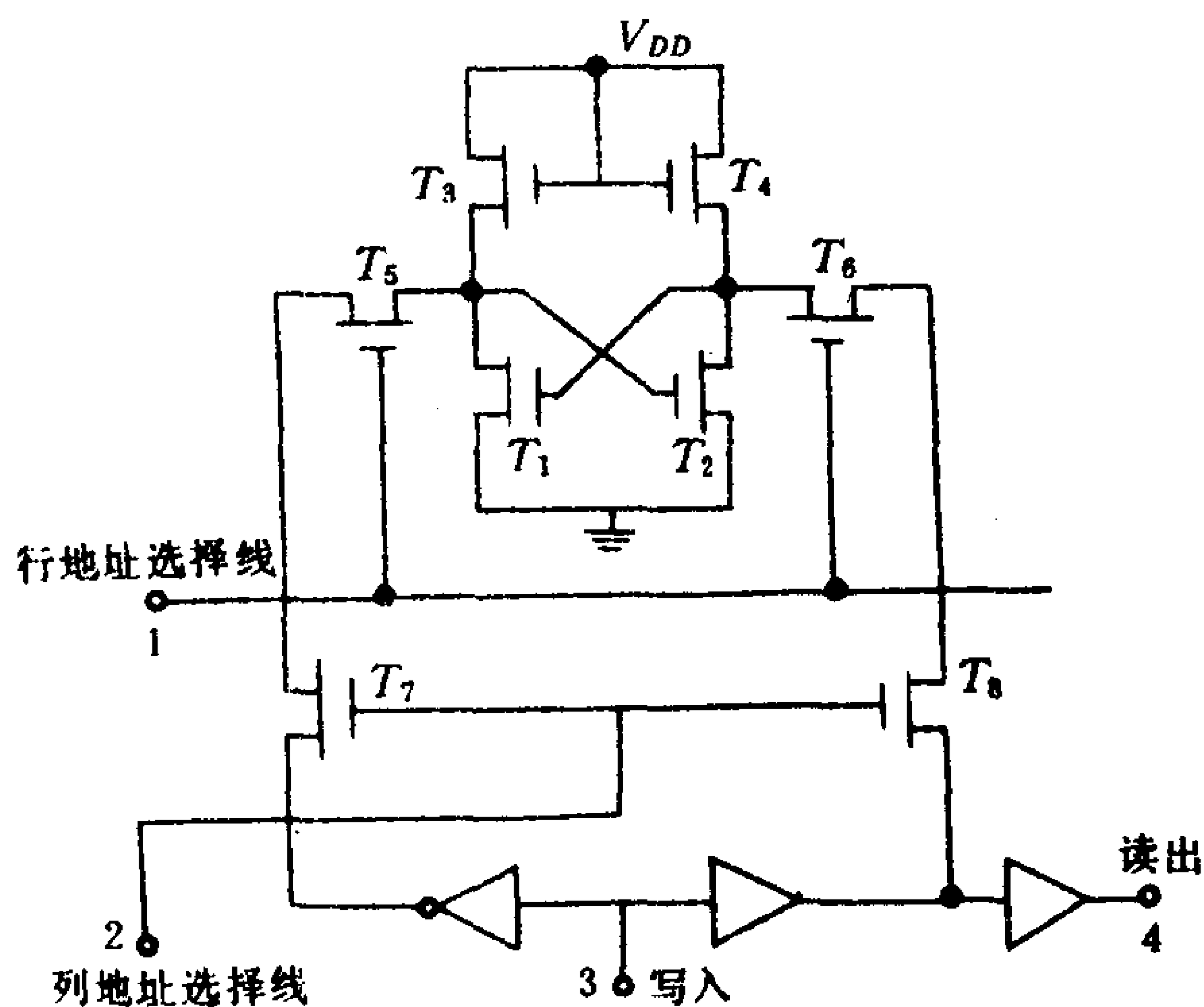


图 8.2.3—22 静态 RAM 的存贮单元

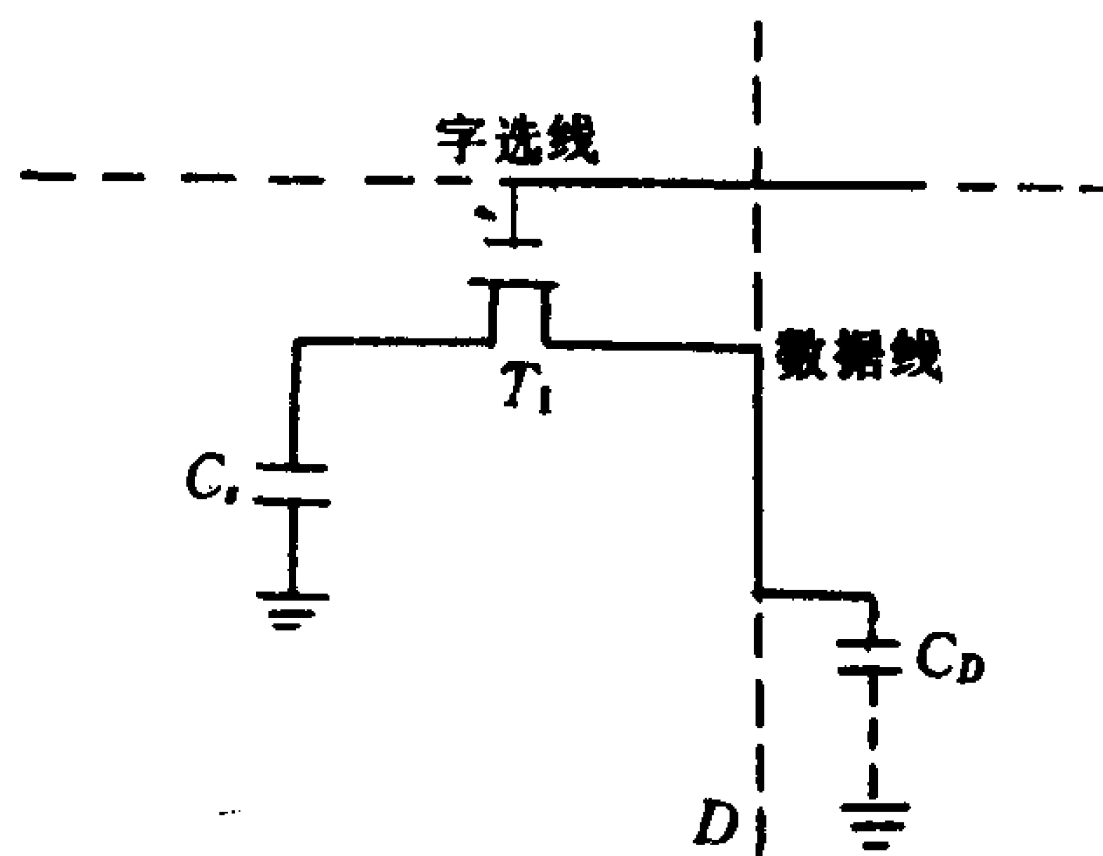


图 8.2.3—23 单管动态 RAM 存贮单元

如图 8.2.3—23 所示，写入时字选择线为“1”，T_1 管导通，C_s 充电到位线的电平（“1”或“0”）、字选择线复为“0”，则 T_1 管截止，C_s 上保持原来的电平，这就是写入过程，在读出时，字选择线为“1”，则 T_1 导通则 C_s 上的电荷通过 T_1 传送到数据线上。由于每次读出后，电荷要减少，所以必须周期地进行刷新，进行重新充电。

半导体存贮器常见芯片见表 8.2.3—2。

表 8.2.3—2 **半导体存贮器常见芯片**

种类	型号	字 x 位	存取时间 ns(mix)	工艺	电源 V	引线	特点
静态 RAM	2101A	256×4	350～450	N—MOS	+S	Dlp—22	可以用备用电池
	5101	256×4	450～800	C—MOS	+S	DIP—22	
	2111A	256×4	250～450	N—MOS	+S	—18	
	2102A	1024×1	250～450	N—MOS	+S	—16	
	2114	1024×4	200～450	N—MOS	+5	—18	
	2115	1024×1	45～95	N—MOS	+5	—16	
	2147	4096×1	60～90	N—MOS	+5	—18	
	2148H	1024×4	45～70	H—MOS	+5	—18	
动态 RAM	2104A	4096×1	150～300	N—MOS	±5,+12	—16	
	2107B	4096×1	200～450	N—MOS	+5,+12	—22	
	2108A	8192×1	200～300	N—MOS	±5+12	—16	
	2116	16K×1	200～300	N—MOS	±5+12	—16	
	2118	16k×1	100～150			—16	
	2164A	64k×1	150～200			—16	

续上表

种类	型号	字x位	存取时间 ns(mix)	工艺	电源V	引线	特点
EPROM	2708	1024×8	350～450	N－MOS	±5,＋12	－24	紫外线擦除
	2716	2048×8	300～450	N－MOS	＋5	－24	
	2732A	4096×8	200～450	N－MOS	＋5	－24	
	2764	8k×8	300～450	N－MOS		－28	
	27128	16k×8	250～450	N－MOS		－28	
	27256	32k×8	250～450			－28	
	μPD458	1024×8	450	N－MOS	＋S＋12	－28	电可改写
ROM	8308	1024×8	450	N－MOS	±5＋12	－24	与2708有互换性
	8316	2048×8	850	N－MOS	＋5	－24	与2716有互换性
	8316E	2048×8	450	N－MOS	＋5	－24	

4 总线结构

4.1 总线的概念

总线是计算机中传送信息的一组通信线。总线的结构往往影响计算机的信息传送方式和传送效率。微型计算机是以总线为中心而进行系统设计的。

4.2 总线结构

计算机总线有以下三种

1)芯片总线,是微处理片内的总线,用来连接微处理器内部的各逻辑单元。

2)内总线,又称系统总线,即连接微型计算机内各部件,如CPU与内存贮器或I/O接口电路之间的连接等。它包括地址,数据和控制三条总线。

3)外总线,又称通信总线,是连接各个微型计算机系统之间,或者微型计算机与其它控制设备之间的通信。

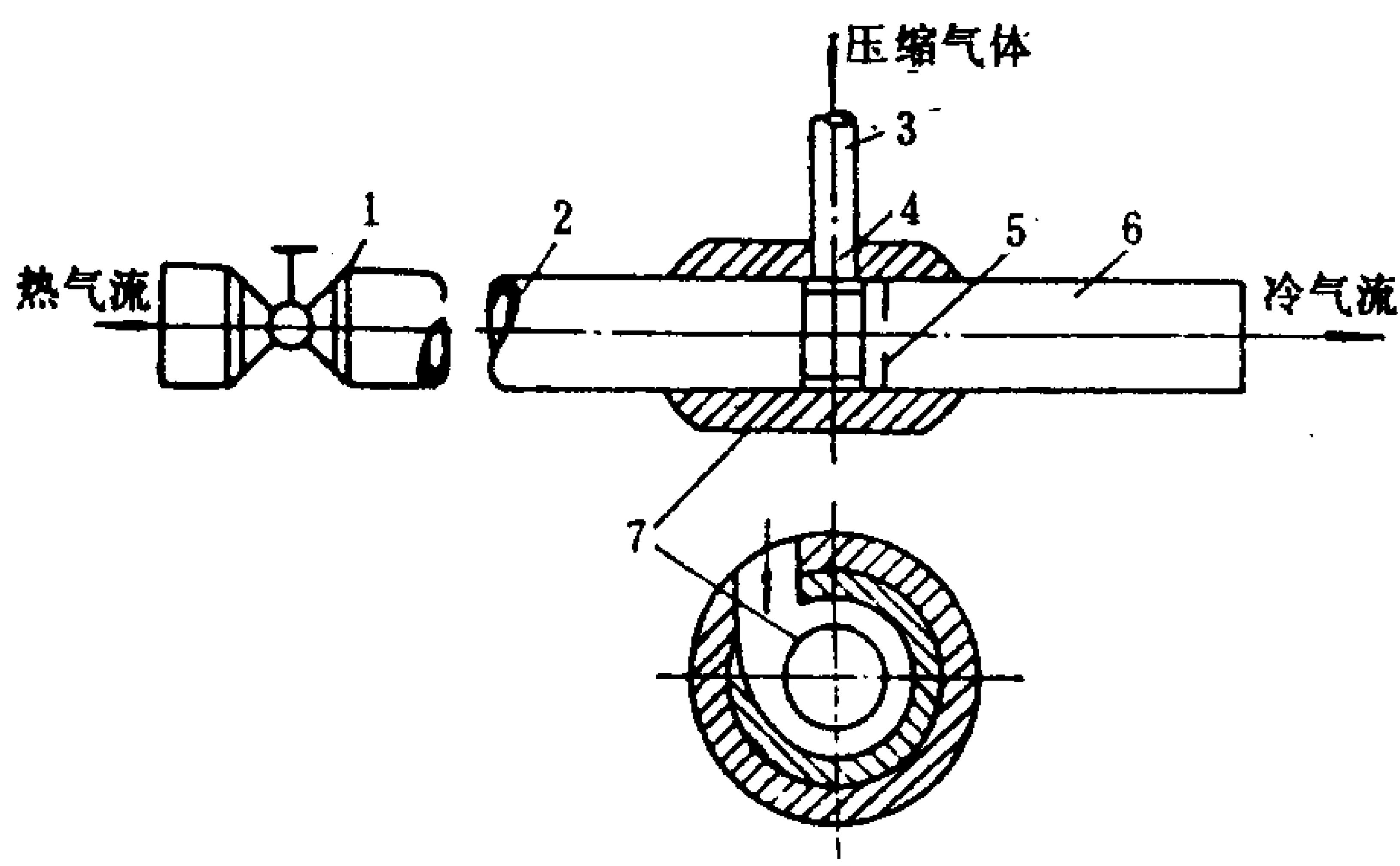
4.3 系统总线

4.3.1 数据总线

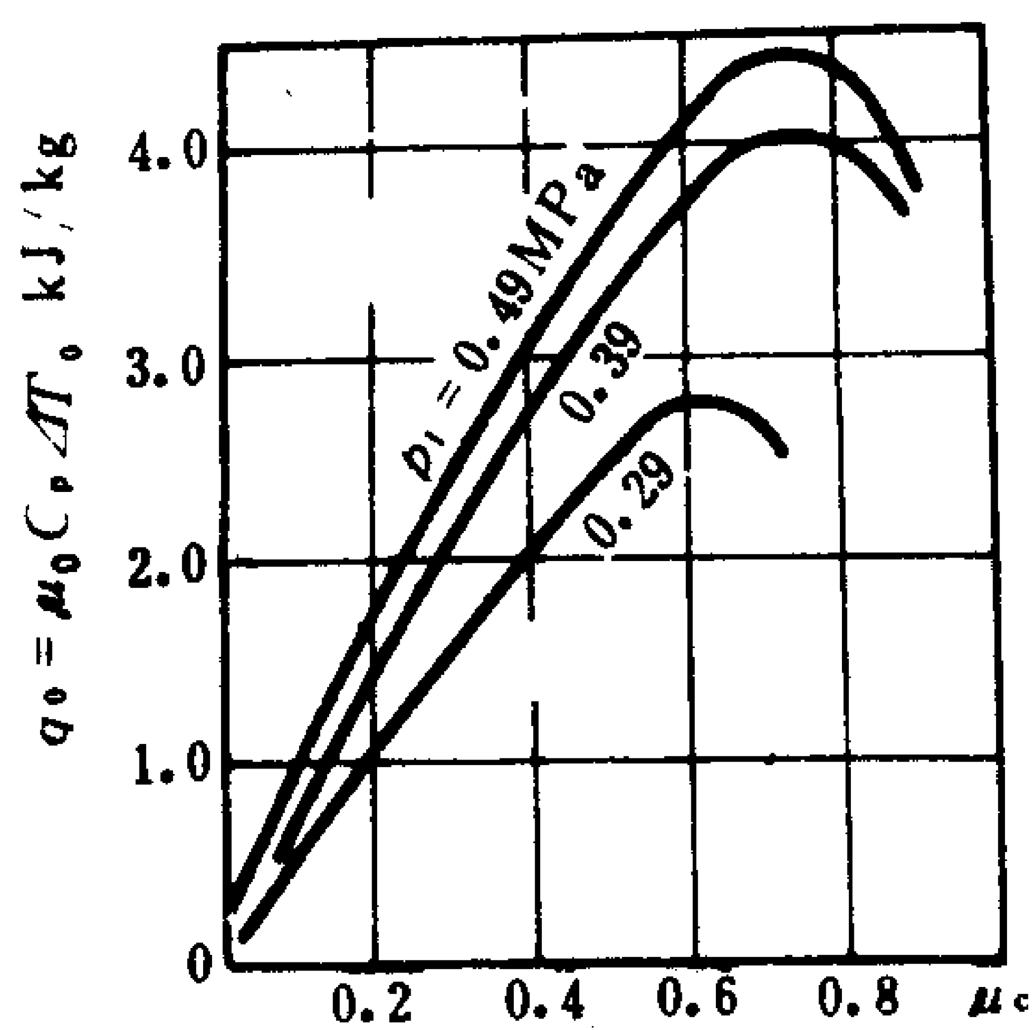
数据总线为计算机各部分之间传送数据,一般为双向传送总线。而且均采用三态传输门电路,这样便于实现CPU的数据总线与系统的数据总线的连接或"脱开",这对于快速传输数据方式,即直接存贮器访问(DMA)是必要的,

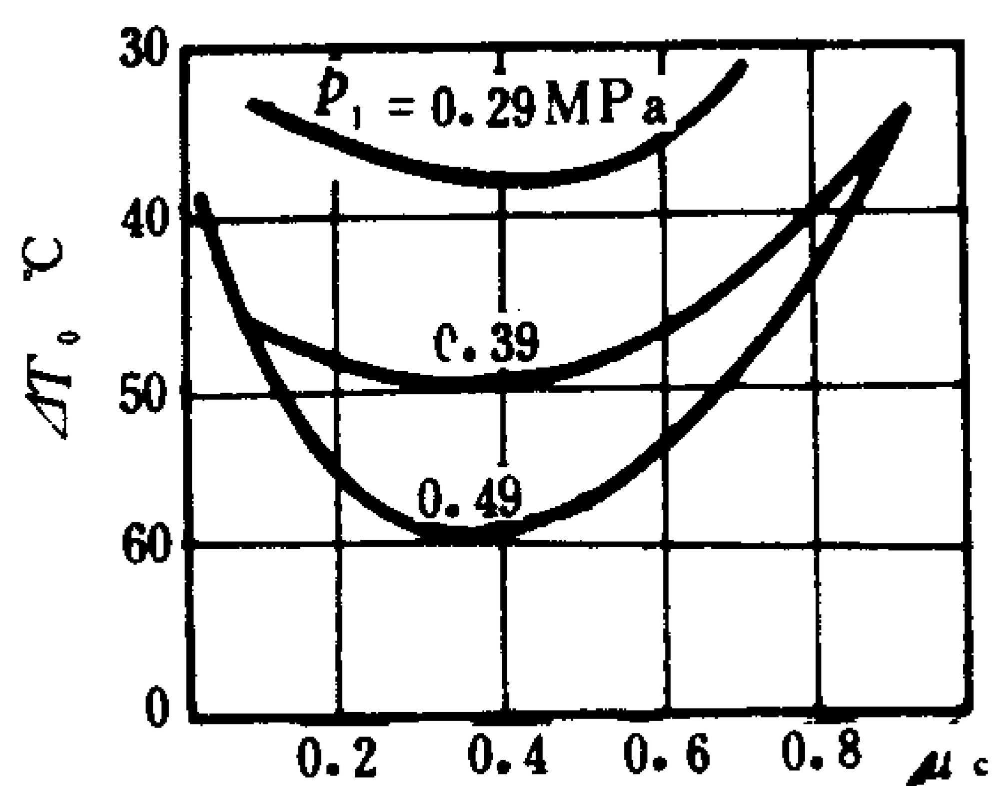
4.3.2 地址总线

地址总线连接微处理器和存贮器及其它器件,用来确定存贮器和I/O的地址。为单向三态输出,即由微处理器单向地向存贮器和其它器件发出地址信息。一般为十六位,可寻访2^{16}个单元。有的微处理机中由于大规模集成电路工艺的限制,外引线不能过多,也借用地址总线来

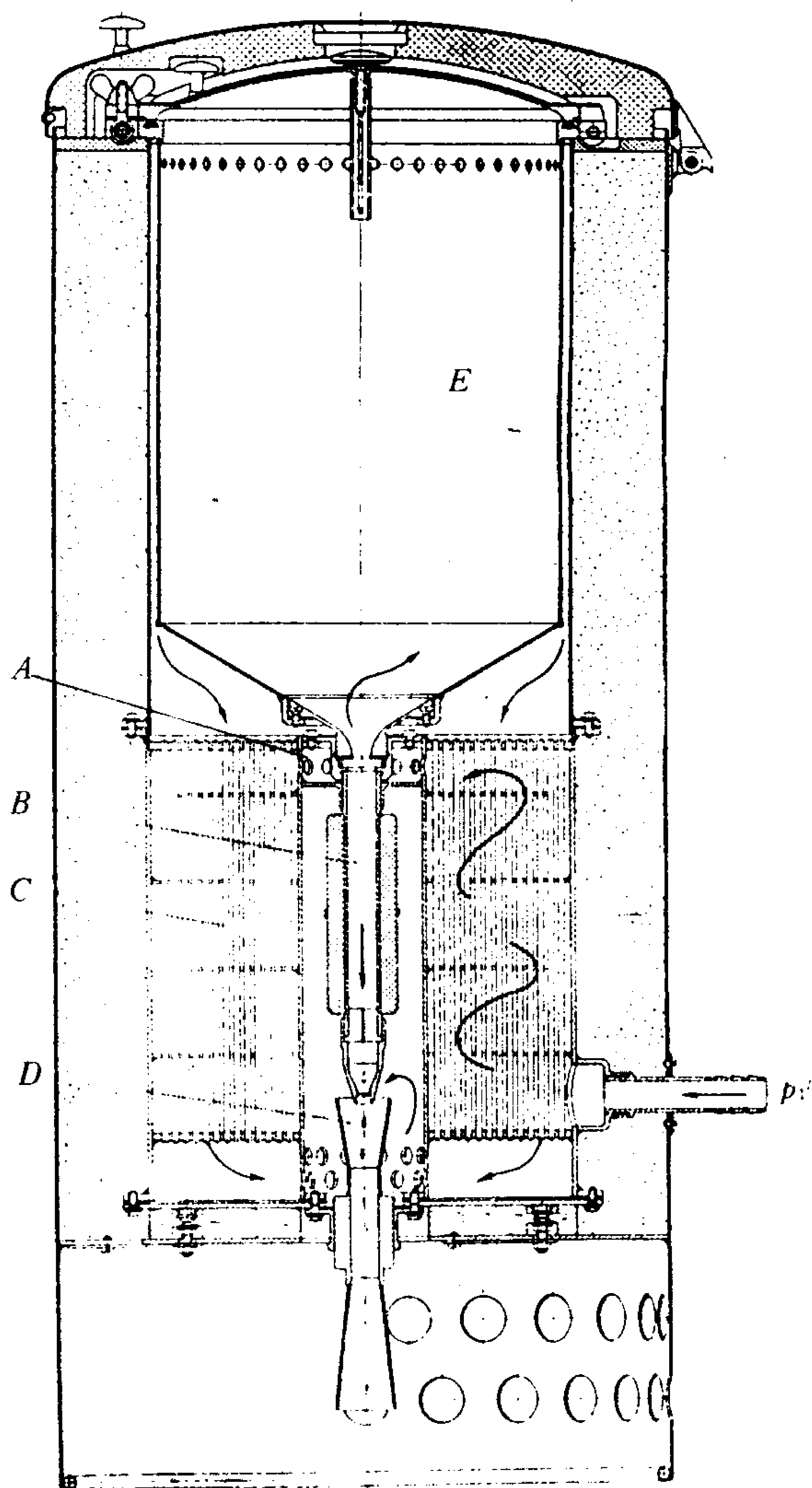


a）





c）



b）

图 5.5.1-6 涡流管制冷机

a）涡流管工作过程；b）制冷机；c）性能曲线

1-控制阀；2-热端管子；3-进气管；4-喷嘴；5-孔板；6-冷端管子；7-涡流室

A-涡流室；*B*-热气管；*C*-回热管；*D*-抽气器；*E*-制冷室

流室 7 、分离孔板 5 以及两端的冷、热管 6 、 2 等组成，如图 5.5.1-6 a。

压缩后的常温气体在压力 p_1 下进入制冷机，经回热器 C（见图b）冷却后，由喷嘴沿切向进入涡流室 A，降压膨胀到 p_2，获得很高的速度，形成自由涡流，其中心部分的角速度则大于外侧部分。由于流层间的摩擦，内层气流将部分动能传递给外层，降低流速，并使温度进一步降低，然后从中心部分流出。周边部分的高速气流，由于流动中的摩擦，动能转化为热能，所以在流出时具有较高的温度。

涡流管的冷气流温度 t_0 可达 $-10\sim-50$℃，而热气流温度可达 100～300℃。冷、热气流的流量比可用热端管上的阀门 1 （图a）来调节。

涡流管的冷效应为 $\Delta T_0 = T_c - T_0$（T_c＝常温）。

每 kg 高压气体的制冷量为

$$q_0 = \mu_c c_p \Delta T_0 \quad \text{kJ/kg} \tag{5.5.1-9}$$

式中：μ_c——冷气流在高压气中所占的质量百分比；

ΔT_0、q_0 随 p_1、μ_c 的变化见图中c)。

3.4 蒸汽压缩式制冷机

蒸汽压缩式制冷机是一种最常用的制冷机。它按逆卡诺循环工作，利用液态冷剂汽化时的潜热制冷，主要设备有压缩机、冷凝器、膨胀阀、蒸发器等（详见第 3 章）。

3.5 吸收式制冷机

吸收式制冷机也按逆卡诺循环工作，但不用机械功而用热能驱动。热源在发生器中将溶液加热，蒸发出压力较高的冷剂蒸汽，送入冷凝器冷凝，再经膨胀阀导入蒸发器蒸发制冷，然后在吸收器中被来自发生器的稀溶液吸收，提高浓度，送回发生器进行新的循环（详见第 4 章）。

3.6 蒸汽喷射式制冷机

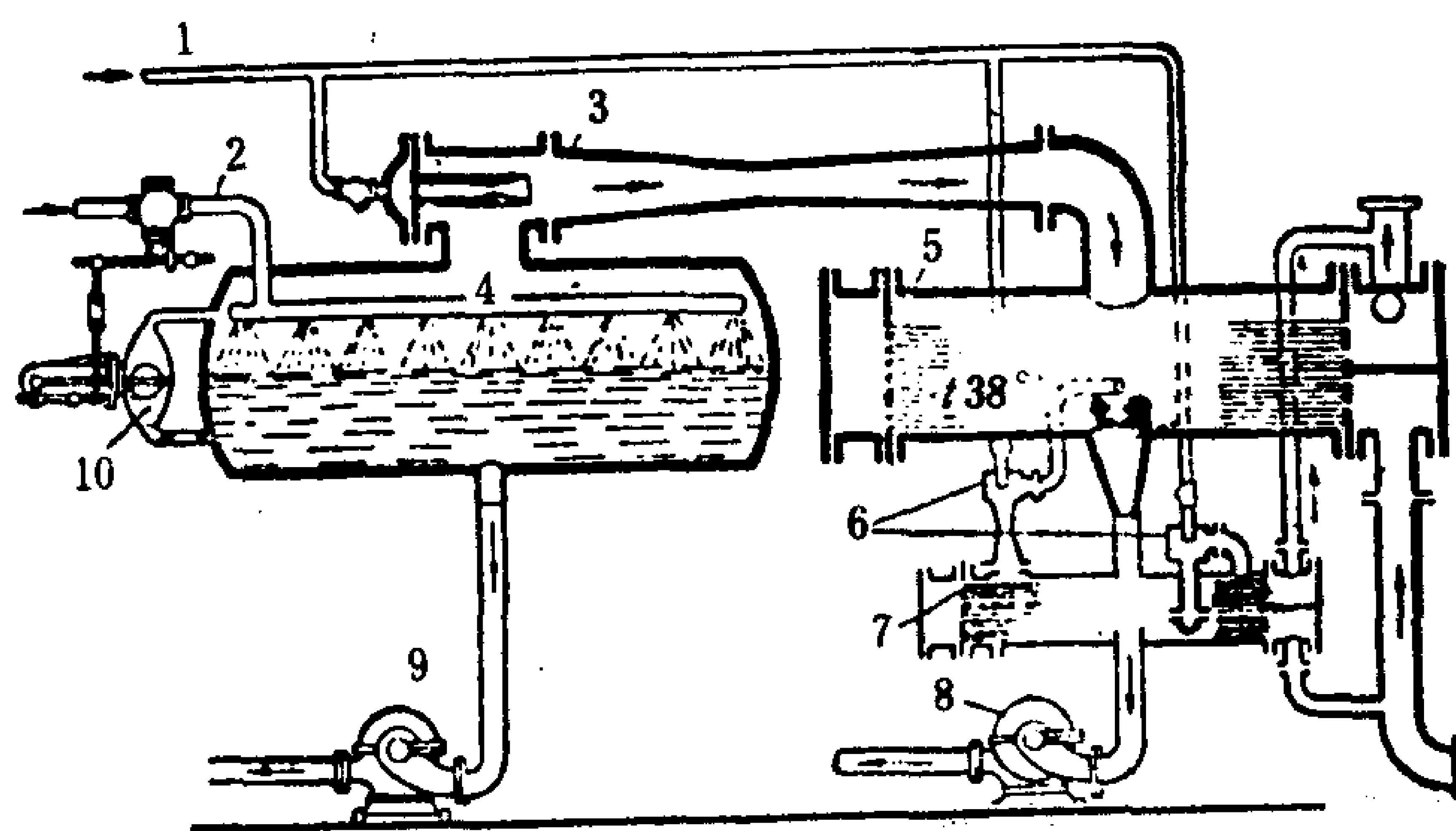


图 5.5.1-7　蒸汽喷射式制冷机（单级）

1-蒸汽管；2-制冷水；3-主喷射器；4-蒸发器；5-冷凝器；6-辅助喷射器；7-冷却器；8-凝水泵；9-制冷水（冷媒）泵；10-液位调节器

蒸汽喷射式制冷机利用新汽在喷射器 3 中（图 5.5.1-7）造成 40～110 Pa左右的低压，使部分回流的温度较高的制冷水 2，在蒸发器 4 中蒸发，吸取其余未蒸发部分的热量，降低温度，然后由泵 9 送往制冷处所吸热。蒸发生成的蒸汽由喷射器 3 带走，与工作蒸汽一起送入冷凝器 5 冷凝。其中未被凝结的空气、蒸汽混合气，则由辅助喷射器 6 抽出，送入压力较高的冷却器 7 冷却后排出。当单级制冷温度较低时，可在冷却器 7 上再设辅助喷射器。辅助喷射器也可用高压水作为工作流体，但经济性往往不佳。

喷射式制冷机的制冷工质与工作介质必须相同。工作蒸汽的压力一般在 0.3～1.0 MPa

续上表

寻址方式	实　例	机器码	实际含义	说　　明
零页寻址	RST 38	FF	$(SP-2) \leftarrow PC_2$ $SP \leftarrow SP-2$ $PC_H \leftarrow 0$ $PC_L \leftarrow 38H$	
相对寻址	JR e	18 e−2	$PC \leftarrow PC+e$	相对 PC 位移量为 $-128 \leqslant (e-2) \leqslant 127$ 范围内寻址
位寻址	BIT5,C	CB 69	$Z \leftarrow C_5$	对内部寄存器或存贮单元位一位进行测试，置“0”、置“1”
隐含寻址	SUB D	92	$A \leftarrow A-D$	指令操作码中隐含的指出某一寄存器(Z80 中 A)中存放了另一个操作数

3 状态标志

CPU 中标志寄存器是一个 8 位寄存器，见图 8.2.4—1。它的作用是存放微处理器前次指令执行的结果和状态，用来对计算机工作状态进行检查及选择程序或下条指令的操作方向。状态标志位功能见表 8.2.4—2。

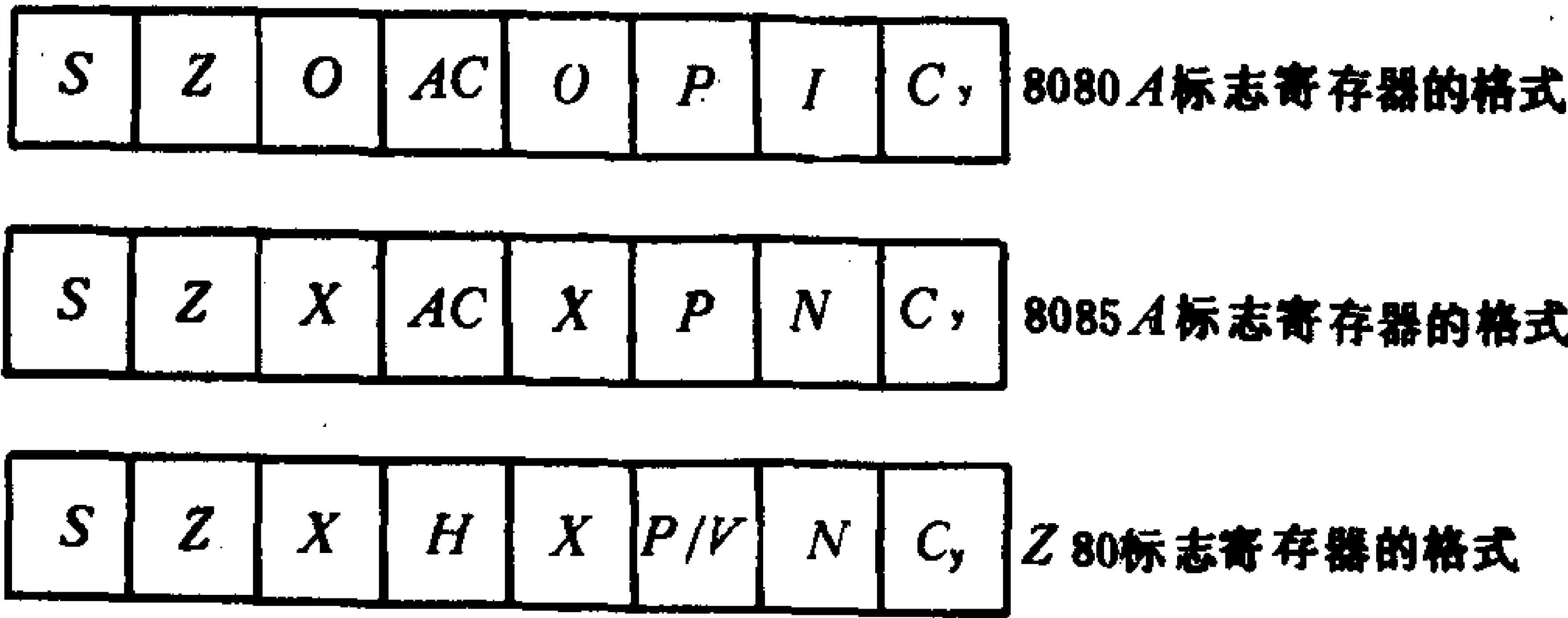


图 8.2.4—1　状态标志

表 8.2.4—2

状态标志位功能

标志名称	符号	功　能　说　明
进位标志	C_y	算术运算时，若最高位有进位或错位，则 $C_y=1$；否则 $C_y=0$ 移位操作时，进位位 C_y 可串在 D_7 和 D_0 之间，接受 D_7 或 D_0 移来的代码
零标志	z	当运算结果 8 位全为 0 时，则 $z=1$；反之 $z=0$
符号标志	S	当运算结果最高位 $D_7=1$ 时，则 $S=1$，即符号为负；反之 $S=0$
半进位标志	H	二个 BCD 码相加(减)，D_3 位向 D_4 位进位(借位)时，则 $H=1$；反之 $H=0$
奇偶标志	P	检测传输过程是否正确，若运算结果中 1 的个数为偶数，则 $P=1$；反之 $P=0$
溢出标志	V	检查二进制补码运算有溢出，使符号位出错的标志，若有溢出，则 $V=1$；反之 $V=0$
加/减标志	N	表示 BCD 码进行算术运算时，前一次是加还是减法的标志，若是减法，$N=1$；反之 $N=0$

最大制冷系数为

$$\varepsilon_{\max}=\frac{T_0}{T_c-T_0}\cdot\frac{1}{M+1}\left(M-\frac{T_c}{T_0}\right) \tag{5.5.1-11}$$

式中：$M=[1+0.5Z(T_c-T_0)]^{\frac{1}{2}}$

Z——优质系数，1/K

所能产生的最大温差为

$$\Delta T_{\max}=(T_c-T_0)_{\max}=\frac{1}{2}ZT_0^2 \quad \text{K} \tag{5.5.1-12}$$

通常，单级制冷器只能获得60℃左右的温差，为了获得更低的温度，可用串、并联的方法制成多级制冷器。这时，下一级制冷器实际上就是上一级的散热器。

半导体制冷器工作时无噪声无运动件，寿命长，体积小。其制冷量和制冷温度在一

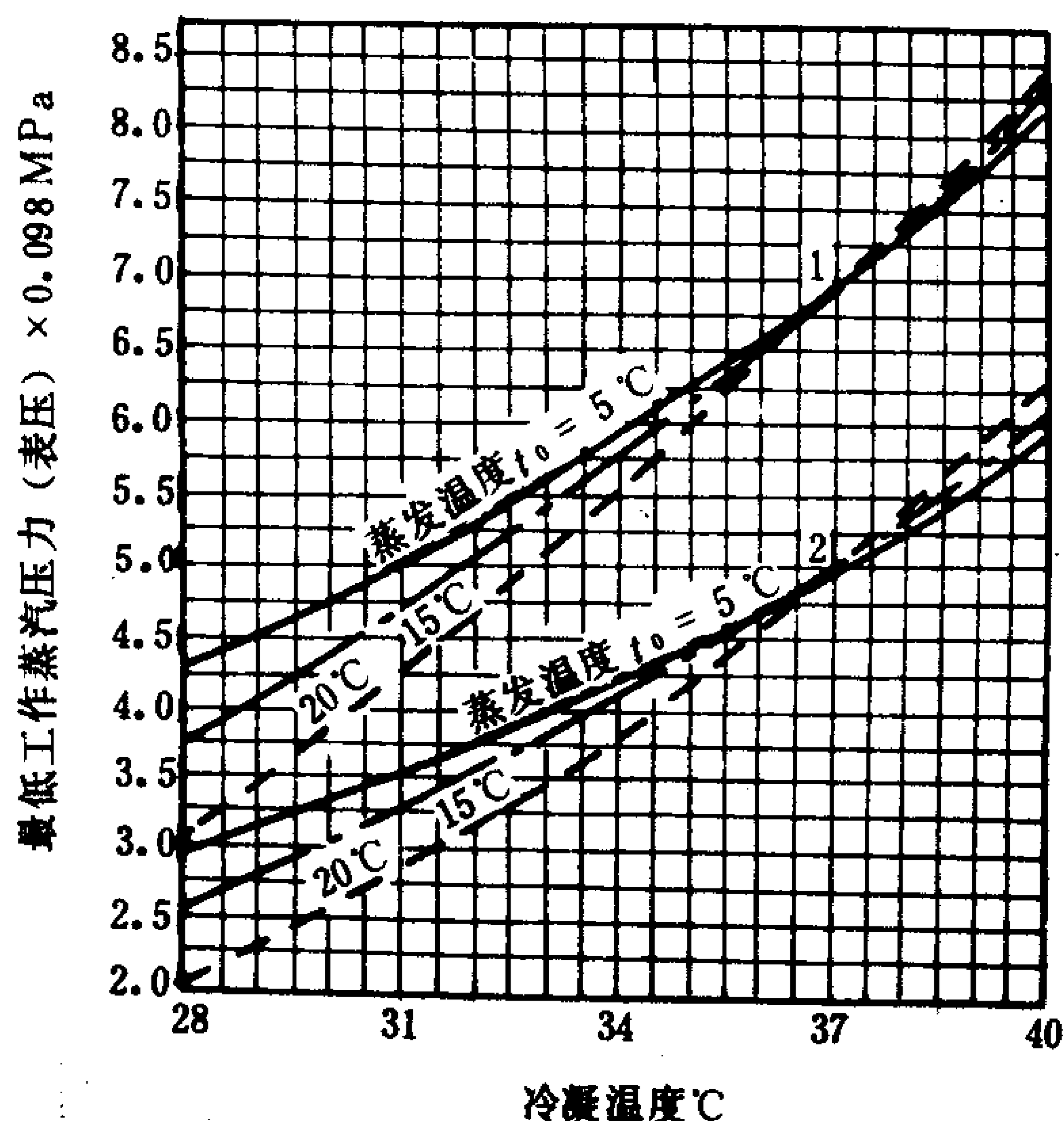


图 5.5.1-8　工作蒸汽压力与冷凝温度的关系曲线

1-设计汽压为 0.686 MPa（表压）；

2-设计汽压为 0.49 MPa（表压）

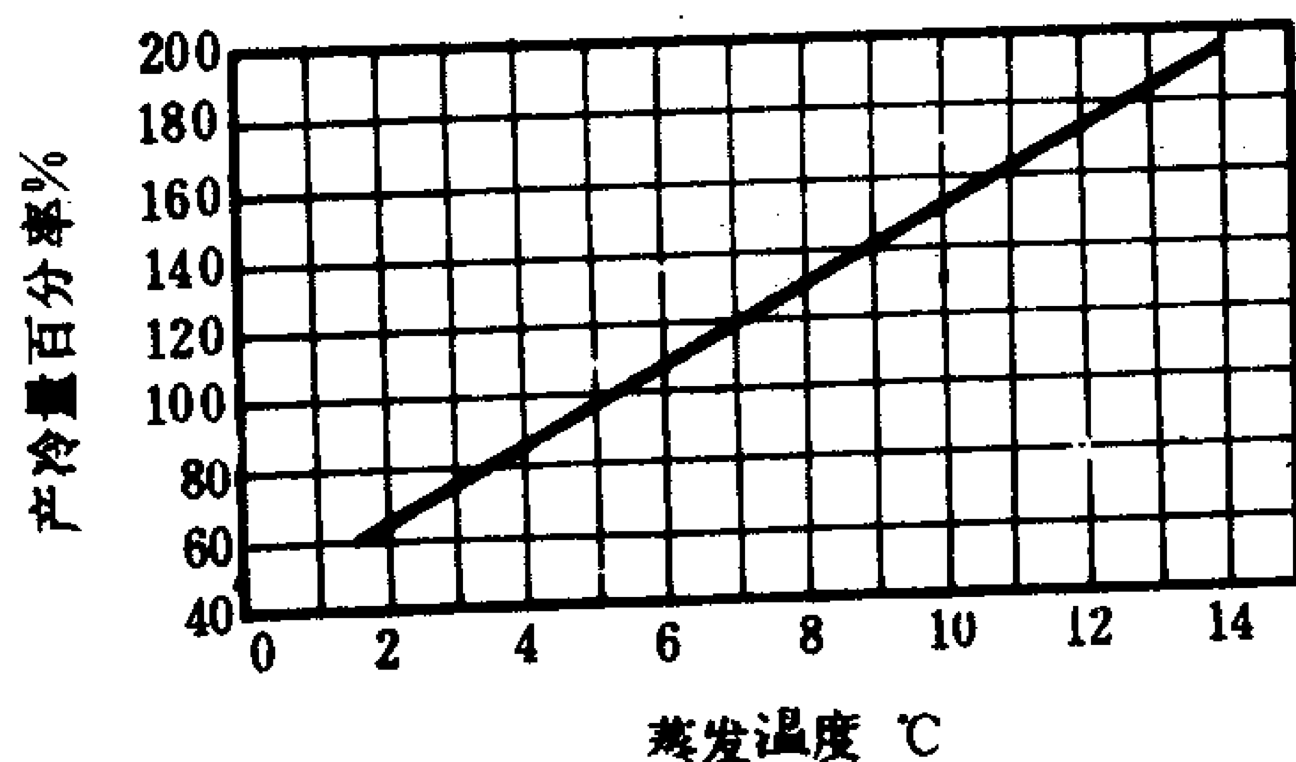


图 5.5.1-9　蒸发温度与制冷量的关系曲线

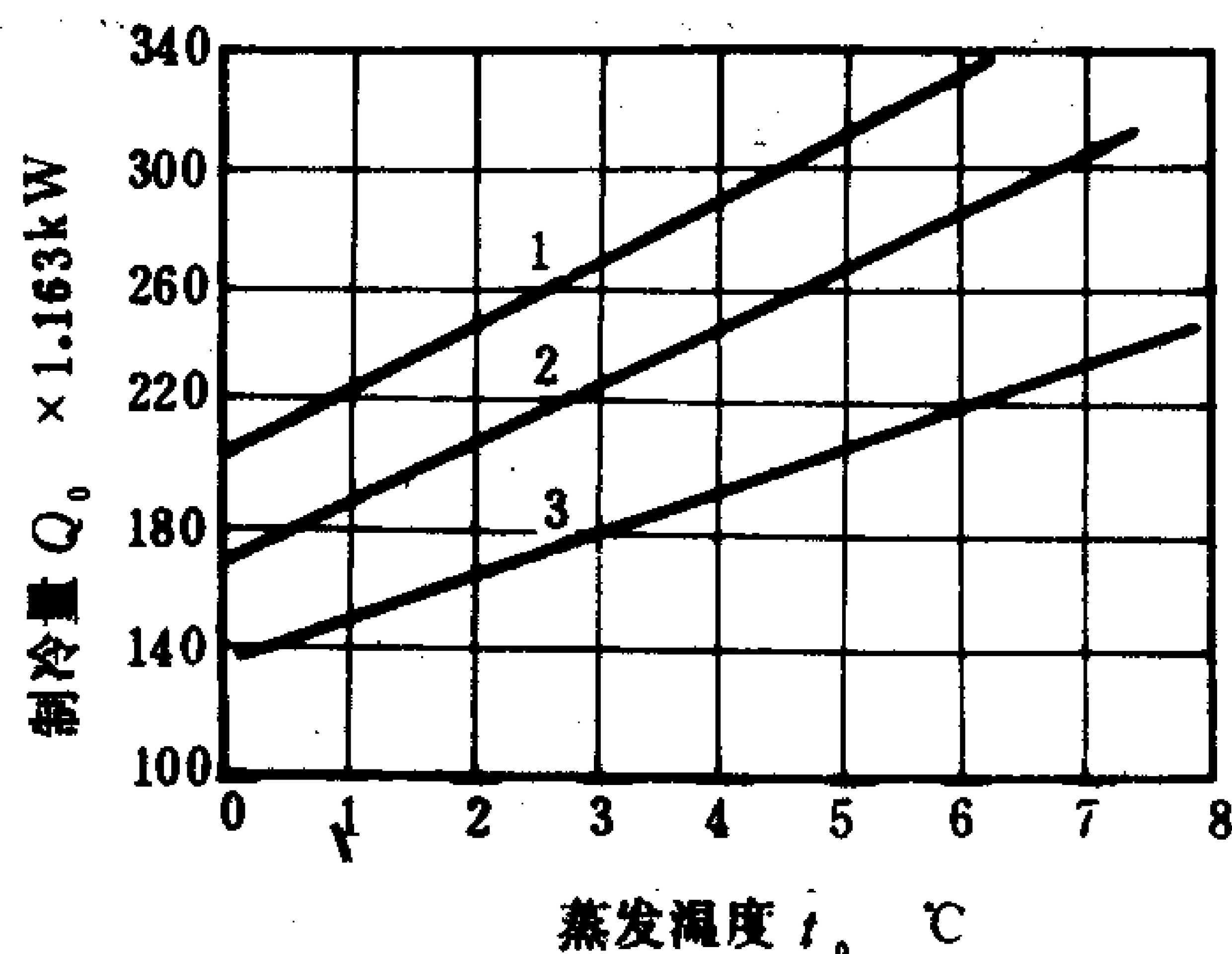


图 5.5.1-10　工作蒸汽干度与制冷量的关系曲线

1-干度 95%时；2-干度 84～90%时；3-干度 70～80%时

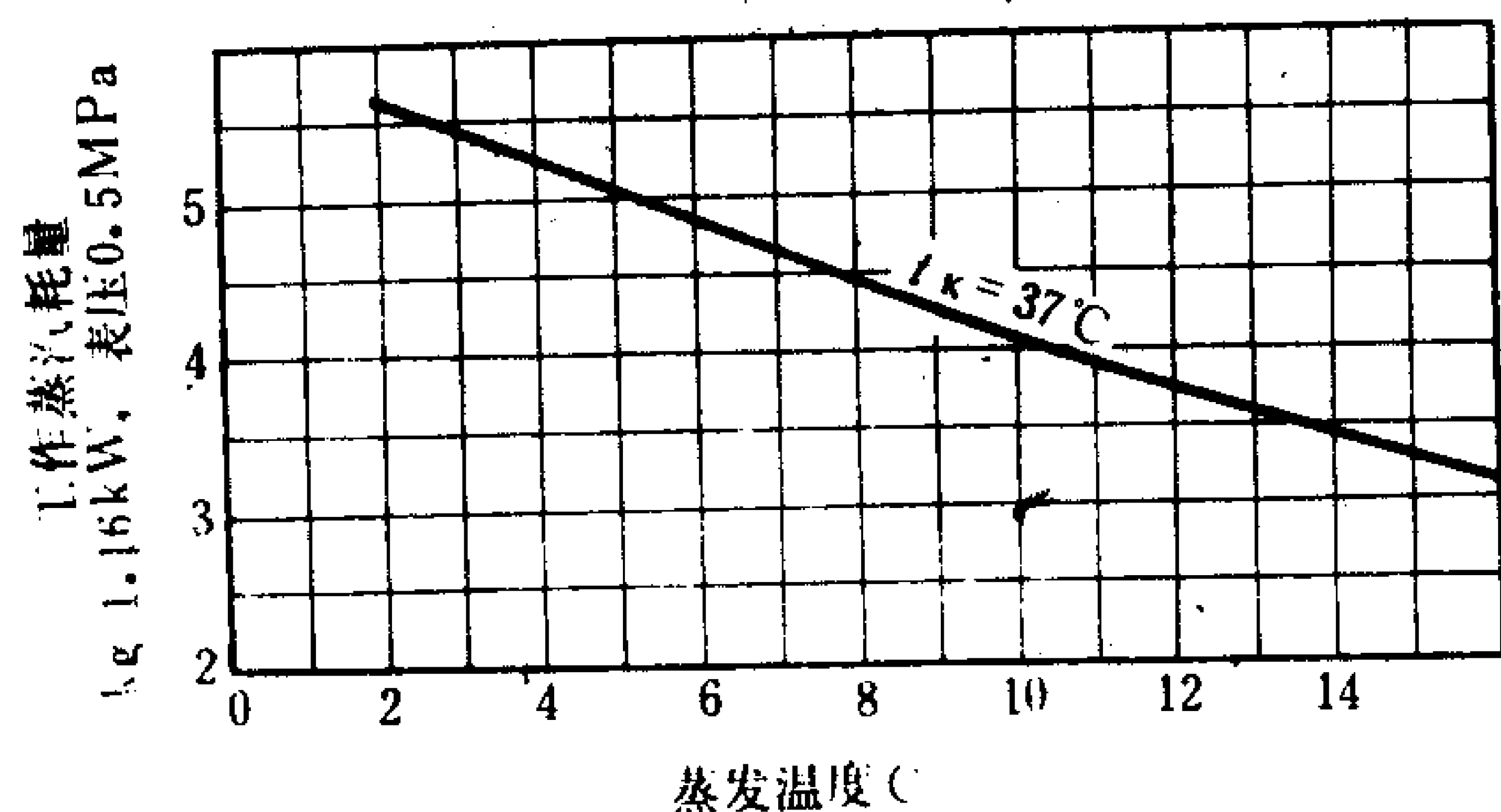


图 5.5.1-11　蒸发温度与耗汽率的关系曲线

（工作汽压为 0.5MPa）

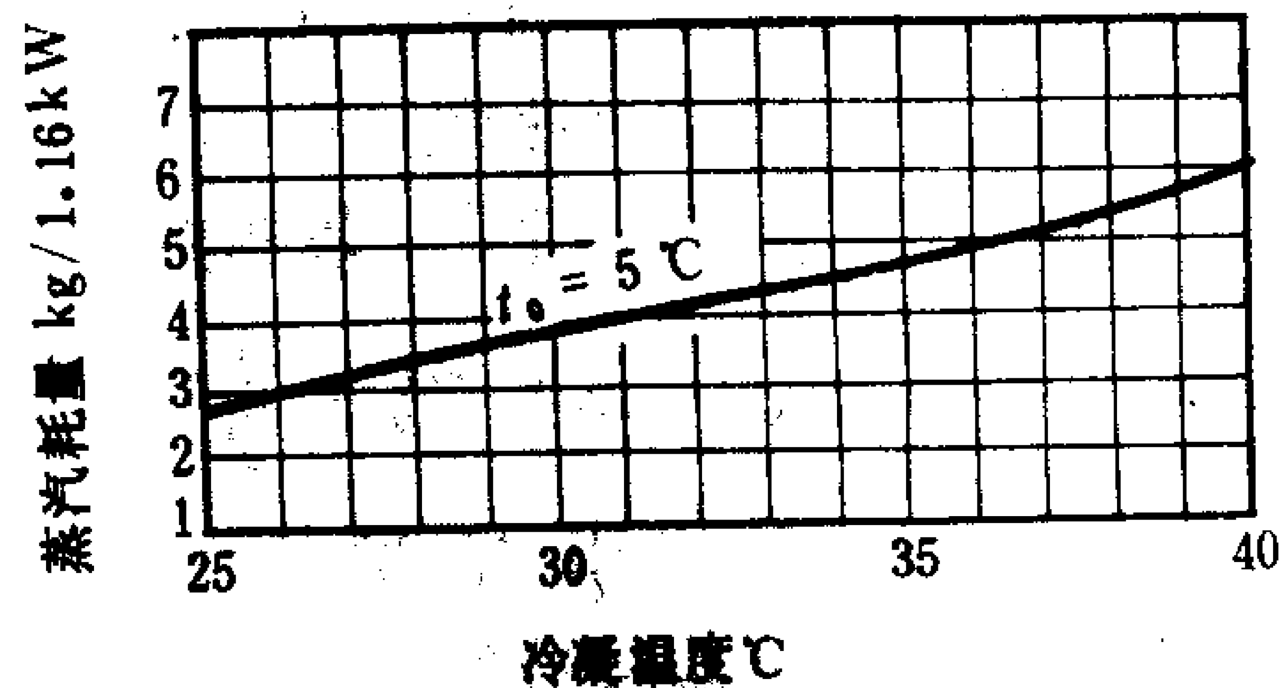


图 5.5.1-12　冷凝温度与耗汽率的关系曲线

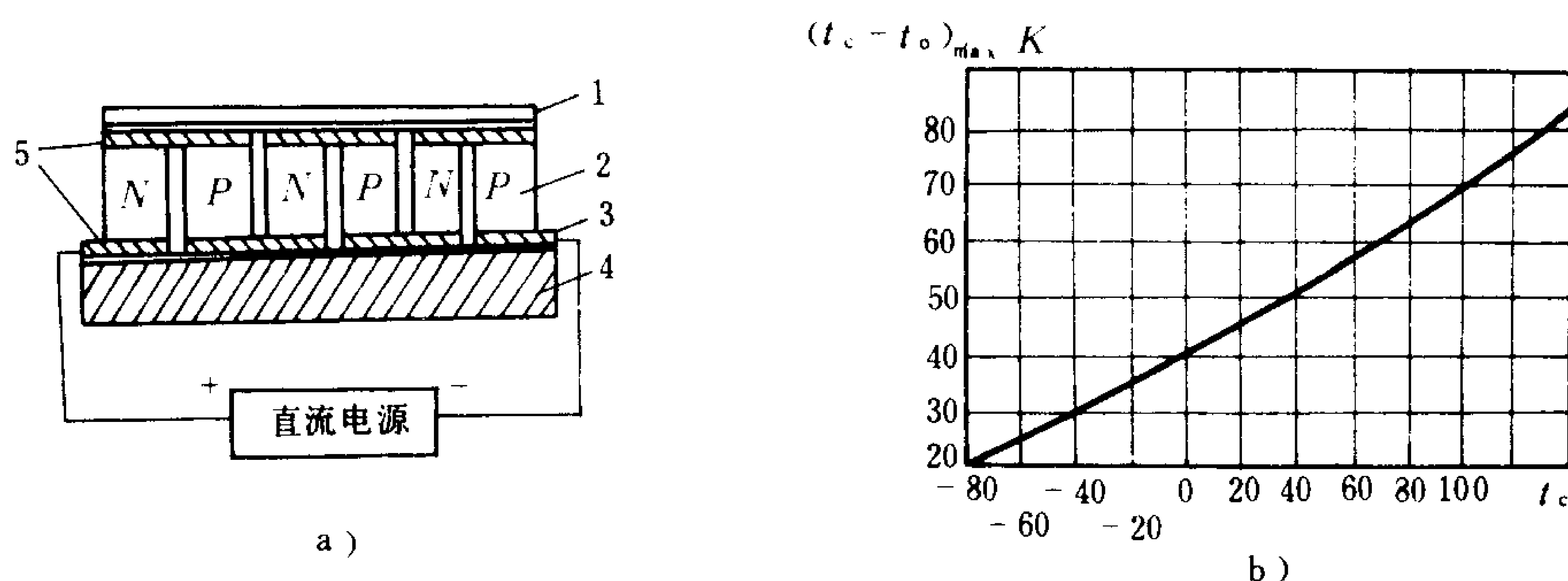


图 5.5.1-13　温差电制冷器

a）基本结构；b）优质系数$Z=1.5\times10^{-3}1/K$时Bi_2Te_3合金的（t_c-t_0）$_{max}$-t_c曲线

1-制冷板；2-半导体；3-电绝缘导热层；4-散热器；5-电极联结片

定范围内可通过电流来调节，灵活方便，但制冷量一般不大，适宜在紧凑性要求较高的场合使用。

半导体制冷器还可通过变换电流方向来制热，获得高于 1 的制热系数。

4　蒸汽压缩制冷循环

4.1　单级循环

4.1.1　理论循环

图 5.5.1-14 表示一个最简单的单级压缩制冷系统。它的理论循环以T-S 图和p-h 图表示在图 5.5.1-15 上。图上，1-2 表示在压缩机中的等熵压缩，2-3-4 表示在冷凝器中的冷却和冷凝，4-5 表示在膨胀阀中的节流，这时，制冷剂的压力和温度下降，但焓值保持不变。5-1 表示在蒸发器中的蒸发，此时压力为P_0，温度为T_0。

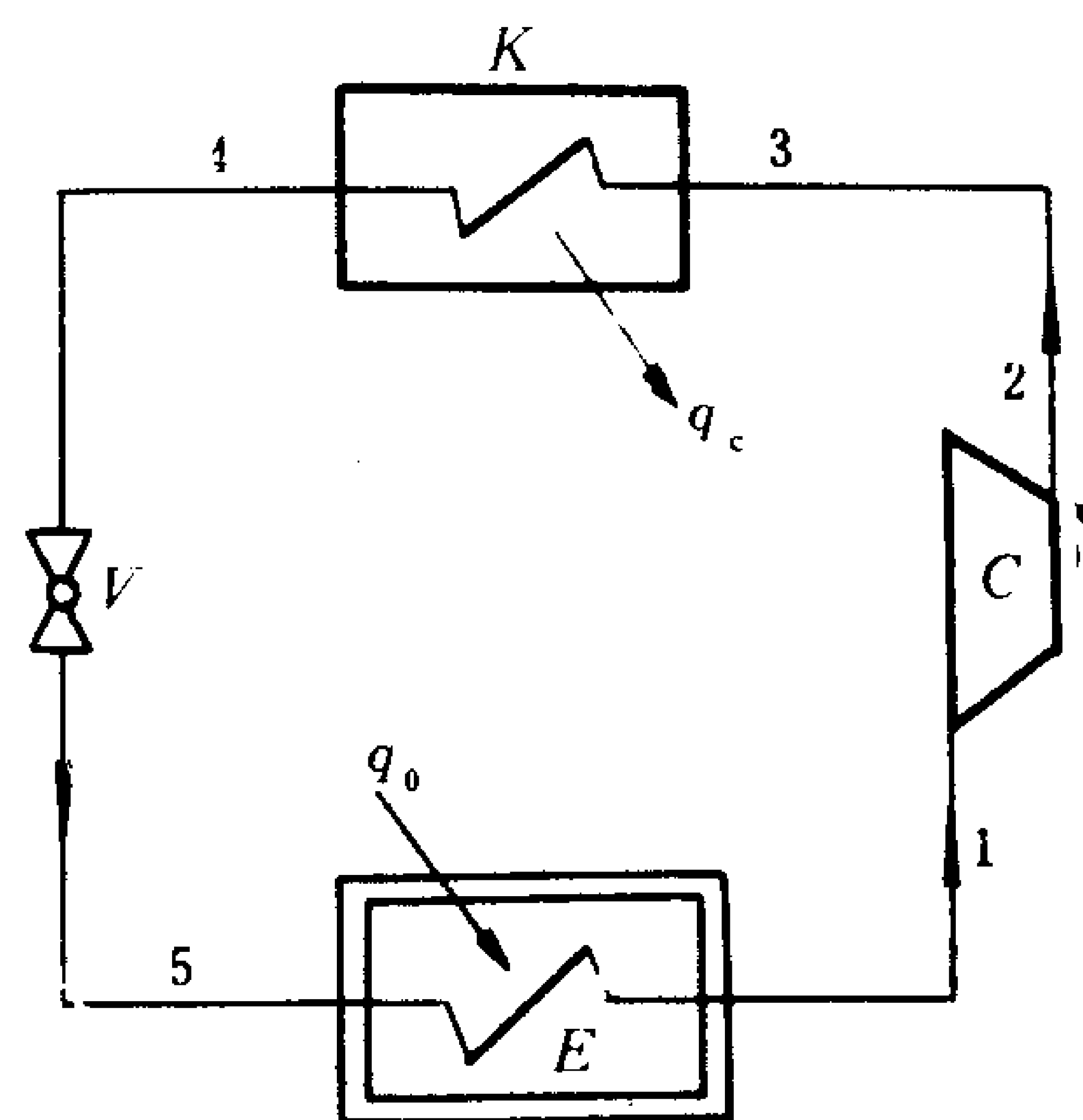


图 5.5.1-14　单级压缩式制冷机工作系统

C-压缩机；K-冷凝器；

V-节流阀（膨胀阀）；E-蒸发器

理论循环的单位质量制冷量 q_k为

$$q_0=h_1-h_4=r_0（1-x_5）\quad \text{kJ/kg} \tag{5.5.1-13}$$

单位容积制冷量q_v为

$$q_v=（h_1-h_4）/v_1 \quad \text{kJ/m}^3 \tag{5.5.1-14}$$

单位理论压缩功　W_0为

$$W_0=h_2-h_1 \quad \text{kJ/kg} \tag{5.5.1-15}$$

单位冷凝热q_k为

$$q_k=q_0+W_0 =h_2-h_4 \quad \text{kJ/kg} \tag{5.5.1-16}$$

制冷系数 ε_0（亦称性能系数COP）为

$$\varepsilon_0=\frac{q_0}{W_0}=（h_1-h_4）/（h_2-h_1） \tag{5.5.1-17}$$

表 8.2.4—5　　　　　　　　　　　　　　**16 位的数据传送指令**

记忆符	操作	标志 C	Z	P/V	S	N	H	指令格式 76543210	字节数	M周期数	T状态数	注释
LD dd,nn	dd←nn	•	•	•	•	•	•	0 0 dd0 0 0 1 ←n→ ←n→	3	3	10	dd 寄存器对 00　BC 01　DE 10　HL 11　SP
LD IX,nn	IX←nn	•	•	•	•	•	•	1 1 0 1 1 1 0 1 0 0 1 0 0 0 0 1 ←n→ ←n→	4	4	14	
LD IY,nn	IY←nn	•	•	•	•	•	•	1 1 1 1 1 1 0 1 0 0 1 0 0 0 0 1 ←n→ ←n→	4	4	14	
LD HL,(nn)	H←(nn+1) L←(nn)	•	•	•	•	•	•	0 0 1 0 1 0 1 0 ←n→ ←n→	3	5	16	
LD dd,(nn)	dd_H←(nn+1) dd_L←(nn)	•	•	•	•	•	•	1 1 1 0 1 1 0 1 0 1 dd1 0 1 1 ←n→ ←n→	4	6	20	
LD IX,(nn)	IX_H←(nn+1) IX_L←(nn)	•	•	•	•	•	•	1 1 0 1 1 1 0 1 0 0 1 0 1 0 1 0 ←n→ ←n→	4	6	20	
LD IY,(nn)	IYH←(nn+1) IYL←(nn)	•	•	•	•	•	•	1 1 1 1 1 1 0 1 0 0 1 0 1 0 1 0 ←n→ ←n→	4	6	20	
LD (nn),HL	(nn+1)←H (nn)←L	•	•	•	•	•	•	0 0 1 0 0 0 1 0 ←n→ ←n→	3	5	16	
LD (nn)dd	(nn+1)←dd_H (nn)←ddL	•	•	•	•	•	•	1 1 1 0 1 1 0 1 0 1 dd0 0 1 1 ←n→ ←n→	4	6	20	
LD (nn),IX	(nn+1)←IX_H (nn)←IX_L	•	•	•	•	•	•	1 1 0 1 1 1 0 1 0 0 1 0 0 0 1 0 ←n→ ←n→	4	6	20	
LD (nn),IY	(nn+1)←IY_H (nn)←IY_L	•	•	•	•	•	•	1 1 1 1 1 1 0 1 0 0 0 0 0 0 1 0 ←n→ ←n→	4	6	20	
LD SP,HL	SP←HL	•	•	•	•	•	•	1 1 1 1 1 0 0 1	1	1	6	
LD SP,IX	SP←IX	•	•	•	•	•	•	1 1 0 1 1 1 0 1 1 1 1 1 1 0 0 1	2	2	10	
LD SP,IY	SP←IY	•	•	•	•	•		1 1 1 1 1 1 0 1 1 1 1 1 1 0 0 1	2	2	10	
PUSHqq	(SP−2)←qq_L (SP−1)←qq_H SP←SP−2							1 1 q q 0 1 0 1	1	3	11	qq 寄存器对 00　BC 01　DE 10　HL 11　AF
PUSH IX	(SP−2)←IX_L (SP−1)←IX_H SP←SP−2	•	•	•	•	•	•	1 1 0 1 1 1 0 1 1 1 1 0 0 1 0 1	2	4	15	
PUSH IY	(SP−2)←IY_L (SP−1)←IY_H SP←SP−2	•	•	•	•	•	•	1 1 1 1 1 1 0 1 1 1 1 0 0 1 0 1	2	4	15	
POP qq	qq_H←(SP+1)	•	•	•	•	•	•	1 1 qq0 0 0 1	1	3	10	

续上表

记忆符	操作	标志						指令格式	字节数	M周期数	T状态数	注释
		C	Z	P/V	S	N	H	76543210				
	qq_L←(SP) SP←SP+2											
POP IX	IX_H←(SP+1) IX_L←(SP) SP←SP+2	•	•	•	•	•	•	11011101 11100001	2	4	14	
POP IY	IY_H←(SP+1) IY_L←(SP) SP←SP+2	•	•	•	•	•	•	11111101 11100001	2	4	14	

注：$(XX)_H$，$(XX)_L$ 分别表示寄存器对的高部和低部，例 BC_L=C，AP_H=A

表 8.2.4—6　**交换和数据块传送及搜索指令**

记忆符	操作	标志						指令格式	字节数	M周期数	T状态数	注释
		C	Z	P/V	S	N	H	76543210				
EX DE,HL	DE↔HL	•	•	•	•	•	•	11101011	1	1	4	
EX AF,AF'	AF↔AF'	•	•	•	•	•	•	00001000	1	1	4	
EXX	[BC, DE, HL] ↔ [BC', DE', HL']	•	•	•	•	•	•	11011001	1	1	4	寄存器组交换
EX (SP),HL	H↔(SP+1) L↔(SP)	•	•	•	•	•	•	11100011	1	5	19	
EX (SP),IX	IX_H↔(SP+1) IX_L↔(SP)	•	•	•	•	•	•	11011101 11100011	2	6	23	
EX (SP),IY	IY_H↔(SP+1) IY_L↔(SP)	•	•	•	•	•	•	11111101 11100011	2	6	23	
IDI	(DE)←(HL) DE←DE+1 HL←HL+1 BC←BC−1	•	•	↓①	•	0	0	11101101 10100000	2	4	16	
LDIR	(DE)←(HL) DE←DE+1 HL←HL+1 BC←BC−1 重复直到 BC=0	•	•	0	•	0	0	11101101 10110000	2 2	5 4	21 16	如 BC≠0 如 BC=0
LDD	(DE)←(HL) DE←DE−1 HL←HL−1 BC←BC−1	•	•	↓①	•	0	0	11101101 10101000	2	4	16	
LDDR	(DE)←(HL) DE←DE−1 HL←HL−1 BC←BC−1 重复直至 BC=0	•	•	0	•	0	0	11101101 10111000	2 2	5 4	21 16	如 BC≠0 如 BC=0
CPI	A−(HL) HL←HL+1 BC←BC−1	•	↓②	↓①	↓	1	↓	11101101 10100001	2	4	16	如 BC≠0 和 A≠(HL)
CPIR	A−(HL) HL←HL+1 BC←BC−1 重复直至 A=(HL)或 BC=0	•	↓②	↓①	↓	1	↓	11101101 10110001	2 2	5 4	21 16	如 BC=0 或 A=(HL)

$$\varepsilon_{0r}=\frac{h_{1r}-h_5}{w_{or}}\approx\varepsilon_0\eta_s \tag{5.5.1-29}$$

中：w_i——单位指示功，kJ/kg；

η_m——机械效率；

η_i——指示效率；

η_s——绝热效率。

实际循环的单位冷凝热为

$$q_{cr}=q_{or}+w_{or}\quad \text{kJ/kg} \tag{5.5.1-30}$$

每个气缸的实际排气量 V_0为

$$V_0=\lambda V_c=15\lambda\pi d^2 sn\quad \text{m}^3/\text{h} \tag{5.5.1-31}$$

式中：λ——输气系数；

d——气缸缸径，m；

S——行程，m；

n——曲轴转速，r/min。

4.1.5 热力计算

已知制冷量Q_0=5kW，冷却水温度t_w=30℃，制冷温度t_1=－15℃，制冷剂为$R12$，传热温差 $\Delta t_k=\Delta t_0$= 5 ℃，输气系数 λ=0.65，指示效率 η_i=0.8，机械效率 η_m=0.9，过热度 Δt_s=10℃，试计算各主要参数。

解：

（1）求循环的工作参数：

蒸发温度 $t_0=t_1-\Delta t_0=-15-5=-20$℃

冷凝温度 $t_k=t_w+\Delta t_c=30+5=35$℃

过热温度$t_{1'}=t_0+\Delta t_s=-20+10=-10$℃

（2）在 p-h图上标出各状态点，并作出循环图，进行计算。

（3）计算，见表 5.5.1-8。

表 5.5.1-8　　热 计 算 表

序号	项　　目	算　　式	结　　果
1	单位制冷量	$q_0=h_1'-h_4$	111　kJ/kg
2	单位理论功	$w_0=h_2-h_1'$	32　kJ/kg
3	单位容积制冷量	$q_v=\frac{q_0}{NT'}$	940　kJ/m³
4	理论制冷系数	$\varepsilon_0=\frac{q_0}{w_0}$	3.62
5	单位实际压缩功	$w_{or}=\frac{w_0}{\eta_i\cdot\eta_m}$	44.4 kJ
6	实际制冷系数	$\varepsilon_{or}=\frac{q_0}{w_{or}}$	2.60
7	实际热力完善度	$\eta=\varepsilon_{or}\frac{T_w-T_0}{T_0}$	0.453
8	压力比	$R=\frac{p_k}{p_0}$②	5.56

续上表

记 忆 符	操 作	标 志						指令格式	字节数	M周期数	T状态数	注 释
		C	Z	P/V	S	N	H	76543210				
DEC S	S←S—1	•	↓	v	↓	1	↓	101				

注:S是r,(HL),(IX+d),(IY+d)之一,如同表中所示。同样的格式和说明如同INC一样,但用 101 代替 100 。

P/V列中的V符号指示操作结果溢出,类似P符号指示奇偶。V=1表示溢出,V=0表示不溢出。

P=1表示结果为偶,P=0表示结果为奇。

Cv为进位触发器

表8.2.4—8 **通用算术和CPU控制指令**

记 忆 符	操 作	标 志						指令格式	字节数	M周期数	T状态数	注 释
		C	Z	P/V	S	N	H	76543210				
DAA	变换累加器内容为BCD码(通常在含BCD码的操作数加或减之后执行)	↓	↓	P	↓	•	↓	00100111	1	1	4	累加器十进制调整
CPL	A←$\overline{A}$	•	•	•	•	1	1	00101111	1	1	4	累加器取反(1的补)
NEG	A←0—A	↓	↓	v	↓	1	↓	11101101	2	2	8	累加器取补(2的补)
CCF	C_y←$\overline{C_y}$	↓	•	•	•	0	×	00111111	1	1	4	
SCF	C_y←1	1	•	•	•	0	0	00110111	1	1	4	
NOP	空操作	•	•	•	•	•	•	00000000	1	1	4	
HALT	CPU暂停	•	•	•	•	•	•	01110110	1	1	4	
DI	IFF←0	•	•	•	•	•	•	11110011	1	1	4	
EI	IFF←1	•	•	•	•	•	•	11111011	1	1	4	
IM 0	置中断方式0	•	•	•	•	•	•	11101101 01000110	2	2	8	
IM1	置中断方式1	•	•	•	•	•	•	11101101 01010110	2	2	8	
IM 2	置中断方式2	•	•	•	•	•	•	11101101 01011110	2	2	8	

注:IFF为中断允许触发器;C_y为进位触发器。

表 8.2.4—9　　**16 位算术运算指令**

记忆符	操作	标志						指令格式	字节数	M 周期数	T 状态数	注释
		C	Z	P/V	S	N	H	76543210				
ADD HL,SS	HL←HL+SS	↓	·	·	·	0	×	00SS1001	1	3	11	SS 寄存器对
ADC HL,SS	HL←HL+SS+c_y	↓	↓	v	↓	0	×	11101101	2	4	15	00 BC
								01SS1010				01 DE
SBC HL,SS	HL←HL−SS−C_y	↓	↓	v	↓	1	×	11101101	2	4	15	10 HL
								01ss0010				11 SP
ADD IX,PP	IX←IX+PP	↓	·	·	·	0	×	11011101	2	4	15	PP 寄存器对
								00PP1001				00 BC
												01 DE
												10 IX
												11 SP
ADD IY,rr	IY←IY+rr	↓	·	·	·	0	×	11111101	2	4	15	rr 寄存器对
								00rr1001				00 BC
												01 DE
												10 IY
												11 SP
INC SS	SS←+1	·	·	·	·	·	·	00SS0011	1	1	6	
INC IX	IX←IX+1	·	·	·	·	·	·	11011101	2	2	10	
								00100011				
INC IY	IY←IY+1	·	·	·	·	·	·	11111101	2	2	10	
								00100011				
DEC SS	SS←SS−1	·	·	·	·	·	·	00SS1011	1	1	6	
DEC IX	IX←IX−1	·	·	·	·	·	·	11011101	2	2	10	
								00101011				
DEC IY	IY←IY−1	·	·	·	·	·	·	11111101	2	2	10	
								00101011				

注：SS 是寄存器对 BC,DE,HL,SP 之中任一个；
　　PP 是寄存器对 BC,DE,IX,SP 之中任一个；
　　rr 是寄存器对 BC,DE,IY,SP 之中任一个。

表 8.2.4-10 **循环和移位指令**

记忆符	操作	标志 C	Z	P/V	S	N	H	指令格式 76 543 210	字节数	M周期数	T状态数	注释
RLCA	Cy ← 7←0 A	↑	·	·	·	0	0	00 000 111	1	1	4	
RLA	Cy ← 7←0 A	↑	·	·	·	0	0	00 010 111	1	1	4	
RRCA	7→0 → Cy A	↑	·	·	·	0	0	00 001 111	1	1	4	
RRA	7→0 → Cy A	↑	·	·	·	0	0	00 011 111	1	1	4	
RLC r	Cy ← 7←0 ← r，(HL)，(LX+d)，(1Y+d)	↑	↑	P	↑	0	0	11 001 011 00 000 r	2	2	8	
RLC (HL)		↑	↑	P	↑	0	0	11 001 011 00 000 110	2	4	15	
RLC (IX+d)		↑	↑	P	↑	0	0	11 011 101 11 001 011 ←d→ 00 000 110	4	6	23	
RLC(IY+d)		↑	↑	P	↑	0	0	11 110 101 11 001 011 ←d→ 00 000 110	4	6	23	
RLs	Cy ← 7←0 ← s=r，(HL)，(IX+d) (IY+d)	↑	↑	P	↑	0	0	010				指令格式和状态同 RLCs，为形成新的操作码把新的码代替 RLCS 中的 000
RRCs	7→0 → Cy s=r，(HL)，(IX+d) (IY+d)	↑	↑	P	↑	0	0	001				
RRs	→ 7→0 → Cy — s=r，(HL)，(IX+d) (IY+d)	↑	↑	P	↑	0	0	011				
SLA s	Cy ← 7←0 ←0 s=r，(HL)，(IX+d) (IY+d)	↑	↑	P	↑	0	0	100				
SRA s	7→0 → Cy s=r，(HL)，(IX+d) (IY+d)	↑	↑	P	↑	0	0	101				
SRL s	0→ 7→0 → Cy s=r，(HL)，(IX+d) (IY+d)	↑	↑	P	↑	0	0	111				
RLD	A 74 30 74 30 (HL)	·	↑	P	↑	0	0	11 101 101 01 101 111	2	5	18	累加器高半部内容不变
RRD	A 74 30 74 30	·	↑	P	↑	0	0	11 101 101 01 100 111	2	5	18	

表 8.2.4-11　　**位操作指令**

记忆符	操作	标志						指令格式	字节数	M周期数	T状态数	注释
		C	Z	P/V	S	N	H	76543210				
BIT b,r	Z←$\overline{r_b}$	•	↓	×	×	0	1	11 001 101	2	2	8	r　寄存器
								01 b r				000　B
BIT b,(HL)	Z←$(\overline{HL})_b$	•	↓	×	×	0	1	11 001 011	2	3	12	001　C
								01 b110				010　D
BIT b,(IX+d)	Z←$(\overline{IX+d})_b$	•	↓	×	×	0	1	11 011 101	4	5	20	011　E
								11 001 011				100　H
								←d→				101　L
								01 b 110				111　A
BIT b,(IY+d)	Z←$(\overline{IY+b})_b$	•	↓	×	×	0	1	11 111 101	4	5	20	b　检查的位
								11 001 011				000　0
								←d→				001　1
								01 b 110				010　2
SET b,r	r_b←1	•	•	•	•	•	•	11 001 011	2	2	8	011　3
								[11] b r				100　4
SET b,(HL)	(HL)b←1	•	•	•	•	•	•	11 001 011	2	4	15	101　5
								[11] b 110				110　6
SET b,(IX+d)	(IX+d)b←1	•	•	•	•	•	•	11 011 101	4	6	23	111　7
								11 001 011				
								←d→				
								[11] b 110				
SET b,(IY+d)	(IY+d)b←1	•	•	•	•	•	•	11 111 101	4	6	23	
								11 001 011 ←d→				指令格式和说明如同SET b,S只要
RESb,S	Sb←0 S = r,(HL),(IX+d),(IY+d)11							11b.110	1	1	1	用[10]代替SET b,S中的[11]

注：S_b表示单元S和第b(0到7)位。

表 8.2.4—12

转移指令

记忆符	操作	标志 C	Z	P/V	S	N	H	指令格式 76543210	字节数	M周期数	T状态数	注释
JP nn	PC←nn	•	•	•	•	•	•	11000011	3	3	10	
								←n→				
								←n→				
JP CC,nn	如果条件 CC 是真，PC←nn，否则顺序	•	•	•	•	•	•	11CC010	3	3	10	CC 条件
								←n→				000NZ 非零
								←n→				001Z 零
JP C	PC←PC+e	•	•	•	•	•	•	00011000	2	3	12	010NC 没有进位
								←e−2→				011C 进位
JP C,e	如果 C=0，顺序，	•	•	•	•	•	•	0011000	2	3	7	100PO 奇偶位为奇
	如果 C=1，PC←PC+e							←e−2→	2	3	12	101PE 奇偶位为偶
JR NC,e	如果 C=1，顺序；	•	•	•	•	•	•	00110000	2	2	7	110 P 符号正
	如果 C=0，PC←PC←+e							←e−2→	2	3	12	111M 符号负
JR Z,e	如果 Z=0，顺序；	•	•	•	•	•	•	00101000	2	2	7	
	如果 Z=1，PC←PC+e							←e−2→	2	3	12	
JR NZ,e	如果 Z=1，顺序；	•	•	•	•	•	•	00100000	2	2	7	如果条件不满足
	如果 Z=0，PC←pc+e							←e−2→	2	3	12	如果条件满足
JP (HL)	PC←HL	•	•	•	•	•	•	11101001	1	1	4	
JP (IX)	PC←IX	•	•	•	•	•	•	11011101	2	2	8	
								11101001				
JP (IY)	PC←IY	•	•	•	•	•	•	11111101	2	2	8	
								11101001				
DJNZ e	B←B−1，如果 B=0 顺序	•	•	•	•	•	•	00010000	2	2	8	如果 B=0
	如果 B≠0，PC←PC+e							←e−2→	2	3	13	如果 B≠0

注：e 是带符号的 2 的补码数，其范围为(−126，139)。e−2 提供 PC+e 的有效地址，PC 要加 e 之前加 2。

表 8.2.4-13 **调用和返回指令**

记忆符	操作	标志						指令格式	字节数	M周期数	T状态数	注释
		C	Z	P/V	S	N	H	76543210				
CALL nn	(SP-1)←PCH	•	•	•	•	•	•	11001101	3	5	17	
	(SP-2)←PCL							←n→				
	PC←nn							←n→				
	SP←SP-2											
CALL cc,nn	如果条件 cc 是假,	•	•	•	•	•	•	11 cc100	3	3	10	如果 cc 是假
	顺序;否则如同 CALL							←n→				
	nn							←n→	3	5	17	如果 cc 是真
RET	PCL←(SP) PCH←(SP+1) SP←SP+2	•	•	•	•	•	•	11001001	1	3	10	
RET cc	如果条件 cc 是假,顺	•	•	•	•	•	•	11 cc000	1	1	5	如果 cc 是假
	序;否则如同 RET								1	3	11	如果 cc 是真
RETI	从中断返回	•	•	•	•	•	•	11101101	2	4	14	
								01001101				
RETN	从无屏蔽的中断返回	•	•	•	•	•	•	11101101	2	4	14	
								01000101				
RST p	P(SP-1)←PCH	•	•	•	•	•	•	11t111	1	3	11	
	(SP-2)←PCL											
	PCH←0											
	PCL←P											
	SP←SP-2											

注:表中的 cc 和 RSTp 指令中的 t 与 p 的含义为:

cc 条件	t	p
000NZ 非零	000	00H
001 Z 零	001	08H
010 NC 没有进位	010	10H
011 C 进位	011	18H
100 PO 奇偶位为奇	100	20H
101 PE 奇偶位为偶	101	28H
110 P 符号为正	110	30H
111 M 符号为负	111	38H

〔5〕张祉佑、石秉三：制冷及低温技术，机械工业出版社，1983
〔6〕尉迟斌等：船舶制冷装置，国防工业出版社，1980
〔7〕大连海运学院辅机教研组：船舶冷藏和空气调节装置，人民交通出版社，1978
〔8〕茅以惠等：吸收式与蒸汽喷射式制冷机，机械工业出版社，1985
〔9〕蒋能照等：氟利昂制冷机，上海科学出版社 1983
〔10〕机械工业部合肥通用机械研究所：制冷机，机械工业出版社 1987
〔11〕H. C. 马柯洛夫：冷冻，轻工业出版社，1958
〔12〕Л. М. Розенфельд, А.Г. Ткачев：Холодильные машины и аппараты,Госиздат,1950
〔13〕Cargo System,1974～1986
〔14〕Shipbuilding and Shipping Record, 1973—1978
〔15〕Marine Engineers Review, 1972—1985
〔16〕H. Auracher. etc, Saving of Energy in Refrigeration, Int. Inst. of Refrigeration, 1980
〔17〕E. G. Pita：Refrigerafion Principles and system, Toho Wiley and sons Inc. 1984

4.2 Z80与8080指令对照表(见表8.2.4—15)

表8.2.4—15 **Z80与8080指令对照表**

	8080	Z—80	功能说明
数据传送指令	MOV r_1,r_2	LDr_1r_2	r_1 ←r_2
	MOV M,r	LD(HL),r	(HL)←r
	MOV r,M	LD r, (HL)	r←(HL)
	MVI r,n	LD r,n	r←n
	MVI M,n	LD(HL),n	(HL)←n
	LXI B,nn	LD BC nn	BC ←nn
	LXI D,nn	LD DE,nn	DE←nn
	LXI H,nn	LD HL,nn	HL←nn
	LXI SP,nn	LD SP,nn	SP←nn
	STAX B	LD (BC),A	(BC)←A
	STAX D	LD (DE),A	(DE)←A
	LDAX B	LD A,(BC)	A←(BC)
	LDAX D	LD A, (DE)	A←(DE)
	SHLD nn	LD (nn),HL	(nn)←L,(nn+1)←H
	LHLD nn	LD HL,(nn)	L←(nn),H←(nn+1)
	STA nn	LD (nn),A	(nn)←A
	LDA nn	LD A,(nn)	A←(nn)
	XTHL	EX(SP,)HL	L←(SP),H←(SP+1)
	XCHG	EX DE,HL	D↔H,E↔L
	PCHL	JP (HL)	PC←HL
	SPHL	LDS P,HL	SP←HL
增量与减量指令	I NR r	INCr	I←r+1
	DCR r	DEC r	r←r—1
	INR M	INC (HL)	(HL) ←(HL+1)
	DCR M	DEC (HL)	(HL)←(HL)—1
	INX B	INC BC	BC←BC+1
	INX D	INC DE	DE←DE+1
	INX H	INC HL	HI←HL+1
	INX SP	INC SP	SP←SP+1
	DCX B	DEC BC	BC←BC—1
	DCX D	DEC DE	DE←DE—1
	DCX H	DEC HL	HL←HL—1
	DCX SP	DEC SP	SP←SP—1

续上表

	8080	Z—80	功能说明
算术与逻辑运算指令	ADD r	ADD A,r	A←A+r
	ADC r	ADC A,r	$A \leftarrow A+r+c_y$
	SUB r	SUB r	A←A−r
	SBB r	SBC A,r	$A \leftarrow A-r-c_y$
	ANA r	AND r	A←A∧r
	XRA r	XOR r	A←A∨r
	ORA r	OR r	A←A∨r
	CMP r	CP r	A←A−r
	ADD M	ADD A,(HL)	A←A+(HL)
	ADC M	ADC A,(HL)	$A \leftarrow A+(HL)+c_y$
	SUB M	SUB (HL)	A←A−(HL)
	SBB M	SBC A,(HL)	$A \leftarrow A-(HL)-c_y$
	ANA M	AND (HL)	A←A∧(HL)
	XRA M	XOR (HL)	A←A∨(HL)
	ORA M	OR (HL)	A←A∨(HL)
	CNP M	CP (HL)	A←A−(HL)
	ADI n	ADD A,n	A←A+n
	ACI n	ADC A,n	$A \leftarrow A+n+c_y$
	SUI n	SUB A,n	A←A−n
	SBI n	SBC A,n	$A \leftarrow A-n-c_y$
算术与逻辑运算指令	ANI n	AN D,An	A←A∧A
	XRI n	XOR A,n	A←A∨n
	ORI n	OR A,n	A←A∨n
	CPI n	CP A,n	A←A−n
	DAD B	ADD HL,BC	HL←HL+BC
	DAD D	ADD HL,DE	HL←HL+DE
	DAD H	ADD HL,HL	HL←HL+HL
	DAD SP	ADD HL,SP	HL←HL+SP
	DAA	DAA	10进补正
	CMA	CPL	A←A
	STC	SCF	$C_y \leftarrow I$
	CMC	CCF	$C_y \leftarrow C_y$
循环指令	RLC	RLCA	$A_0 \leftarrow A_7, C_y \leftarrow A_7$
	RRC	RHCA	$A_7 \leftarrow A_0, C_y \leftarrow A_0$
	RAL	RLA	$A_7 \leftarrow A_0 \leftarrow C_y \leftarrow A_7$
	RAR	RRA	$A_0 \leftarrow A_7 \leftarrow C_y \leftarrow A_0$

续上表

	8080	Z—80	功能说明
转移指令	JMP nn	JP nn	Jump 10 nn
	JNZ nn	JP NZ,nn	IF Z=0,Jump to nn
	JN nn	JP Z,nn	IF Z=1,"
	JNC nn	JP NC,nn	IF C_y=0,"
	JC nn	JP C,nn	C_y=1,"
	JPO nn	JP PO,nn	IF P=0,"
	JPE nn	IP PE,nn	IF P=1,"
	JP nn	JP P,nn	IF S=0,"
	JMnn	JP M,nn	IF S=1,"
子程序调用指令	CALL nn	CALL nn	CALL t0 nn
	CNZ nn	CALL Nz,nn	IF Z=0,"
	CZ nn	CALL Z,nn	IF Z=1,"
	CNC nn	CALL NC,nn	IF C_y=0,"
	CC nn	CALL C,nn	IF C_y=1,"
	CPO nn	CALL PO,nn	IF P=0,"
	CPEnn	CALL PE,nn	IF P=1,"
	CP nn	CALL P,nn	IF S=0,"
	CM nn	CALL M,nn	IF S=1,"
	RST n	RST SS	n,SS=00,08,10,18,20 28 30, 38
返回指令	RET	RET	RETURN
	RNZ	RET NZ	IF Z=0,"
	RZ	RET Z	IF Z=1,"
	RNC	RET NC	IF C_y=0,"
	RC	RET C	IF C_y=1,"
	RPO	RET PO	IF P=0,"
	RPE	RET PE	IF P=1,"
	RP	RET P	IF S=0,"
	RM	RET M	IF S=1,"
堆栈操作指令	PUSH B	PUSH BC	(SP−1)←B,(SP−2)←C
	PUSH D	PUSH DE	(SP−1)←D,(SP−2)←E
	PUSH H	PUSH HL	(SP−1)←H,(SP−2)←L
	PUSH PSW	PUSH AF	(SP−1)←A,(SP−2)←F
	POP B	POP BC	B←(SP−1),C←(SP−2)
	POP D	POP DE	D←(SP−1),E←(SP−2)
	POP H	POP HL	H←(SP−1),L←(SP−2)
	POP PSW	POP AF	A←(SP−1),F←(SP−2)

表 5.5.2-3

R 12*饱和状态下的热力性质

温度	压力	蒸气比容	液体密度	焓		熵	
				液体	蒸气	液体	蒸气
℃	MPa	m³/kg	kg/m³	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg·K)	kJ/(kg·K)
−100	0.001174	10.122	1678.0	112.69	306.46	0.60441	1.7235
−95	0.001851	6.6005	1665.0	116.92	308.67	0.62845	1.7048
−90	0.002836	4.4264	1651.9	121.14	310.90	0.65182	1.6879
−85	0.004230	3.0449	1638.7	125.36	313.16	0.67457	1.6727
−80	0.006160	2.1438	1625.5	129.59	315.44	0.69673	1.6589
−75	0.008774	1.5416	1612.1	133.82	317.74	0.71835	1.6465
−70	0.012246	1.1301	1598.7	138.06	320.05	0.73948	1.6353
−65	0.016776	0.84332	1585.2	142.32	322.38	0.76015	1.6252
−60	0.022591	0.63956	1571.5	146.58	324.71	0.78040	1.6161
−55	0.029944	0.49230	1557.8	150.87	327.05	0.80025	1.6079
−50	0.039115	0.38415	1543.9	155.18	329.40	0.81974	1.6005
−45	0.050408	0.30355	1529.9	159.51	331.74	0.83890	1.5938
−40	0.064152	0.24264	1515.7	163.86	334.09	0.85775	1.5879
−35	0.080701	0.19603	1501.4	168.25	336.43	0.87632	1.5825
−30	0.10043	0.15993	1486.9	172.67	338.76	0.89462	1.5777
−29.70	0.101325	0.15861	1486.3	172.85	338.86	0.89538	1.5775
−25	0.12373	0.13166	1472.3	177.12	341.08	0.91269	1.5734
−20	0.15101	0.10929	1457.4	181.61	343.39	0.93053	1.5696
−15	0.18272	0.09142	1442.4	186.14	345.69	0.94817	1.5662
−10	0.21928	0.07702	1427.1	190.72	347.96	0.96561	1.5632
−5	0.26117	0.06531	1411.5	195.33	350.22	0.98289	1.5605
0	0.30885	0.05571	1395.6	200.00	352.44	1.0000	1.5581
2	0.32966	0.05236	1389.2	201.88	353.32	1.0068	1.5572
4	0.35150	0.04925	1382.7	203.77	354.20	1.0136	1.5564
6	0.37441	0.04637	1376.2	205.66	355.07	1.0203	1.5556
8	0.39842	0.04369	1369.6	207.57	355.93	1.0271	1.5548
10	0.42356	0.04119	1363.0	209.48	356.79	1.0338	1.5541
12	0.44986	0.03887	1356.2	211.40	357.65	1.0405	1.5533
14	0.47737	0.03670	1349.5	213.33	358.49	1.0472	1.5527
16	0.50610	0.03468	1342.6	215.27	359.33	1.0538	1.5520
18	0.53610	0.03279	1335.7	217.22	360.16	1.0605	1.5514
20	0.56740	0.03102	1328.7	219.18	360.98	1.0671	1.5508
22	0.60003	0.02937	1321.6	221.14	361.80	1.0737	1.5502
24	0.63403	0.02782	1314.5	223.12	362.60	1.0803	1.5497
26	0.66943	0.02637	1307.3	225.11	363.40	1.0868	1.5491
28	0.70626	0.02500	1299.9	227.10	364.19	1.0934	1.5486
30	0.74457	0.02372	1292.5	229.11	364.96	1.0999	1.5481
32	0.78439	0.02252	1285.0	231.12	365.73	1.1064	1.5476
34	0.82574	0.02128	1277.4	233.15	366.48	1.1130	1.5471
36	0.86868	0.02022	1269.7	235.18	367.22	1.1195	1.5466
38	0.91324	0.01931	126.9	237.23	367.95	1.1259	1.5461
40	0.95944	0.01836	1253.9	239.29	368.67	1.1324	1.5456
42	1.0073	0.01746	1245.9	241.36	369.37	1.1389	1.5451
44	1.0570	0.01662	1237.7	243.44	370.06	1.1453	1.5446
46	1.1084	0.01581	1229.3	245.54	370.73	1.1518	1.5441
48	1.1616	0.01506	1220.9	247.64	371.38	1.1582	1.5435
50	1.2167	0.01434	1212.2	249.76	372.02	1.1647	1.5430
52	1.2736	0.01366	1203.5	251.90	372.64	1.1711	1.5425
54	1.3325	0.01301	1194.5	254.04	373.24	1.1776	1.5419
56	1.3934	0.01239	1185.4	256.21	373.82	1.1840	1.5413
58	1.4562	0.01181	1176.1	258.38	374.38	1.1904	1.5407
60	1.5212	0.01126	1166.6	260.58	374.91	1.1969	1.5401
62	1.5883	0.01073	1156.9	262.79	375.42	1.2033	1.5394
64	1.6575	0.01023	1146.9	265.02	375.90	1.2098	1.5387
66	1.7289	0.009746	1136.7	267.27	376.36	1.2162	1.5379
68	1.8026	0.009289	1126.3	269.54	376.78	1.2227	1.5371
70	1.8786	0.008852	1115.6	271.83	377.17	1.2292	1.5362
72	1.9570	0.008434	1104.6	274.15	377.53	1.2357	1.5353
74	2.0378	0.008034	1093.3	276.49	377.85	1.2423	1.5343
76	2.1210	0.007651	1081.6	278.86	378.13	1.2489	1.5332
78	2.2069	0.007283	1069.6	281.27	378.36	1.2555	1.5320
80	2.2953	0.006931	1057.2	283.70	378.54	1.2622	1.5300
85	2.5282	0.006106	1024.1	289.97	378.75	1.2792	1.5271
90	2.7790	0.005350	987.60	296.56	378.52	1.2968	1.5225
95	3.0490	0.004648	946.44	303.58	377.67	1.3152	1.5165
100	3.3399	0.003980	898.55	311.26	375.88	1.3351	1.5083
105	3.6538	0.003311	839.10	320.08	372.41	1.3576	1.4960
110	3.9943	0.002517	746.58	331.91	364.02	1.3875	1.4713
111.80①	4.1250	0.00179	558	348.4	348.4	1.430	1.430

① 临界点。

表 5.5.2-4

R 22 饱和状态下的热力性质

温度	压力	蒸气比容	液体密度	焓		熵	
℃	MPa	m³/kg	kg/m³	液体 kJ/kg	蒸气 kJ/kg	液体 kJ/(kg·K)	蒸气 kJ/(kg·K)
−90	0.004748	3.6939	1542.8	98.575	364.20	0.55032	2.0006
−85	0.007084	2.5394	1529.9	104.54	366.63	0.58246	1.9754
−80	0.010308	1.7883	1516.8	110.42	369.06	0.61326	1.9524
−75	0.014662	1.2870	1503.6	116.21	371.49	0.64284	1.9312
−70	0.020424	0.94477	1490.3	121.92	373.91	0.67132	1.9117
−65	0.027914	0.70609	1476.7	127.58	376.32	0.69879	1.8938
−60	0.037491	0.53641	1463.1	133.18	378.72	0.72535	1.8773
−55	0.049556	0.41362	1449.2	138.74	381.10	0.75109	1.8621
−50	0.064549	0.32330	1435.2	144.27	383.45	0.77610	1.8479
−45	0.082947	0.25586	1421.0	149.77	385.77	0.80044	1.8348
40.82	0.101325	0.21223	1408.9	154.37	387.69	0.82034	1.8246
−40	0.10527	0.20480	1406.5	155.26	388.06	0.82419	1.8227
−38	0.11542	0.18790	1400.7	157.46	388.96	0.83354	1.8180
−36	0.12632	0.17268	1394.8	159.66	389.86	0.84281	1.8135
−34	0.13801	0.15894	1388.9	161.86	390.75	0.85200	1.8091
−32	0.15053	0.14651	1382.9	164.06	391.64	0.86113	1.8049
−30	0.16391	0.13524	1376.9	166.26	392.52	0.87018	1.8007
−28	0.17821	0.12502	1370.9	168.46	393.39	0.87917	1.7967
−26	0.19346	0.11573	1364.8	170.67	394.25	0.88810	1.7927
−24	0.20969	0.10726	1358.7	172.89	395.10	0.89697	1.7889
−22	0.22696	0.09954	1352.6	175.10	395.95	0.90579	1.7851
−20	0.24531	0.09249	1346.4	177.33	396.79	0.91455	1.7815
−18	0.26477	0.08603	1340.1	179.56	397.62	0.92327	1.7779
−16	0.28540	0.08012	1333.8	181.79	398.43	0.93194	1.7744
−14	0.30724	0.07470	1327.5	184.04	399.24	0.94057	1.7710
−12	0.33034	0.06971	1321.1	186.29	400.04	0.94916	1.7677
−10	0.35474	0.06513	1314.6	188.55	400.83	0.95771	1.7644
−8	0.38049	0.06090	1308.1	190.82	401.61	0.96623	1.7612
−6	0.40763	0.05701	1301.5	193.10	402.37	0.97471	1.7581
−4	0.43622	0.05341	1294.9	195.39	403.12	0.98317	1.7550
−2	0.46630	0.05008	1288.2	197.69	403.87	0.99160	1.7520
0	0.49792	0.04700	1281.5	200.00	404.59	1.0000	1.7490
2	0.53113	0.04415	1274.7	202.32	405.31	1.0084	1.7461
4	0.56599	0.04150	1267.8	204.66	406.01	1.0167	1.7432
6	0.60254	0.03904	1260.8	207.01	406.70	1.0251	1.7404
8	0.64083	0.03675	1253.8	209.37	407.37	1.0334	1.7376

温度	压力	蒸气比容	液体密度	焓		熵	
℃	MPa	m³/kg	kg/m³	液体 kJ/kg	蒸气 kJ/kg	液体 kJ/(kg·K)	蒸气 kJ/(kg·K)
10	0.68091	0.03462	1246.7	211.74	408.03	1.0417	1.7349
12	0.72285	0.03263	1239.5	214.13	408.67	1.0500	1.7322
14	0.76668	0.03078	1232.3	216.54	409.29	1.0583	1.7295
16	0.81246	0.02905	1224.9	218.96	409.90	1.0665	1.7269
18	0.86025	0.02743	1217.5	221.40	410.49	1.0748	1.7243
20	0.91009	0.02592	1210.0	223.85	411.06	1.0831	1.7217
22	0.96205	0.02451	1202.4	226.32	411.61	1.0913	1.7191
24	1.0162	0.02318	1194.6	228.80	412.14	1.0996	1.7165
26	1.0725	0.02193	1186.8	231.31	412.65	1.1078	1.7140
28	1.1312	0.02076	1178.9	233.83	413.13	1.1160	1.7114
30	1.1921	0.01967	1170.8	236.38	413.60	1.1243	1.7089
32	1.2555	0.01863	1162.6	238.94	414.03	1.1325	1.7063
34	1.3213	0.01766	1154.3	241.52	414.45	1.1408	1.7038
36	1.3896	0.01674	1145.9	244.13	414.83	1.1490	1.7012
38	1.4605	0.01588	1137.3	246.75	415.19	1.1573	1.6987
40	1.5340	0.01506	1128.6	249.40	415.52	1.1656	1.6961
42	1.6102	0.01429	1119.7	252.07	415.82	1.1739	1.6934
44	1.6892	0.01356	1110.6	254.77	416.08	1.1822	1.6908
46	1.7710	0.01287	1101.4	257.49	416.31	1.1905	1.6881
48	1.8556	0.01221	1091.9	260.24	416.50	1.1989	1.6854
50	1.9432	0.01159	1082.3	263.02	416.65	1.2072	1.6826
52	2.0339	0.01101	1072.4	265.83	416.75	1.2156	1.6798
54	2.1276	0.01045	1062.3	268.67	416.81	1.2241	1.6769
56	2.2244	0.009915	1051.9	271.55	416.83	1.2326	1.6739
58	2.3245	0.009409	1041.3	274.46	416.79	1.2411	1.6709
60	2.4279	0.008927	1030.3	277.41	416.69	1.2497	1.6677
65	2.7015	0.007816	1001.3	284.98	416.16	1.2714	1.6594
70	2.9975	0.006819	969.68	292.88	415.14	1.2937	1.6500
75	3.3175	0.005917	934.38	301.22	413.46	1.3169	1.6393
80	3.6633	0.005086	893.89	310.18	410.88	1.3414	1.6265
85	4.0370	0.004301	845.17	320.13	406.90	1.3681	1.6104
90	4.4413	0.003517	780.60	331.96	400.28	1.3996	1.5877
95	4.8808	0.002547	660.94	350.67	384.95	1.4490	1.5421
96.15①	4.988	0.00195	531.00	368.1	368.1	1.496	1.496

① 临界点。

表 5.5.2-5

R 502 饱和状态下的热力性质

温度	压力	蒸气比容	液体密度	焓		熵	
				液体	蒸气	液体	蒸气
℃	MPa	m^3/kg	kg/m^3	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg·K)	kJ/(kg·K)
−70	0.027567	0.54045	1557.6	131.58	313.03	0.71457	1.6077
−68	0.031043	0.48397	1551.6	133.22	314.05	0.72256	1.6040
−66	0.034870	0.43440	1545.5	134.87	315.06	0.73056	1.6004
−64	0.039073	0.39078	1539.5	136.54	316.08	0.73857	1.5970
−62	0.043680	0.35231	1533.4	138.23	317.10	0.74660	1.5937
−60	0.048718	0.31829	1527.2	139.94	318.11	0.75464	1.5905
−58	0.054217	0.28814	1521.1	141.67	319.12	0.76269	1.5875
−56	0.060205	0.26137	1514.9	143.41	320.14	0.77075	1.5846
−54	0.066714	0.23753	1508.6	145.18	321.15	0.77883	1.5818
−52	0.073775	0.21627	1502.4	146.97	322.16	0.78692	1.5791
−50	0.081422	0.19726	1496.1	148.77	323.16	0.79502	1.5765
−48	0.089687	0.18024	1489.7	150.60	324.17	0.80314	1.5741
−46	0.098606	0.16496	1483.4	152.44	325.17	0.81127	1.5717
45.42	0.101325	0.16082	1481.5	152.98	325.46	0.81363	1.5710
44	0.10821	0.15123	1476.9	154.30	326.17	0.81941	1.5694
−42	0.11854	0.13885	1470.5	156.19	327.16	0.82756	1.5672
−40	0.12964	0.12769	1464.0	158.09	328.15	0.83572	1.5651
−38	0.14153	0.11759	1457.4	160.01	329.13	0.84389	1.5631
−36	0.15426	0.10845	1450.9	161.95	330.12	0.85207	1.5612
−34	0.16786	0.10016	1444.2	163.91	331.09	0.86026	1.5593
−32	0.18239	0.09262	1437.5	165.89	332.06	0.86845	1.5575
−30	0.19786	0.08577	1430.8	167.89	333.03	0.87666	1.5558
−28	0.21433	0.07952	1424.0	169.90	333.99	0.88487	1.5542
−26	0.23184	0.07382	1417.2	171.94	334.94	0.89309	1.5526
−24	0.25043	0.06861	1410.3	173.99	335.89	0.90131	1.5511
−22	0.27014	0.06384	1403.4	176.06	336.83	0.90954	1.5497
−20	0.29101	0.05946	1396.4	178.15	337.76	0.91776	1.5483
−18	0.31308	0.05545	1389.3	180.26	338.69	0.92600	15469
−16	0.33641	0.05176	1382.2	182.39	339.61	0.93423	1.5456
−14	0.36102	0.04836	1375.0	184.53	340.52	0.94246	1.5444
−12	0.38697	0.04523	1367.7	186.69	341.42	0.95069	1.5432
−10	0.41430	0.04234	1360.4	188.87	342.31	0.95892	1.5420
−8	0.44304	0.03967	1353.0	191.06	343.20	0.96715	1.5409
−6	0.47326	0.03721	1345.5	193.27	344.07	0.97537	1.5399
−4	0.50498	0.03492	1337.9	195.50	344.94	0.98358	1.5388
−2	0.53826	0.03281	1330.3	197.74	345.79	0.99180	1.5378

温度	压力	蒸气比容	液体密度	焓		熵	
				液体	蒸气	液体	蒸气
C	MPa	m^3/kg	kg/m^3	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg·K)	kJ/(kg·K)
0	0.57313	0.03084	1322.5	200.00	346.63	1.0000	1.5368
2	0.60965	0.02901	1314.7	202.27	347.47	1.0082	1.5359
4	0.64786	0.02731	1306.8	204.57	318.29	1.0164	1.5350
6	0.68779	0.02573	1298.8	206.87	349.10	1.0246	1.5341
8	0.72951	0.02426	1290.7	209.19	349.89	1.0327	1.5332
10	0.77305	0.02288	1282.4	211.53	350.67	1.0409	1.5323
12	0.81845	0.02160	1274.1	213.88	351.44	1.0490	1.5315
14	0.86577	0.02040	1265.6	216.24	352.20	1.0572	1.5306
16	0.91505	0.01927	1257.0	218.62	352.94	1.0653	1.5298
18	0.96634	0.01822	1248.3	221.02	353.66	1.0734	1.5290
20	1.0197	0.01723	1239.4	223.42	354.36	1.0815	1.5282
22	1.0751	0.01631	1230.4	225.84	355.05	1.0896	1.5274
24	1.1327	0.01544	1221.2	228.28	355.72	1.0976	1.5265
26	1.1925	0.01462	1211.9	230.73	356.38	1.1057	1.5257
28	1.2545	0.01385	1202.3	233.19	357.01	1.1137	1.5249
30	1.3189	0.01312	1192.6	235.67	357.62	1.1217	1.5240
32	1.3856	0.01244	1182.7	238.16	358.20	1.1297	1.5231
34	1.4547	0.01179	1172.6	240.66	358.76	1.1377	1.5222
36	1.5262	0.01118	1162.2	243.18	359.30	1.1457	1.5213
38	1.6003	0.01060	1151.6	245.72	359.81	1.1537	1.5204
40	1.6770	0.01005	1140.7	248.27	360.28	1.1617	1.5194
42	1.7563	0.009533	1129.6	250.84	360.73	1.1696	1.5183
44	1.8383	0.009040	1118.1	253.43	361.14	1.1776	1.5172
46	1.9231	0.008572	1106.3	256.04	361.51	1.1855	1.5160
48	2.0107	0.008127	1094.1	258.66	361.85	1.1935	1.5148
50	2.1013	0.007702	1081.5	261.32	362.13	1.2015	1.5134
52	2.1949	0.007297	1068.4	263.99	362.37	1.2094	1.5120
54	2.2916	0.006910	1054.9	266.70	362.55	1.2175	1.5105
56	2.3915	0.006540	1040.8	269.44	362.67	1.2255	1.5088
58	2.4947	0.006184	1026.0	272.22	362.72	1.2336	1.5069
60	2.6014	0.005842	1010.5	275.05	362.70	1.2418	1.5049
65	2.8840	0.005038	967.76	282.38	362.19	1.2628	1.4988
70	3.1917	0.004286	916.85	290.31	360.80	1.2851	1.4905
75	3.5284	0.003547	851.18	299.48	357.79	1.3105	1.4780
80	3.9004	0.002706	745.12	312.52	350.37	1.3461	1.4553
82.2①	4.075	0.00178	561.	332.0	332.0	1.399	1.399

① 临界点。

表 5.5.2-6

R 717（氨）饱和状态下的热力性质

温度	压力	蒸气比容	液体密度	焓		熵	
				液体	蒸气	液体	蒸气
℃	MPa	m³/kg	kg/m³	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg·K)	kJ/(kg·K)
−77.67①	0.006060	15.689	733.86	−1110.11	380.09	4.2032	11.8278
−75	0.007481	12.874	730.90	−1097.37	385.08	4.2679	11.7507
−70	0.010911	9.0362	725.33	−1074.44	394.31	4.3822	11.6134
−65	0.015588	6.4694	719.66	−1052.24	403.38	4.4902	11.4845
−60	0.021848	4.7169	713.89	−1030.38	412.27	4.5939	11.3633
−55	0.030086	3.4973	708.00	−1008.63	420.97	4.6947	11.2491
−50	0.040756	2.6334	702.02	−986.88	429.45	4.7932	11.1413
−45	0.054379	2.0114	695.97	−965.06	437.70	4.8898	11.0394
−40	0.071540	1.5567	689.86	−943.12	445.70	4.9849	10.9428
−38	0.079538	1.4099	687.40	−934.31	448.83	5.0224	10.9056
−36	0.088251	1.2794	684.94	−925.48	451.91	5.0598	10.8692
−34	0.097725	1.1630	682.46	−916.63	454.96	5.0969	10.8334
−33.33	0.101325	1.1244	681.57	−913.44	456.04	5.1102	10.8208
−32	0.10801	1.0592	679.98	−907.75	457.95	5.1338	10.7984
−30	0.11915	0.96625	677.49	−898.86	460.91	5.1704	10.7641
−28	0.13120	0.88294	674.99	−889.94	463.81	5.2069	10.7304
−26	0.14421	0.80812	672.47	−881.01	466.67	5.2431	10.6974
−24	0.15825	0.74081	669.95	−872.05	469.49	5.2791	10.6650
−22	0.17335	0.68013	667.42	−863.07	472.25	5.3149	10.6332
−20	0.18959	0.62535	664.88	−854.06	474.96	5.3505	10.6019
−18	0.20702	0.57580	662.32	−845.04	477.63	5.3859	10.5713
−16	0.22571	0.53092	659.75	−835.99	480.24	5.4212	10.5411
−14	0.24571	0.49019	657.16	−826.92	482.80	5.4562	10.5116
−12	0.26710	0.45318	654.57	−817.83	485.31	5.4910	10.4825
−10	0.28993	0.41949	651.95	−808.71	487.76	5.5257	10.4539
−8	0.31427	0.38879	649.32	−799.57	490.16	5.5601	10.4257
−6	0.34020	0.36076	646.68	−790.40	492.50	5.5944	10.3981
−4	0.36777	0.33514	644.01	−781.21	494.79	5.6285	10.3708
−2	0.39708	0.31168	641.33	−771.99	497.01	5.6625	10.3440
0	0.42818	0.29019	638.63	−762.75	499.18	5.6963	10.3176
2	0.46115	0.27046	635.91	−753.48	501.28	5.7299	10.2916
4	0.49607	0.25233	633.17	−744.19	503.33	5.7633	10.2660
6	0.53302	.0.23564	630.40	−734.87	505.30	5.7966	10.2407
8	0.57206	0.22027	627.62	−725.52	507.22	5.8298	10.2158

温度	压力	蒸气比容	液体密度	焓		熵	
				液体	蒸气	液体	蒸气
C	MPa	m³/kg	kg/m³	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg·K)	kJ/(kg·K)
10	0.61329	0.20610	624.81	−716.14	509.06	5.8628	10.1912
12	0.65678	0.19301	621.98	−706.74	510.84	5.8956	10.1669
14	0.70261	0.18091	619.13	−697.30	512.54	5.9283	10.1429
16	0.75087	0.16971	616.25	−687.84	514.18	5.9609	10.1193
18	0.80164	0.15933	613.35	−678.34	515.74	5.9934	10.0959
20	0.85501	0.14971	610.42	−668.82	517.22	6.0257	10.0727
22	0.91106	0.14077	607.46	−659.26	518.62	6.0578	10.0499
24	0.96987	0.13247	604.48	−649.67	519.95	6.0899	10.0272
26	1.0315	0.12474	601.47	−640.05	521.19	6.1218	10.0048
28	1.0962	0.11755	598.43	−630.39	522.35	6.1536	9.9826
30	1.1638	0.11084	595.36	−620.70	523.42	6.1853	9.9606
32	1.2346	0.10458	592.27	−610.97	524.40	6.2169	9.9387
34	1.3086	0.09874	589.14	−601.21	525.28	6.2484	9.9171
36	1.3859	0.09328	585.98	−591.41	526.08	6.2798	9.8955
38	1.4667	0.08817	582.78	−581.57	526.77	6.3111	9.8742
45	1.7775	0.07270	571.34	−546.81	528.39	6.4198	9.8003
50	2.0281	0.06357	562.88	−521.64	528.72	6.4970	9.7483
55	2.3043	0.05573	554.17	−496.16	528.29	6.5737	9.6965
60	2.6078	0.04896	545.18	−470.33	527.04	6.6501	9.6448
65	2.9403	0.04311	535.87	−444.11	524.91	6.7264	9.5929
70	3.3034	0.03801	526.21	−417.43	521.80	6.8027	9.5407
75	3.6991	0.03355	516.15	−390.23	517.63	6.8792	9.4878
80	4.1292	0.02963	505.62	−362.42	512.27	6.9561	9.4338
85	4.5956	0.02618	494.55	−333.89	505.57	7.0337	9.3785
90	5.1005	0.02312	482.83	−304.50	497.35	7.1123	9.3212
95	5.6462	0.02019	470.33	−274.09	487.37	7.1924	9.2615
100	6.2351	0.01795	456.87	−242.41	475.30	7.2744	9.1986
105	6.8698	0.01574	442.19	−209.15	460.66	7.3592	9.1312
110	7.5533	0.01373	425.94	−173.82	442.77	7.4479	9.0578
115	8.2892	0.01188	407.49	−135.67	420.53	7.5422	8.9757
120	9.0816	0.01014	385.79	−93.341	392.02	7.6454	8.8805
125	9.9358	0.008456	358.47	−43.811	353.42	7.7648	8.7629
130	10.860	0.006701	317.39	23.636	294.86	7.9263	8.5993
132.3②	11.30	0.00426	235	142.7	142.7	8.217	8.217

① 三相点。
② 临界点。

表 5.5.2-7 R 12*的单位容积制冷量$q_v \times 4.187$ kJ/m³

蒸发温度	节流阀前的温度 ℃																
℃	−30	−25	−20	−15	−10	−5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
−50	97.59	94.89	92.19	89.41	86.61	83.78	80.90	78.00	75.0	72.0	69.0	65.9	62.8	—	—	—	—
−45	125.2	121.8	118.4	114.9	111.4	107.8	104.2	100.5	96.8	93.0	89.1	85.2	81.3	—	—	—	—
−40	158.9	154.6	150.4	146.0	141.6	137.1	132.6	128.0	123.3	118.5	113.8	108.9	104.0	99.1	—	—	—
−35	199.6	194.3	189.1	183.6	178.2	172.6	167.0	161.3	155.5	149.7	143.7	137.8	131.7	125.5	—	—	—
−30	247.8	241.4	234.9	228.3	221.6	214.8	207.9	201.0	193.9	186.7	179.5	172.2	164.7	157.2	149.6	—	—
−27.5	—	267.7	260.6	253.3	245.9	238.5	230.9	223.3	215.7	207.8	199.8	191.7	183.5	175.1	166.7	—	—
−25	—	296.9	289.1	281.1	273.0	264.8	256.4	248.0	239.4	230.7	221.9	213.1	204.1	195.0	178.7	176.3	—
−22.5	—	—	319.9	311.1	302.1	293.2	284.0	274.8	265.1	255.6	245.9	236.2	226.3	216.5	206.4	196.0	—
−20	—	—	352.8	343.2	333.4	323.6	313.6	303.4	293.1	282.7	272.1	261.4	250.6	239.7	228.5	217.3	206.0
−17.5	—	—	—	378.6	368.0	357.2	346.2	335.1	323.6	312.2	300.6	288.9	277.1	265.3	253.1	240.8	228.4
−15	—	—	—	416.1	440.4	392.7	380.7	368.6	356.4	343.9	331.2	318.5	305.6	292.4	279.2	265.7	252.2
−12.5	—	—	—	—	444.5	431.6	418.6	405.4	391.7	378.0	364.3	350.4	336.3	322.4	307.9	293.2	278.5
−10	—	—	—	—	487.5	473.5	459.3	444.9	430.2	415.3	400.4	385.3	369.9	354.5	338.8	322.8	306.8
−7.5	—	—	—	—	—	518.1	502.6	487.1	471.0	455.2	438.6	422.2	405.5	388.9	371.8	354.4	337.0
−5	—	—	—	—	—	—	—	531.8	515.0	497.5	479.9	462.1	444.0	425.5	406.9	388.1	369.3
−2.5	—	—	—	—	—	—	—	581.4	562.3	543.3	524.2	505.0	485.4	466.0	445.9	425.5	405.1
0	—	—	—	—	—	—	—	632.6	612.8	592.4	571.7	550.9	529.7	508.1	468.4	464.4	442.3
2.5	—	—	—	—	—	—	—	688.6	667.0	644.9	622.6	600.1	577.3	554.1	530.7	506.9	483.0
5	—	—	—	—	—	—	—	749.4	725.5	701.6	677.6	653.3	628.6	604.1	578.8	553.1	527.4
7.5	—	—	—	—	—	—	—	—	787.0	761.3	735.4	709.3	682.8	657.2	629.9	602.2	574.5
10	—	—	—	—	—	—	—	—	852.0	824.5	796.6	768.6	740.0	711.9	682.6	652.9	623.1

注：吸入饱和蒸气。

表 5.5.2-8 R 22 的单位容积制冷量q_v×4.187 kJ/m³

蒸发温度	节流阀前的温度 ℃															
℃	−30	−25	−20	−15	−10	−5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
−50	161	157	153	149	144	140	136	131	127	122	117	112	107	102	96.4	91.0	85.7
−45	206	201	196	191	185	180	175	169	163	157	150	144	137	131	124	118	111
−40	260	253	247	240	234	227	221	213	205	198	190	182	174	166	158	149	141
−35	326	318	310	302	294	285	277	268	259	249	240	230	220	210	199	189	178
−30	403	393	383	373	363	353	343	331	320	309	297	285	273	260	248	235	222
−25	—	478	466	454	442	430	418	405	391	377	363	348	334	319	304	288	273
−20	—	—	568	554	539	525	510	494	477	461	444	426	408	390	372	354	335
−15	—	—	—	667	650	633	615	596	577	556	536	515	494	473	451	429	407
−10	—	—	—	—	783	762	741	718	695	671	647	621	596	571	546	519	493
−5	—	—	—	—	—	908	883	856	829	801	773	742	713	683	653	621	590
0							1049	1018	986	953	919	884	849	814	778	741	705
5							—	1201	1164	1125	1086	1045	1004	963	922	878	836
10							—	—	1369	1324	1278	1230	1183	1135	1086	1036	986
15							—	—	—	1551	1499	1442	1388	1332	1276	1217	1160
20							—	—	—	—	1744	1679	1616	1552	1487	1419	1353
25							—	—	—	—	—	1949	1876	1802	1727	1650	1573
30							—	—	—	—	—	—	2182	2097	2011	1921	1832
35							—	—	—	—	—	—	—	2421	2321	2218	2117
40							—	—	—	—	—	—	—	—	2659	2541	2425
45							—	—	—	—	—	—	—	—	—	2926	2792
50							—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3195

注：吸入饱和蒸气。

表 8.2.5—7 **程序基本结构表**

名称	含　义	流　程　图	举　例
顺序程序	按照指令的书写顺序依次执行的程序		求双字节补码： LD HL,(2030H) LD A,L CPL LDL,A LD,A H CPL LD H,A INC HL LD (2031H),HL HALT END
分支程序	计算机对不同情况进行判断，并根据判断作出不同处理的分支结构程序，实现方法是利用转移指令和调用指令，见图8.2.5—1	图 8.2.5—1 取绝对值流程图	单字节数取绝对值： LD A,C AND A JP P,DONE NEG LD C,A HALT DONE:END
循环程序	重复地执行某一段程序，由计数器对循环次数进行计数，并由条件转移指令来控制循环，见图8.2.5—2	图 8.2.5—2 浮点规格化流程图	浮点数规格化： ;尾数在 E ;阶在 D LD A,E AND A JR Z,DONEO LOOP:DEC D ADD A,A JR NC, LOOP INC D RRA HALT DONEO:LD D,O HALT

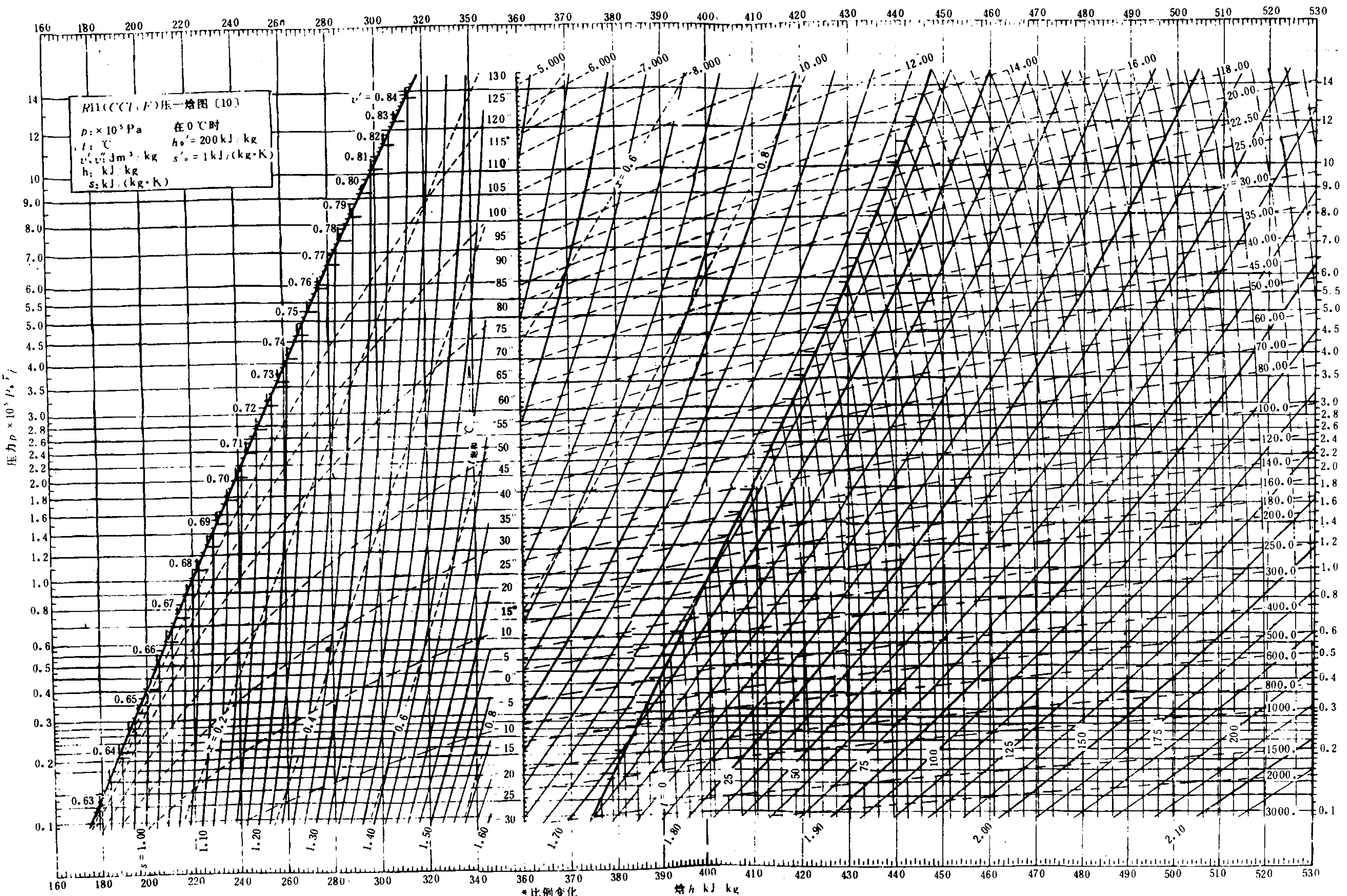


图5.5.2-1 R11* p-h图

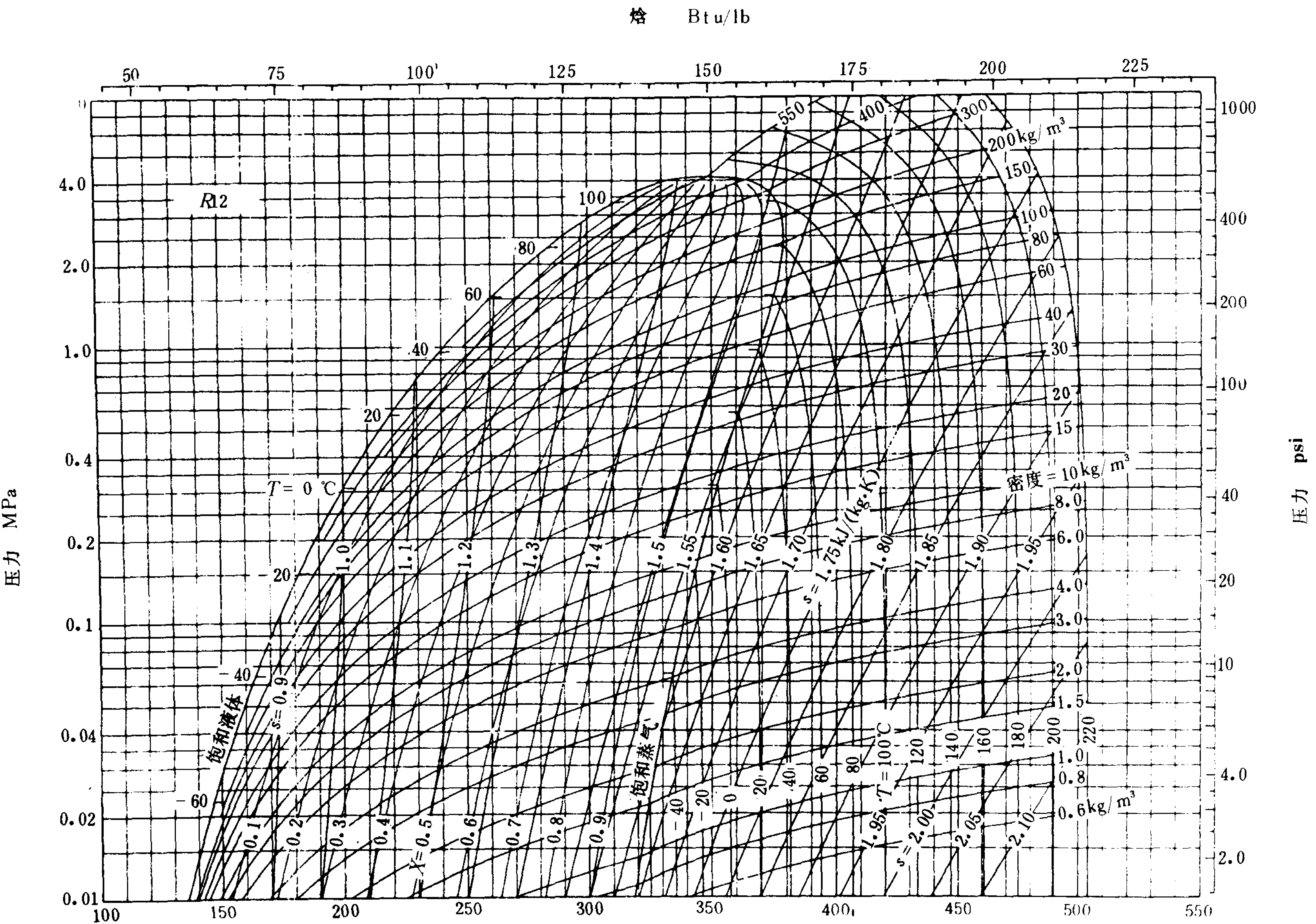


图5.5.2.2 R12* p-h图

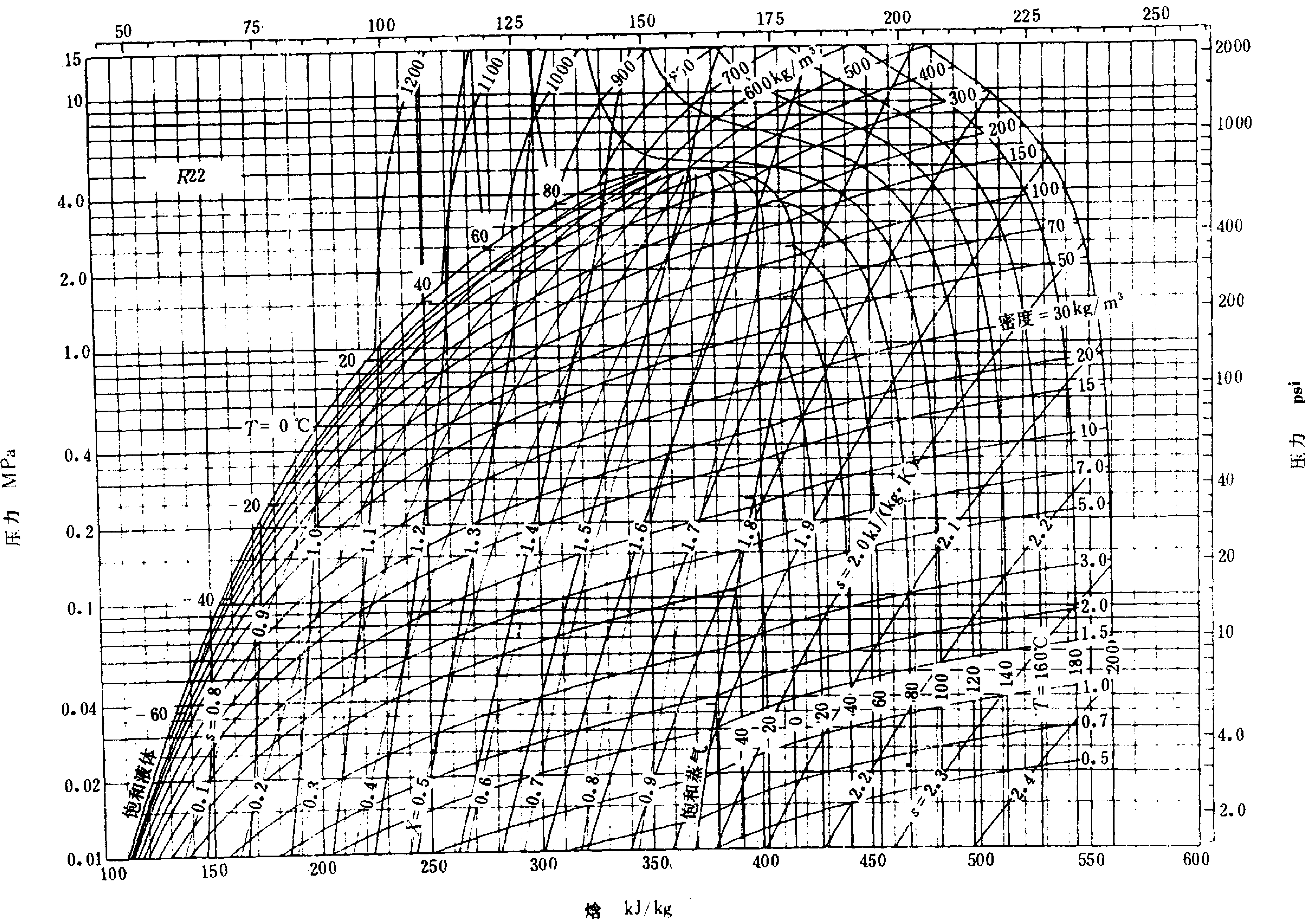


图 5.5.2-3 R22 p-h图

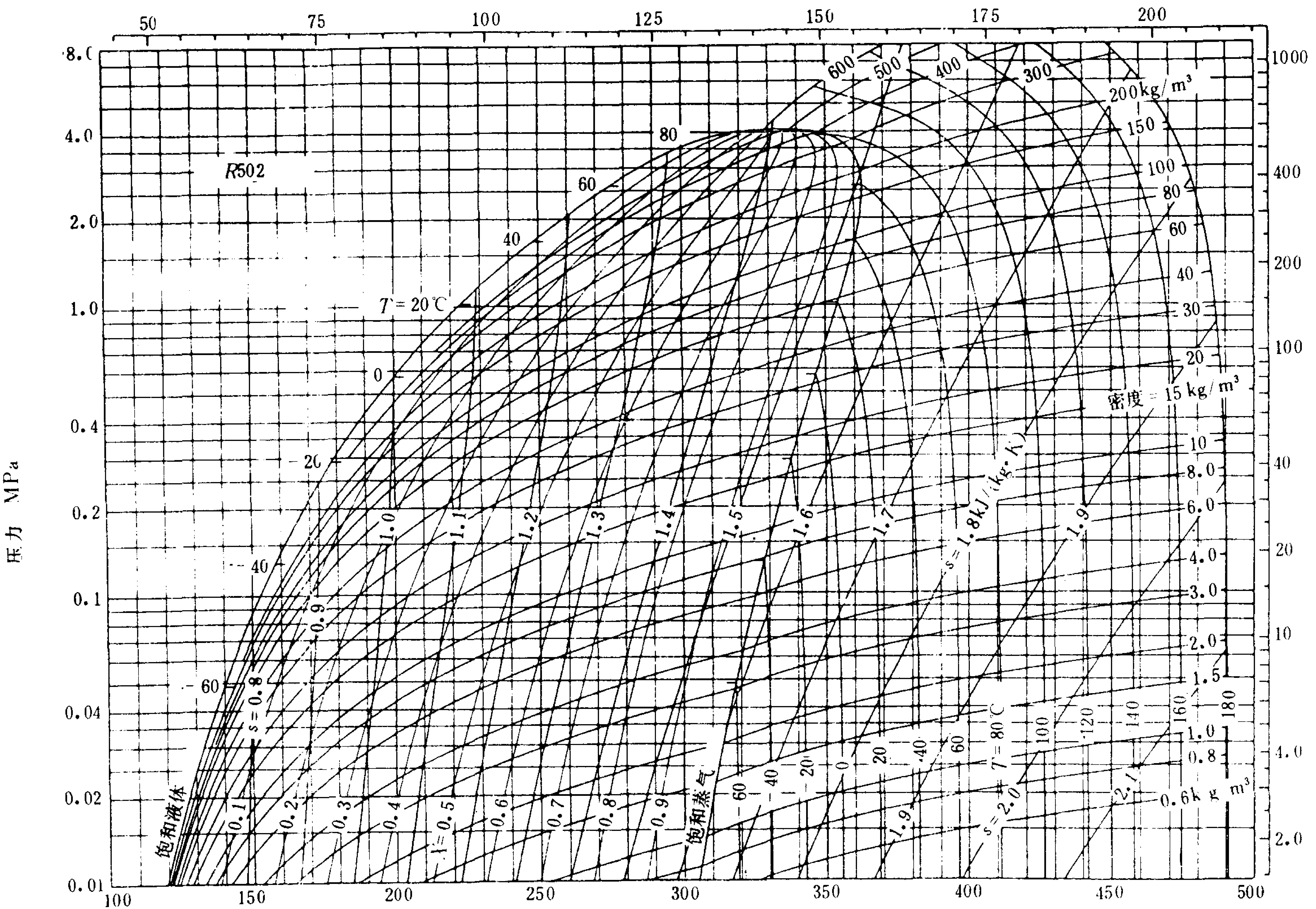


图5.5.2-4 R 502 p-h图

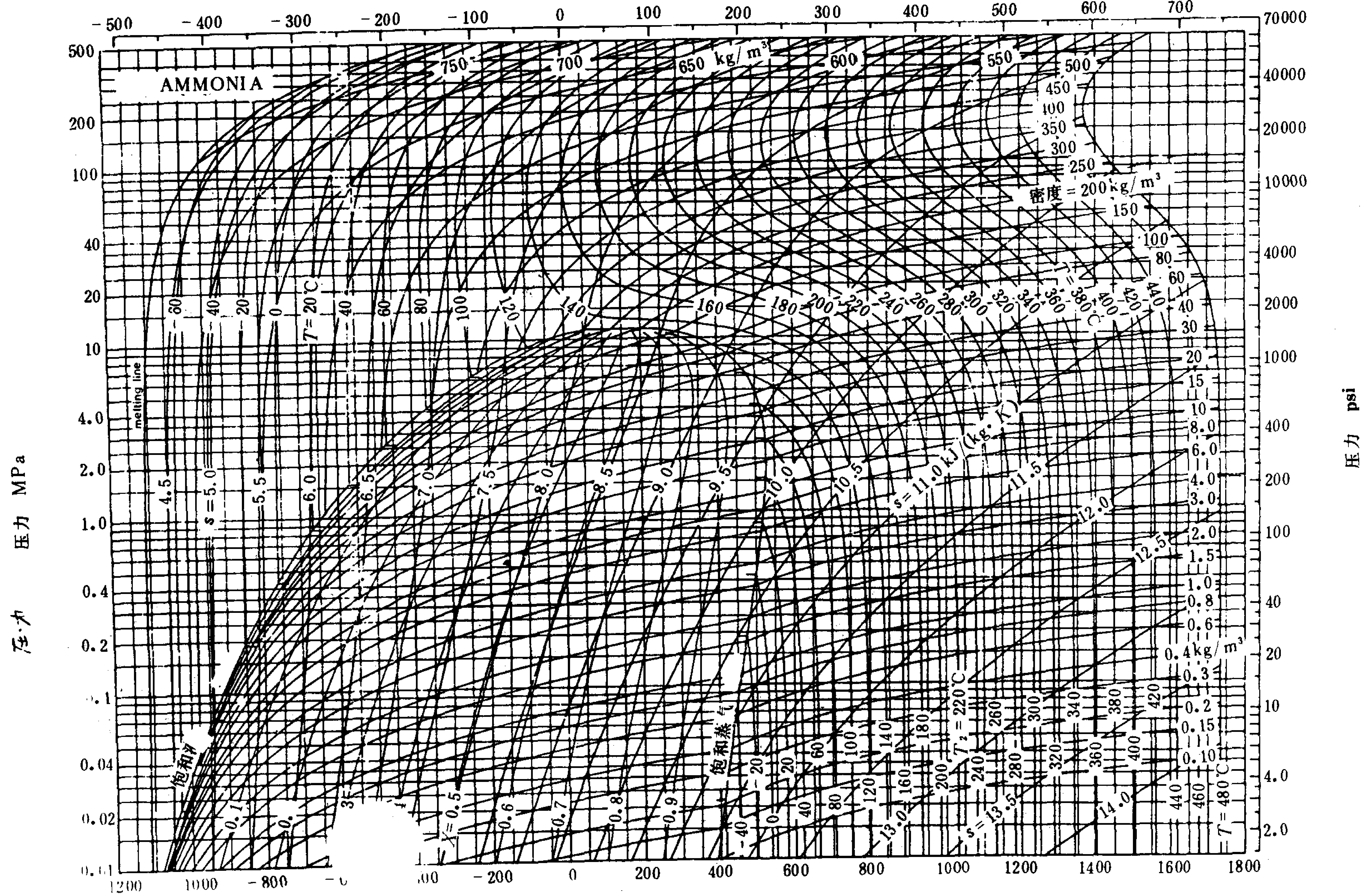


图 5.5.2-5 R 717(氨) p-h图

表 8.2.6—3　　**8214 状态寄存器，优先级别及 RST 指令关系**

状态寄存器 $\overline{SGS}B_2B_1B_0$	能接受的最小优先权申请	RST	D_7	D_6	D_5	D_4	D_3	D_2	D_1	D_0
			1	1	$\overline{A_2}$	$\overline{A_1}$	$\overline{A_0}$	1	1	1
1 1 1 1	(低)0(A=000)	7(38H)	1	1	1	1	1	1	1	1
0 1 1 1	1 (A=001)	6(30H)	1	1	1	1	0	1	1	1
0 1 1 0	2 (A=010)	5(28H)	1	1	1	0	1	1	1	1
0 1 0 1	3 (A=011)	4(20H)	1	1	1	0	0	1	1	1
0 1 0 0	4 (A=100)	3(18H)	1	1	0	1	1	1	1	1
0 0 1 1	5 (A=101)	2(10H)	1	1	0	1	0	1	1	1
0 0 1 0	6 (A=110)	1(08H)	1	1	0	0	1	1	1	1
0 0 0 1	(高)7 (A=111)	0(00H)	1	1	0	0	0	1	1	1

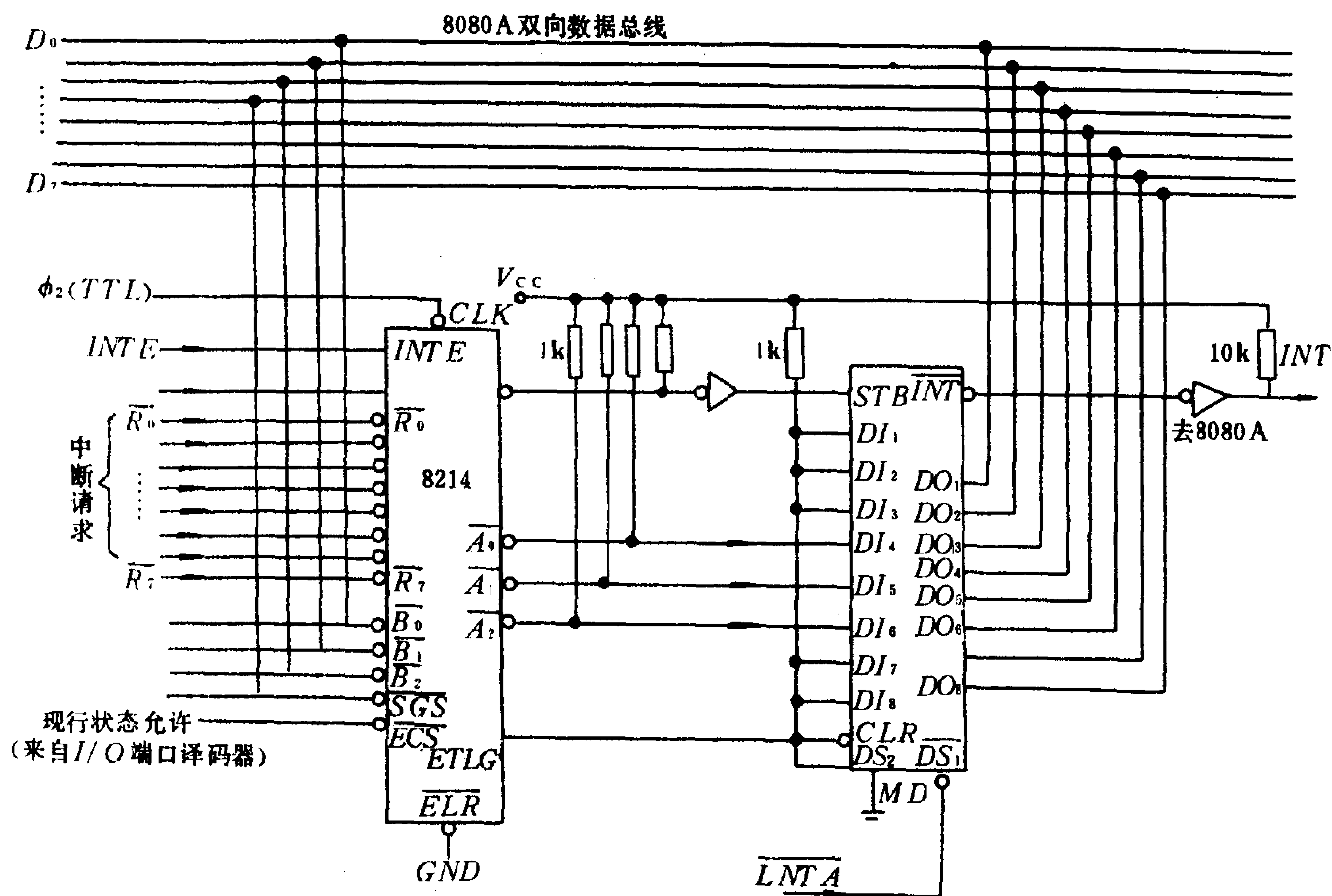


图 8.2.6—9　8214 组成的 8 级优先权中断系统

1.4　直接存贮器存取方式(DMA)

外设和存贮器之间直接存取数据的方法为 DMA 方式。它是由 DMA 请求 CPU 暂时放弃对系统总线的控制权，使总线处高阻态，由直接存贮器存取控制器 DMAC 接管对系统总线的控制权，控制外设和存贮器之间直接传送数据。

DMA 数据传送的步骤：

1)外设通过 DMAC 向 CPU 发出 DMA 请求，请求总线控制；2)CPU 完成现行指令后，使总线处高阻状态，并向 DMAC 发出“DMA 响应”回答；3)“DMA 响应”信号送到外设和存贮器

工作温度下的水溶解量，否则，水即会游离并进而使系统造成冰塞。

氟族制冷剂对水的溶解量见图 5.5.2-6。

当有水存在时，制冷剂会被水解。其速度随温度的升高而增加。水解会生成酸性物质，它能腐蚀材料，降低冷剂的绝缘性能。表 5.5.2-11 列出一些制冷剂的水解度。

表 5.5.2-11　　冷剂的水解度

制冷剂	R 11	R 12	R 21	R 30	R 40	R 113	R 114
水解度g／L·年	28	10	9	55	110	40	3

1.5　制冷剂的溶油性

滑油与冷剂的互溶度，与所在处的压力、温度和油品有关，见表 5.5.2-12。

表 5.5.2-12　　制冷剂的溶油性

类　别	特　点	冷　剂
全溶类	呈均匀溶液而不分层，当温度降低、压力升高时冷剂溶入量增大	R 11、R 12、R 21、R 113、R 500、
难溶类	溶解极微或不溶，能分层	R 13、R 14、R 115、R 717、R 744、
条件混溶类	按所在处的温度分属上面两类	R 22、R 114、R 152、R 502

氟族制冷剂与滑油的混溶程度，可以按下式算出的E值来确定：

$$E=x/(x+y+2z+n/4)$$

式中：x、y、z、n——分别为F、Cl、Br和H的原子数。

当$E\leq 1/2$时，　为全溶类冷剂；$E\geq 2/3$时，　为难溶类冷剂；$1/2<E<2/3$时，　为条件混溶或部分混溶类制冷剂。

当制冷剂与油互不溶解时，油就可从冷凝器或贮液器中分离出来。R 717（氨）、R 13、R 14和R 744（CO_2）等都具有这种性质。

混溶和全溶类制冷剂的溶解曲线都存在一个最高点，如图 5.5.2-7 所示。当温度高于该最高点所对应的温度时，制冷剂与滑油是互溶的，不分层也不易用一般方法分出。但当温度低于该最高点的温度时，则变为部分溶解，此时溶液将分层。如图上的A将分为浓度相当于A_1的贫油层和浓度相当于A_2的富油层，各层的质量将与A_1A和AA_2的长短成反比。

由图可知，在单级压缩制冷系统中，R 12 将始终与滑油互溶，但R 22 可在蒸发器中出现富油层。

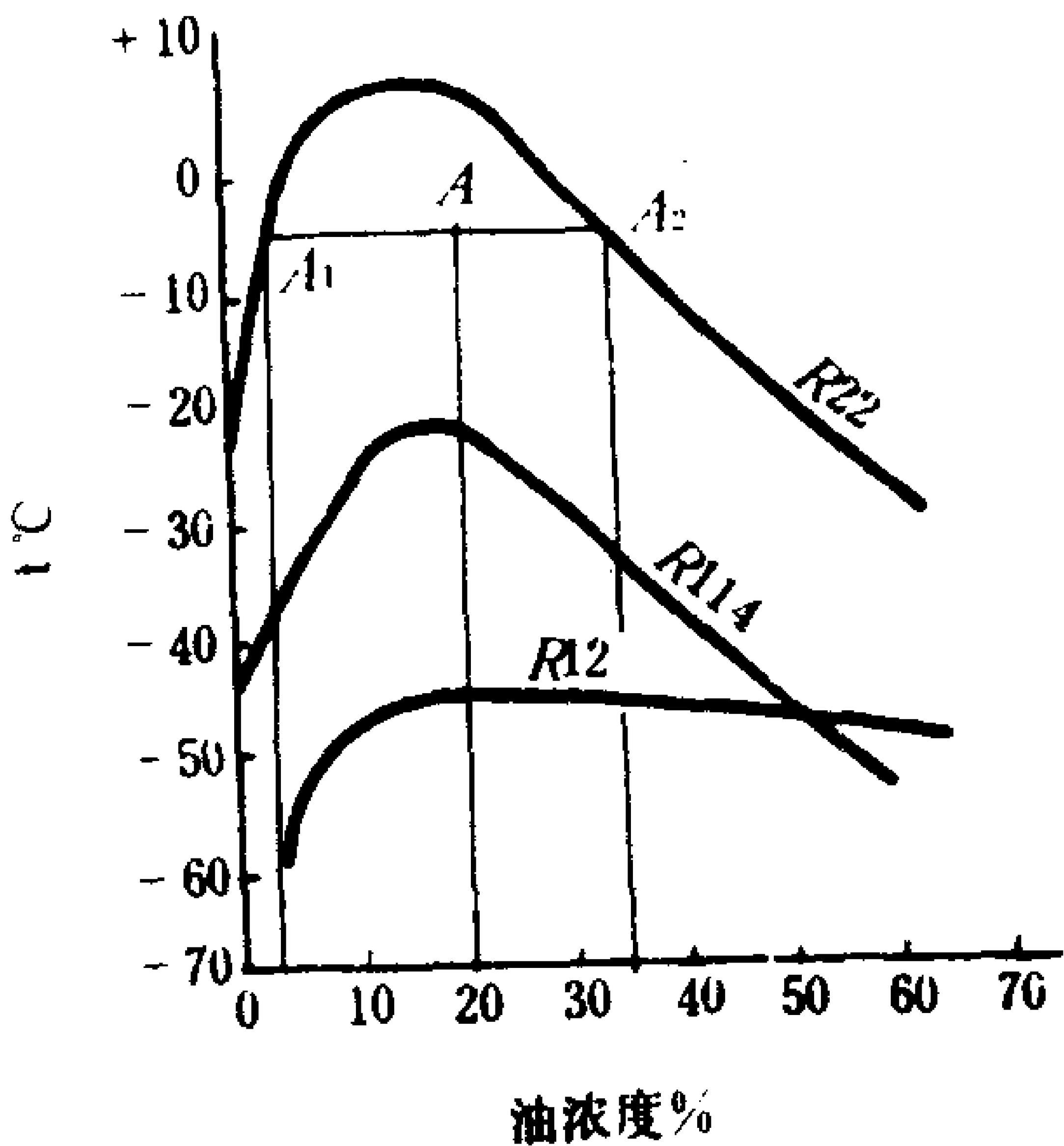


图 5.5.2-7　氟利昂冷剂与滑油的溶解曲线

1.6　制冷剂的介电性能

一些制冷剂的电击穿强度和导电系数

（$\frac{1}{电阻系数}$）见表5.5.2-13

1.7 船舶常用制冷剂的特性

表5.5.2-13 制冷剂的电击穿强度和导电系数

冷剂	电击穿强度 kV/cm		导电系数（液态）	
	液态	汽态 $p=0.1$ MPa, $t=0$℃	温度℃	系数 $\frac{1}{\Omega\cdot cm}$
R 11	111	108	22	1.6×10^{-13}
R 12	148	148	22	2×10^{13}
R 13		53		
R 14		38		
R 21	122		22	1.1×10^{9}
R 22	120	170－180	22	1.1×10^{8}
R 30		226		
R 40		45.6		
R 50		22.3		
R 113	120	170-180	22	2.2×10^{13}
R 114	126		22	1.5×10^{13}
R 290		170-180		
R 717		31		

1.7.1 氟利昂12（CF_2Cl_2）R 12

R 12是一种无色无味对人体危害很小的制冷剂，不会燃烧，也不会爆炸，但与明火接触或在400℃以上时能分解成有毒的氟化氢、氯化氢和光气(毒气)。此外，在空气中的容积含量超过80%时也会使人窒息。

R 12的含水量，按JB 3707—84规定，不得大于0.0010%。当不含水时，R 12只对含镁高于2%的合金和天然橡胶等多种有机物有腐蚀或发胀作用，但对丁腈橡胶、环氧树脂、泰氟伦（四氯化树脂）等则很安全。当含水超量时，能出现“冰塞”、腐蚀金属和“镀铜”现象。R 12渗透力很强，泄漏时也不易发现，並能与滑油互溶。

R 12对臭氧层有强破坏性力，是国际社会限期禁用的工质之一。

1.7.2 氟利昂22（CHF_2Cl）R 22

R 22的性质类似于R 12，但毒性稍大。其溶水量虽比R 12大(见图5.5.2-6)，但仍有发生“冰塞”的可能，需注意保持干燥。R 22能部分溶于滑油，溶解度随温度而变（参看图5.5.2-7)。它会在蒸发器中分层(上层为油)，标准蒸发温度比R 12低，单位容积制冷量则比R 12高。

1.7.3 氟利昂11（$CFCl_3$）R 11

R 11是一种高温冷剂，分子量较大，适用于离心式压缩机。它在常温常压下呈液态，毒性比R 12大，其余则相似，亦为限期禁用工质。

1.7.4 R 502（48.8%R 22+51.2%R 115）

R 502是一种共沸制冷剂（一定的压力对应一定的蒸发温度，且气、液相浓度相同）。它的蒸发温度比原组分降低，单位容积制冷量则增大，压缩后的温度降低，化学稳定性增加。R 502的电绝缘性能很好，对塑料材料的损害也很少，适合在单级低温或半封闭式压缩机中应用。

1.7.5 R 13／R 12混合冷剂

这是一种非共沸混合冷剂，可使制冷机的压力比降低，制冷量和制冷系数增加，如图5.5.2-8所示。

1.7.6 氨（NH_3）R 717

氨是一种无色有强烈刺激性和臭味的冷剂，有毒，可燃，会爆炸，一般应使其浓度低于0.02 mg/L。它在260℃时开始分解，并在530℃时完全分解成N_2和H_2，因此不应与明火接触，以防爆炸。氨易溶于水，造成蒸发温度增高，并腐蚀铜及其合金(磷青铜除外)。对滑油的溶解度很小，能分层沉积(下层是油)，也会在管道和换热表面附着而成油膜。氨的工作参数适

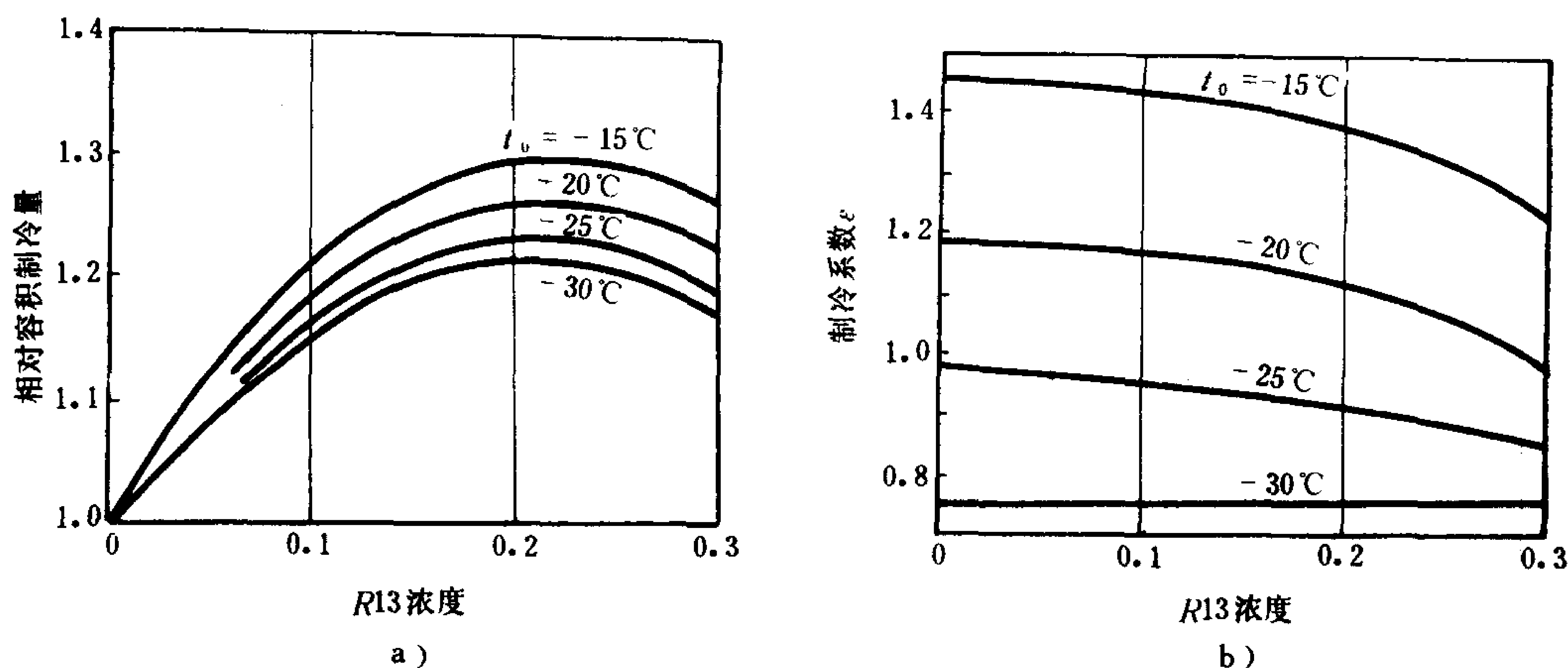


图 5.5.2-8 R 13/R 12 组分浓度对q_v和ε的影响

a) 对q_v的影响; b) 对性能系数的影响

中，价廉易得，对臭氧层没有破坏作用。

1.7.7 R 134 A、R 123、R 124、R 142 B

它们都是正在开发的对臭氧层无破坏或低破坏性的新工质。

1.8 制冷剂的选用

选用冷剂要根据使用场合的具体要求（用途、机型等），从安全性（如毒性、可燃性、爆炸性、稳定性等）、适用性（如临界参数、工作压力、对油、水的溶解度、电气性能、比容、密度等）、公害轻重和经济性（如价格、q_v值、K_e或ε值等）等方面衡量确定。表 5.5.2-14 列出常用冷剂的适用范围。

表 5.5.2-14 常用冷剂的适用范围

冷剂	标准工况下			适用范围		用途	对O_3层的相对破坏力
	q_v kJ/m³	ε	Vm³/(h·kW)	温度℃	制冷机型式		
R 11	253.9	5.23	17.05	10～-5	离心式	大型空调	1
R 12	1531.8	4.7	2.795	10～-60	活塞式、回转式、离心式	冷藏、空调、冰箱	1
R 22	2792.3	4.87	1.66	0～-80	同上	冷藏、空调、冰箱	0.05
R 502				0～-80	活塞式、离心式	同R 22，封闭式制冷机	<1
R 13				-60～-100	活塞式、离心式	低温级	RB 4 A=0
R 717	2587	4.8	1.624	10～-60	活塞式、回转式、离心式	冷藏、制冰	无
R 113	97	5.09	44.3	10～0	离心式	空调	强

2 载冷剂

载冷剂亦称冷媒，是间接制冷系统中循环在被冷却介质与蒸发器之间的换热媒介。

冷媒应是一种低凝固点介质，应有较大的导热系数和比热容，它的粘性应较低，且应无

毒和腐蚀性很低。

可作载冷剂的有水、氯化钙或氯化钠的水溶液（盐水）、丙二醇、乙二醇以及三氯乙烯、甲醇、R 30 和R 11 等，其中以前 3 种最为常用。

2.1 水

水的热物性较好，但冰点较高，只适用于 0℃以上，如在空调系统中使用。

2.2 氯化钙盐水

氯化钙盐水的特性列于表 5.5.2-15。它有较强的腐蚀性，使用时应加缓蚀剂，常用缓蚀剂有重铬酸钠（$Na_2Cr_2O_7$）和碳酸钠。使用时，可在每m^3盐水中加入 1.4～1.6 kg重铬酸钠，使溶液呈中性，然后再按每kg重铬酸钠加入 0.27 kg氢氧化钠，使溶液呈弱碱性（pH＝8.5）。

表 5.5.2-15 氯化钙水溶液的热物理性质

浓度 ξ %	凝固点 t_f ℃	15℃时的密度 ρ kg/m^3	温度 t ℃	比热 c_p kJ／(kg·K)	导热系数 λ $\frac{W}{m\cdot K}$	动力粘度 μ Pa·s $\times10^3$	运动粘度 ν m^2/s $\times10^6$	导温系数 α m^2/s $\times10^7$	普朗特准则数 p_r
9.4	−5.2	1080	20	3.642	0.584	1.24	1.15	1.49	7.8
			10	3.634	0.570	1.55	1.44	1.45	9.9
			0	3.626	0.556	2.16	2.00	1.42	14.1
			−5	3.601	0.549	2.55	2.36	1.41	16.7
14.7	−10.2	1130	20	3.362	0.576	1.49	1.32	1.52	8.7
			10	3.349	0.563	1.86	1.64	1.49	11.0
			0	3.328	0.549	2.56	2.27	1.46	15.6
			−5	3.316	0.542	3.04	2.70	1.44	18.7
			−10	3.308	0.534	4.06	3.60	1.43	25.3
18.9	−15.7	1170	20	3.148	0.572	1.80	1.54	1.56	9.9
			10	3.140	0.558	2.24	1.91	1.52	12.6
			0	3.128	0.544	2.99	2.56	1.49	17.2
			−5	3.098	0.537	3.43	2.94	1.48	19.8
			−10	3.086	0.529	4.67	4.00	1.47	27.3
			−15	3.065	0.523	6.15	5.27	1.47	35.9
20.9	−19.2	1190	20	3.077	0.569	2.00	1.68	1.55	10.9
			10	3.056	0.555	2.45	2.06	1.53	13.4
			0	3.044	0.542	3.28	2.76	1.49	18.5
			−5	3.014	0.535	3.82	3.22	1.49	21.5
			−10	3.014	0.527	5.07	4.25	1.47	28.9
			−15	3.014	0.521	6.59	5.53	1.45	38.2
23.8	−25.7	1220	20	2.973	0.565	2.35	1.94	1.56	12.5
			10	2.952	0.551	2.87	2.35	1.53	15.4
			0	2.931	0.538	3.81	3.13	1.51	20.8
			−5	2.910	0.530	4.41	3.63	1.49	24.4
			−10	2.910	0.523	5.92	4.87	1.48	33.0
			−15	2.910	0.518	7.55	6.20	1.46	42.5
			−20	2.889	0.510	9.47	7.77	1.44	53.8
			−25	5.889	0.504	11.57	9.48	1.43	66.5

存器共用一个数据端口，用 IN 和 OUT 指令来区别；而存放控制信号的控制寄存器共用一个控制端口，用送入控制寄存器的特征码区别。Z80 PIO 端口各寄存器地址的选择见表 8.2.6—7 及 Z80 PIO 控制寄存器的寻址特征位见表 8.2.6—8。

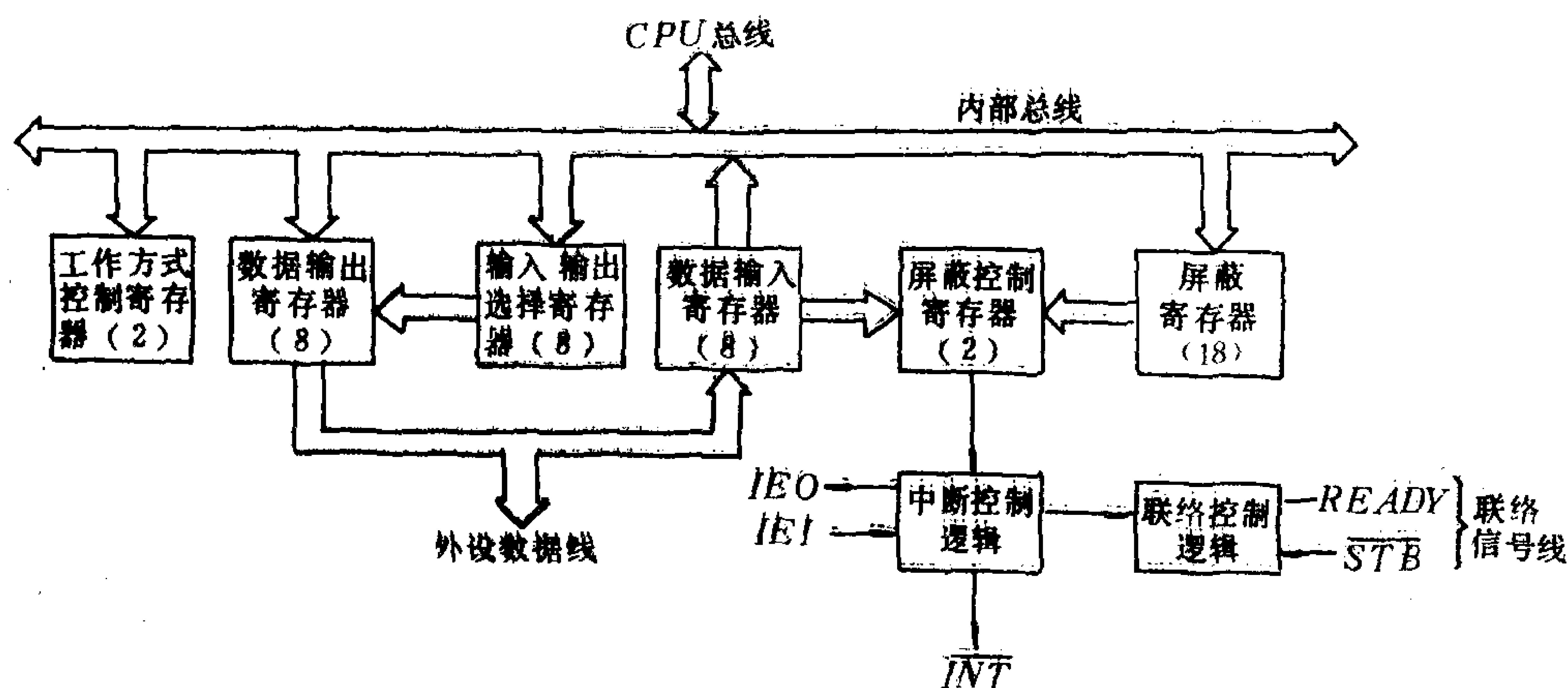


图 8.2.6—15 Z80 PIO 端口结构

表 8.2.6—7 **Z80—PIO 端口各寄存器地址的选择**

引脚			选中的寄存器	口地址
$\overline{CE}$	$C/\overline{D}(A_1)$	$B/\overline{A}(A_0)$		
0 ($A_{7\sim2}=100000$)	0	0	端口 A 的数据寄存器	80H
0 ($A_{7\sim2}=100000$)	1	0	端口 A 的控制寄存器	82H
0 ($A_{7\sim2}=100000$)	0	1	端口 B 的数据寄存器	81H
0 ($A_{7\sim2}=100000$)	1	1	端口 B 的控制寄存器	83H
1 ($A_{7\sim2}\neq100000$)	x	x	PIO 芯片未选中	

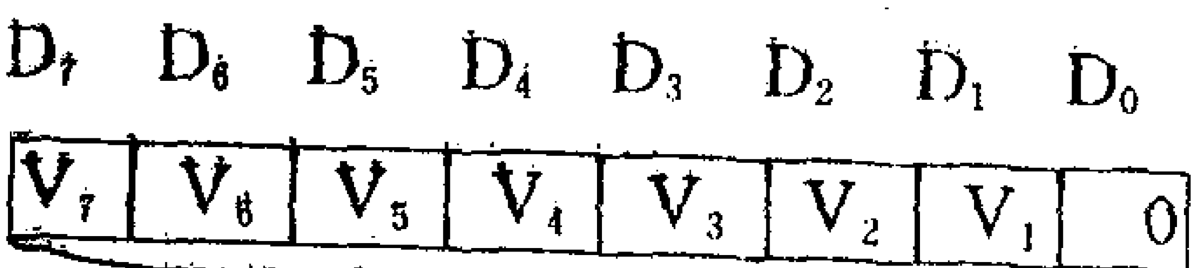
表 8.2.6—8 **PIO 控制寄存器的寻址特征**

寄 存 器	寻址特征位
方式控制寄存器	$D_3=D_2=D_1=D_0=1$
I/O 选择控制寄存器	方式控制选为方式 3 之后的第一个字
屏蔽控制寄存器	$D_3=0$，$D_2=D_1=D_0=1$
中断屏蔽控制寄存器	$D_4=1$ 之后第一个字访问
中断允许寄存器	$D_3=D_2=0$，$D_1=D_0=1$
中断矢量寄存器	$D_0=0$

2.2.2 Z80—PIO 编程

1)装入中断矢量

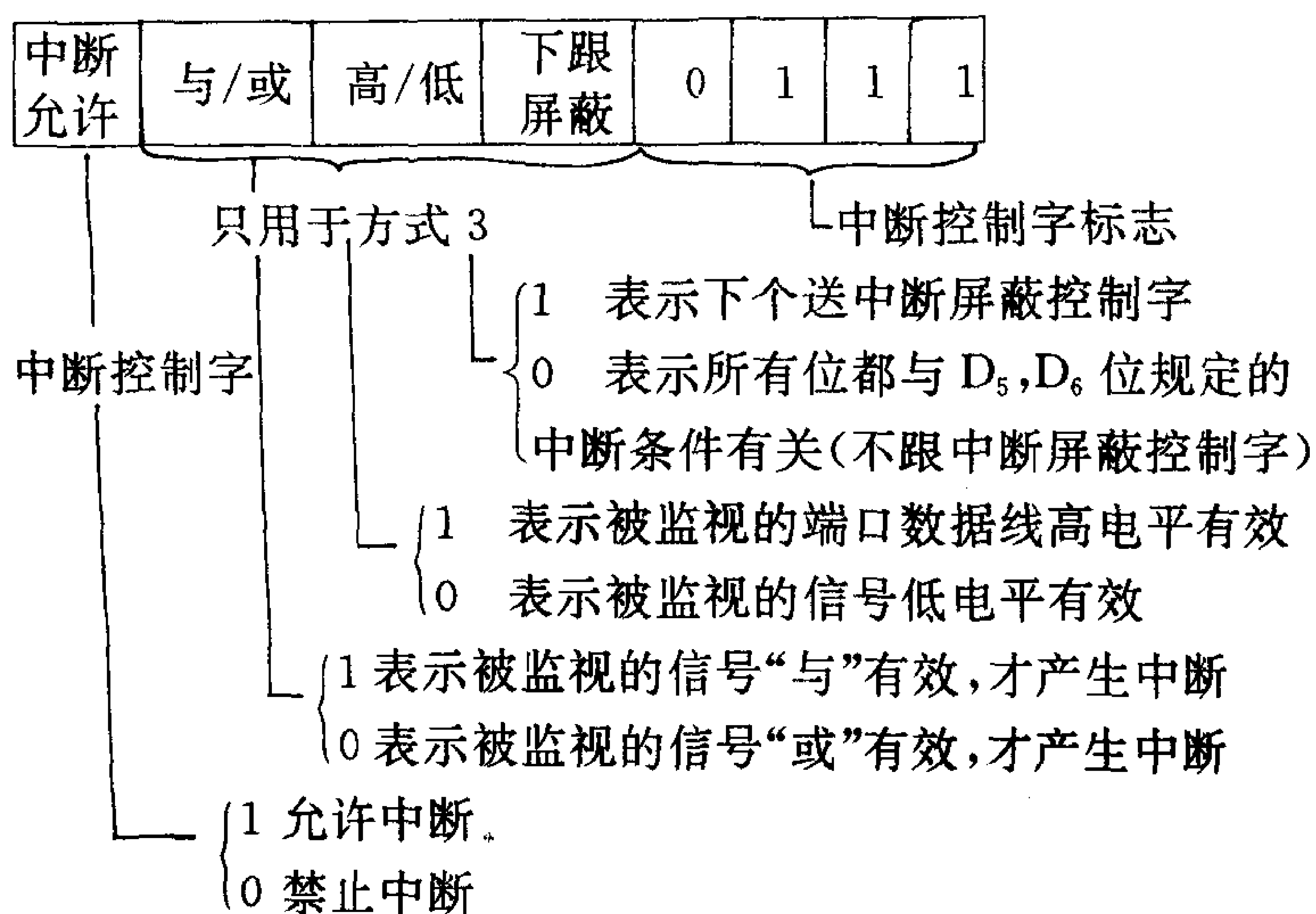
中断矢量控制字



2)选择工作方式

表 5.5.2-16 氯化钙盐水浓度调整量(取出L/m³，加入kg/m²)

数量期望值Bé (−)(+) 实有Be		11	16	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	32.2
0	取出	−67	−103	−145	−154	−164	−174	−184	−194	−204	−214	−225	−236	−248	−261	−263
	加入	+148	+226	+314	+333	+353	+373	+393	+413	+433	+455	+475	+497	+521	+545	+549
5	取出	−39	−78	−124	−131	−141	−151	−161	−172	−183	−193	−203	−214	−226	−238	−241
	加入	+89	+169	+258	+278	+300	+320	+340	+361	+383	+405	+427	+449	+473	+497	+502
10	取出	−8	−46	−91	−101	−112	−122	−132	−143	−154	−165	−176	−189	−201	−214	−217
	加入	+16	+99	+193	+213	+234	+255	+276	+298	+320	+343	+367	+391	+416	+440	+445
15	取出	—	−9	−57	−67	−78	−89	−100	−111	−122	−133	−145	−157	−171	−185	−188
	加入	—	+19	+117	+138	+160	+182	+204	+227	+250	+273	+296	+320	+350	+370	+375
20	取出	—	—	−12	−23	−34	−45	−57	−69	−80	−92	−104	−117	−131	−145	−148
	加入	—	—	+22	+44	+67	+90	+114	+138	+163	+188	+214	+240	+266	+294	+299
21	取出	—	—	—	−12	−23	−35	−47	−59	−71	−82	−94	−107	−121	−136	−139
	加入	—	—	—	+23	+46	+70	+94	+118	+142	+168	+194	+220	+247	+274	+279
22	取出	—	—	—	—	−12	−23	−35	−47	−59	−72	−85	−98	−112	−126	−129
	加入	—	—	—	—	+24	+48	+72	+96	+120	+145	+171	+198	+226	+254	+259
23	取出	—	—	—	—	—	−12	−23	−35	−48	−61	−74	−88	−102	−116	−119
	加入	—	—	—	—	—	+25	+48	+72	+97	+122	+148	+174	+202	+232	+238
24	取出	—	—	—	—	—	—	−12	−24	−37	−50	−63	−76	−90	−105	−108
	加入	—	—	—	—	—	—	+25	+48	+74	+100	+127	+154	+182	+210	+216
25	取出	—	—	—	—	—	—	—	−13	−26	−39	−53	−67	−81	−95	−98
	加入	—	—	—	—	—	—	—	+26	+52	+78	+105	+132	+160	+190	+196
26	取出	—	—	—	—	—	—	—	—	−13	−26	−32	−53	−68	−83	−86
	加入	—	—	—	—	—	—	—	—	+27	+54	+82	+110	+138	+166	+172
27	取出	—	—	—	—	—	—	—	—	—	−14	−27	−41	56	−71	−74
	加入	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+28	+55	+83	+112	+142	+148
28	取出	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	−14	−27	−42	−58	−62
	加入	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+28	+57	+86	+116	+122
29	取出	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	−15	32	−47	−50
	加入	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+30	62	+92	+98
30	取出	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	−15	−32	−36
	加入	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+32	+64	+70
31	取出	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	−16	−20
	加入	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+32	+38
32	取出	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	−4
	加入	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+6
32.2	取出	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	加入	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—



2.3 可编程序计数器/定时器电路(CTC)

2.3.1 Z80—CTC的结构

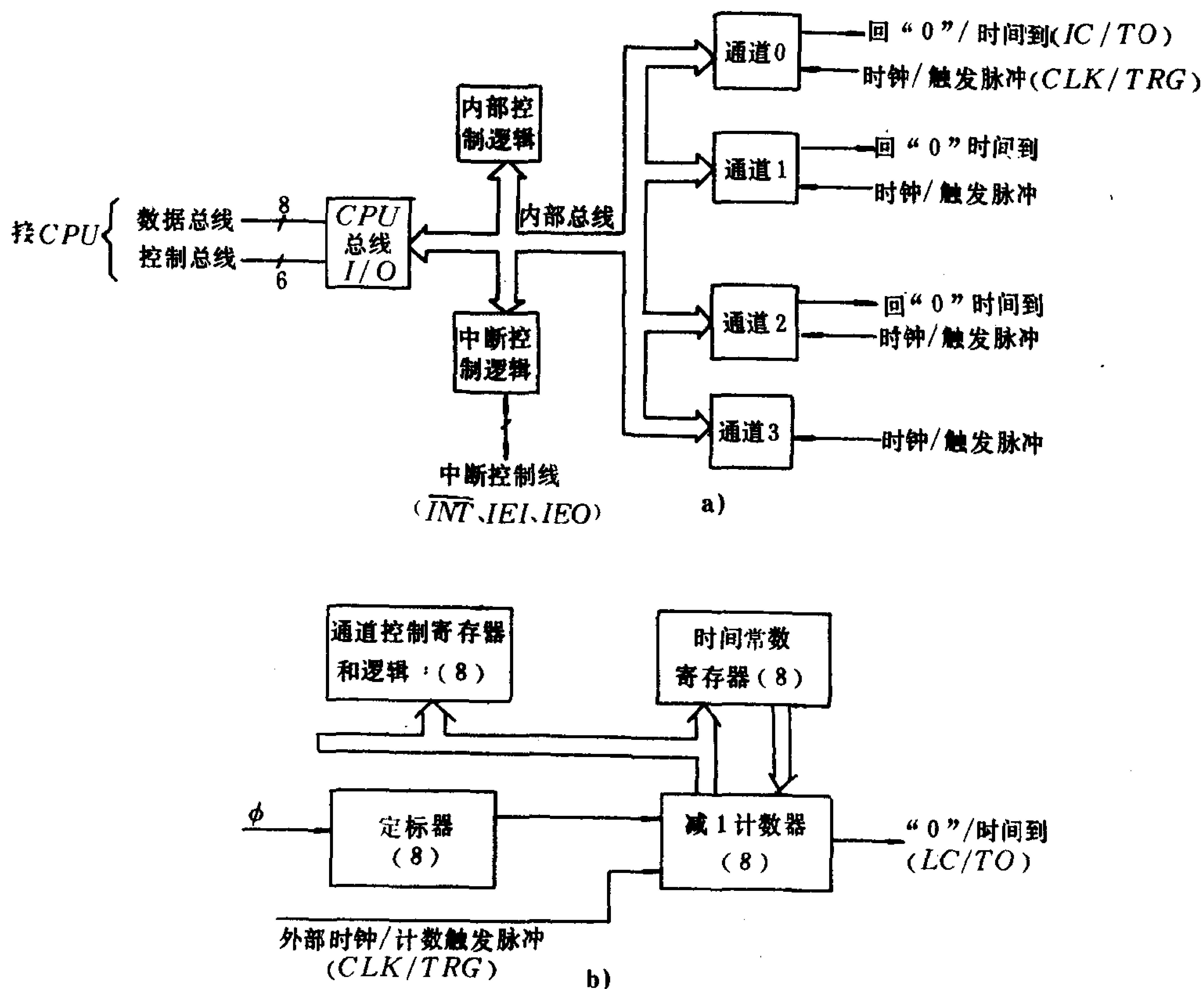


图8.2.6—16 Z80—CTC结构框图

a)CTC结构方框图;b)CTC通道内部结构图

表 5.5.2-18　　NaCl盐水浓度调整量（−L/m³；+kg/m³）

期望波美度 实有Be	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	21.1
0	−52.7 +135.0	−58.7 +149.1	−64.9 +163.6	−71.2 +178.4	−77.7 +193.7	−84.4 +209.2	−91.3 +225.1	−98.4 +241.0	−105.6 +257.0	−112.9 +273.2	−120.5 +289.5	−121.3 +291.1
5	−32.7 +80.9	−38.7 +95.6	−45.0 +110.3	−51.4 +125.4	−58.0 +140.6	−64.8 +156.25	−71.8 +172.2	−78.9 +188.5	−86.2 +205.1	−93.6 +222.0	−101.2 +239.0	−102.0 +240.7
10	−64 +14.6	−12.7 +29.6	−19.2 +44.9	−25.8 +60.7	−32.7 +77.4	−39.6 +93.1	−46.8 +109.8	−54.1 +126.2	−61.5 +143.1	−69.1 +160.1	−76.9 +177.5	−77.7 +129.2
11	— —	−6.6 +15.0	−13.2 +30.4	−19.9 +46.1	−26.8 +62.3	−33.8 +79.5	−41.0 +95.5	−48.4 +112.7	−55.9 +129.4	−63.5 +145.7	−71.3 +154.0	−72.1 +165.7
12	— —	— —	−6.7 +15.4	−13.7 +31.2	−20.6 +47.3	−27.7 +63.9	−35.0 +81.6	−42.4 +97.9	−50.0 +115.5	−57.7 +132.6	−65.5 +150.2	−66.3 +152.0
13	— —	— —	— —	−7.1 +15.8	−14.2 +32.0	−21.4 +48.5	−28.7 +65.5	−36.2 +83.6	−43.8 +100.3	−51.6 +118.4	−59.5 +135.8	−60.3 +137.5
14	— —	— —	— —	— —	−7.4 +16.2	−14.7 +32.8	−22.1 +49.7	−29.6 +67.1	−37.4 +85.7	−45.2 +102.8	−52.2 +121.2	−54.0 +123.0
15	— —	— —	— —	— —	— —	−7.7 +16.6	−15.2 +33.5	−22.8 +50.9	−30.6 +68.7	−38.5 +87.8	−46.6 +105.2	−47.4 +106.9
16	— —	— —	— —	— —	— —	— —	−7.9 +16.9	−15.7 +34.3	−23.5 +58.1	−31.5 +70.3	−39.7 +89.9	−40.5 +91.9
17	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	−8.2 +17.3	−16.2 +35.1	−24.3 +53.3	−32.5 +71.9	−33.3 +73.8
18	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	−8.5 +17.7	−16.7 +35.9	−25.0 +54.5	−25.8 +56.4
19	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	−8.7 +18.1	−17.2 +36.7	−18.0 +38.6
20	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	−9.0 +18.5	−9.8 +20.4
21.1	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	—	— —	−6.9 +18.4

表 5.5.2-19　　**氯化钠和氯化钙盐水的密度（kg/L）**

溶液中的含盐量	盐水温度 ℃						溶液中的含盐量	盐水温度 ℃					
	+15	±0	−5	−10	−15	−20		+15	±0	−10	−20	−30	−40
%	氯化钠						%	氯化钙					
10	1.075	1.078	1.079	—	—	—	15	1.132	1.137	1.140	—	—	—
11	1.082	1.086	1.087	—	—	—	16	1.142	1.147	1.150	—	—	—
12	1.089	1.093	1.095	—	—	—	17	1.151	1.157	1.160	—	—	—
13	1.098	1.101	1.102	—	—	—	18	1.161	1.167	1.170	—	—	—
14	1.103	1.108	1.110	—	—	—	19	1.171	1.177	1.180	—	—	—
15	1.111	1.116	1.117	1.119	—	—	20	1.181	1.187	1.190	—	—	—
16	1.119	1.124	1.125	1.125	—	—	21	1.191	1.197	1.201	1.205	—	—
17	1.127	1.133	1.134	1.135	—	—	22	1.201	1.207	1.211	1.215	—	—
18	1.134	1.141	1.142	1.144	—	—	23	1.211	1.218	1.222	1.226	—	—
19	1.141	1.147	1.148	1.149	1.151	—	24	1.222	1.228	1.233	1.237	—	—
20	1.151	1.158	1.160	1.162	1.163	—	25	1.232	1.239	1.244	1.248	—	—
21	1.160	1.165	1.168	1.169	1.171	—	26	1.243	1.250	1.254	1.259	1.263	—
22	1.168	1.174	1.176	1.178	1.180	—	27	1.252	1.261	1.266	1.270	1.275	—
23	1.174	1.181	1.183	1.185	1.187	1.188	28	1.264	1.272	1.277	1.282	1.287	—
24	1.184	1.191	1.194	1.196	1.198	—	29	1.275	1.283	1.288	1.293	1.298	1.303
25	1.193	1.199	1.202	1.204	—	—	30	1.286	1.294	1.298	1.304	1.310	1.315

2.4 丙二醇、乙二醇

丙二醇和乙二醇都能全溶于水，冰点较低，见表 5.5.2-20，是较合适的载冷剂。但乙二醇有腐蚀性，需加缓蚀剂。

表 5.5.2-20　　**丙二醇、乙二醇的凝点**

浓度（容积百分数）	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	59
丙二醇水溶液凝点 ℃	−1.7	−3.3	−5.3	−7.2	−9.7	−12.8	−16.4	−20.9	−26.1	−32	−39.7	−50
乙二醇水溶液凝点 ℃			−5.2	−8.7	−12.0	−15.9	−20.0	−24.7	−30	−35		

2.5 三氯乙烯

三氯乙稀的冰点−86.7℃，在低温下的粘度较低，其他性能亦佳，曾在拖网渔船上使用，但因本身有毒性而未被推广。

2.6 其他载冷剂

甲醇和R 30 的冰点都在−96℃左右，乙醇和R 11 的冰点则在−110℃左右，它们也常被用作低温冷媒或在低温恒温槽中使用。

3 载冷剂的选用

载冷剂应具有安全性，即无毒、不燃（当必须使用可燃性冷媒时，其闪点应高于 65℃以上)、稳定、不污染食品或腐蚀设备（经纠正后）。沸点应高于常温，冰点（或析盐点）则应比系统的蒸发温度低 4～5℃（在开式系统中）或 8-10℃（在闭式系统中），工作温度可比蒸发温度高 5℃左右。在不同工作温度下可供选用的冷媒见表 5.5.2-21。

在低温系统中，如果冷媒的沸点不高，则应采用闭式系统，以防冷媒循环泵发生“汽蚀”。

表 5.5.2-21 冷媒的密度和浓度

冷媒 \ 密度、(浓度) % \ 工作温度 ℃	0	−10	−20	−35	−50
$CaCl_2$ 盐水	1.111 (12)	1.188 (20)	1.253 (25)	1.312 (30)	
甲醇水溶液	0.979 (15)	0.970 (22)	0.949 (30)	0.963 (40)	
乙二醇水溶液	1.03 (25)	1.063 (35)	1.080 (45)	1.097 (55)	
R 30					1.450 (100)

参考文献

〔1〕ASHRAE: ASHRAE Hand book (Fundamentals), 1985

〔2〕船舶设计实用手册冷藏通风编写组:
船舶设计实用手册 (第六分册), 国防工业出版社, 1975

〔3〕沈志光: 制冷工质热物理性质表和图, 机械工业出版社, 1983

〔4〕机械工程手册编委会: 机械工程手册, 机械工业出版社, 1980

〔5〕制冷工程设计手册编写组: 制冷工程设计手册, 中国建筑工业出版社, 1985

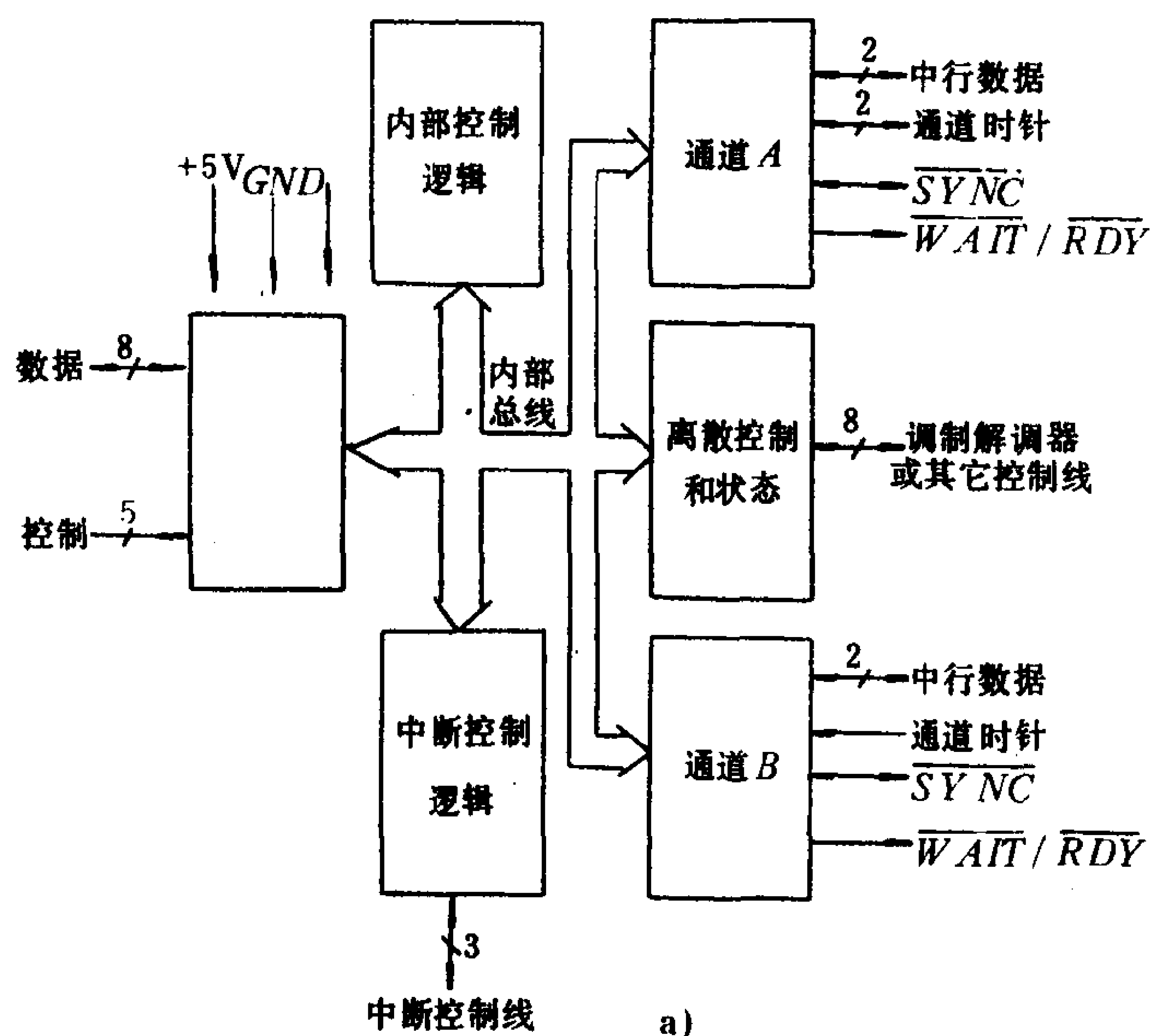
〔6〕张祉佑: 制冷及低温技术上册, 机械工业出版社, 1983

〔7〕伍巴驷等: 制冷装置的维护与调整, 轻工业出版社, 1960

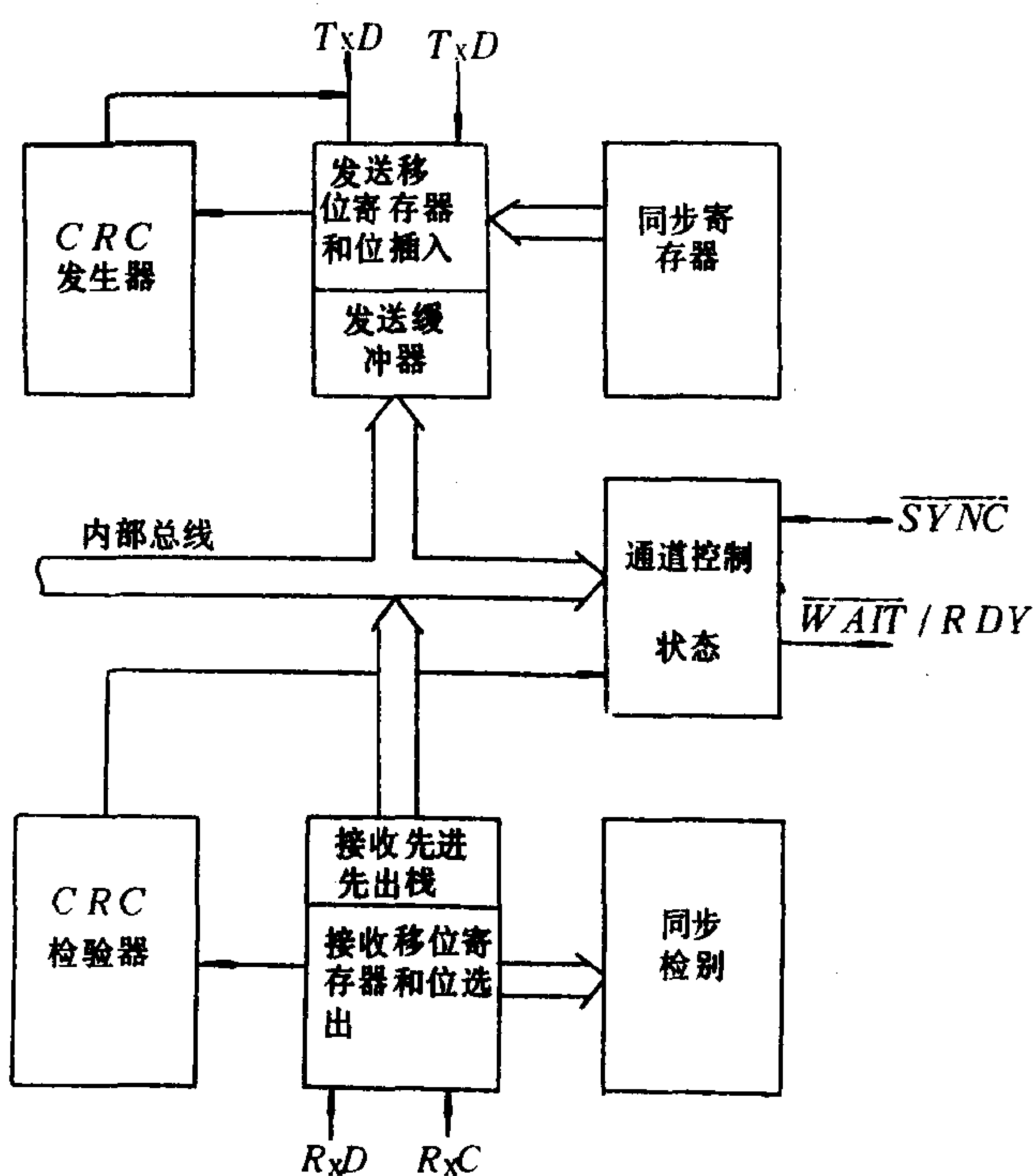
〔8〕冷冻 (日), V·32, V·33

表 8.2.6—11　　**SIO 通道地址**

引脚			所寻址通道	口地址
$\overline{CE}$	$C/\overline{D}(A_1)$	$B/\overline{A}(A_0)$		
$A_{7\sim2}=100101$	0	0	通道 A 数据	94H
$A_{7\sim2}=100101$	0	1	通道 O 数据	95H
$A_{7\sim2}=100101$	1	0	通道 A 控制	96H
$A_{7\sim2}=100101$	1	1	通道 B 控制	97H



a)



b)

图 8.2.6—20　SIO 结构图

a)SIO 方框图；b)通道框图

2 活塞式制冷压缩机

2.1 概述

2.1.1 基本结构

活塞式制冷压缩机如图 5.5.3-2 所示，主要由曲轴、连杆、缸体、缸盖、活塞、阀板、吸排气阀、轴封、前后轴承等组成。

2.1.2 常用术语

转速 n——压缩机曲轴每分钟的回转数，r/min。

行程 S——活塞在气缸中作往复运动时的最大滑行距离，m。

缸径 D——气缸的内径，我国中小型开启式压缩机的规定缸径为 50、70、100、125、170 mm。

行程缸径比 $\psi=S/D$。

气缸工作容积 V_g——活塞在每一行程中所扫过的气缸容积，$V_g=\pi D^2S/4$，m^3。

气缸余隙容积 V_c——活塞在极点位置时，活塞顶面与缸头底面间所存留的容积，m^3。

相对余隙容积 C——余隙容积 V_c与气缸工作容积 V_g 之比，即 $C=V_c/V_g$。该值越小，说明气缸工作容积的利用程度越好。现代中小型活塞式制冷压缩机的 $C=2\sim6\%$，一般为 4%。

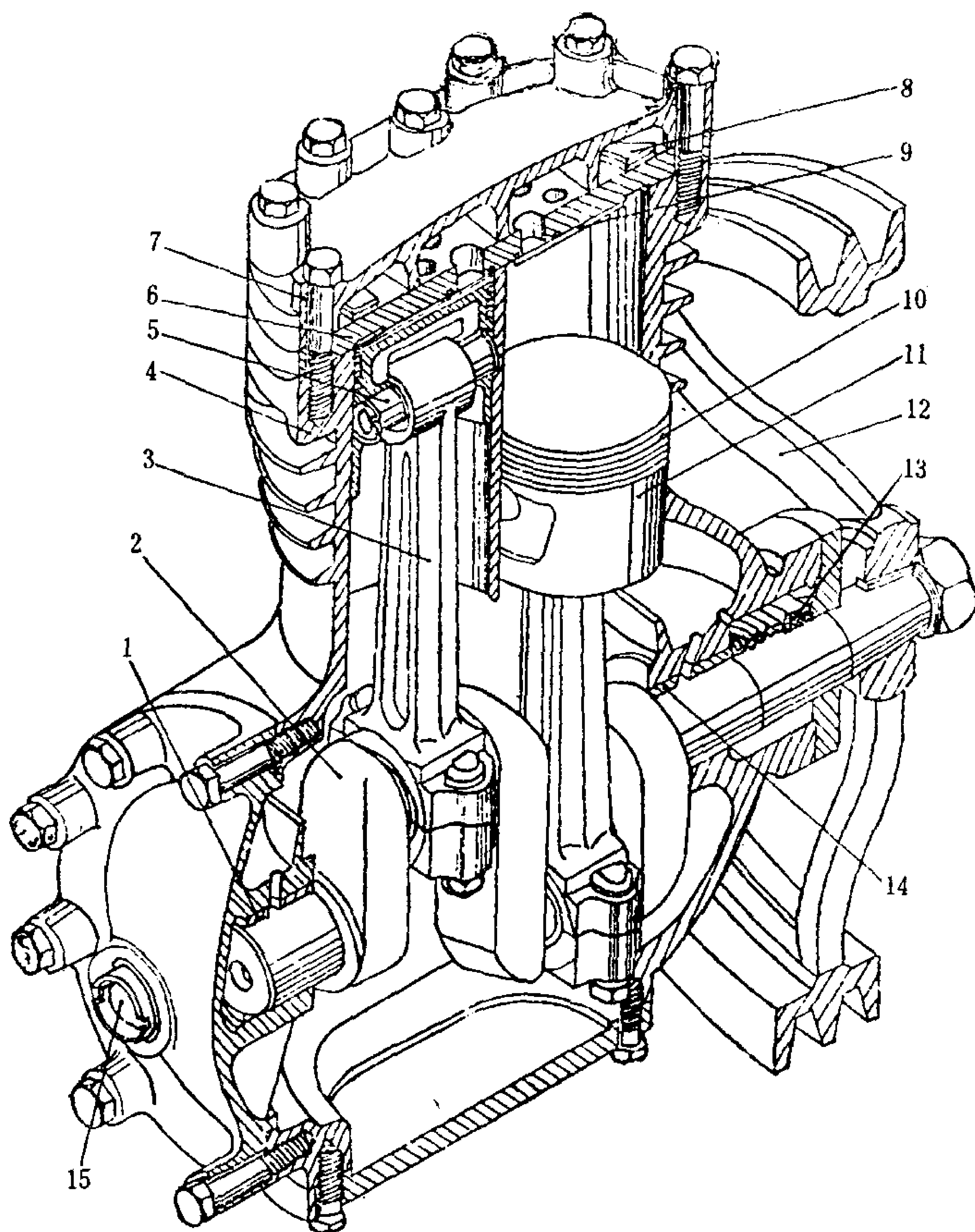


图 5.5.3-2 立式双缸活塞式制冷压缩机剖面图

1-后轴承；2-曲轴；3-连杆；4-气缸体；5-活塞销；6-阀板；7-气缸盖；8-排气阀；9-吸气阀片；10-活塞环；11-活塞；12-飞轮；13-轴封；14-前轴承；15-油位镜

2.2 压缩机的工作原理

2.2.1 压缩机的理想工作过程

在研究活塞式压缩机的工作时，常利用理想工作过程，这时假定：（1）压缩机没有余隙容积；（2）在吸气和排气过程中没有压力损失；（3）压缩过程是理想的绝热过程；（4）气

体没有泄漏损失；（5）运动机构在工作中没有摩擦，即不消耗摩擦功。理想过程的 $P-V$ 图如图 5.5.3-3 所示。

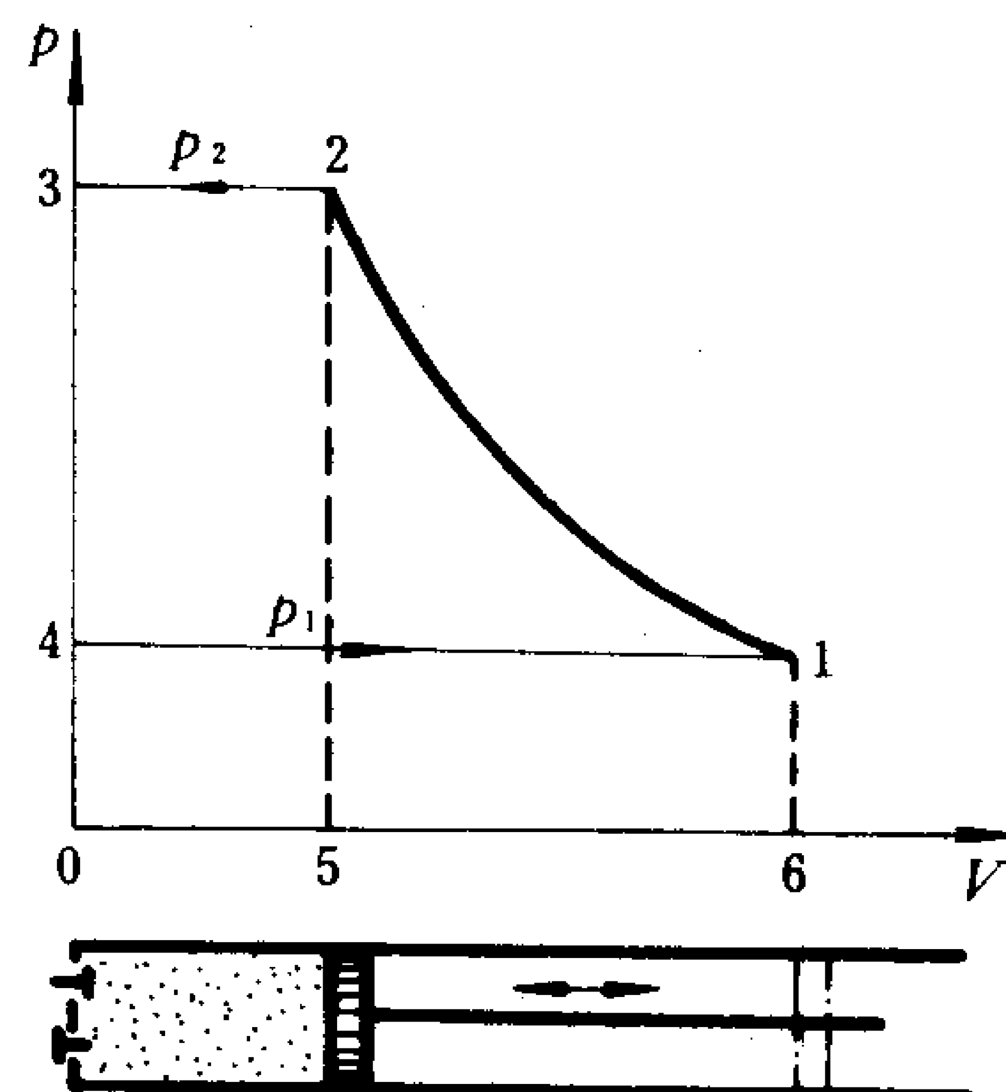


图 5.5.3-3 压缩机理想工作过程的 $p-v$ 图

图中，4-1 为等压吸气过程。活塞自左向右移动，打开吸气阀，在压力 P_1 下吸入冷剂蒸气，直至活塞到达右极点。在此过程中，冷剂蒸气对活塞所作的功，相当于面积 41604。

1－2 表示压缩过程。活塞自右向左移动，将冷剂蒸气从 P_1 绝热压缩到 P_2。此时，活塞对冷剂蒸气所作的功，相当于面积 12561。

2－3 表示排气过程。当活塞向左行至点 5 时，排气阀被打开。此后，活塞继续左移，冷剂就在压力 P_2 下从气缸中排出，所作的功相当于面积 23052。这样，压缩机完成一个工作循环对制冷蒸气所作的功就可用面积 41234 表示。

2.2.2 压缩机的实际工作过程

压缩机的实际工作过程比理想工作过程复杂得多，因为存在着：

1）余隙容积的影响——存留在余隙容积中的高压气体，会在吸入行程中膨胀，如图 5.5.3-4 中的 3′3 4 4′所示使气缸实际吸气容积减少。

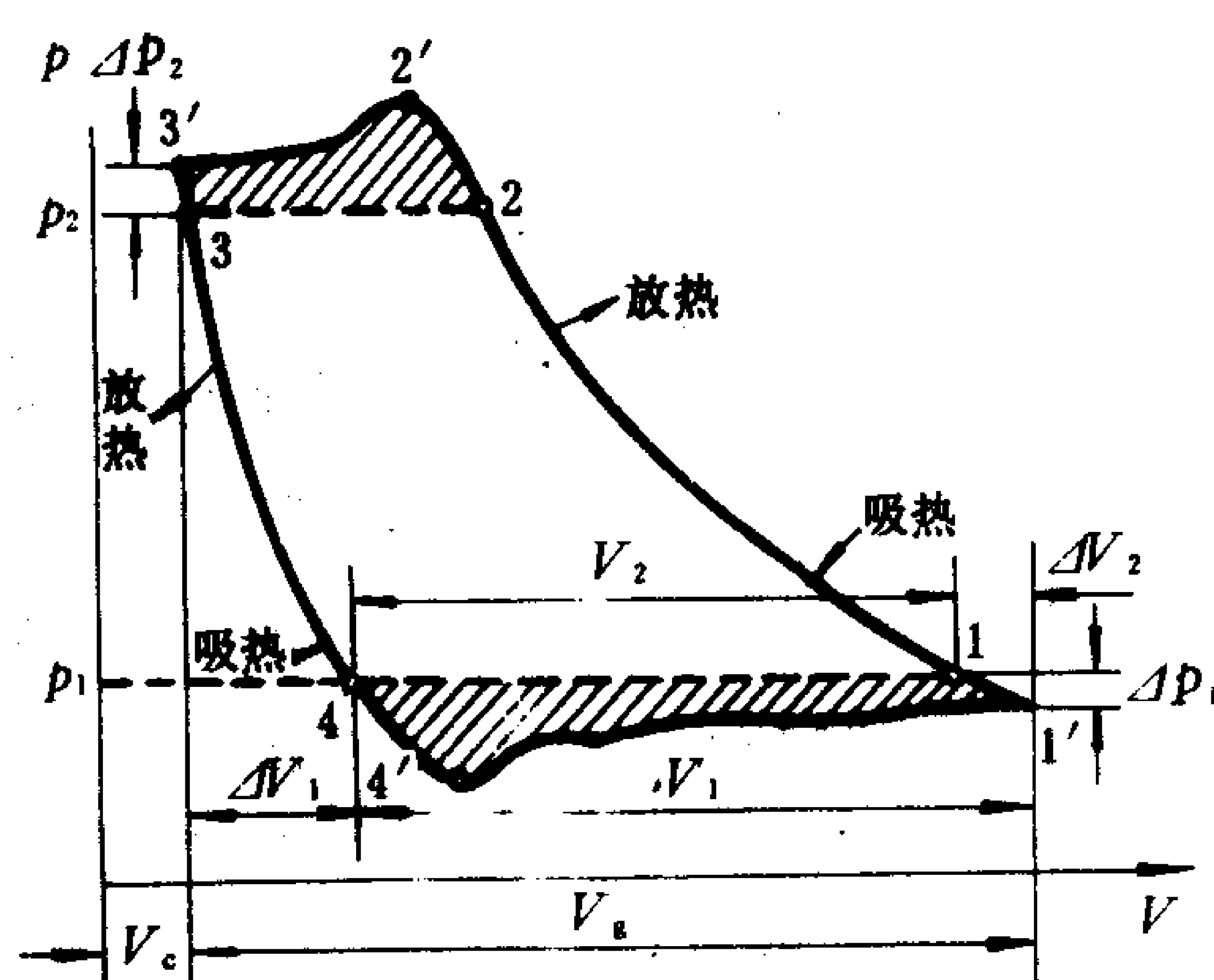


图 5.5.3-4 压缩机的实际工作过程

2）吸气阀阻力和开启滞后的影响—吸气阀需等到缸内压力低于吸气管中的压力 P_1 时方能开启，开启后仍有阻力，如图中的 44′和 11′所示，致使吸气过程终了时的压力比吸气管中的压力 P_1 低 ΔP_1；

3）排气阀阻力和惯性的影响——排气阀需等到缸内压力超过排气管中的压力 P_2 时才能开启，如图中 2 2′所示。

此外，在整个压缩过程中，气体还将与外界发生热量交换，使过程 1′2′既非绝热，也不是等温。

实际的排气过程如图中 2′3′所示。排气终了时的压力将比排气管中的压力 P_2 高出 ΔP_2。

压缩机在实际过程中所消耗的机械功，等于封闭曲线 1′2′3′4′1′所包围的面积，显然大于理想过程。而实际吸入的气体量也比理想时要少。

2.3 压缩机的排气量及其影响因素

2.3.1 压缩机的排气量

压缩机的排气量是指在单位时间内由吸气腔输往排气腔的气体量，通常按吸气状态下的气体容积来计算，称为容积排气量 m^3/h 或 m^3/s；当按气体的质量计算时，则称为质量排

气量kg/h。

压缩机的理论排气量（简称为理论排量） V_h，即不计损失时的排量为

$$V_h = 15\pi D^2 Szn \qquad m^3/h \tag{5.5.3-1}$$

式中：D——气缸直径，m；

S——活塞行程，m；

z——压缩机的作用次数，对单作用式压缩机即为气缸数；

n——压缩机转速，r/min。

按质量计算的理论排气量为

$$G = \frac{V_h}{v_1} \qquad kg/h \tag{5.5.3-2}$$

式中：v_1——吸入气体的比容，m^3/kg。

压缩机的实际排气量 V_a 小于理论排气量 V_h，即

$$V_a = \lambda V_h \qquad m^3/h \tag{5.5.3-3}$$

式中：λ——输气系数，是评价压缩机性能的一项重要指标。

2.3.2 影响 λ 的因素

1）余隙容积的影响

由于存在着余隙容积，实际的吸气容积减少 $V_g - \Delta V_1$ （图 5.5.3-4），并由容积系数 λ_v 考虑，即

$$\lambda_v = \frac{V_g - \Delta V_1}{V_g} = 1 - \frac{\Delta V_1}{V_g} \tag{5.5.3-4}$$

$$\lambda_v = 1 - C\left[\left(\frac{P_2 + \Delta P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{m}} - 1\right]$$

$$\doteq 1 - C\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{m}} - 1\right] \tag{5.5.3-5}$$

式中：C——相对余隙容积；

p_2/p_1——压力比；

m——膨胀指数。对于氨压缩机，$m=1.1\sim1.15$；对于氟里昂压缩机，$m=0.95\sim1.05$。

2）气阀阻力的影响

气体吸入或排出气缸时，必须克服吸、排阀的惯性力、阀上的弹簧力以及气体流动中的各种阻力，因而造成压力损失，导致排气量减少。

进气压力损失对排气量的影响，可用压力系数 λ_p 表示：

$$\lambda_p = 1 - \frac{V_g + V_c}{V_g \cdot \lambda_v} \cdot \frac{\Delta p_1}{p_1} \tag{5.5.3-6}$$

或

$$\lambda_p = 1 - \frac{1 + C}{\lambda_v} \cdot \frac{\Delta p_1}{p_1} \tag{5.5.3-7}$$

上式中的 $\Delta p_1/p_1$ 是影响压力系数的主要因素之一。通常，氨压缩机的$\Delta p_1/p_1 = 0.03\sim0.05$，氟里昂压缩机的 $\Delta p_1/p_1 = 0.05\sim0.1$。

排气过程的压力损失 Δp_2，使压缩机的实际压力比增大，在既定的余隙容积下，将使 ΔV_1 增加，排气量减少，但因 $\Delta p_2/p_2$ 较小，影响不太明显，且在 λ_v 中已经加以考虑，因

而不另计。

3）气体与机体换热的影响

在实际压缩机中，由于吸入的低温气体被温度较高的机件所加热，气体的比容相应增大，吸气量减少。

热交换对排气量的影响用温度系数 λ_t 来考虑。对 λ_t 影响最大的是压力比 p_2/p_1。压力比越大，吸入气体被加热的程度也越大，温度系数 λ_t 也就越低。此外，气缸尺寸、压缩机转速、气缸冷却情况、制冷剂的种类以及压缩机的结构等，对 λ_t 也都有影响。

温度系数很难用理论方法求得，通常依经验公式确定。

对于开启式中小型制冷压缩机：

$$\lambda_t = 1 - \frac{t_2 - t_1}{740} \qquad (5.5.3\text{-}8)$$

式中：t_2——排气温度，℃；

t_1——吸气温度，℃。

对于全封闭制冷压缩机：

$$\lambda_t = \frac{T_1}{aT_k + b\theta} \qquad (5.5.3\text{-}9)$$

式中：T_1——吸气温度，K；

a——考虑压缩机温度随冷凝温度变化的系数，$a=1.0\sim1.15$，随着压缩机尺寸的减小，a 值趋近于 1.15；

b——考虑压缩机对外散热情况的系数，$b=0.25\sim0.80$ 制冷量越大、散热越差时，b值越小，反之则较大；

θ——制冷剂蒸气在吸气管中的过热度 $\theta = T_1 - T_0$K。

4）泄漏的影响

压缩机的漏泄主要发生在活塞环密封处，并随转速的增高而减少（$n<3000$ r/min 时）。此外，吸、排气阀关闭不严或关闭滞后也会使排气量减少、耗功增加。

泄漏对排气量的影响用泄漏系数 λ_l 考虑，一般推荐 $\lambda_l=0.97\sim0.99$。

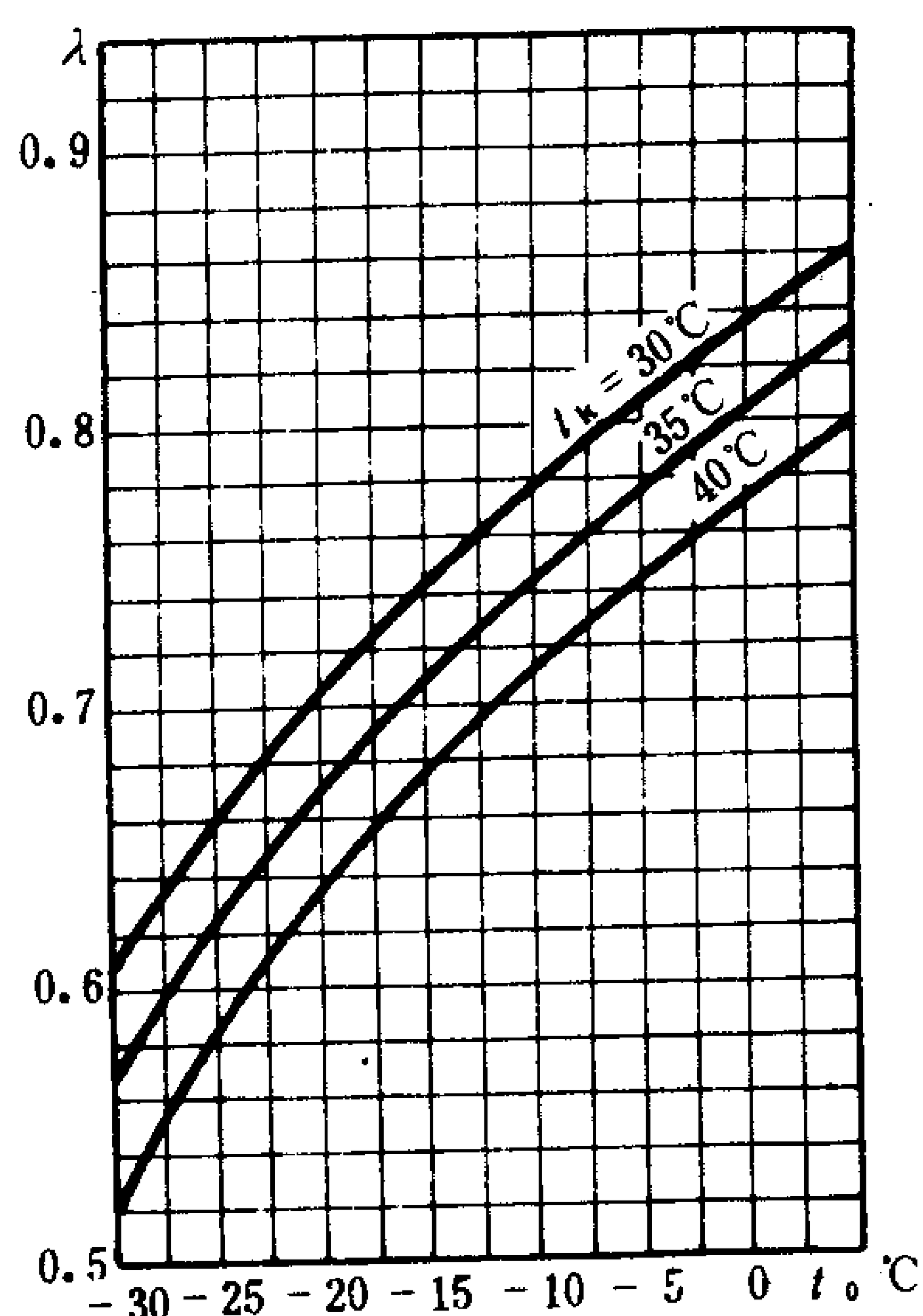


图 5.5.3-5　氨单级开式压缩机的 λ 值

5）实际输气系数 λ

影响排气量的因素还有一些，但主要是上述 4 项，因此输气系数为

$$\lambda = \lambda_v \lambda_p \lambda_t \lambda_l \qquad (5.5.3\text{-}10)$$

上式中，λ_v、λ_p 的数值都与工作压力或压力比有关，亦即与压缩机的工况有关。因此，同一压缩机在不同工况下的输气系数 λ 就不会相等。此外，输气系数还与所使用的冷剂有关。

压缩机在给定工况下的实际输气系数需经实验，然后利用公式 $\lambda = v_s/v_h$ 算出。在进行近似计算时，可参照相应线图确定（图 5.5.3-5 至图 5.5.3-8 给出了 R 717、R 12 和R 22 压缩机的λ 值），或由下列经验公式算出：

对中速立式制冷压缩机（$n<700$ r/min，相对

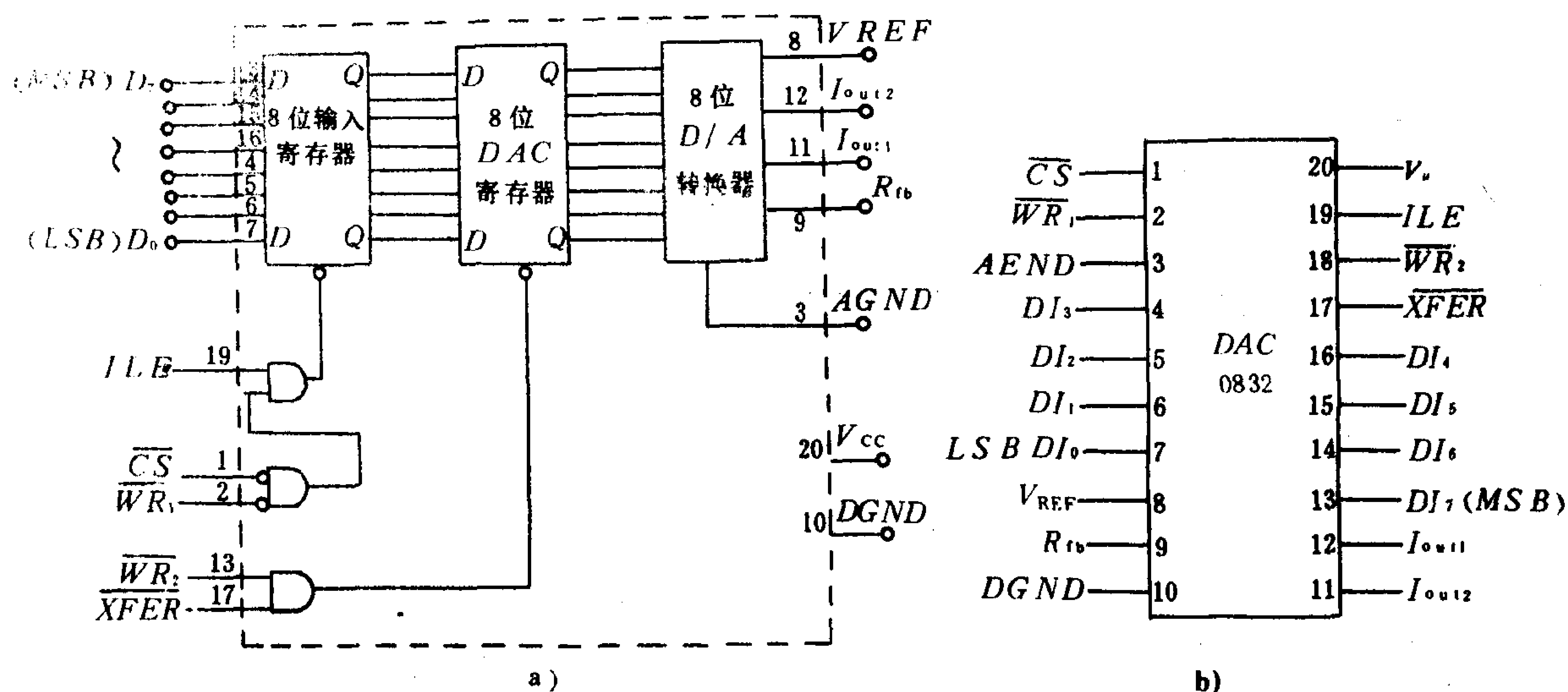


图 8.2.6—22　DAC0832 结构框图

a)结构框图;b)引脚图

表 8.2.6—15　**DAC 0832 芯片主要特性表**

名　　称	性　　能
输入数字量编码	8 位二进制码
引脚逻辑电平	与 TTL 兼容,可与微处理器直接相连,不需另外加接口逻辑
电流稳定时间	1 μs
线性度	可调
增益温度补偿	0.002% FS/℃
电源	单种电源 5～15V
功耗	20mW

3.3　DAC 0832 使用方式(见表 8.2.6—16)

表 8.2.6—16　**DAC 0832 工作方式**

工作方式	接 8 线图例	说　明
二级缓冲方式	输入数据经 8 位输入寄存器后锁存到"DAC 寄存器"中,下一个数据则装入"8 位输入寄存器"。从输入寄存器传到 DAC 寄存器方法有:①程序控制,用一个地址分别进行写操作,见图 8.2.6—23。②由外部控制电路提供选通脉冲 ③由 I/O 接口发出控制传送信号	可防止更新输入数据期间,模拟量输出不稳定;可提高转换速度;可快速修改输出
单缓冲方式	两个寄存器任一个为常通或同时选通,锁存如图 8.2.6—24	当电源为 5V 时,最小 $\overline{WR}$ 选通脉冲≥500ns;当 V_{CC} = +15V 时,则 WR 脉宽应≥100ns,并要保持数据有效时间≥90ns
直通方式	由输出跟随数字输入变化如图 8.2.6—25	
双极性输出方式	由输入数据的符号位控制基准电压的极性如图 8.2.6—26	

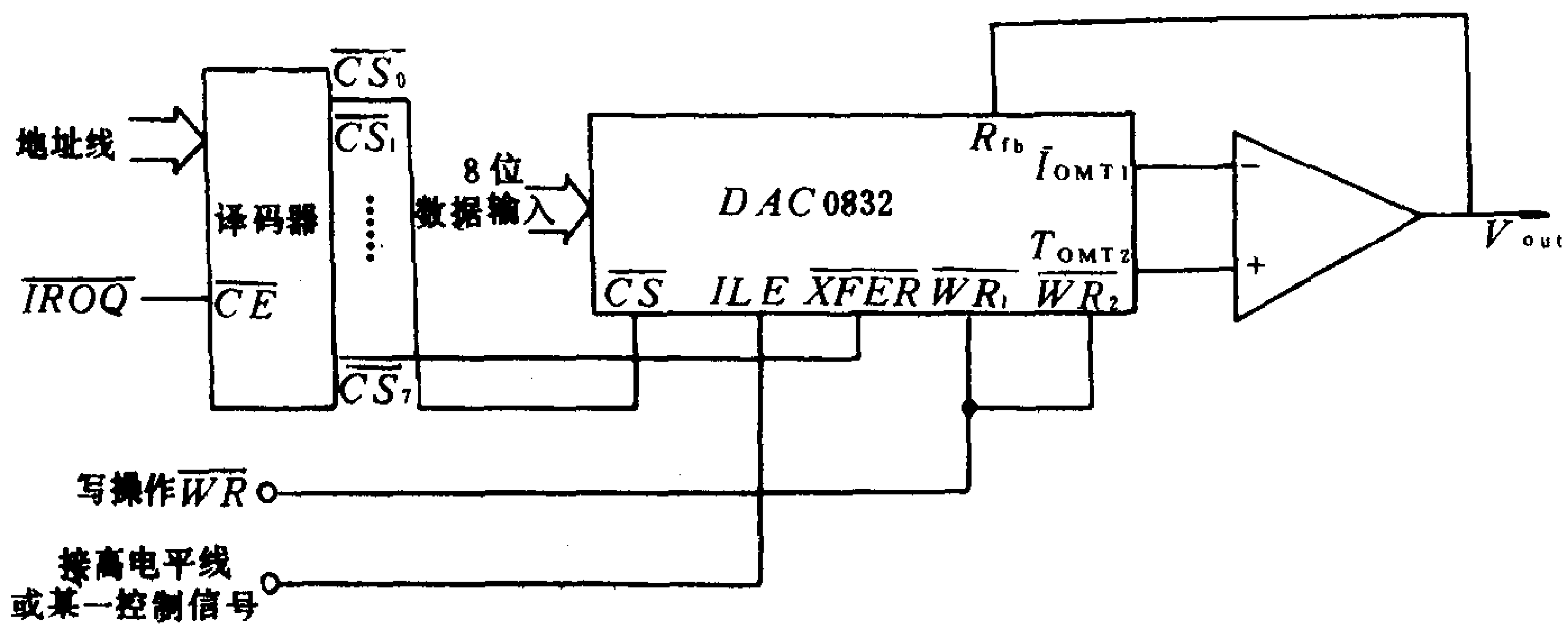


图 8.2.6-23　二级缓冲方式连接图

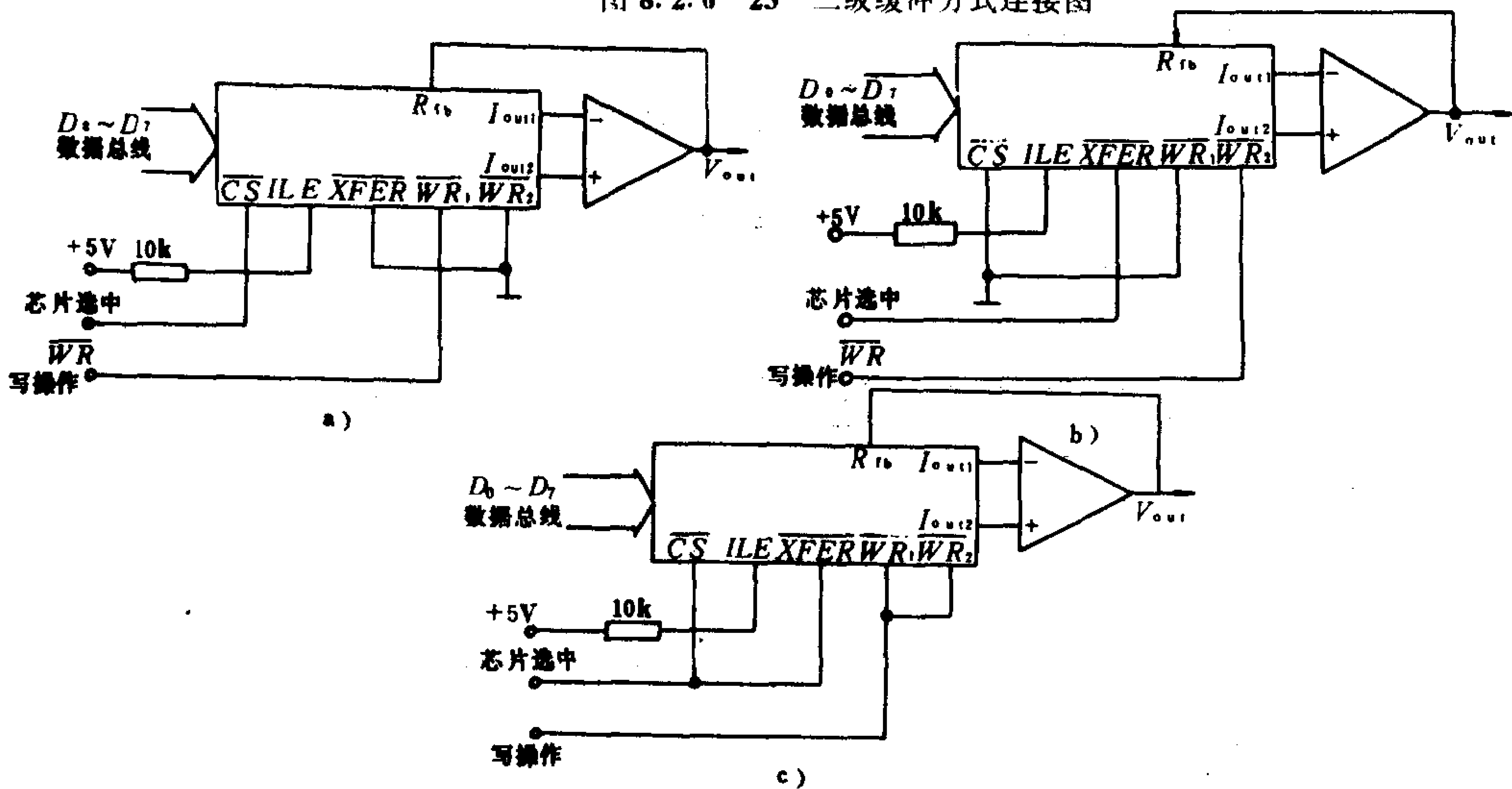


图 8.2.6-24　单缓冲方式连接图

a)DAC 寄存器常通；b)输入寄存器常通；c)两寄存器同时选通、锁存

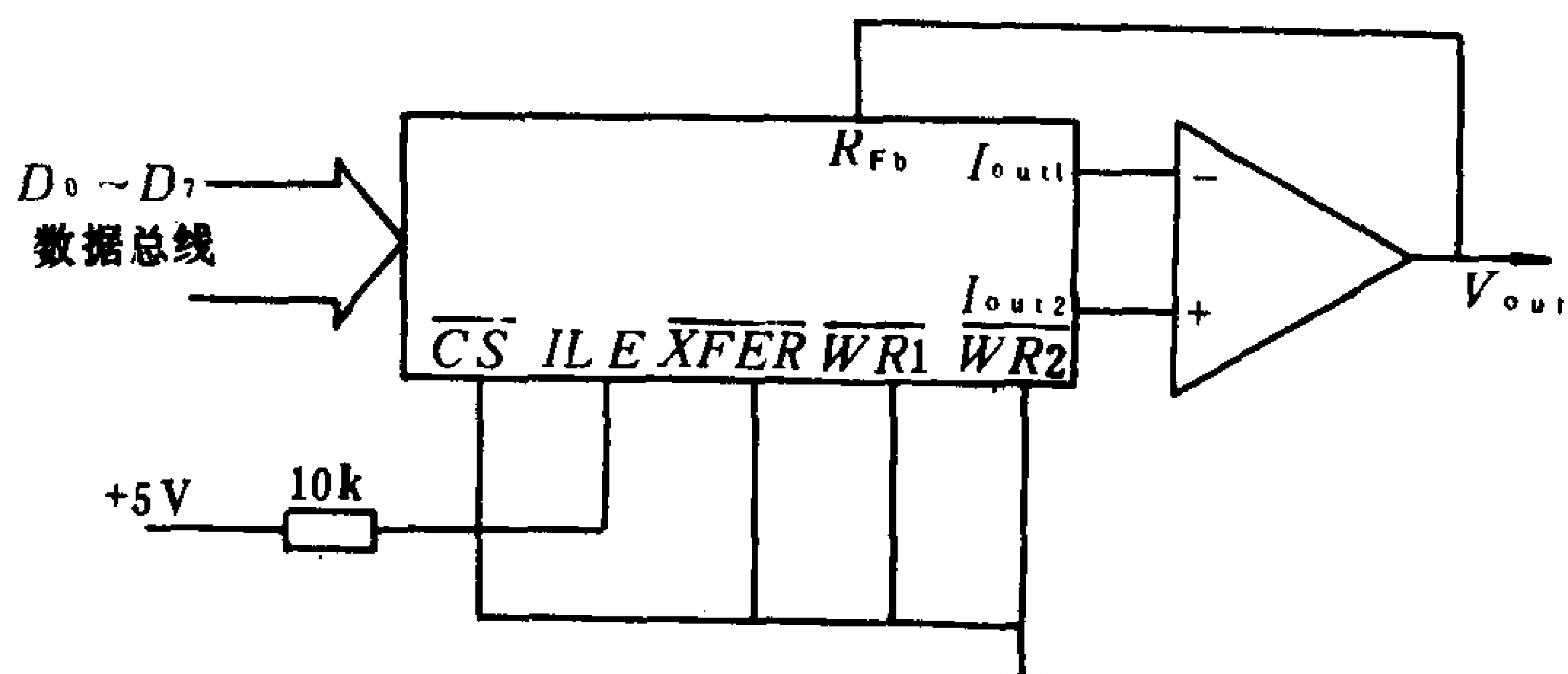


图 8.2.6—25　直通工作方式连接图

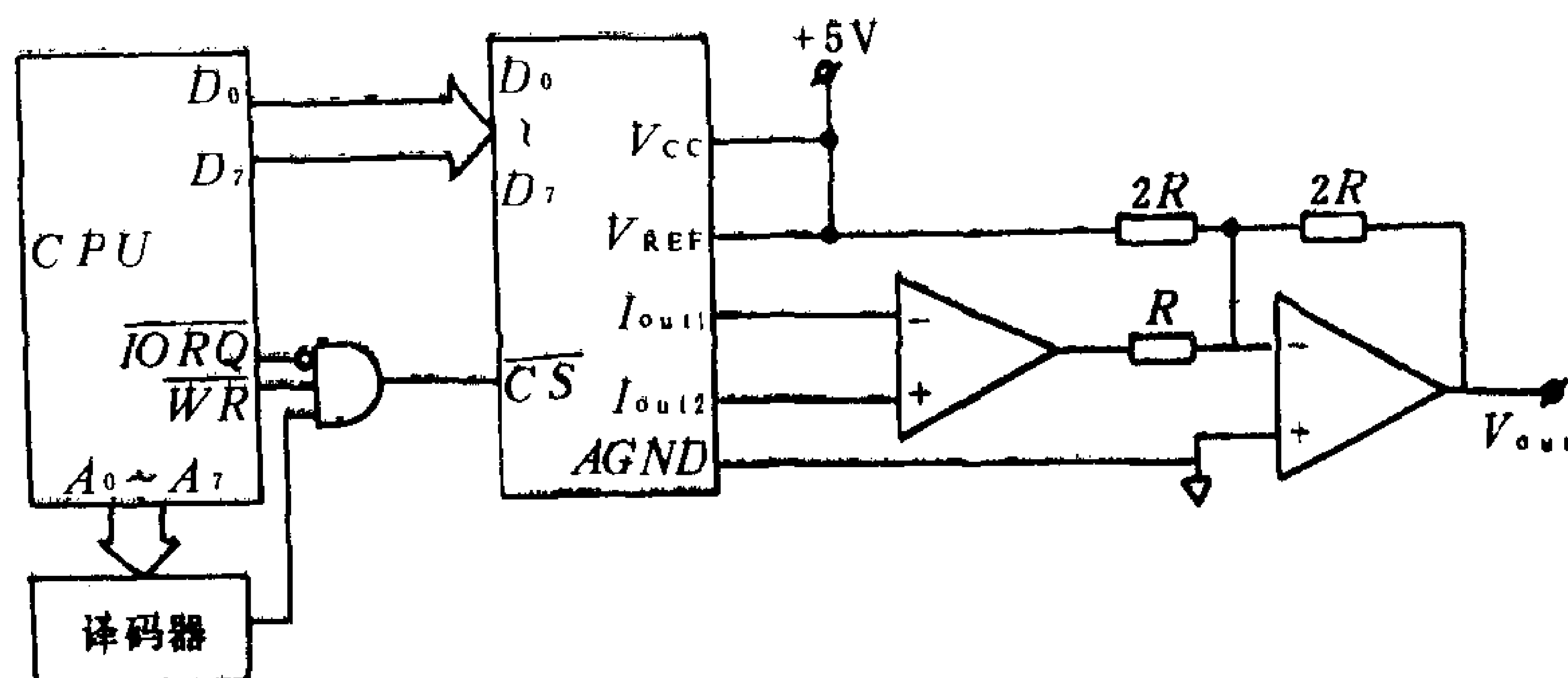


图 8.2.6—26 DAC 双极性电压输出连接图

4 模/数转换

4.1 A/D 转换电路的性能指标(表 8.2.6—17)

表 8.2.6—17 A/D 转换技术指标

参数名称	含义	说明
分辨率	同 D/A	n 位转换器,其分辨率为$\frac{1}{2^n}$
转换时间	从接到转换控制信号开始,到输出端得到稳定的数字输出信号所属要的时间	如转换时间是 200ns
转换率	完成一次 A/D 转换所需时间的倒数	如转换率为 500MHz
绝对精度	对应于某给定的数字量的实际模拟量输入与理论模拟量输入之差	用数字量的位数作为绝对精度的单位,如精度为$\pm\frac{1}{2}$LSB
相对精度	在整个转换范围内,任一数字量所对应的模拟输入量实际值与理论值之差	用百分比表示满量程的相对误差,如精度为 0.05%
量程	指满刻度的范围即能转换的电压范围	如 FSB=10V,5V 等
温度系数	当输入不变时,在允许的温度变化范围内,温度每改变一度时输出的相对变化	
输出逻辑电平	多为与 TTL 兼容,在考虑数字量与 CPU 总线关系时,还要注意是否用三态逻辑输出,是否对数据进行锁存	

4.2 ADC 0809 的组成及主要性能

ADC0809 是一个双列直插式单元 8 位模数转换器件,采用逐次逼近型原理。其结构框图如图 8.2.6—27,引脚说明及芯片主要性能分别见表 8.2.6—18 和表 8.2.6—19。

$$P_e = \frac{\lambda V_h}{3600\eta} w_{ov} \quad kW$$
(5.5.3-20)

式中：$w_{ov} = w_0 / V_1$——压缩机每压缩 1 m^3吸气状态下的蒸气所消耗的理论功，即单位容积压缩功，kJ/m^3。

Q_0 和 P_e 均随工作温度而变，称压缩机的工作特性。

压缩机的实际工作特性，通常都由实验方法求得。图 5.5.3-9 至图5.5.3-11示出了国内外几种压缩机的特性曲线。由图可见，当蒸发温度 t_0 不变时，随着冷凝温度 t_k 的升高，Q_0 减小，P_e 增大；当 t_k 不变时，随着 t_0 的降低，Q_0 减小，P_e 也有所下降。有了压缩机的特性曲线，就可方便地查得不同工况下的制冷量和轴功率。

图 5.5.3-11 曲线的试验条件为：冷凝温度+55℃，过冷液体，过热气体，环境温度 32℃，自然对流。

3）单位轴功率的制冷量 K_e 值

单位轴功率的制冷量 K_e 值是制冷量 Q_0 与它所消耗的轴功率 P_e 的比值，即 $K_e = Q_0/P_e$。它也可看成是 1 kWh（1 度电）电能所能制取的冷量，是能耗的一项重要指标。K_e 值越大，经济性越好。

K_e 值亦可对输入电功率 P_{el} 而言，此时即成为 $K_{el} = Q_0/P_{el}$。

4）单位制冷量的质量 K_G

单位制冷量的质量是压缩机质量与其制冷量 Q_0 的比值，即 $K_G = G/Q_0$ (kg/kW)。它是衡量压缩机结构紧凑性或使用金属材料合理性的一项指标。按 Q_0 的标定工况，K_G 值也有标准工况和空调工况之

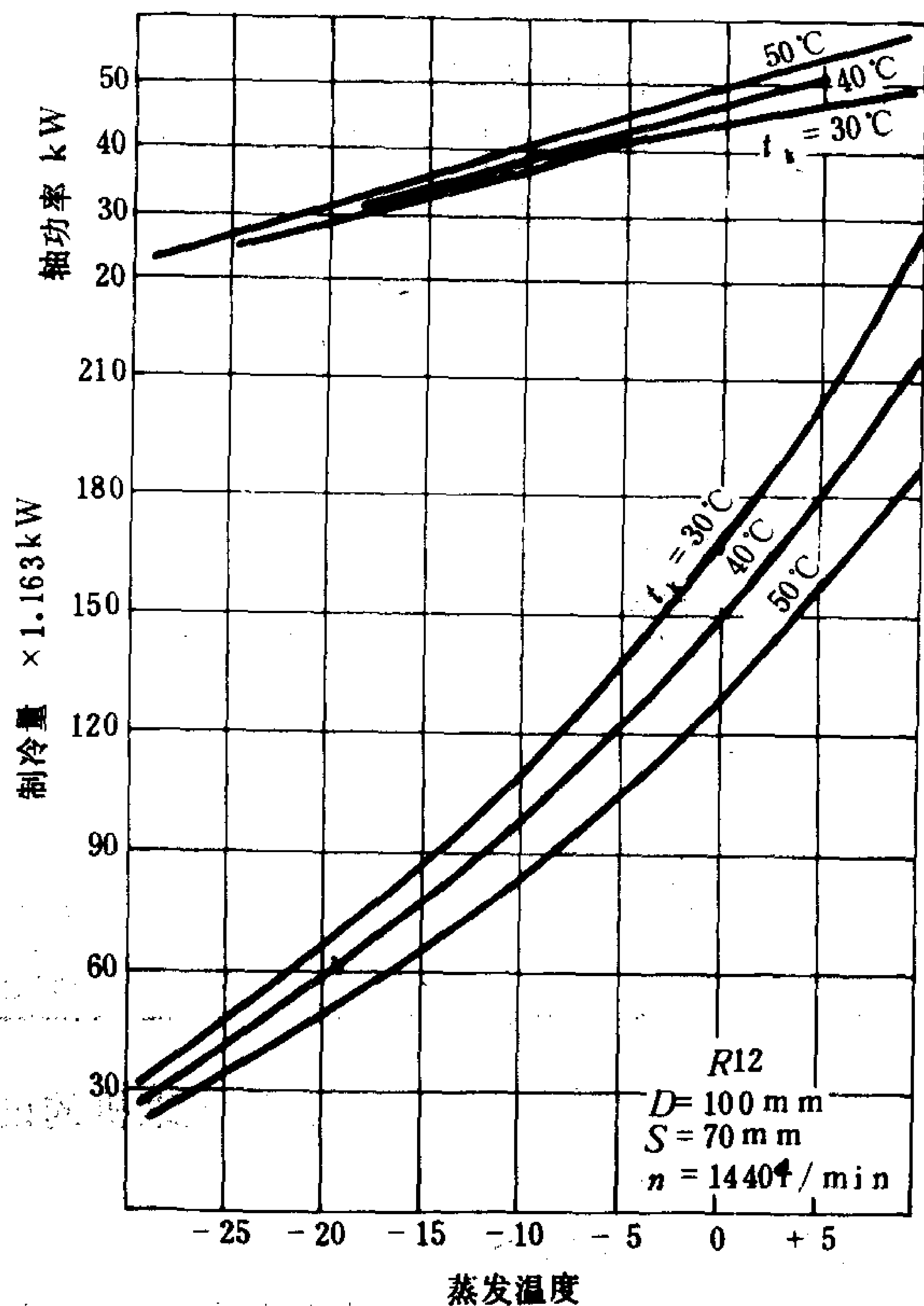


图 5.5.3-9　8 FS 10 制冷压缩机的性能曲线

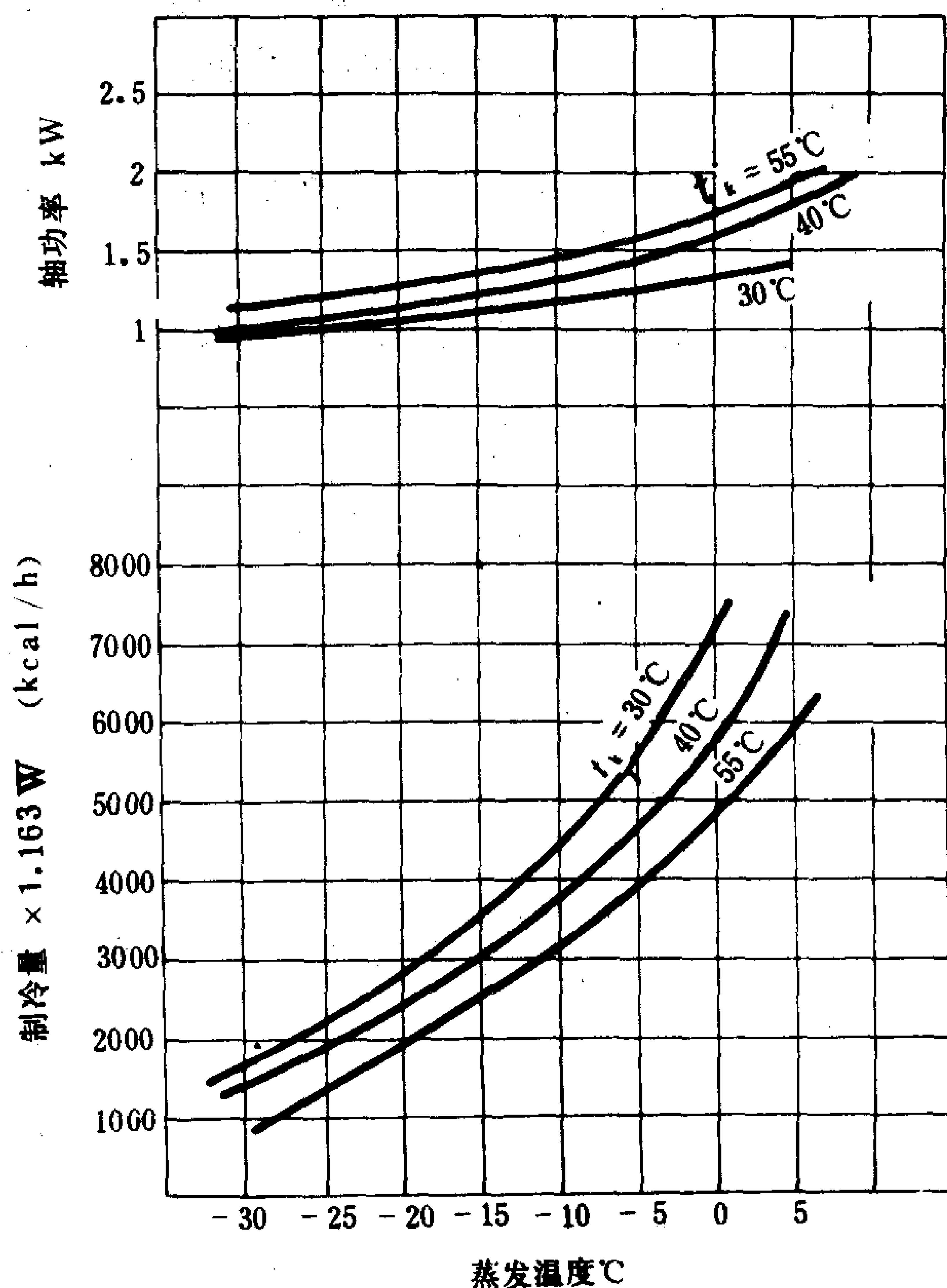
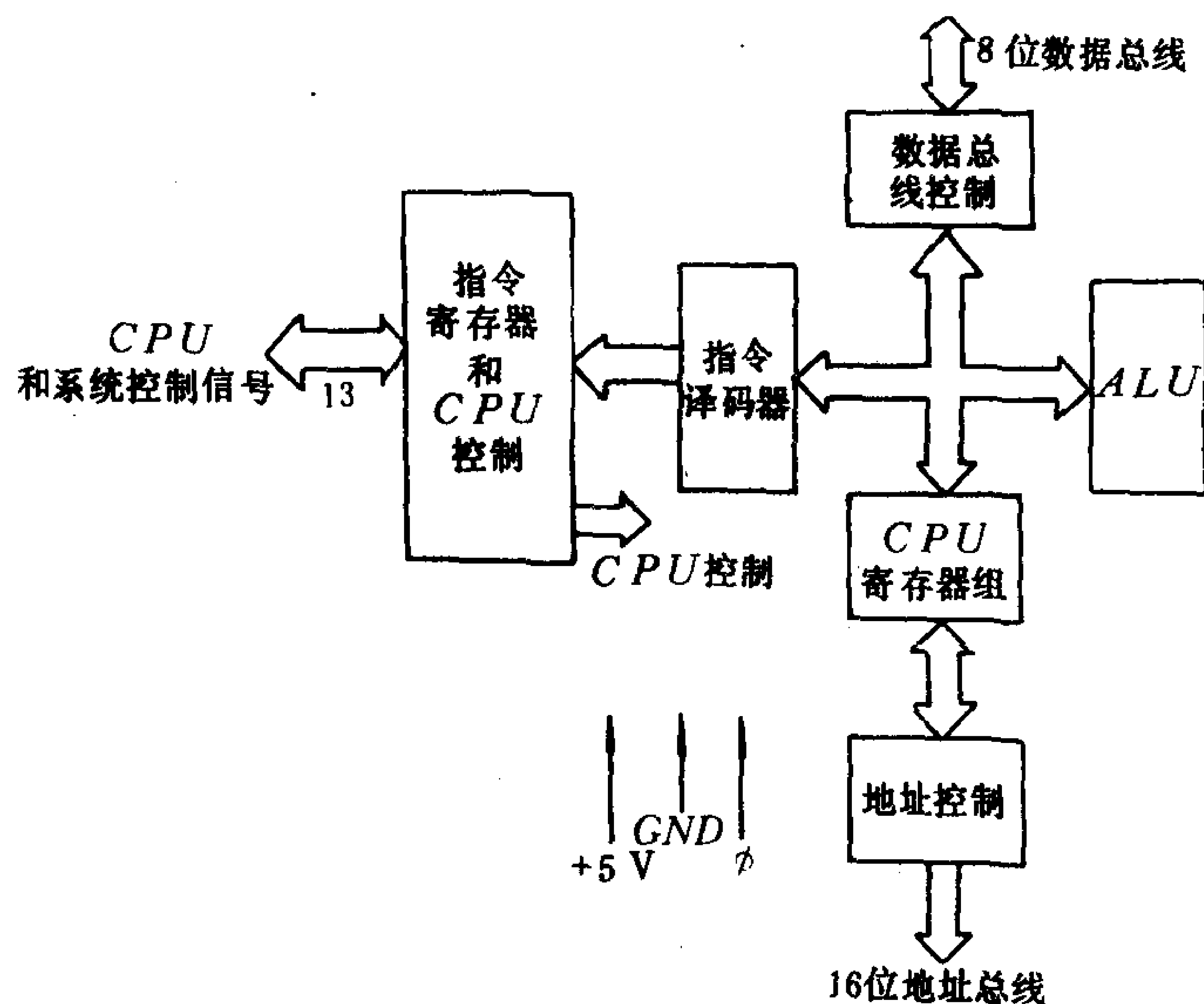
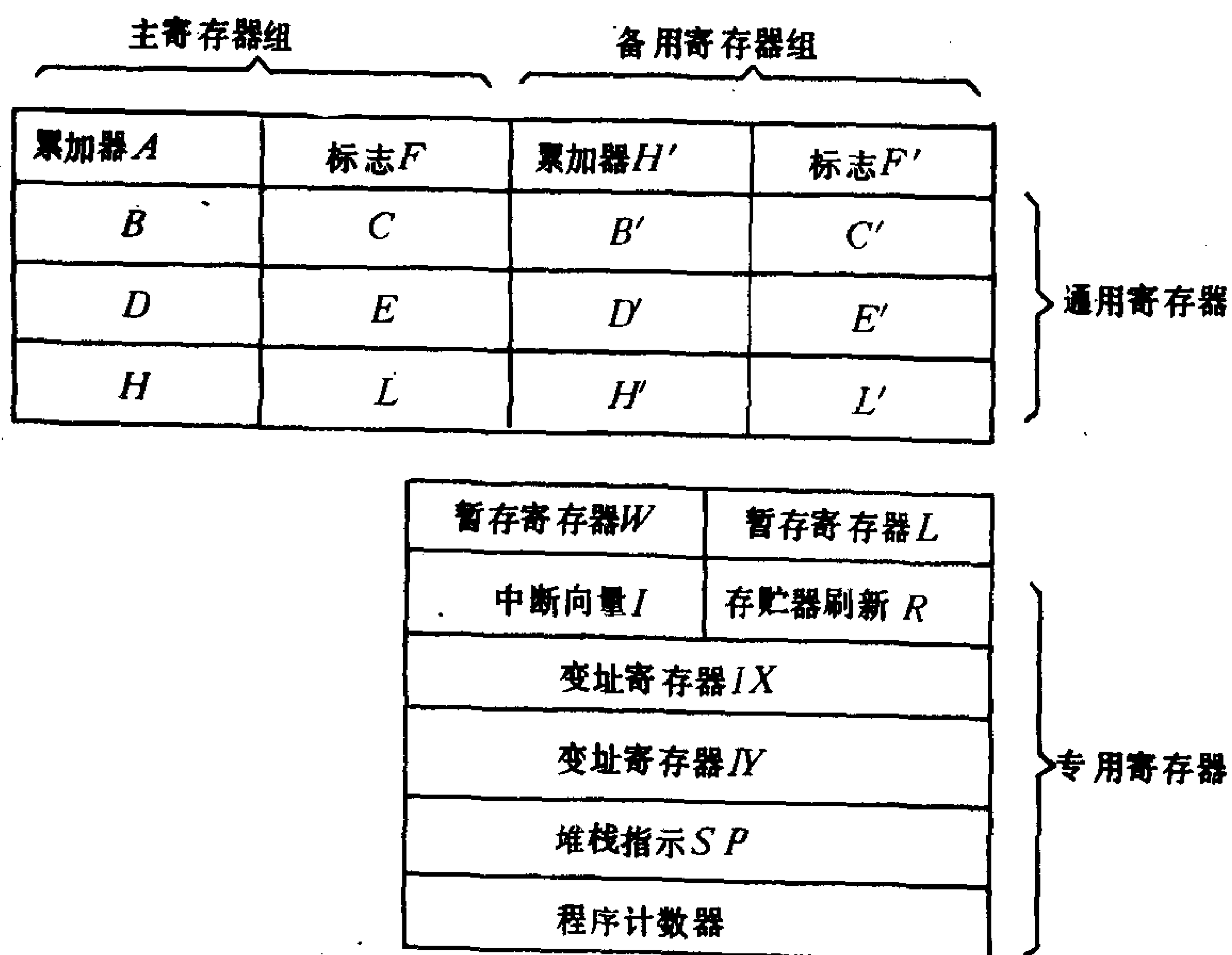


图 5.5.3-10　2 FL 5 BA 制冷压缩机的性能曲线

它是一个双列直插式8位微处理器，在一片上具有40条引脚的大规模集成电路，其内部结构见图8.2.6—28。它主要由CPU寄存器组、算术逻辑部件(ALU)、控制部件(指令寄存器、指令译码器，系统控制，CPU控制，总线控制，定时状态控制，ALU控制和寄存器控制等)，堆栈结构和内部总线组成。与外部的联结通过总线缓冲器，实现三态控制及增加驱动能。





主寄存器组		备用寄存器组		
累加器A	标志F	累加器H′	标志F′	
B	C	B′	C′	通用寄存器
D	E	D′	E′	通用寄存器
H	L	H′	L′	通用寄存器

专用寄存器	
暂存寄存器W	暂存寄存器L
中断向量I	存贮器刷新R
变址寄存器IX	
变址寄存器IY	
堆栈指示SP	
程序计数器	

图8.2.6—28　Z80CPU 结构框图

5.1.2　Z80CPU 引脚功能(见表8.2.6—20)

的柴油而不渗漏为合格。

2.7 压缩机的能量调节

在实际应用中，系统的热负荷在大部分时间内往往只有最大负荷的几分之一。这不仅影响运行的经济性，而且还可能给制冷工作带来有害的影响。因此，在现代制冷压缩机上往往都设有能量调节装置，以适应系统热负荷变化的需要。

调节能量的方法很多，现择要分述如下。

2.7.1 压缩机间歇运行法

这种方法是采用控制压缩机的运行时间来调节其实际制冷量。具体做法是当库温降低到规定温度的下限时，停止压缩机的运转，直到温度升高到规定的上限时，再使压缩机重新运行。压缩机的启、停可通过库温温度继电器或低压压力继电器自动进行。这种方法一般只适用于对制冷工艺要求不高和功率较小（10 kW 以内）的制冷设备。

在多机组装置中，也可采用停止一部分压缩机组的运行来实现能量调节。

2.7.2 吸气节流法

这是一种通过改变压缩机吸气截止阀的通流面积，来实现能量调节的方法。当通流面积减小时，吸入蒸气的压力相应降低，比容积增大，质量流量减小，制冷量降低。吸气压力的调节可用专门的主阀和导阀来实现，主要适用于调节幅度不大的小型制冷设备。

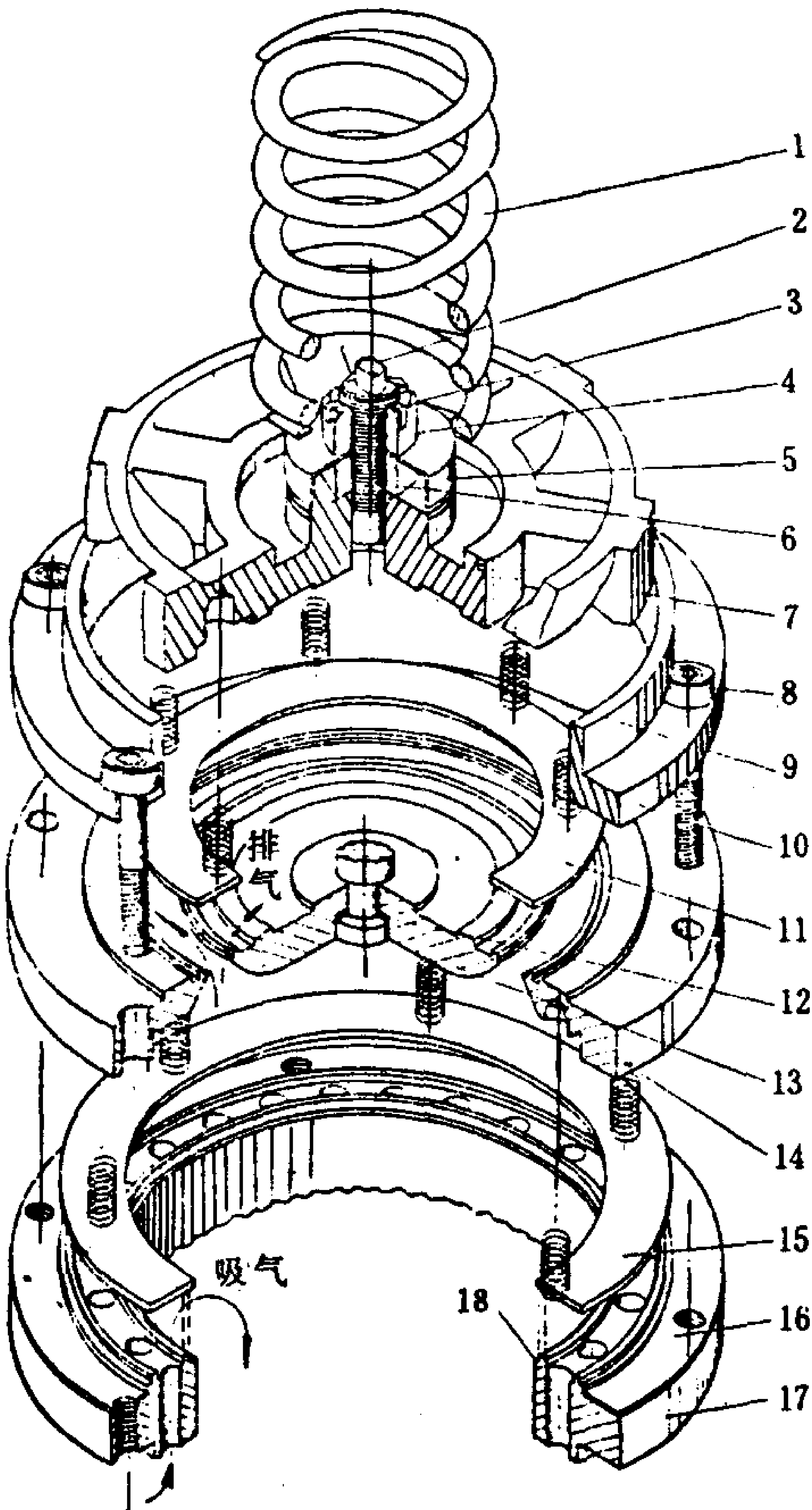


图 5.5.3-13 环状阀（8 FS 10 型压缩机）

1-假盖弹簧；2-螺钉；3-开口销孔；4-槽形螺母；5-套圈；6-六角螺母；7-假盖；8-内六角螺钉；9-气阀弹簧；10-导向环；11-排气阀片；12-垫圈；13-排气内阀座；14-排气外阀座；15-吸气阀片；16-垫圈；17-气缸套；18-阀线

2.7.3 热气旁通法

热气旁通法是将压缩机的排气，经热气旁通（电磁）阀，绕过冷凝器，旁通至蒸发器入口，以便在一定的排气量下降低装置的制冷量。这种方法适用于制冷量变化急剧的系统，能量损失大，不经济。热气旁通管也可直接接至吸气管，但需注意吸气温度。

2.7.4 排气旁通调节法

这种方法可用于一个或几个气缸卸荷。它通过旁通孔道的启闭，使气缸排气与相应的吸气空间相旁通。

1）气动式旁通卸荷机构

图 5.5.3-17 所示的气动旁通卸荷机构，由旁通孔 1、推板 9（上有阀）、卸荷活塞和三通电磁阀 4 等组成。当控制信号使电磁阀 4 的线圈通电时，阀的铁芯上移，排气腔 5 中的高压冷剂气体经孔道 10 进入卸荷活塞的上腔 2，推动活塞向下，带动推板 9，克服卸荷弹簧 8 的反力，并将阀板 7 上的卸荷孔 1 关闭，从而使该缸正常工作，如图a)所示。如果控制系统发出减缸信号，电磁阀 4 的线圈就断电，铁芯下落，高压孔道 10 关闭，卸荷活塞上腔 2 就与

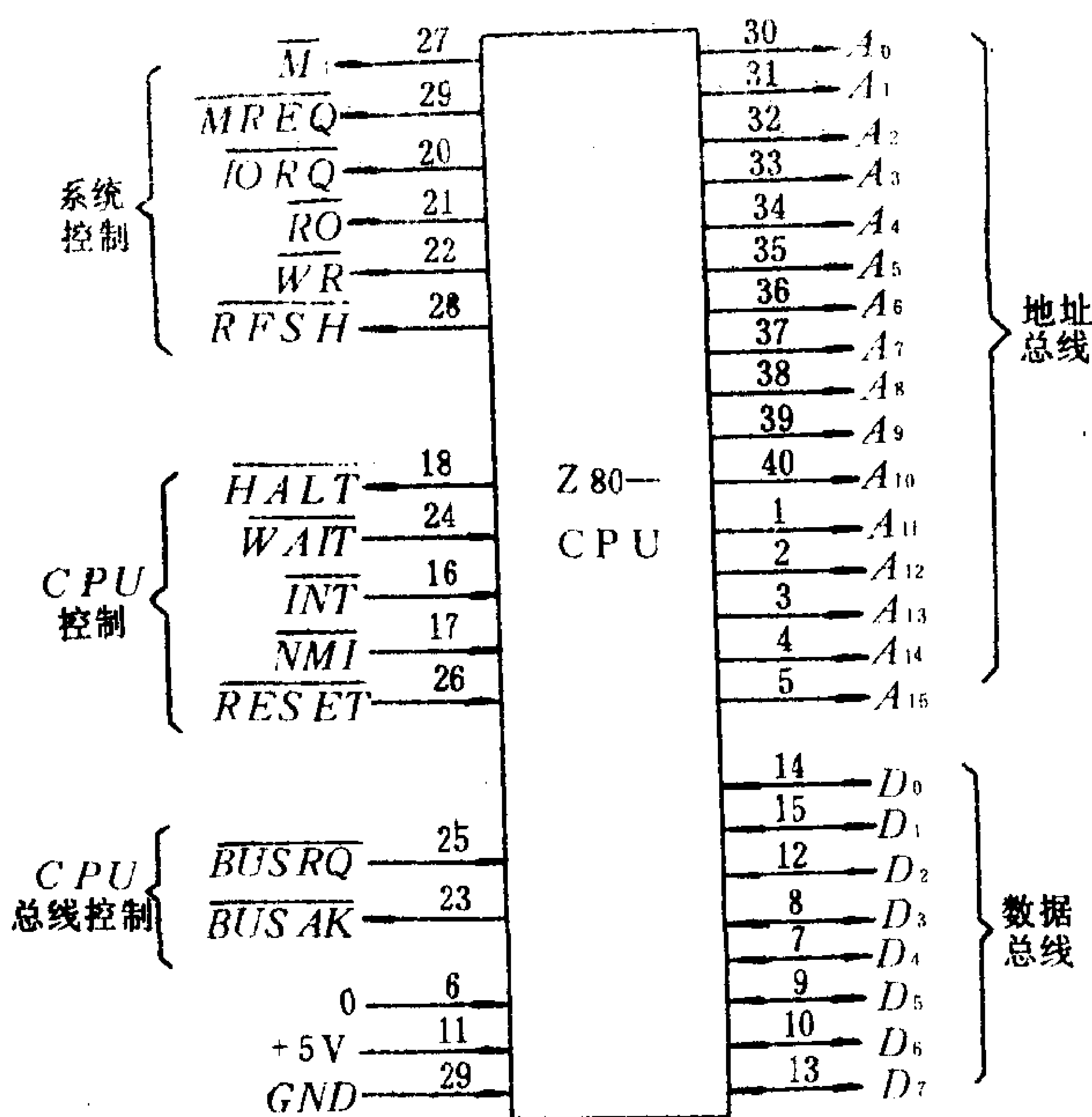


图 8.2.6—29　Z80CPU 引脚图

5.2　8085 A—CPU

5.2.1　8085 A—CPU 的结构

8085 A—CPU 是一种 8 位 40 引脚的微处理器，其内部结构框图如图 8.2.6—30。

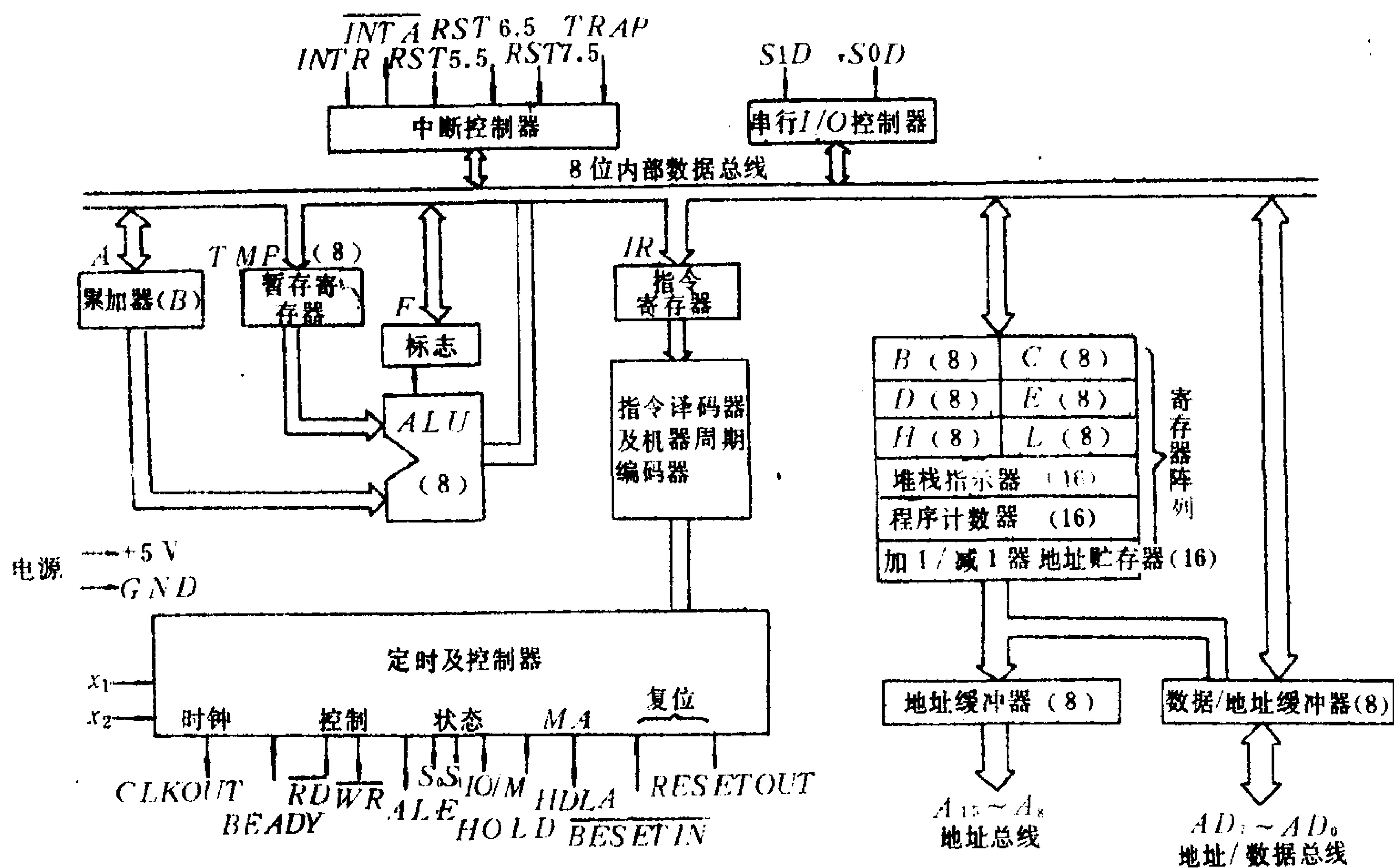


图 8.2.6—30　8085A—CPU 结构框图

5.2.2　8085A 主要特点

有 74 条基本指令；只要单一的 +5V 电源；采用单相时钟，工作频率 3MHz，时钟周期

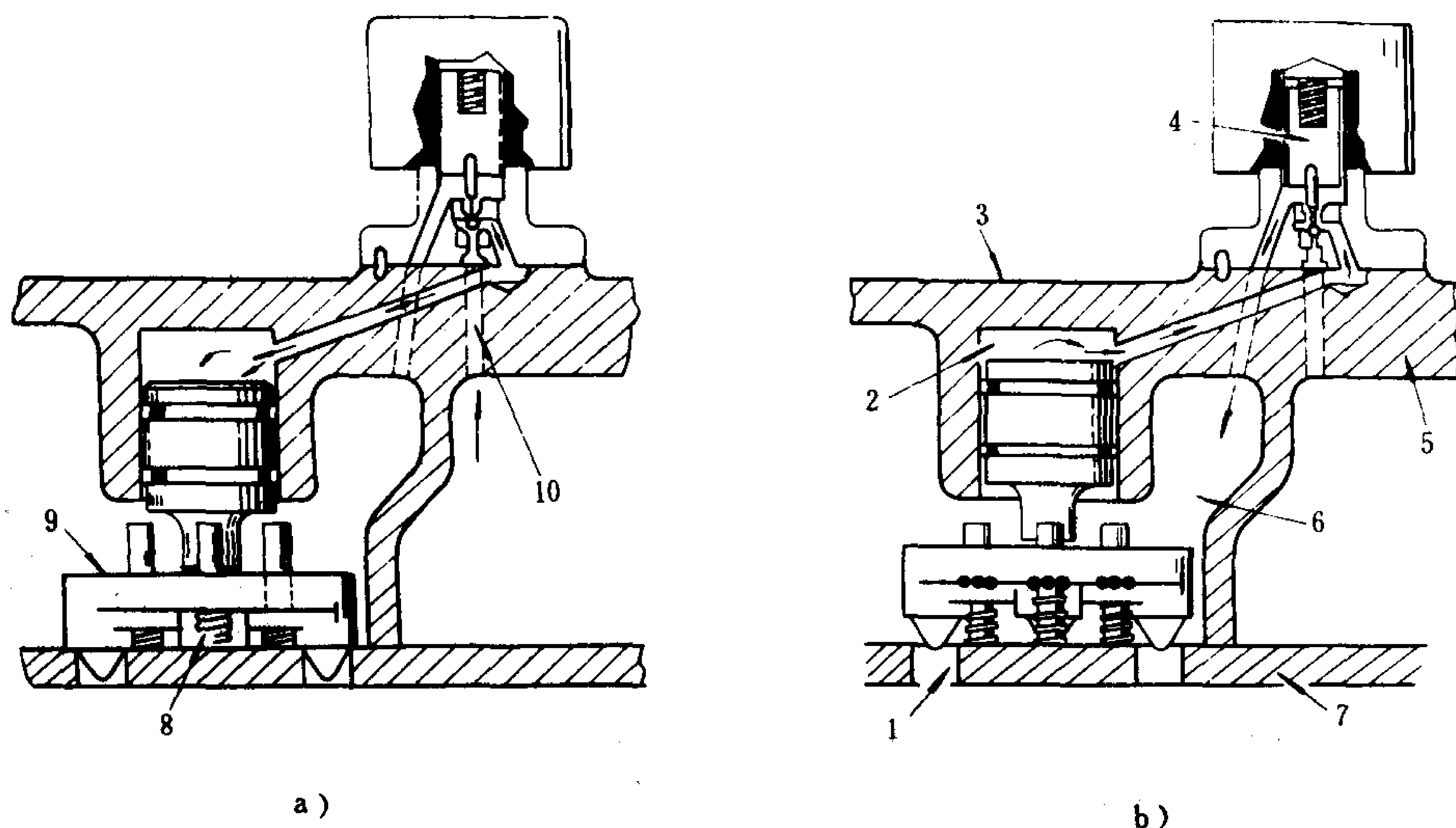


图 5.5.3-17　气动启闭气缸旁通孔的卸荷机构

a）负载时；b）卸载时

1-卸荷孔；2-卸荷活塞上腔；3-气缸头；4-三通电磁阀；5-排气腔；

6-吸气腔；7-阀板；8-卸荷弹簧；9-推板；10-高压气体通道

2.7.5　顶开吸入阀调节法

顶开吸气阀调节法是利用气阀顶开机构，将吸气阀推离阀座，使该气缸无法压缩，以调节能量。常用的方法有三类：电磁启阀、油压启阀和气压启阀。电磁阀的动作、油流和气流的流向可由温度继电器或压力继电器根据吸入侧的温度或压力来控制。

1）电磁启阀式能量调节机构（简称卸荷机构）

电磁启阀机构的构成如图 5.5.3-19 所示。它以吸入压力为信号，由压力继电器控制。当吸入压力降至某调定值时，能量调节压力继电器闭合，使缸头上的卸荷电磁线圈 3 通电，吸引卸荷衔铁 2 向下，带动顶杆 5 将吸气阀片 6 向下顶离阀座，该缸便与吸气腔连通而卸载。当吸气压力回升、继电器跳开时，线圈断电，顶杆弹簧 4 又会将顶杆连同衔铁 2 一起抬起，使吸气阀片的工作恢复正常，该缸又重新投入工作。

压缩机起动时，能量调节线圈受时间继电器控制，可在起动后的 15 s内保持通电，保证有 4 个气缸处在卸荷状态，实现卸载起动。

2）气动启阀式卸荷机构

这种机构布置在气缸头上，见图 5.5.3-20。卸荷活塞 4 的上腔始终与吸入腔连通，而下腔则视三通电磁阀的不同位置，可与吸气腔或排气腔相通。当压力继电器感受的吸气压力信号较高时，三通电磁阀 2 断电(见图中a)，高压排气通入卸荷活塞下腔，推动活塞上行，顶杆 5 在弹簧作用下上升，解除对吸气阀片的约束，使之可自由升降，气缸进入正常工作。而当吸气压力降低、压力继电器导致三通电磁阀通电时(见图中b)，卸荷活塞下腔即与吸气腔连通，压力降低，卸荷活塞在弹簧 3 的作用下下移，强迫顶杆 5 将吸气阀片顶开，使该缸卸荷。

3）油压启阀式卸荷机构

图 5.5.3-21 示出 SMC 型压缩机的典型卸荷机构。它以压力油（来自滑油泵）作为卸

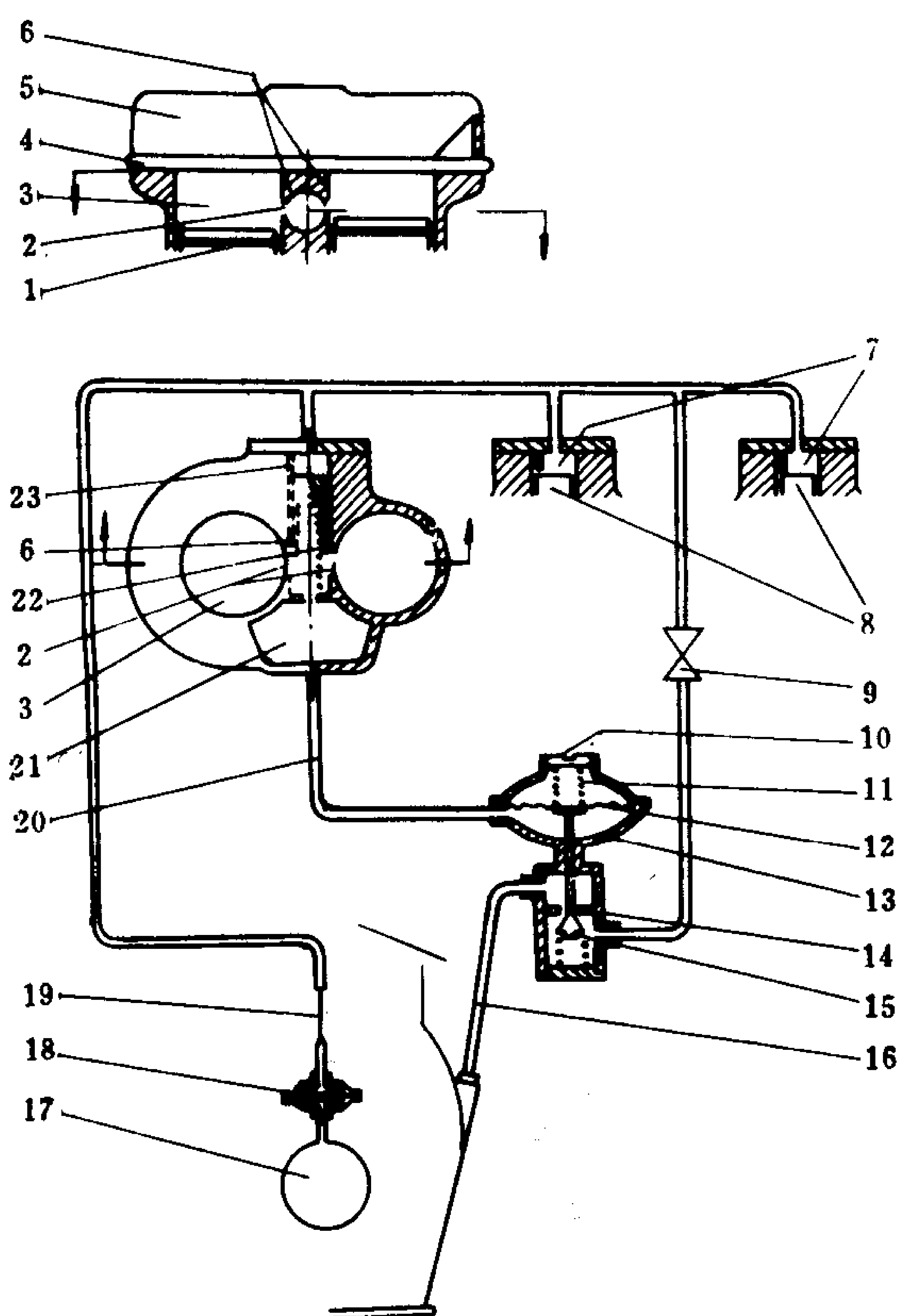


图 5.5.3-18　油压开启旁通孔的卸荷机构

1-活塞；2-旁通孔；3-气缸；4-阀板；5-气缸盖；6-起动卸载孔；7-压力油缸；8-卸载滑阀；9-全负荷控制阀；10-调节螺丝；11-调节弹簧；12-波形膜片；13-能量调节阀；14-阀座；15-泄油阀；16-回油管；17-油泵；18-滤器；19-毛细管；20-平衡管；21-吸气腔；22-回行弹簧；23-限位杆

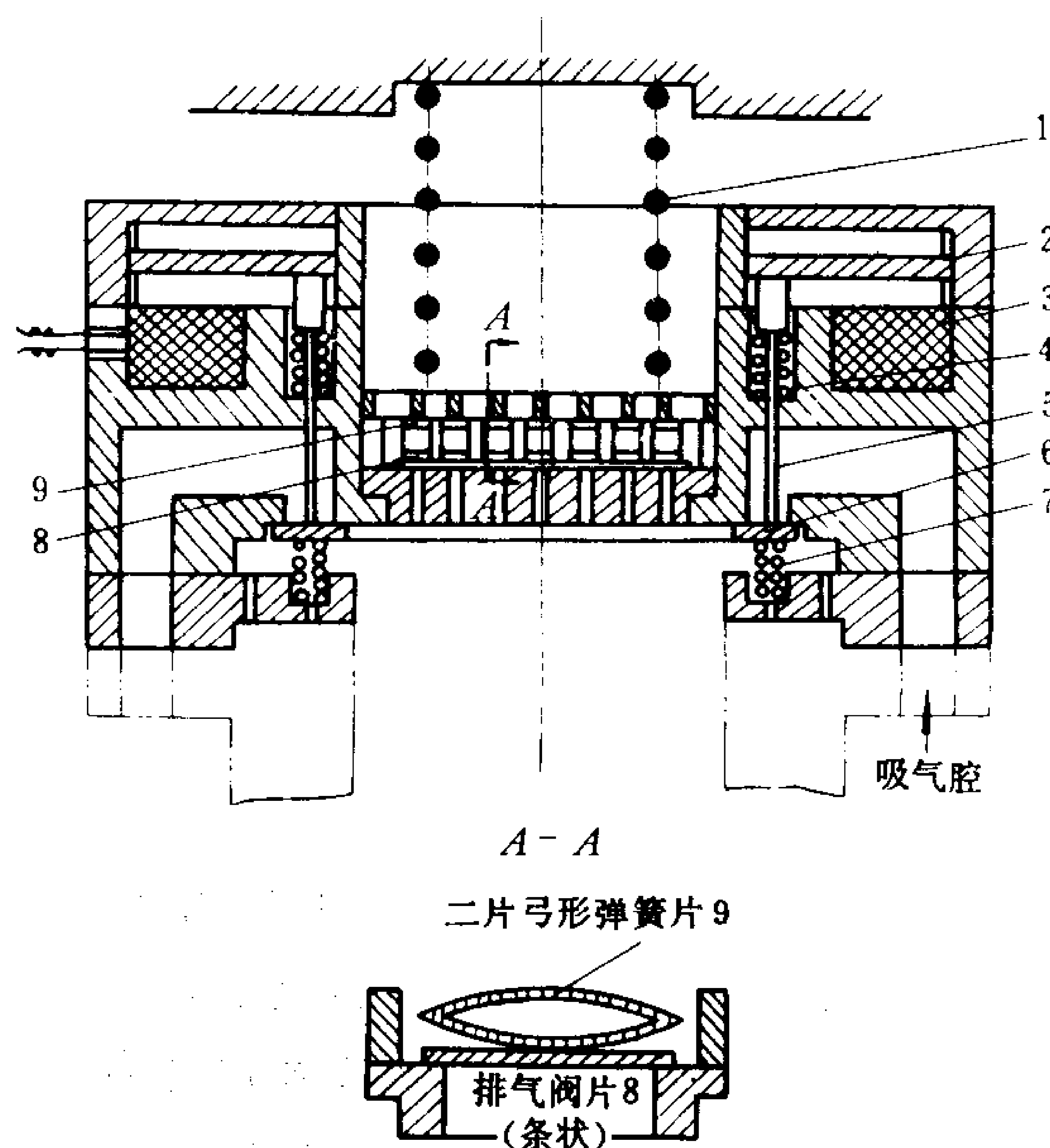


图 5.5.3-19　电磁启阀式卸荷机构

1-假盖弹簧；2-卸荷衔铁；3-卸荷电磁线圈；4-顶杆弹簧；5-顶杆；6-吸气阀片；7-吸气阀片弹簧；8-条状排气阀片；9-弓形弹簧片

荷动力。图上示出的是一个 8 缸机的卸荷系统，每个卸载油缸 1 控制着两个气缸的吸气阀。最边侧的两组气缸 I 、II 和VII、VIII 共用一条控制油路，它们在运行中不能调节，属于基本工作缸；中间的两组气缸 Ⅲ、Ⅳ和 V、Ⅵ 分别由两条油路控制，可根据吸气压力的变化，使它们投入工作或卸载。因此，该压缩机的能量调节范围分 100%（8 缸工作）、75%（6 缸工作）和 50%（4 缸工作）等 3 档，其工作如下。

在起动压缩机时，油压尚未建立，各卸载油缸的油压活塞均被自己的弹簧推至右极点，带动摇臂 3、可动环 4、顶杆 13，将各气缸（包括 I 、II、VII、VIII）的所有吸气阀片全部顶起，使压缩机在完全卸载下空载起动，以减少起动电流。数十秒钟后，由于滑油系统中的油压升高， I 、II、VII、VIII 卸载油缸中的活塞就被油压推至极左端，摇臂倾斜，顶杆下落，吸气阀就位，上述 4 个基本工作缸就投入工作，并将在压缩机停车、油压消失之前一直保持工作状态。其余 4 个气缸的工作，则视两电磁滑阀的控制状态而定。

电磁滑阀 1 DF 和 2 DF分别由感受吸气压力的能量调节压力继电器 P 3/4 和 P 4/4 控制。后者的通断视所需要的蒸发压力（温度）和幅差值而定。通常 P 4/4 的接通压力按系统的最高蒸发温度确定，幅差为 40～50 kPa；而P 3/4 的接通压力要比P 4/4 低 10～20 kPa。这样，当蒸发器热负荷大于压缩机 4 缸工作的制冷量时，吸气压力就升高，并可达到P 3/4 的接通压力以上。这时，P 3/4 接通，1 DF 有电，滑阀被吸上升（如图所示），压力油便经 1 DF 流入III、IV缸的卸载油缸，推动活塞，使 III、IV气缸投入工作。这时，如果吸气压力继续上升，超过 P 4/4 的接通压力，则 2 DF通电，使滑阀上移，引导压力油进入 V、VI 缸

的卸载油缸，使Ⅴ、Ⅵ缸也投入工作。如果吸入压力下降至P 4/4的断开压力以下，则2 DF失电，滑阀下落，Ⅴ、Ⅵ缸的卸载油缸便与压力油路隔开而与曲轴箱连通，因而使油缸中的压力油泄入曲轴箱，油压活塞即被弹簧顶回，Ⅴ、Ⅵ缸随即卸载。类似的情况也可在1 DF中发生，导致Ⅲ、Ⅳ缸卸载。若压缩机减为四缸工作后，制冷量仍大于实际的热负荷，以致吸入压力继续降低，那么，当降低到低压继电器的断开压力以下时，压缩机即自动停车，改用间歇运行法调节制冷量。

图5.5.3-22示出8 FS 10型压缩机的能量控制阀。它的执行机构包括油缸、活塞、推杆、带斜坡口的转环以及顶杆弹簧等（见图5.5.3-29 a、b），其工作原理与SMC型压缩机的卸载机构相似。

控制阀中的波纹管16，感受吸气压力而带动杠杆10左右摇动。当吸气压力低于某调定值时，杠杆10即被推向右摆动，打开阀12，放出分配阀8右侧油液（自油泵经通道A和孔J而来），使8在弹簧7的作用下右移一步（步长由定位钢球和阀上槽距而定）。设从J移至K，使卸载油缸C中的油能经C_1口和L孔泄回曲轴箱，这样卸载推杆就会在弹簧作用下转动转环，导致其中一对气缸卸载。这时，如果能量尚不能平衡，吸气压力不但不会回升，反而会继续下降，并导致阀8继续右移一步，使另两气缸亦撤出工作。如果负荷增加，则吸气压力上升，阀8将因右侧泄油被阻而逐步左移，相继使B、C油路充油，分别使两组气缸投入工作。

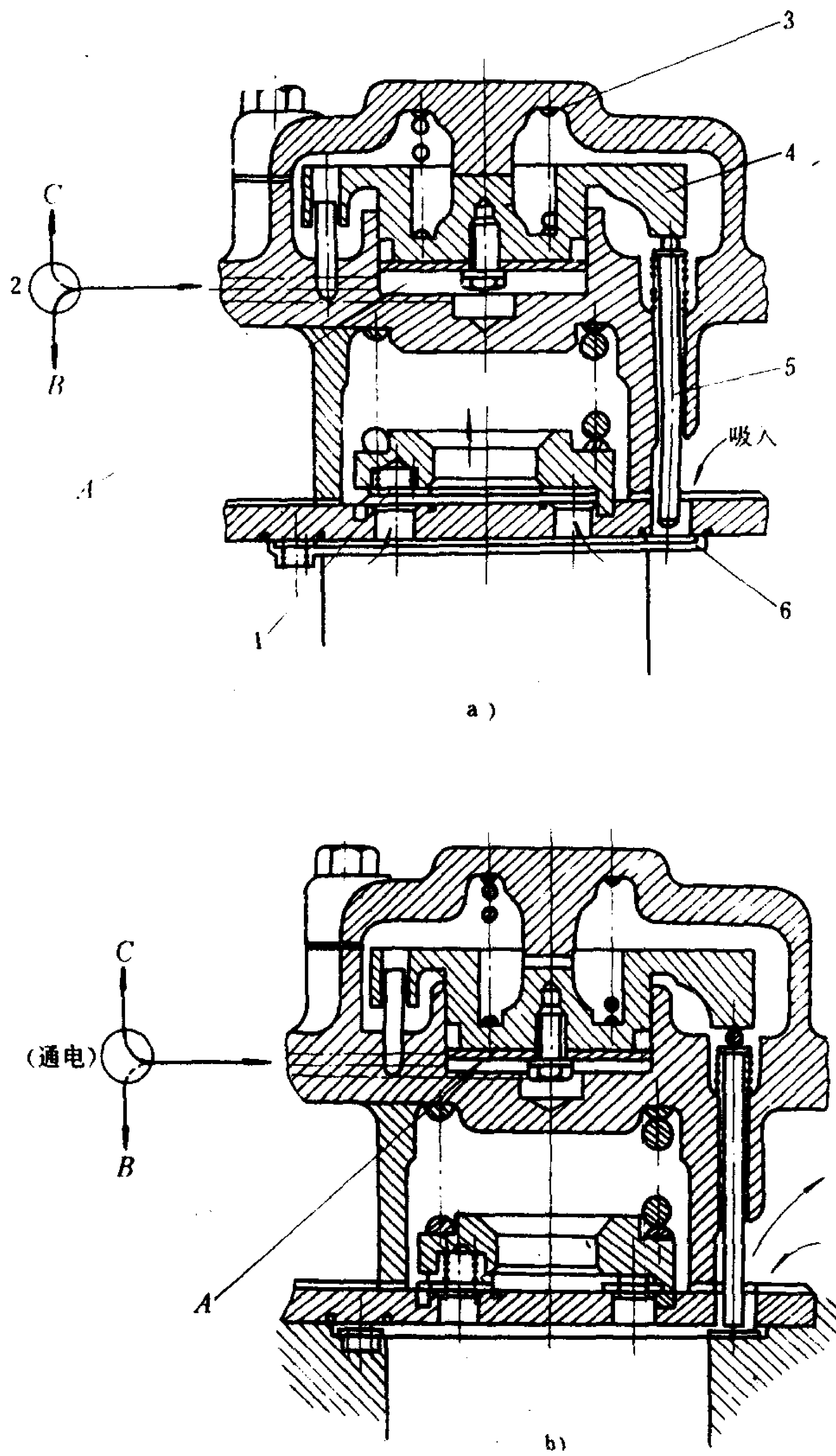


图5.5.3-20　气动启阀式卸荷机构

a）工作状态；b）启阀状态

1-排气阀；2-三通电磁阀；3-卸荷弹簧；4-卸荷活塞；5-顶杆；6-吸气阀；A-活塞下腔；B-通排气腔；C-通吸气腔

8 FS 10的能量控制阀，在出厂时已按R 12的工作条件调定如下：

100%时	吸气压力0.22 MPa	
75%时	0.21 MPa，	卸载0.19 MPa
50%		卸载0.18 MPa

如遇需要，可通过调节螺丝进行调整。

能量也可通过手动调节阀进行人工调节。这种调节阀实际上就是一个多通路转阀。

表 8.2.6--23 **Z8000 引脚功能**

管脚符号	信号名称	输入/输出	有效状态	功 能
$AD_{15\sim0}$	地址/数据线	入/出,三态	高	多路转换数据/地址
$\overline{AS}$	地址选通	出 三态	低	地址有效
$\overline{BUS\ REQ}$	总线请求	入	低	DMA 请求
$\overline{BUSACK}$	总线请求响应	出	低	CPU 响应 DMA 请求
$\overline{DS}$	数据选通	出,三态	低	决定数据入/出 CPU 的时间
$\overline{MREQ}$	存贮器请求	出,三态	低	表示 AD 线上存贮器地址有效
$\overline{MI}$	多处理机输入	入	低	其它 CPU 请求分享资源
$\overline{MO}$	多处理机输出	出	低	允许其它 CPU 分享资源
$\overline{NMI}$	非屏蔽中断请求	入	低	非屏蔽中断请求输入
$\overline{NVI}$	非向量中断请求	入	低	非向量中断请求输入
$\overline{RESET}$	复位	入	低	复位 CPU
$R/\overline{W}$	读写信号	出	高读,低写	CPU 读写存贮器(I/O)
$SN_0\sim SN_6$	段号	出,三态	高	通过 MMU 可寻址 128 段
$\overline{SEGT}$	分段陷阱	入	低	MMU 检测为低时中断 CPU
$ST_0\sim ST_3$	CPU 状态	出	高	表明 CPU 处于内部操作 I/O 操作等,15 种操作类型之一
$\overline{STOP}$	停止	入	低	停止 CPU 运行
$\overline{VI}$	向量中断请求	入	低	向量中断请求输入
$\overline{WAIT}$	等待请求	入	低	请求 CPU 插入等待周期 T_V
$B/\overline{W}$	字/字节	出,三态	高:字节,低:字	确定访问存贮器方式
$N/\overline{S}$				
$\overline{CLK}$				

5.3.3 Z8000 指令系统

Z8000 指令系统的指令可以分成九组。在介绍具体指令以前,先作以下注释:

1)指令可以对字节(8 位)、字(16 位)、长字(32 位)进行操作。这些不同的数据类型在助符中指出;B 表示是字节指令;L 表示长字指令;如无标记表示时,是字指令。

2)SrC 表示源操作数(SrC1 和 SrC2 用来区分一条指令中的两个操作数)。

3)dst 是目的操作数。

4)r 是寄存器操作数,它一般用作计数器

5)num 是一个数,这就是立即数的值

6)CC 是一个条件码。

7)flag 是标志状态,C, Z,S,P 和 V 的组合

8)int 是向量中断(VI)和非向量中断(NVI)控制位的任意组合。

下面列出 Z8000 的九组指令:

1)输入和交换指令

2.8 压缩机的轴封

制冷压缩机的轴封是阻挡制冷剂沿出轴处外漏的重要部件。它的结构型式很多，按所设密封的对数可分为单端面和双端面两种。前者比较简单，使用也很普遍。

2.8.1 带滑动密封圈的单端面轴封

这种轴封实质上是一种机械摩擦轴封，如图 5.5.3-23 所示，共有 3 个密封面：

1）径向动密封面A，由转动摩擦环 5 与固定环 1 之间的两个互相紧贴的磨合面组成，其压紧力来自弹簧 9 和动环上的气体力。

2）径向静密封面B，是动摩擦环与滑动密封橡皮圈 6 端面间的静接合面，也靠弹簧 9 和气体力压紧。

3）轴向密封面 C，介于曲轴 4 与滑动密封圈 6 之间，阻挡冷剂沿轴向漏出。当曲轴在运转中发生轴向窜动时，密封圈 6 就在轴颈上相对滑移。因此，它需要一定的径向约束力，但又不能太大，一般都在密封圈的外周上加套一个紧圈 7 来解决。

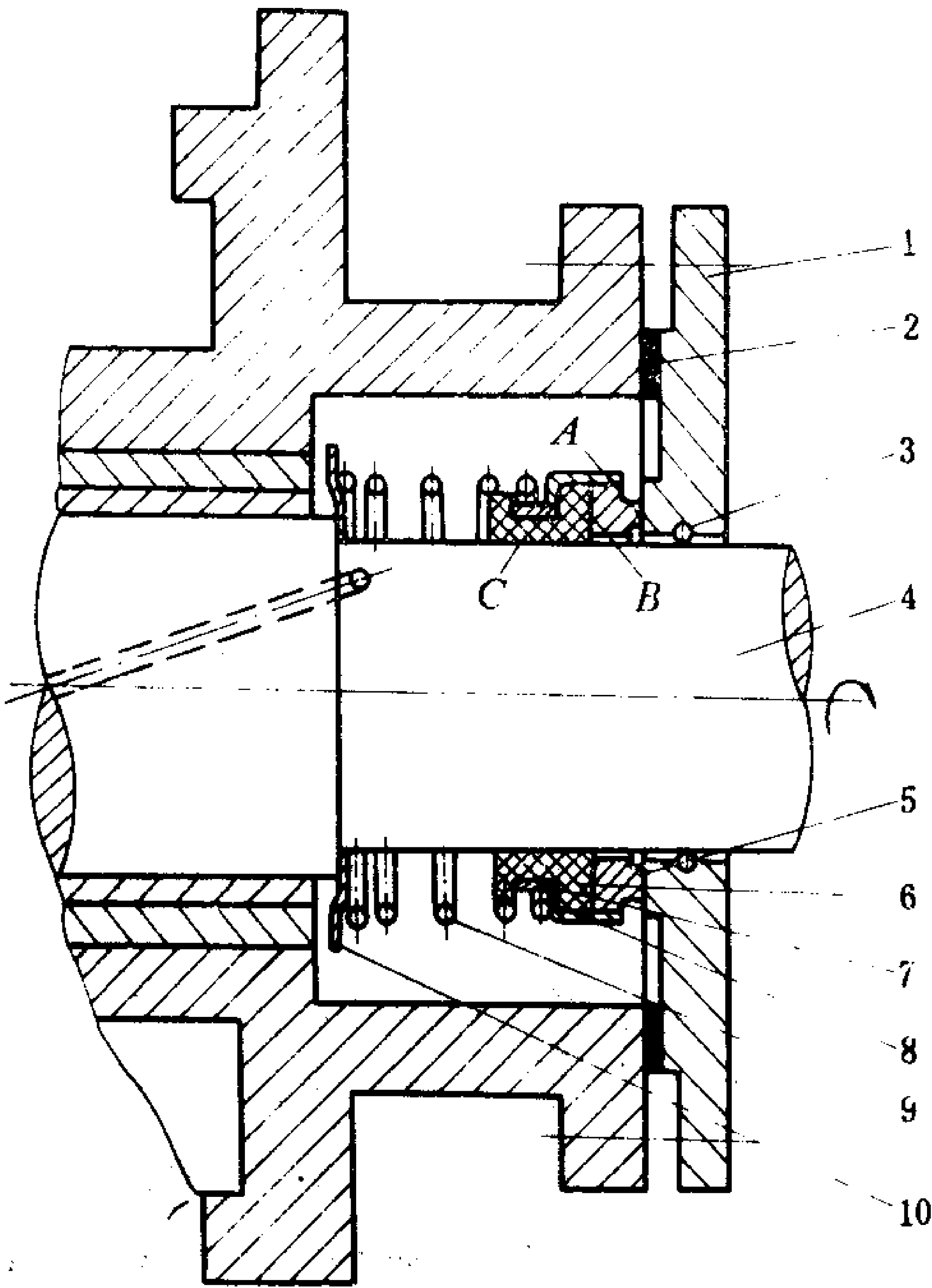


图 5.5.3-23 带滑动密封圈的单端面轴封

1-压盖（兼固定密封环）；2-垫片；3-密封圈；4-曲轴；5-动密封环；6-滑动密封圈；7-紧圈；8-钢圈；9-弹簧；10-弹簧座

图 5.5.3-24 是这种轴封的较新设计，应用在 8 FS 10 等型压缩机上。由图可见，滑动密封圈已被改成有较大自由伸缩量的带波纹的密封圈 4 。这样，轴的轴向窜动就可由波纹的伸缩来补偿，而轴向密封面C也就变成一个比较容易解决的静密封。

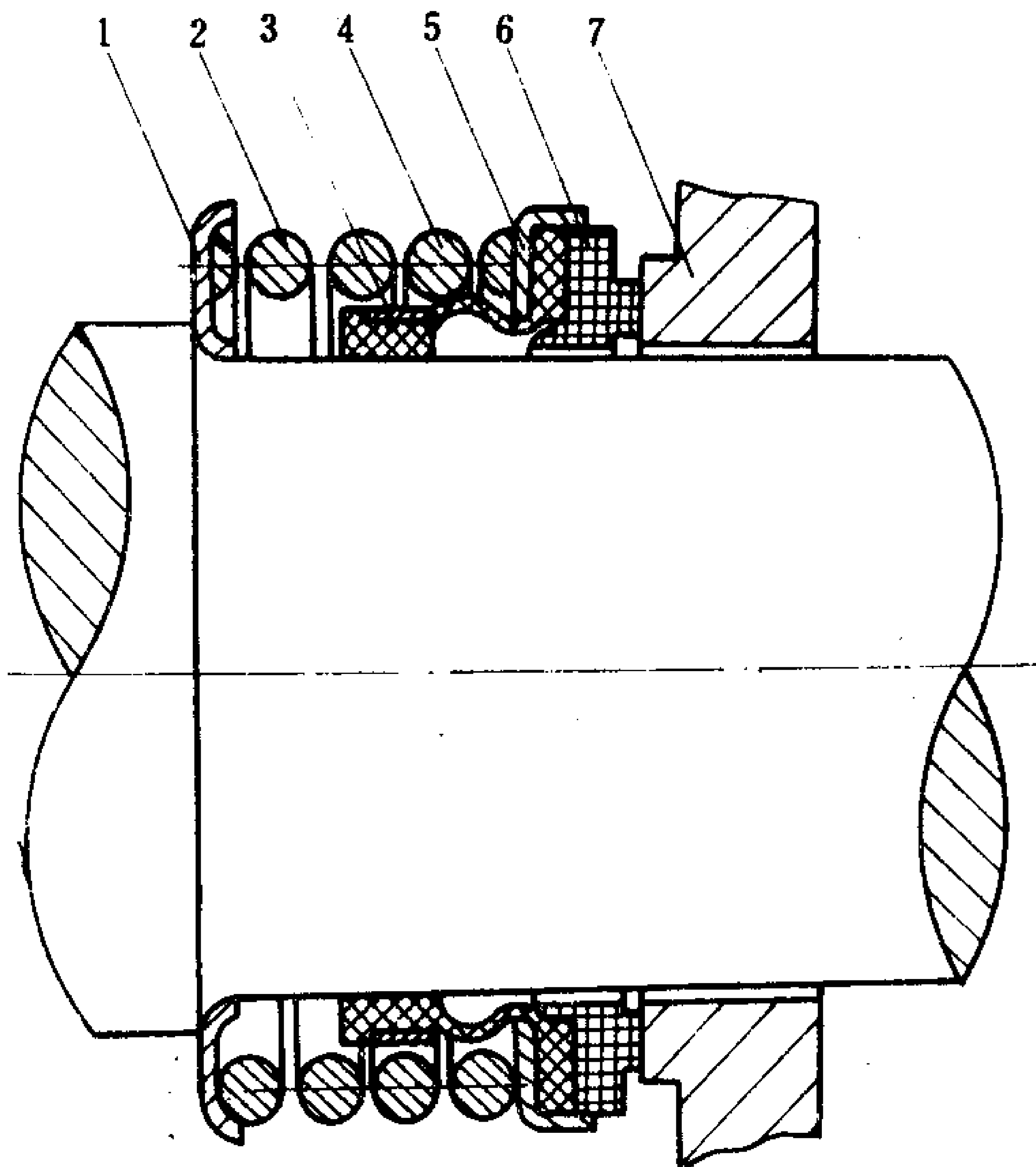


图 5.5.3-24 8 FS 10 型压缩机的轴封

1-弹簧座；2-弹簧；3-紧圈；4-波纹形橡皮圈；5-钢圈；6-转动摩擦环；7-压盖（兼作定环）

上述轴封都采用单个弹簧并与轴颈同心安装，这样的弹簧尽管两端经过磨平，但端面上各点的压力仍很难均匀，弹簧直径越大，不均匀性也越明显，从而影响密封工作。所以尺寸较大的轴封，往往采用多弹簧结构，如图 5.5.3-25所示。

2.8.2 带波纹管的单端面轴封

这种轴封常在小型氟利昂压缩机中使用，如图5.5.3-26所示。波纹管由黄铜轧制而成，具有较大的轴向伸缩量。它的一端焊接在压盖 8 上，另一端焊接在固定环 4 上。两环在弹簧力和气体力作用下相互紧压，构成相对移动的动密封面，减少了密封面的数目（转动摩擦环与曲轴间的密封是静密封），有利于提高轴封

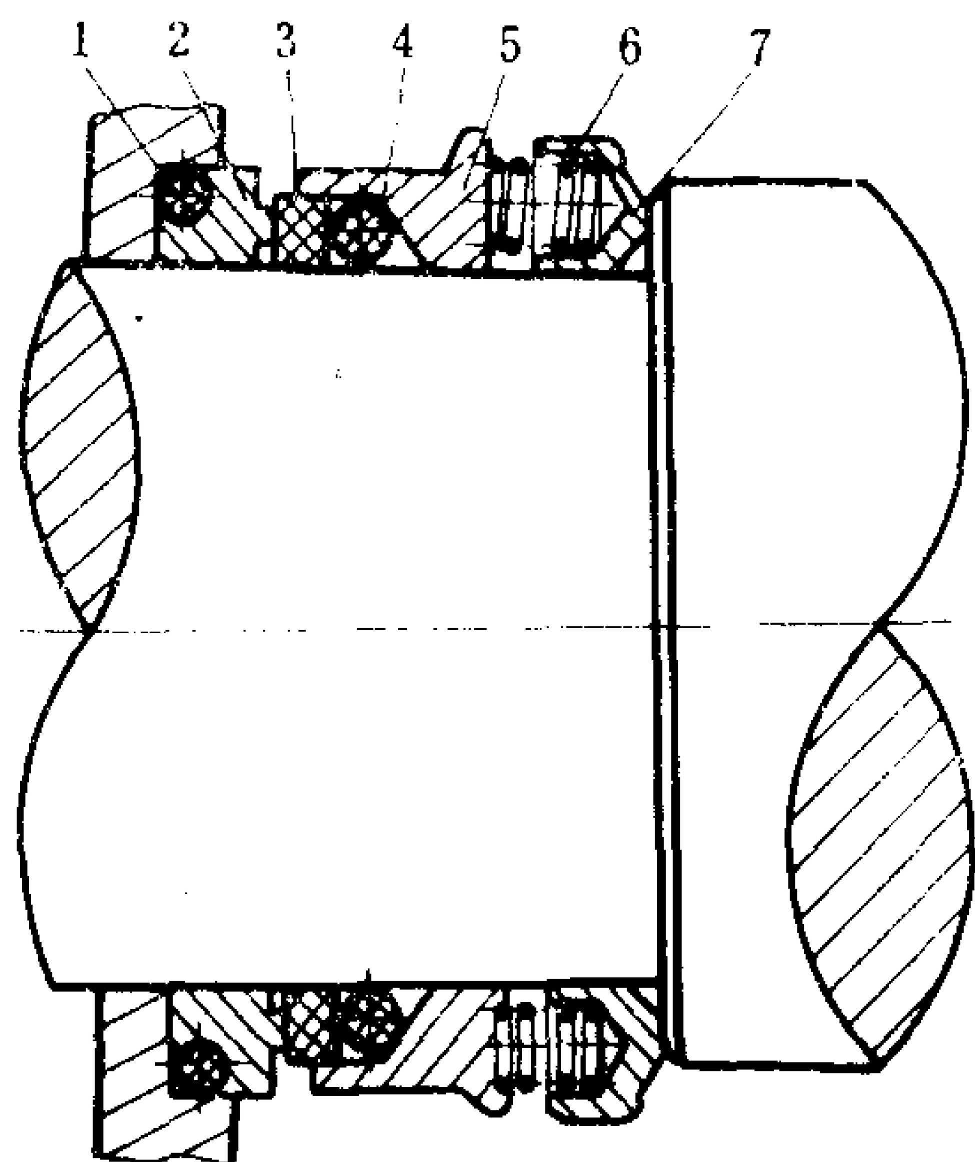


图 5.5.3-25　4 AV 17 型压缩机的轴封结构

1、4-密封圈；2-固定环；3-转动摩擦环；5-压圈；6-弹簧；7-弹簧座

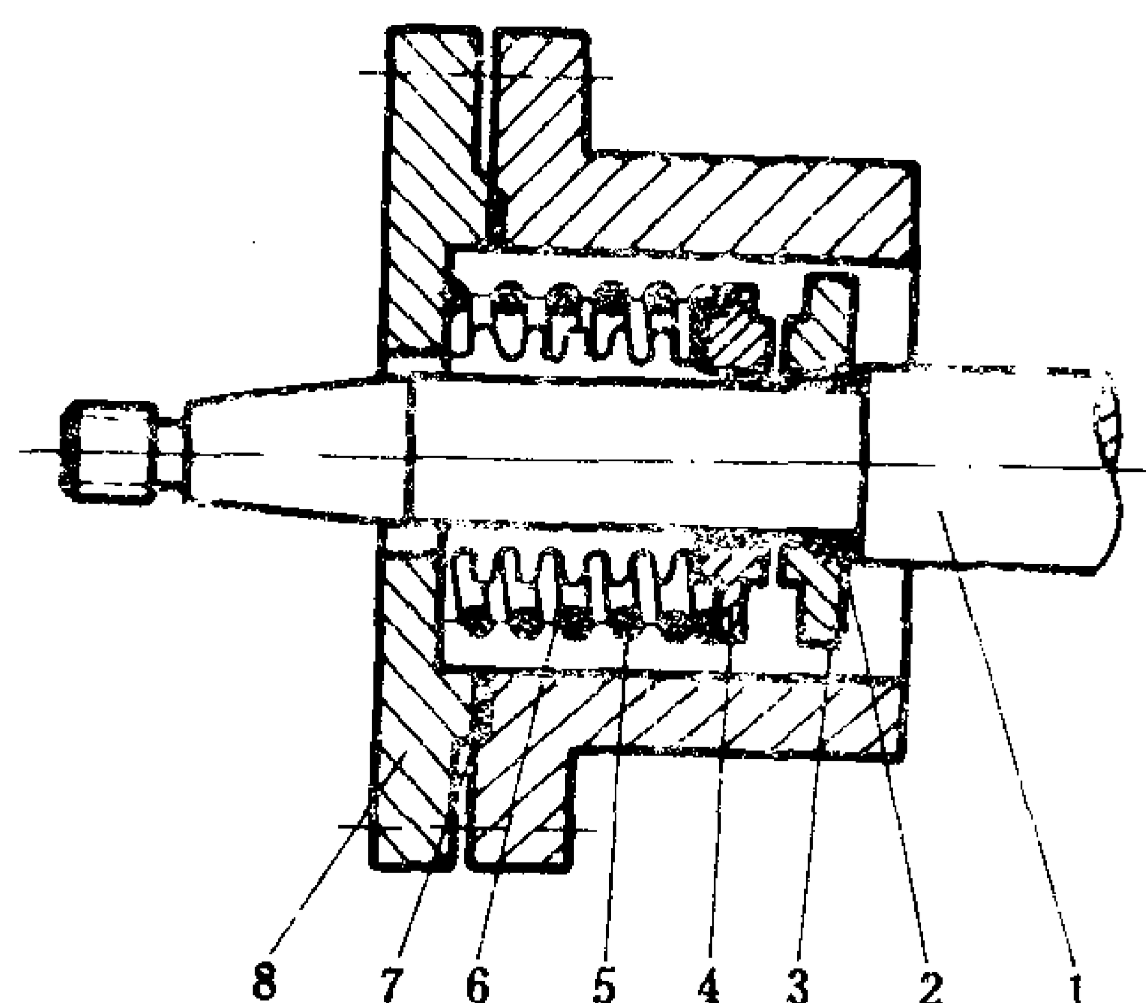


图 5.5.3-26　波纹管式轴封结构

1-曲轴；2-密封圈；3-转动摩擦环；4-固定环；5-弹簧；6-波纹管；7-垫片；8-压盖

质量。

2.8.3　双端面轴封

图 5.5.3-27 示出了膜片式双端面轴封结构。连轴器 1 借螺纹固定在轴上。凸缘 3 用螺丝 2 与连轴器 1 相连。另有一个钢制的密封环 4 借螺纹与凸缘 3 连接，并借键 5 与轴相连。当轴转动时，1、3、4 等件随轴一起转动。环形膜片 6 的外缘夹在曲轴箱与环 8 之间，另一环形膜片 7 则被环 8 和密封器盖 9 夹持。膜片 6、7 的内缘分别装有青铜环 10 和套筒 11。10 和 11 的左侧面与 4 的右侧面接触。润滑油经油管输入膜片 6、7 之间，然后沿通道 12 流出。当有油压作用时，膜片 6 的内缘有向左移动的趋势，以致环 10 的左侧面紧贴在密封环 4 的右侧面上；而膜片 7 受油压后，一面向右凸出，同时由于其右侧面被盖 9 上的凸起 13 顶住，其内缘反而向左移动，因而套筒 11 的左侧面也紧压在连轴器 4 的右侧面上。

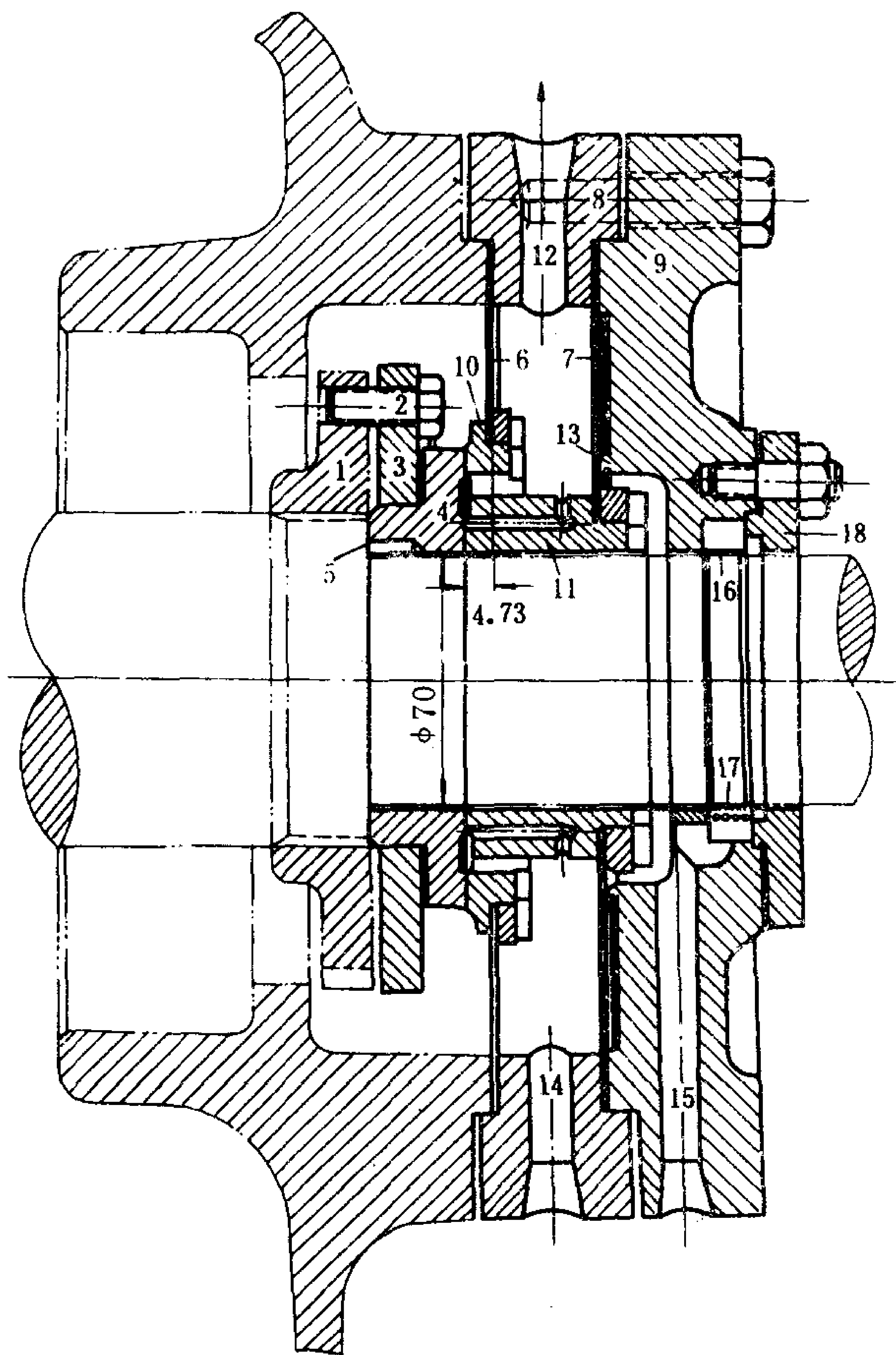


图 5.5.3-27　双端面膜片式轴封

1-联轴器；2-螺丝；3-凸缘；4-密封环；5-键；6、7-环形膜片；8-圆环；9-压盖；10-青铜环；11-套筒；12-滑油通道；13-凸起；14-泄油孔；15-泄油通道；16-挡油环；17-弹簧；18-压盖

当压缩机运转时，密封环 4 随轴转动， 6 、 7 、10、11 等件则固定不动。 4 与轴肩之间有铅垫圈造成密封，而 4 与 10、11 之间有环形接触面造成密封，因此曲轴箱内的制冷剂不会沿轴外泄。

为了减少摩擦件间的磨损和将摩擦热带出，在套筒 11 上开有油槽，以便滑油进入接触面形成油膜。泄油孔 14 平时用塞头塞住。通道 15 用来放泄膜片右面的存油。挡油环 16 和弹簧 17 用来避免润滑油沿轴外泄。

2.9 压缩机的典型结构和技术参数

2.9.1 多缸开式压缩机

这类压缩机的特点有：

(1)电动机和压缩机不直接连成一体，缸盖和缸体暴露在大气中，吸入蒸气过热少，K_e 值高，在低温下使用有良好的散热性能；

(2)检修方便，压缩机和电动机可单独更换；

(3)可用改变皮带传动比等方法，改变压缩机的制冷量；

(4)在无电力供应场合，可由发动机拖动工作，如某些冷藏集装箱制冷装置；

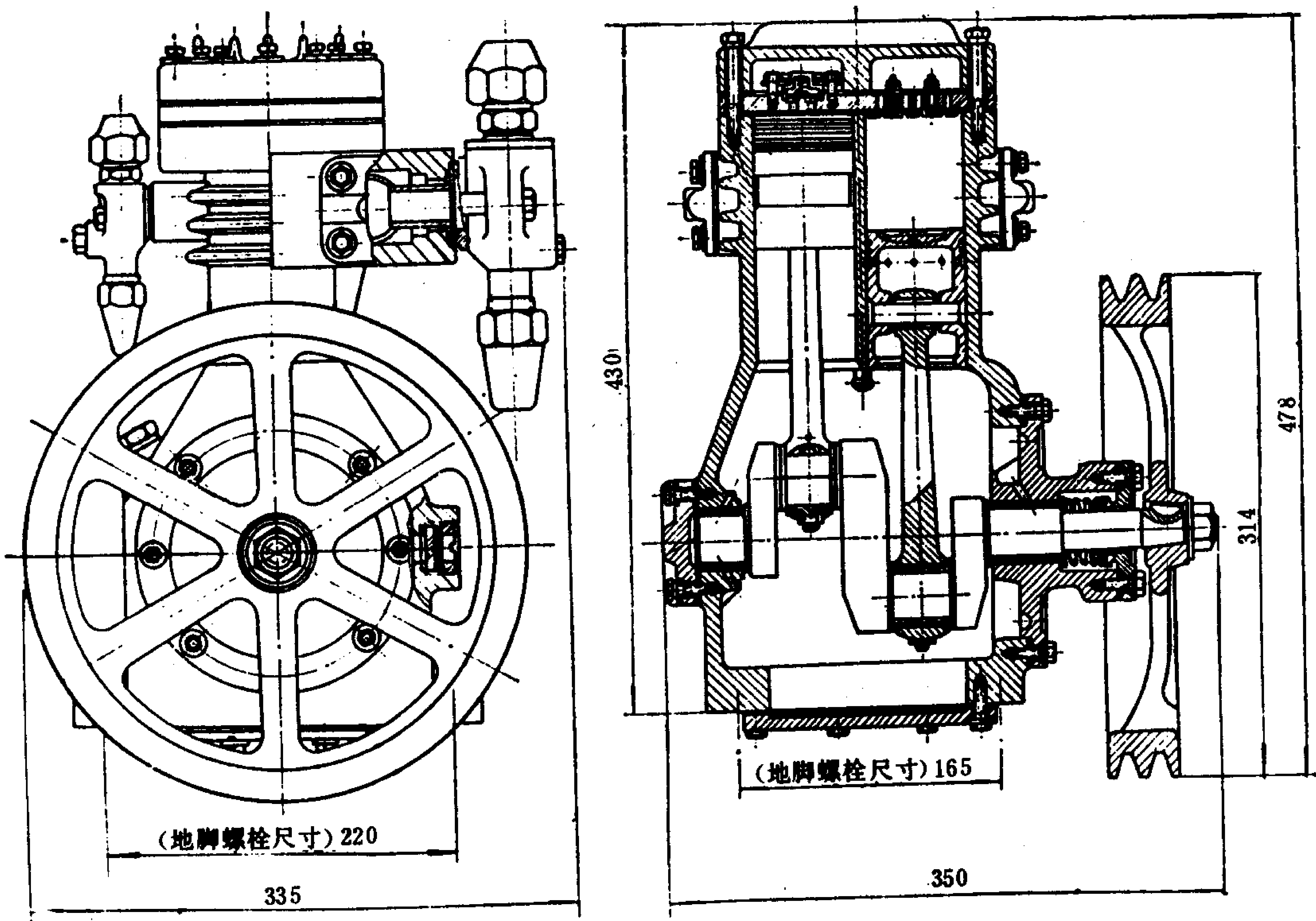


图 5.5.3-28 2F6.3 制冷压缩机

OTDR OTDRB	dst,src,r	输出、减量、重复	SOTDR SOTDRB	dst,src,r	特别输出、减量并重复
OTIR OTIRB	dst,src,r	输出、减量、重复	SOTIR SOTIRB	dst,src,r	特别输出、增量和重复
OUT OUTB		输出	SOUT SOUTB	dst,src	特别输出
OUTD OUTDB	dst ,src,r	输出并减量	SOUTD SOUTDB	dst,src,r	特别输出并减量
OUTI OUTIB	dst,src,r	输出并增量	SOUTI SOUTIB	dst,src,r	特别输出并增量

9)CPU 控制指令

指　令	操作数	指令名字	指　令	操作数	指令名字
COMFLG	flag	标志求补	LDPS	src	输入程序状态
DI	int	禁止中断	MBIT		多微处理器按位测试
MREQ		多微处理器请求	MSET		多微处理器置数
MRES		多微处理器复位	NOP		空操作
EI	int	允许中断	RESFLG	flag	复位标志
HALT		暂停	SETFLG	flag	置数标志
LDCTL LDCTLB	dst,src	输入控制寄存器			

表 5.5.3-9　开启式制冷压缩机基本参数（JB955—67）

类别	缸径 mm	行程 mm	缸数	NH₃ 转速 r/min	NH₃ 标准产冷量 ×1.163 kW	NH₃ 标准轴功率 kW	NH₃ 单位重量 kg/1.163 kW	R22 转速 r/min	R22 标准产冷量 ×1.163 kW	R22 标准轴功率 kW	R22 单位重量 kg/1.163 kW	R12 转速 r/min	R12 标准产冷量 ×1.163 kW	R12 标准轴功率 kW	R12 单位重量 kg/1.163 kW
I	50	40	2					1440	0.480	1.67	11.50	1440	0.299	1.138	18.40
			3					1440	0.720	2.49	10.0	1440	0.448	1.690	16.00
			4					1440	0.960	3.30	8.66	1440	0.598	2.24	14.20
			6					1440	1.440	4.93	7.08	1440	0.897	3.33	11.40
			8					1440	1.920	6.55	5.94	1440	1.196	4.44	9.50
II	70	55	2	1440	1.315	4.52	9.90	1440	1.262	4.35	10.30	1440	0.792	3.01	16.40
			3	1440	1.97	6.75	8.90	1440	1.894	6.50	9.25	1440	1.190	4.49	14.70
			4	1440	2.63	8.88	8.00	1440	2.52	8.54	8.30	1440	1.584	5.94	13.20
			6	1440	3.94	13.40	6.40	1440	3.79	12.90	6.55	1440	2.38	8.86	10.60
			8	1440	5.26	17.80	5.30	1440	5.05	17.10	5.54	1440	3.17	11.70	8.90
III	100	70	2	960	2.33	8.12	10.70	960	2.24	7.80	11.10	1440	2.10	7.98	11.90
			4	960	4.66	16.00	7.90	960	4.48	15.40	8.20	1440	4.20	15.7	8.75
			6	960	6.99	23.8	6.30	960	6.72	22.9	6.53	1440	6.30	23.5	7.00
			8	960	9.32	31.6	5.62	960	8.96	30.4	5.82	1440	3.40	31.1	6.25
IV	125	100	2	960	5.25	18.3	12.40	960	5.05	17.60	12.90	960	3.15	12.00	20.6
			4	960	10.50	36.1	9.10	960	10.10	34.7	9.45	960	6.30	23.6	15.20
			6	960	15.80	53.9	7.28	960	15.15	51.7	7.55	960	9.45	35.2	12.10
			8	960	21.0	71.2	6.50	960	20.2	68.5	6.74	960	12.60	46.7	10.80
V	170	140	2	720	11.00	36.4	15.80	720	10.60	35.1	16.40	720	6.60	24.0	26.3
			4	720	22.0	71.9	11.60	720	21.2	69.3	12.00	720	13.20	47.0	19.30
			6	720	33.0	107.1	9.30	720	31.8	103.3	9.65	720	19.80	70.7	15.50
			8	720	44.0	142.0	8.30	720	42.4	137.0	8.60	720	26.40	93.6	13.80

```
CP 0000 0111B
JP Z, WAITK
HALT
```

程序中 KBDOT 和 KBDIN 是输出端口和输入端的设备号。按键位置判定程序流程图见图 8.2.7—3。对应的程序如下：

```
FROW:LD B,00
     LD C,1111 1110B
     LD D, 03
     LD A,C
     OUT (KBDOT),A
     RLCA
     LD C,A
     IN A,(KBDIN)
     AND 00000111B
     CP 00000111B
     JP NZ,FCOL
     LD A,B
     ADD A,03
     LD B,A
     DEC D
     JP NZ,FROW
     JP DONE
FCOL:RRA
     JP NC,RIGHT
     INC B,
     JP FCOL
DONE:  JP DONE
RIGHT:  JP RIGHT
```

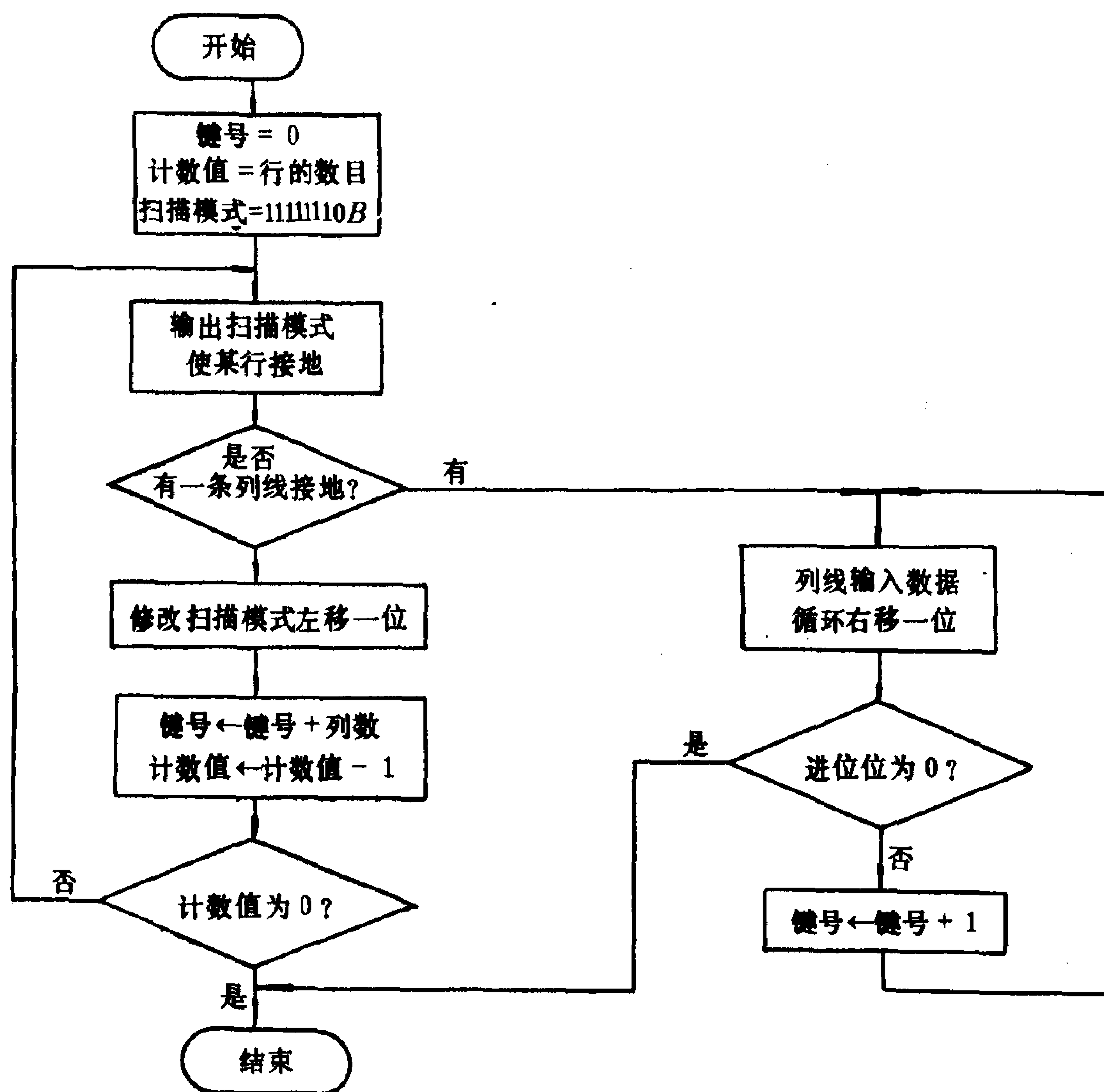


图 8.2.7—3　判定按键号程序流程图

1.2.2　线反向法键盘(LiNE—reversal)

使原来是输入的那些线变为输出，输出的那些变为输入。然后读取并检查数据寄存器的全部内容(行线和列线上内容)组成键识别码。

1.3　编 码 键 盘

编码键盘是由硬件实现键盘编码。键盘多采用矩阵排列，并且需要一个扫描编码器或用扫描程序，见图 8.2.7—4 示出了扫描编码器识别键的工作原理。它用计数器的高 3 位和低 3 位分别对列译码器和行译码器(8 中取 1)进行扫描(其原理同非编码键盘扫描)。当有键按下时，键将输出一个脉冲信号，以中断方式由 CPU 取走计数器中的值，该值是对应于键的 ASC11 码

值，它存放在 ROM 中。同时，为保证 CPv 可靠取数，应立即停止计数器计数，待 CPU 以 ROM 读取键 ASC11 码值后，计数器才重新计数扫描键盘。

图 8.2.7—4 带 ROM 的硬件扫描键盘

2 盒式磁带机

在微型计算机系统中常用录音机（盒式磁带机）作为外存储器。利用录音磁带作为串行通讯设备，记录 CPU 送来的二进制信息，或把记在磁带上的信息读出。因此，微型计算机与磁带机要通过串行接口电路连接。

2.1 用盒式磁带机记录 0 和 1 的标准（KC 标准）

1）用 8 个周期的 2400Hz 信号表示逻辑 1；

2）用 4 个周期的 1200Hz 信号表示逻辑 0；

3）一个字符组成格式：一个逻辑 0 的起始位，7 或 8 个数据位、2 个或更多的逻辑 1 表示停止位；

4）7 个 ASC11 码数据位，串行传送时，低位在先，高位在后；

5）整个文件（由若干记录组成）开头有 30s 以上的空闲位“1”作为导引段，末尾至少有 5s 的空闲位作结尾段；

6）数据速率为 300 波特（即每位宽 3.33ms）；

7）数据块的格式内容未作规定。

这种记录方式记录 0 和 1 的信号见图 8.2.7—5。

续上表

型式	t_k ℃	Q_o/P_e ×1.163 W/kW							
		t_o=5℃	±0	−5	−10	−15	−20	−25	−30
P63	+20	182000/18.5	150000/19.4	121000/19.8	96000/19.8	75000/18.0	57000/16.7	42000/14.9	32000/13.1
	+25	175000/22.2	145000/22.8	118000/22.2	92000/21.6	72000/19.8	54000/18.3	39000/16.2	
	+30	171000/25.7	140000/25.7	111000/24.7	87000/23.4	68000/21.7	50000/19.8		
	+40	158000/33.4	126000/31.5	101000/30.1	78000/27.5	59000/24.8			
P83	+20	242000/24.8	200000/26.0	162000/26.4	128000/26.4	100000/24.0	76000/22.4	56000/20.0	44000/17.4
	+25	234000/29.6	194000/30.4	158000/29.6	122000/28.8	96000/26.4	72000/24.4	52000/21.6	
	+30	228000/34.4	188000/34.4	152000/33.0	116000/31.2	92000/28.8	68000/26.0		
	+40	212000/44.4	168000/42.0	134000/40.0	104000/36.8	80000/33.2			
P123	+20	364000/37.0	300000/38.8	242000/39.6	192000/39.6	150000/36.0	114000/33.4	84000/29.8	64000/26.2
	+25	350000/44.4	290000/45.8	236000/44.4	184000/43.2	144000/39.6	108000/36.6	78000/32.4	
	+30	342000/51.4	280000/51.4	222000/49.4	174000/46.8	136000/43.4	100000/39.6		
	+40	316000/66.8	252000/63.0	202000/60.2	156000/55.0	118000/49.6			

注：适用于R717单级压缩机，n=1450 r/min，无液体过冷和气体过热。

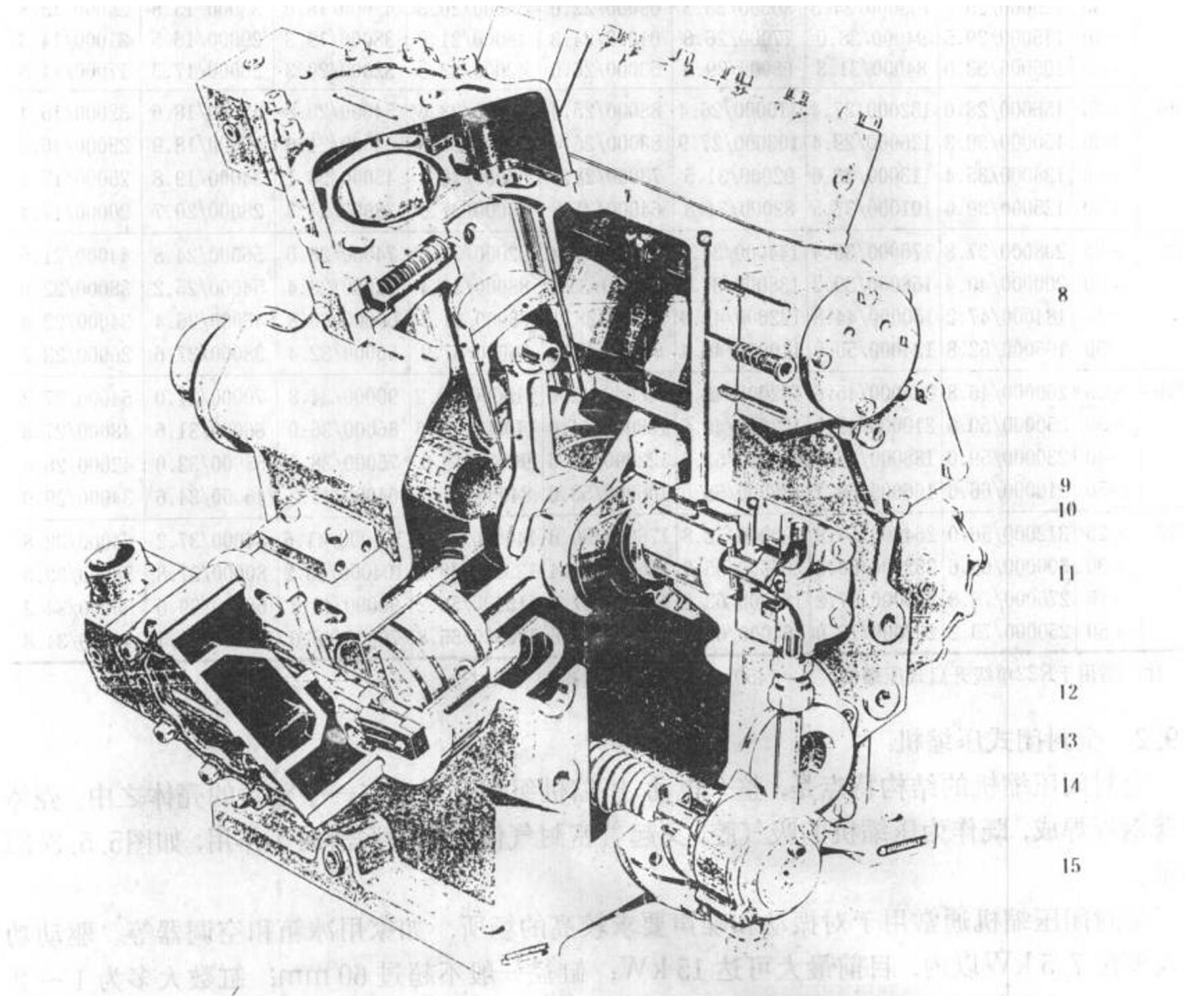


图 5.5.3-30 STAL-P型制冷压缩机剖面图

1-排气阀片；2-吸气阀片；3-吸入滤器；4-连杆；5-活塞销；6-缸衬；7-能量控制和起动卸载滑阀；8-铝合金活塞；9-曲轴；10-主轴承；11-可逆转的油泵；12-供两压缩机并联时使用的滑油平衡管接头；13-视油镜；14-滑油吸入滤器；15-油加热器；

表 5.5.3-11　STAL-P型压缩机制冷量和所耗功率

型式	t_k ℃	Q_o/P_e ×1.163 W/kW							
		t_o=＋5℃	±0	－5	－10	－15	－20	－25	－30
P2	+25	52000/9.4	44000/9.1	36000/8.7	30000/8.5	23000/7.8	18000/7.0	14000/6.2	11000/5.4
	+30	50000/10.1	42000/9.8	34000/9.3	28000/8.8	22000/8.1	17000/7.2	13000/6.3	10000/5.5
	+40	46000/11.8	38000/11.2	31000/10.5	24000/9.5	19000/8.7	15000/7.7	11000/6.6	8000/5.7
	+50	42000/13.2	34000/12.5	27000/11.6	21000/10.6	17000/9.3	13000/8.1	9000/6.9	7000/5.8
P3	+25	78000/14.0	66000/13.7	55000/13.2	44000/12.5	35000/11.8	27000/10.4	21000/9.3	16000/8.2
	+30	75000/15.2	63000/14.7	52000/14.0	42000/13.2	33000/12.2	26000/10.8	20000/9.5	15000/8.3
	+40	69000/17.7	57000/16.8	46000/15.8	37000/14.8	29000/13.1	23000/11.6	17000/9.9	13000/8.6
	+50	63000/19.8	51000/18.8	41000/17.4	32000/15.9	25000/14.0	19000/12.2	14000/10.4	10000/8.7
P4	+25	104000/18.8	88000/18.2	72000/17.4	60000/17.0	46000/15.6	37000/14.0	28000/12.4	22000/10.8
	+30	100000/20.2	84000/19.6	69000/18.6	55000/17.6	44000/16.2	36000/14.4	27000/12.6	19000/11.0
	+40	92000/23.6	75000/22.4	61000/21.0	49000/19.0	39000/17.4	30000/15.4	23000/13.2	17000/11.4
	+50	83000/26.4	67000/25.0	55000/23.2	43000/21.2	33000/18.6	25000/16.2	19000/13.8	13000/11.6
P5	+25	130000/23.4	112000/22.8	91000/21.9	74000/21.0	58000/19.6	45000/17.4	35000/15.5	27000/13.6
	+30	125000/25.3	105000/24.5	86000/23.3	69000/22.0	55000/20.3	43000/18.0	33000/15.8	24000/13.8
	+40	115000/29.5	94000/28.0	77000/26.3	61000/24.3	48000/21.8	38000/19.3	29000/16.5	21000/14.3
	+50	105000/33.0	84000/31.3	68000/29.0	53000/26.5	42000/23.3	32000/20.3	23000/17.3	17000/14.5
P6	+25	156000/28.0	132000/27.4	110000/26.4	88000/25.0	70000/23.6	54000/20.8	42000/18.6	32000/16.4
	+30	150000/30.3	126000/29.4	103000/27.9	83000/26.4	66000/24.3	52000/21.6	40000/18.9	29000/16.5
	+40	138000/35.4	113000/33.6	92000/31.5	73000/28.5	58000/26.1	45000/23.1	34000/19.8	25000/17.1
	+50	125000/39.6	101000/37.5	82000/34.8	64000/31.8	50000/27.9	38000/24.3	28000/20.7	20000/17.4
P8	+25	208000/37.8	176000/36.4	144000/34.8	120000/34.0	92000/31.2	74000/28.0	56000/24.8	44000/21.6
	+30	200000/40.4	168000/39.2	138000/37.2	110000/35.2	88000/32.4	72000/28.4	54000/25.2	38000/22.0
	+40	184000/47.2	150000/44.8	122000/42.0	98000/38.0	78000/34.8	60000/30.8	46000/26.4	34000/22.8
	+50	166000/52.8	134000/50.0	110000/46.4	86000/42.4	66000/37.2	50000/32.4	38000/27.6	26000/23.2
P10	+25	260000/46.8	224000/45.6	182000/43.8	148000/42.0	116000/39.2	90000/34.8	70000/31.0	54000/27.2
	+30	250000/50.6	210000/49.0	172000/46.6	138000/44.0	110000/40.6	86000/36.0	66000/31.6	48000/27.6
	+40	230000/59.0	188000/56.0	154000/52.6	122000/48.6	96000/43.6	76000/38.6	58000/33.0	42000/28.6
	+50	210000/66.0	166000/62.2	136000/58.0	106000/53.0	84000/46.6	64000/41.2	46000/34.6	34000/29.0
P12	+25	312000/56.0	264000/54.8	220000/52.8	176000/50.0	140000/47.2	108000/41.6	84000/37.2	64000/32.8
	+30	300000/60.6	252000/58.8	206000/55.9	166000/52.4	132000/48.6	104000/43.2	80000/37.8	58000/33.0
	+40	276000/70.8	226000/67.2	184000/63.0	146000/57.0	116000/52.2	90000/46.2	68000/39.6	50000/34.2
	+50	250000/79.2	202000/75.0	164000/69.6	128000/63.6	100000/55.8	76000/48.6	56000/41.4	40000/34.8

注：适用于R22单级开启式压缩机，n=1450 r/min无液体过冷和气体过热。

2.9.2 全封闭式压缩机

全封闭压缩机的结构特点是，整个电动-压缩机组完全封闭在一个密封的壳体之中。壳体由薄钢板焊成，既作为压缩机的吸气腔，又起着密封气体和贮藏润滑油等作用，如图5.5.3-31所示。

全封闭压缩机通常用于对振动和噪声要求较高的场所，如家用冰箱和空调器等。驱动功率大多在 7.5 kW以内，目前最大可达 15 kW；缸径一般不超过 60 mm；缸数大多为 1 ～ 2 个，3 ～ 4 个的极少。二缸机有的以 90°夹角作V字形布置，(但也有作一列布置的)，平衡性好，但起动转矩较大，一转中的负荷变化幅度亦大，电动机效率较低。

全封闭式压缩机大多采用二极电动机，主轴一般作成立式布置，以便采用简单而可靠的离心式泵油机构来供应润滑油。在立轴式压缩机中，电动机往往置于上方，这样可使油泵的

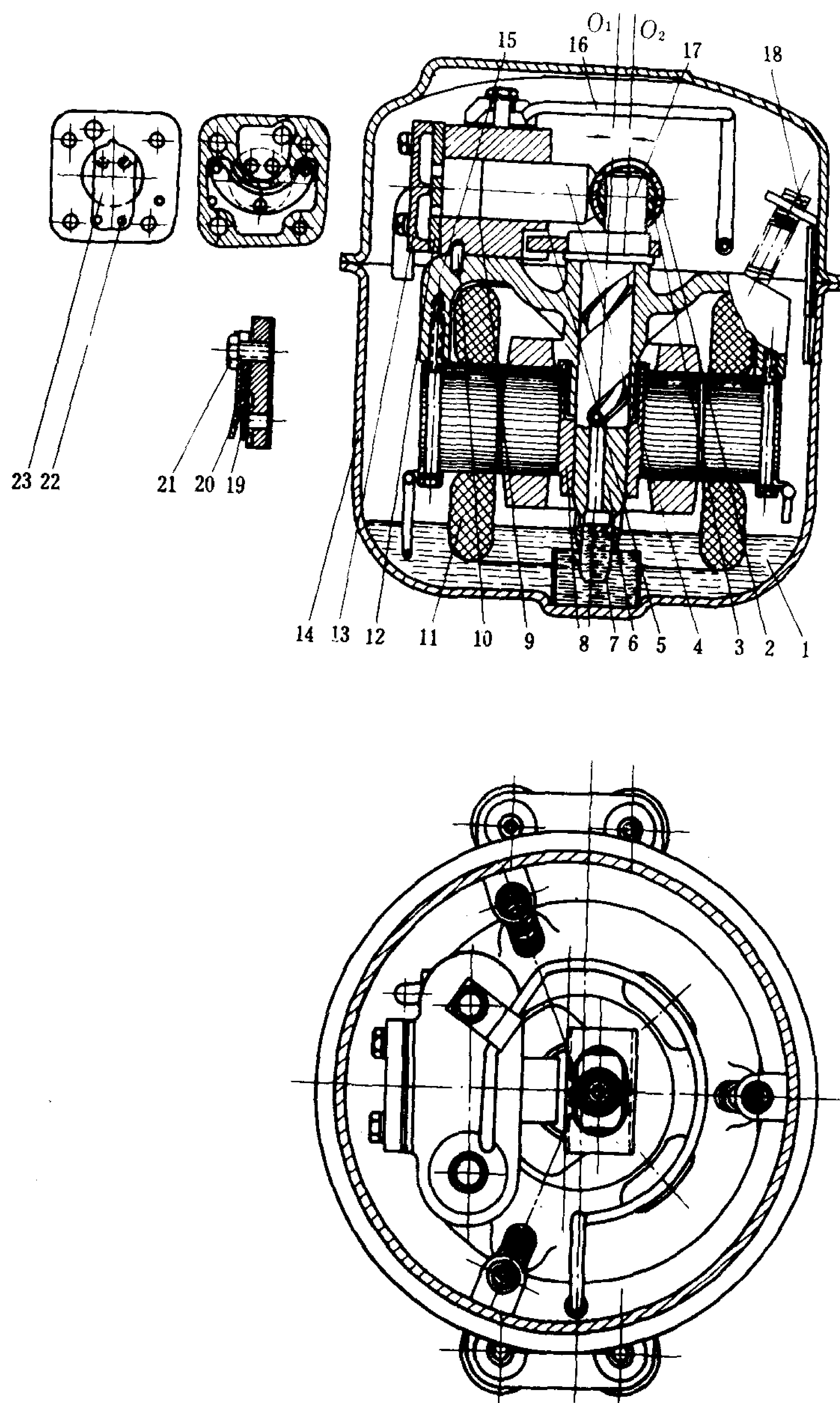


图 5.5.3-31 曲柄滑管式全封闭压缩机构造

1-润滑油；2-导管；3-滑块；4-活塞；5-平衡块；6-曲轴；7-吸油管；8-转子套；9-气缸；10-气缸定位销；11-电动机；12-阀座；13-气缸盖；14-封闭壳；15-机架；16-排气管；17-曲柄销；18-消振吊簧；19-排气阀片；20-限制板；21-螺栓；22-阀片销；23-吸气阀片；O_1-主轴中心线；O_2-曲柄销中心线

供油高度降低，也便于低温蒸气对电动机的冷却。电机轴端可安装叶轮式气液分离器，以防止压缩机吸入过多液体，并可搅动壳体内的蒸气，以利散热。

在小型单缸全封闭压缩机中，除曲柄连杆机构外，滑管式机构也得到了广泛应用。这时，为了减少活塞与气缸间的侧压力，改善起动性能，气缸中心线与曲轴中心线之间往往存在着一定的偏心距e(0.75 mm～4 mm)。但滑块与导管间有较大的比压，加上曲柄的悬臂形式，因此不能用于较大和缸数较多的机型中。表 5.5.3-12 列出V792A全封闭式压缩机的基本参数，表 5.5.3-13 则列出全封闭式压缩机的基本参数。

表 5.5.3-12　**V792A全封闭式制冷压缩机技术参数**

名　　称	数　　值
制冷量　W	97
输入功率　W	94
制冷剂	R12
润滑油	壳牌 929
充油量　mL	220
气缸直径×活塞行程　mm	20.6×13.2
气缸数	1
转速　r/min	2850
电源	单相交流 220 V 50 Hz
电流	运转电流 0.64 A起动电流 8 A
排气量　cm^3	4.4
测试工况	
蒸发温度　℃	−23.3
冷凝温度　℃	55
环境温度　℃	32
吸气温度　℃	32
过冷温度　℃	32

表 5.5.3-13　**全封闭活塞式压缩机基本参数**（JB2941—81）

类型	制冷剂	缸　径 mm	行　程 mm	缸　数	转　速 r/min	名义制冷量 kW	配用电机功率 kW
高温用	R-22	40	25	1	2820	4.07	1.1
				2	2880	8.37	2.2
				3		12.56	3
				4		16.74	4
		50	30	1		7.91	2.2
				2		15.81	4
				3		23.72	5.5
				4		31.63	7.5
低温用	R-22	40	25	1	2820	2.09	1.1
				2	2880	4.30	2.2
				3		6.45	3
				4		8.60	4
		50	30	1		4.07	2.2
				2		8.14	4
				3		12.21	5.5
				4		16.28	7.5

续上表

类型	制冷剂	缸 径 mm	行 程 mm	缸 数	转 速 r/min	名义制冷量 kW	配用电机功率 kW
低温用	R-12	40	25	1	2820	1.28	0.75
				2		2.56	1.5
				3	2880	3.94	2.2
				4		5.26	3
		50	30	1	2820	2.46	1.1
				2		5.02	2.2
				3	2880	7.53	3
				4		10.05	4
低温用	R-502	40	25	1	2820	2.12	1.1
				2	2880	4.35	2.2
				3		6.52	3
				4		8.70	4
		50	30	1		4.12	2.2
				2		8.23	4
				3		12.35	5.5
				4		16.47	7.5

2.9.3 半封闭式压缩机

半封闭压缩机的结构如图 5.5.3-32 所示。它是一种由电机侧进气，并使电机和压缩机直

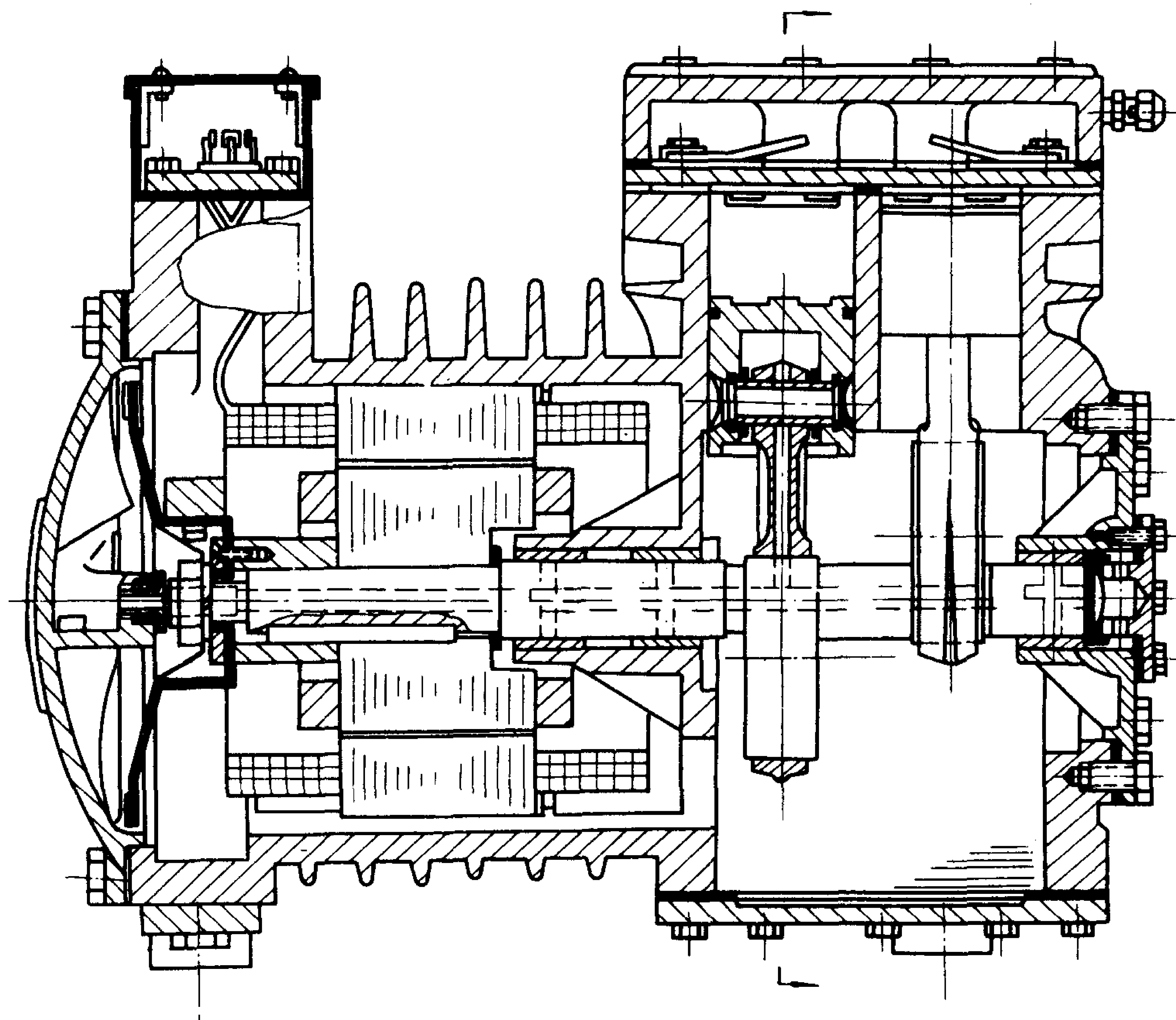


图 5.5.3-32　2 FL 5 BA型半封闭式压缩机剖面图

联的封闭机组。它没有轴封，比开启式紧凑，但又不像全封闭式那样难于拆卸。它的电机壳和压缩机壳外露，散热情况比全封闭式好。

半封闭压缩机的额定功率一般在 2 ～45 kW之间，个别达 90 kW以上。

电动机除用吸入的低压蒸气冷却外，有时还在绕组外侧用空气冷却，或在电机外壳水套中引入冷却水冷却。用低温蒸气冷却，可在高温工况下，使电机获得强烈的冷却而有较大的承载能力，因而可以减小电机的尺寸和质量，所以为 1.5 kW以上的半封闭式压缩机所常用。

2FL5BA型半封闭制冷压缩机的吸入蒸气，只经过气缸体上的吸气腔避免了与电动机接触时的加热，有利于压缩机输气系数的提高。为了将吸入气体中的滑油分出，在气缸体与吸气截止阀相通的凸座内设一空间，空间下部开有一个 3 mm的小孔与曲轴箱相通，使分离出来的滑油流回曲轴箱。压缩机的吸气阀和排气阀装在一块阀板上，二者均为簧片阀。曲轴为偏心轴结构。

润滑是用电机侧的甩油盘将下部积油甩出，使之下落在轴线附近的贮油池中，然后借曲轴旋转时的离心作用，将油吸入并送向各轴承。

2 FL5BA型等国产半封闭压缩机的技术参数列于表5.5.3-14，使用条件列于表5.5.3-15。

表 5.5.3-14　　国产半封闭制冷压缩机和技术参数

项目 / 参数 / 型号	缸径×程 mm	缸数	转速 r/min	排量 m^3/h	制冷量 kW 名义(标准)[2]			润滑			电机		质量 kg	制造厂
					R 12	R 22	R 502	油号	充量 (L)	方式	电压 V	功率 kW		
S 31-(A)①	47.6×39.2	2	1450	12.1	3.49	5.35	2.62	25* 冷冻机油	1.25	飞溅(可逆)泵	3-380 50～或60～	2.2	60	沈阳第一冷冻机厂
S 41(A)	54×37	2		14.7	4.30	6.74	3.60		1.85			3	89	
S 51(A)	54×46	2		18.4	5.58	8.72	4.65		1.85			3.7	92	
S 81	64×48	2		26.9	8.14	12.44	6.16		3.5			5.5	134	
S 101(A)	64×64	2		35.8	11.05	17.44	9.30		3.5			7.5	136	
S 151(A)	64×64	3		53.7	15.81	25.35	14.42		4.8			10.5	183	
200 FSV_2	44.5×27	2	1430	7.21	1.98	3.02	0.81	HD25冷冻机油	1.1	油	3-380	1.5	52	泰州商业机械厂
300 FSV_2	52×27	2		9.84	2.79	4.30	1.27		1.1			2.2	57	
400 FSV_2	52×38	2		13.85	3.84	6.28	1.86		1.1			3.0	62	
503 FSV_2	62×36	2		18.65	5.23	8.37	2.44		2.2			3.75	93	
755 FSV_2	62×52	2		26.94	7.68	12.8	3.49		3.1		·	5.5	105	
2 FL 5 BA			1649		(4.24)							1.59		

1）(A)可用于风冷；2）名义制冷工况对S型机为：$t_k=30$，$t_0=-15$（R 12，R 22）或-30℃（R 502）；对FSV型机为：$t_k=35$，$t_{sk}=30$，$t_0=-15$（R 12，R 22）$t_0=-40$℃（R 502）

表 5.5.3-15　　国产半封闭制冷机使用条件

项目 / 机型	蒸发温度℃ R 12	蒸发温度℃ R 22	蒸发温度℃ R 502	冷凝温度 ℃	最大压力比	排气温度 ℃	吸气过热度 ℃	最高油温 ℃	环境温度 ℃
S 31-S 151	+5～−20	−5～−20	−20～−40	30～45(水) 30～55(风)	<15	<135	<30	<80	5～35
200 FSV_2 | 755 FSV_2	5～−30	−5～−20	−15～−45	30～45	<12	<130 <120(R 12)	5～40	<70 (箱面)	5～40
2 FL 5 BA	10～−30	10～−30	−5～−45	65(R 12) 55(R 22) 46(R 502)		<150 <130 (R 12)			

国产半封闭制冷压缩机的基本参数列于表 5.5.3-16。

表 5.5.3-16　　　　半封闭式制冷压缩机基本参数　(JB955—67)

类别	缸径 mm	行程 mm	缸数	R22		R12	
				转速 r/min	标准产冷量 ×11.63 kW	转速 r/min	标准产冷量 ×11.63 kW
I	50	40	2	1440	0.430	1440	0.274
			3	1440	0.646	1440	0.412
			4	1440	0.861	1440	0.549
			6	1440	1.290	1440	0.824
			8	1440	1.720	1440	1.098
I	70	55	2	1440	1.220	1440	0.775
			3	1440	1.830	1440	1.160
			4	1440	2.44	1440	1.550
			6	1440	3.66	1440	2.32
			8	1440	4.88	1440	3.10
II	100	70	2	960	2.15	1440	2.04
			4	960	4.30	1440	4.08
			6	960	6.45	1440	6.13
			8	960	8.60	1440	8.17

2.9.4 单机双级式压缩机

这是单级机的一种变型，即将单级多缸机的气缸，分成高、低压两组，组成双级机使用。

图 5.5.3-33 所示的 2 / 6 ASJ17型压缩机即是8AS17变型的一个实例。其中低压级有 6 个气缸，高压级有 2 个气缸，缸径均为 170 mm。

对单机双级压缩机应注意下列各点：

(1)要设法使与曲轴箱相隔离的吸气腔中的积油能流回曲轴箱。

(2)当曲轴箱中的压力为低压蒸发压力时，要注意保证高压缸活塞、连杆、轴承等的承载能力。还要注意保证润滑油泵向各工作表面的供油量(油压)。为此，有时要通过中间齿轮来传动润滑油泵，以降低油泵位置，保证油泵的吸入高度。

(3)在半封闭式压缩机中，为使内置电动机能得到吸入蒸气的足够冷却，应使曲轴箱处于中间压力下运行。

3　回转式制冷压缩机

3.1　概述

回转式制冷压缩机是一种工作部件作回转运动的容积式压缩机。气体的压缩是通过压缩机中的一个或几个转子在气缸里的旋转运动来实现的。因此，它没有往复运动机构，一般也没有气阀，零部件少，结构简单、紧凑，操作简便、维修周期长。

回转式压缩机平衡性好，转速高，排气脉动小，适合在移动式制冷装置中使用。但也有空气动力噪声高，主要零部件的加工、检验复杂以及效率较低等缺点。属于回转式制冷压缩机的主要有螺杆式、叶片式和滚动转子式等几种。

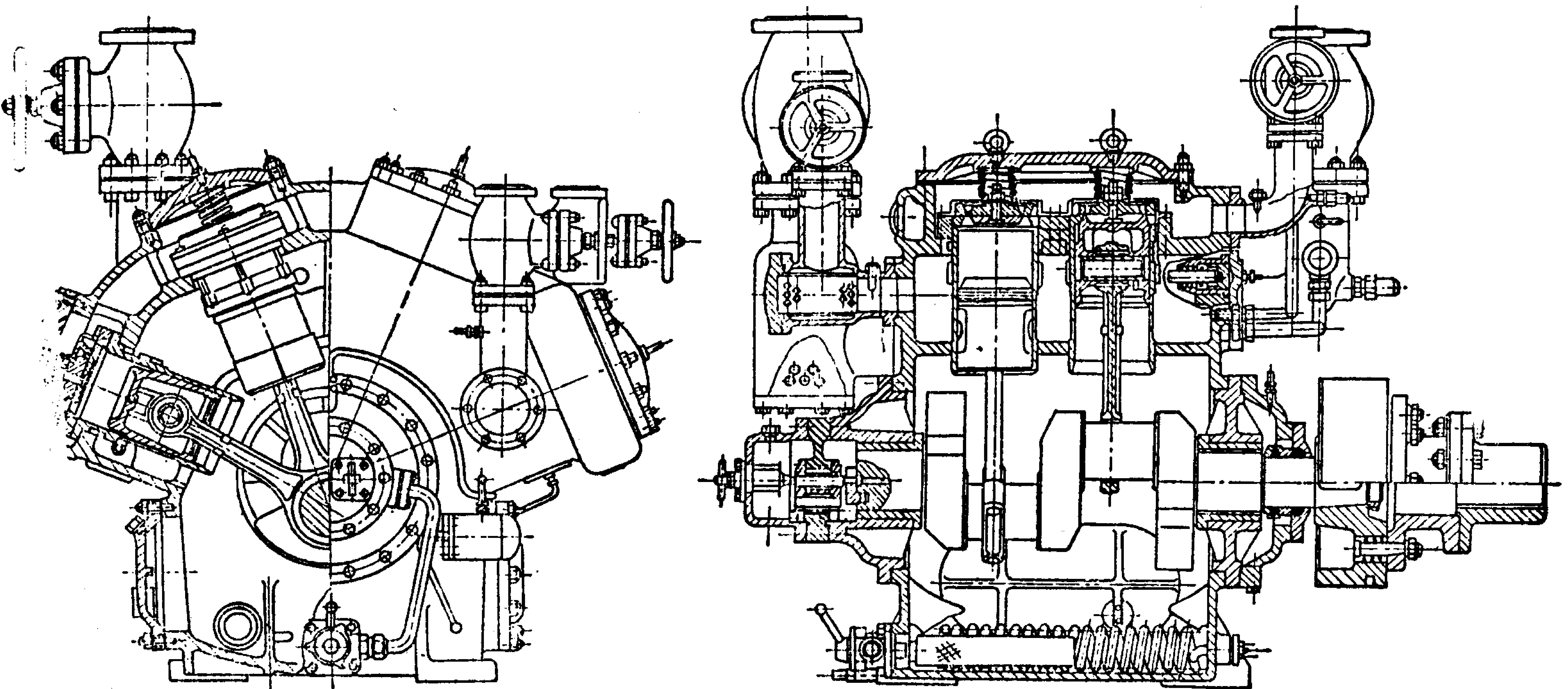


图 5.5.3-33　2/6 ASJ 1 7 单机双级压缩机剖面图

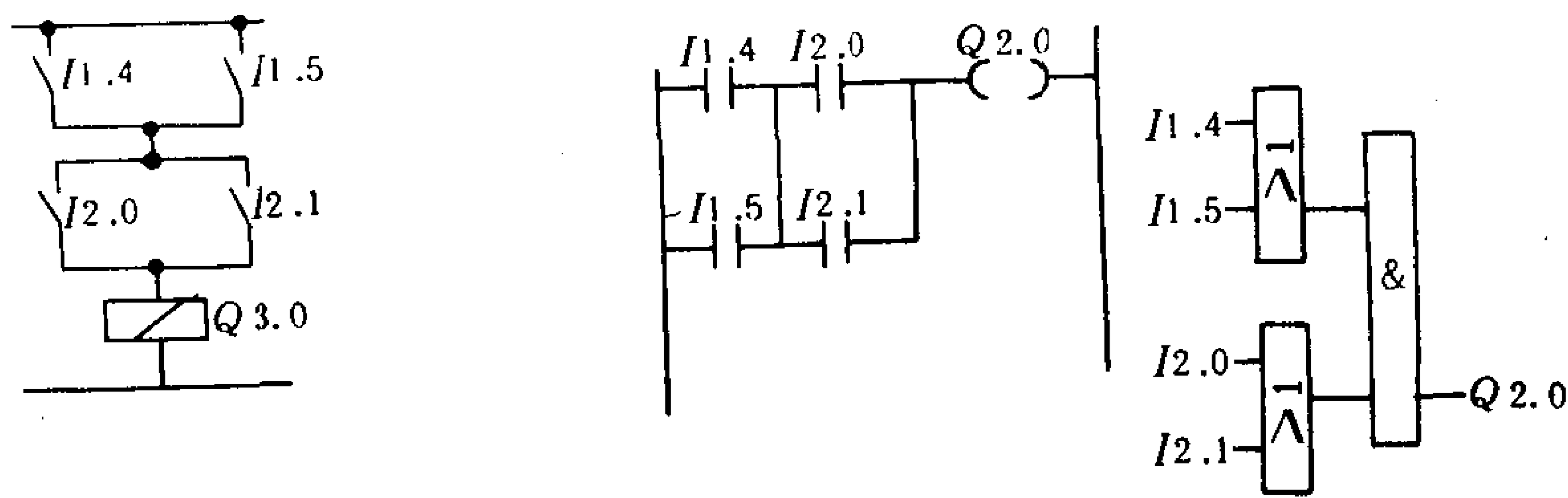


图 8.2.8—5 梯形图

图 8.2.8—5 为所写的阶梯图，由 2 个阶梯所组成，每个阶梯包括 2 种类型的指令，即输入指令和输出指令。每个指令是由指令符号和指令地址所组成的。

阶梯 1 的输入指令是“与”功能；而阶梯 2 的输入指令是“或”功能。在一个阶梯中必须含有输入指令和输出指令。

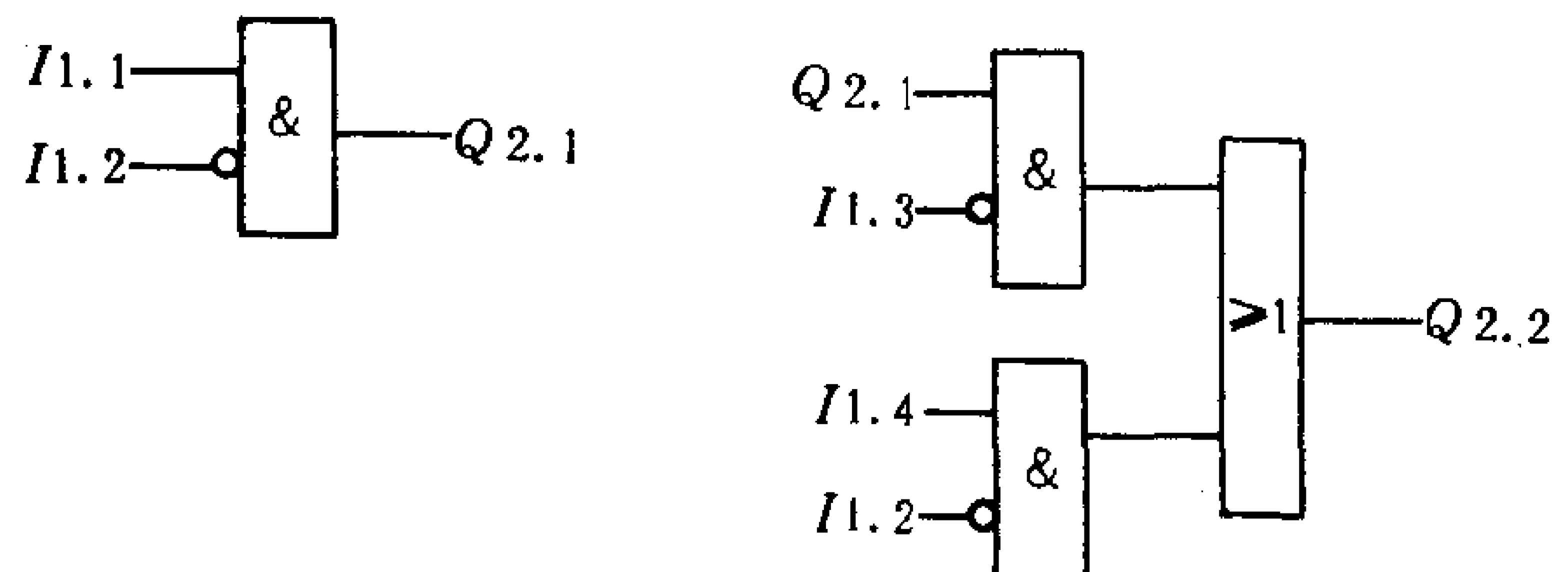


图 8.2.8—6 流程图

3)流程图

流程图见图 8.2.8—6。它是与常规电子逻辑电路的图形符号大体相同。

5.2 典型电路的编程

5.2.1 逻辑“与”电路(见表 8.2.8—2)

表 8.2.8—2 逻辑“与”图表

电路图	语句表	梯形图	流程图	说明
I1.1 I1.2 I1.3 Q1.0	A I 1.1 A I 1.2 A I 1.3 =Q 1.0	I1.1 I1.2 I1.3 Q1.0	I1.1 I1.2 I1.3 & Q1.0	电路中：只有 I 1・1 I1・2、I1・3 都闭合时，继电器线圈 Q1・2 才通电。在程序中：只有 I1・1 I1・2 I1・3 都为 1 时，输出 Q1・0 才为 1

注：A 执行逻辑与；I 指定输入单元；Q 指定输出单元；=赋值。

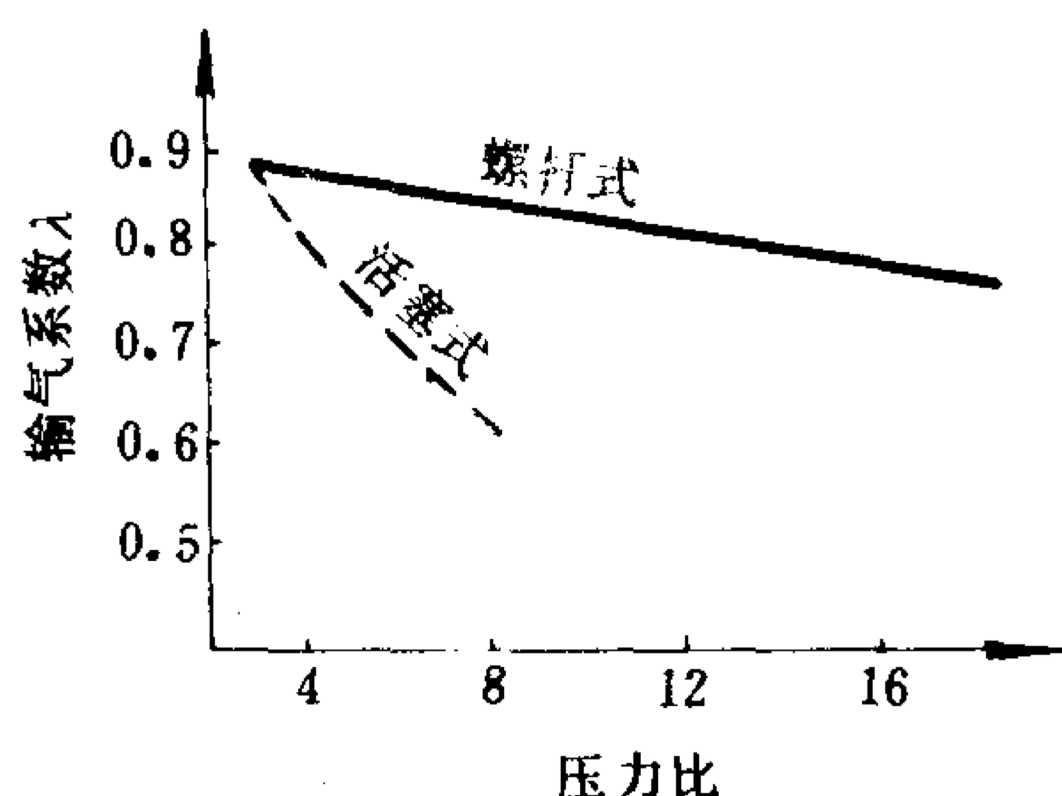


图 5.5.3-36 氨螺杆压缩机与活塞式制冷压缩机输气系数比较

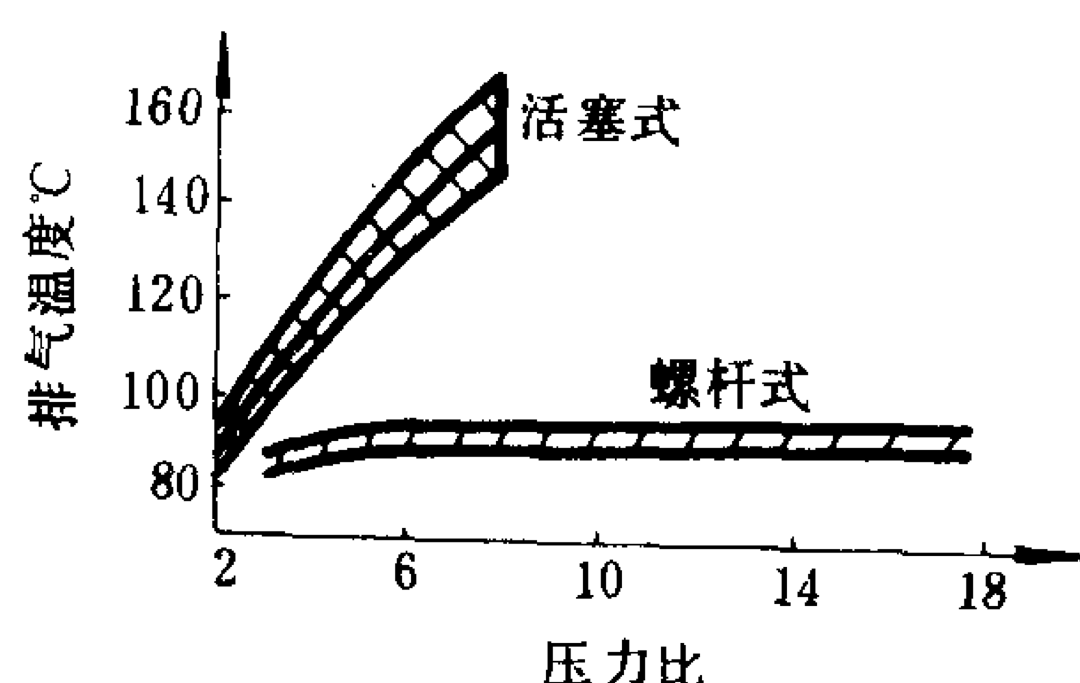


图 5.5.3-37 氨螺杆制冷压缩机与活塞式制冷压缩机排气温度比较

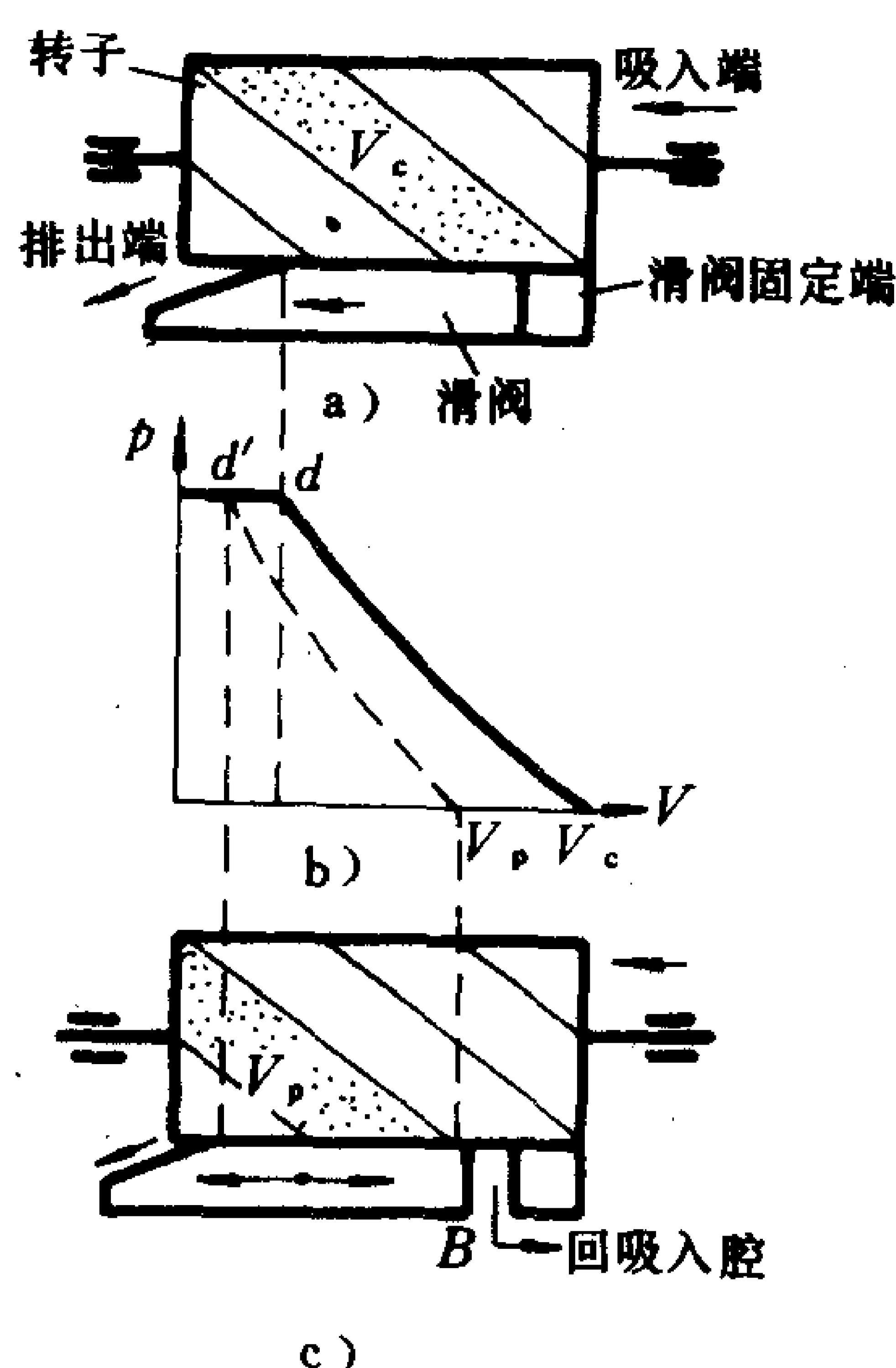


图 5.5.3-38 螺杆式压缩机的能量调节原理
a）全负荷时滑阀位置；b）压缩过程示意
c）部分负荷滑阀位置

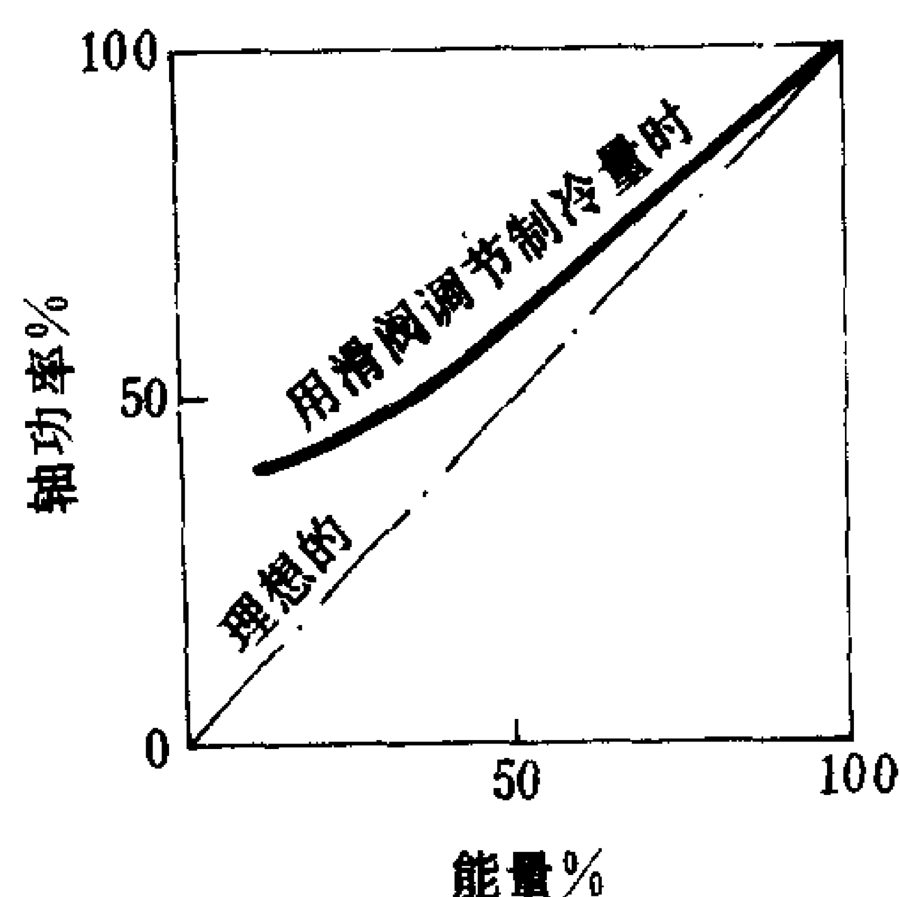


图 5.5.3-39 用滑阀调节能量时的轴功率

阀，借以改变转子的有效工作长度，达到能量调节的目的。

图 5.5.3-38 示出滑阀的移动与能量的关系。图a)为全负荷时（100%）的滑阀位置，此时齿槽容积 V_c中的气体全部排出，压缩过程如p-V图（图b）上的实线所示。图c）为部分负荷时的滑阀位置，这时吸气端旁通口B开启，转子的有效工作长度减短，从吸入口吸入的气体，部分地通过旁通口，在压缩前返回吸气侧，只有相当于容积 V_p的气体被压缩排出。借助于滑阀的移动，压缩机的能量便可在 100～10%的范围内无级调节。实际上，能量在 50%以下运行是很不经济的，从图 5.5.3-39 可以看出，此时的轴功率要比理论值高很多。

3.2.3 螺杆式制冷机的典型结构和系统

1）单级螺杆式制冷压缩机

单级螺杆式制冷压缩机，如图 5.5.3-40 所示，主要由机体、吸排气端座、阴阳转子、主轴承以及径向止推轴承、轴承、滑阀、喷油管、喷油孔、平衡活塞和联轴器等部件组成。其中的喷油孔用来向转子、气缸喷射滑油、以形成工作部件间的油膜密封并冷却气体。WRVD 204/1.1 型压缩机以R12为工质时的主要技术参数列于表 5.5.3-17。

5.2.5 具有常闭触点的“与”电路(见表 8.2.8—6)

表 8.2.8—6　**具有常闭触点的“与”电路图表**

电路图	语句表	梯形图	流程图	说明
I1.6 I1.5 Q2.0	AI 1.5 AN I1.6 =Q 2.0	I1.5 I1.6 Q2.0	I1.5 I1.6 & Q2.0	

5.2.6 置位锁定/锁定解除电路(见表 8.2.8—7)

表 8.2.8—7　**锁定置位/复位图表**

电路图	语句表	梯形图	流程图	说明
I1.4 I1.7 Q1.5	A I1.7 S Q 1.5 A I 1.4 R φ 1.5 NOP Φ	I1.7 S I1.4 RG Q1.5	I1.7 S I1.4 R Q Q1.5	S 置位锁定 R 锁定解除 在电路中:I1.7 常开触点闭合时则继电器通电并被锁存,I1.7 再断开时,继电器线圈仍通电。只有当 I1.4 闭合时继电器线圈 Q1.5 才断电。在程序中:输入指令 I1.7 为“1”时,则输出 Q1.5 才为“1”并锁定,当 I1.7 变为“0”时 Q1.5 仍为“1”;只有当输入指令 I1.4 为“1 ”时输出 Q1.5 才为“0”

5.2.7 接通延时电路(见表 8.2.8—8)

表 8.2.8—8　**接通延时电路图表**

电路图	语句表	梯形图	流程图	说明
I1.5　T3　Q1.2	A I 1.5 L KT 9.2 SR T 3 NOPφ NOPφ NOPφ AT 3 =Q 1.2	T3　I1.5　KT9.2　BT　TV　DG　R　Q　Q1.2	T3　I1.5　KT9.2　BT　DG　R　Q　Q1.2	在电路中:由接通延时的时间继电器 T3 控制继电器 Q1.2,常开触点 I1.5 闭合时,T3 通电,其常开触点延时闭合,继电器 Q1.2 线圈通电。在程序中:SR 为接通延时指令,LKT 为定时间指令;T3 为地址是 3 的定时器。当输入指令 I1.5 为"1"时,则延时 9.2 秒后输出 Q1.2 为"1"复位时 R 端量"1"

5.2.8 断开延时电路(见表 8.2.8—9)

表 8.2.8—9　**断开延时电路图表**

电路图	语句表	梯形图	流程图	说明
I2.1　T5　Q1.3	AN I 2.1 LKT 5.1 SP T 5 NOP φ NOPφ NOPφ A T 5 =Q 1.3	I2.1　T5　KT5.1　TV　RQ　Q1.3	T5　I2.1　KT5.1　RQ　Q1.3	在电路中:断开延时的时间继电器 T5 控制继电路 Q1.3,当常闭触点闭合时 T5 触点瞬时闭合,则继电器线圈 Q1.3 通电,当 I2.1 触点断开时,T5 延时打开,Q1.3 线圈断电;在程序中:SP 表示断开延时,当输入指令 I2.1 不为"0"则输出点 Q1.3 瞬时为"1"。当输入指令由"1"变"0"时,则输出点 Q1.3 给 5.1S 延时由"1"变"0",复位时 R 端置"1"

5.2.9 增量计数(见表 8.2.8—10)

表 8.2.8—10 **增量计数图表**

电路图	语句表	梯形图	流程图	说明
I1.1 KC018 R S CI I1.1 Q1.0	A I 2.1 CU C 1 NOP φ A I 1.1 LK C φ18 S C 1 NOPφ NOPφ NOPφ A C 1 =Q 1.0	CI I2.1 Cu I1.1 S KC018 R Q Q1.0	CI I2.1 Cu I1.1 S KC018 R Q1.0	电路是按增量计数的。按此电路可编出增量计数的程。CU 为增量计数指令，每次加 1。LK 为计数设定值。当输入指令 I2.1 I1.1 为“1”时，计数器 CI 计数，由输出端 Q1.φ 输出

5.2.10 减量计数(见表 8.2.8—11)

表 8.2.8—11 **减量计数图表**

电路图	语句表	梯形图	流程图	说明
I2.0 KC025 R S CI I1.0 F10.0	A I 10 CD C 1 NOP 0 A I 2.0 LK C φ25 S C 1 A I 2.1 R C 1 NOPφ NOPφ A C 1 =F10.0	CI I1.0 CD I2.0 S KC025 CV I2.1 R Q F10.0	CI I1.0 CD I2.0 S KC025 CV I2.1 R Q F10.0	由减量计数器电路所写的程序：CD 为减量计数指令，当 I1.0，I2.0 为“1”时，计数器计数，由输出端 F10.0 输出，计数个数为 25

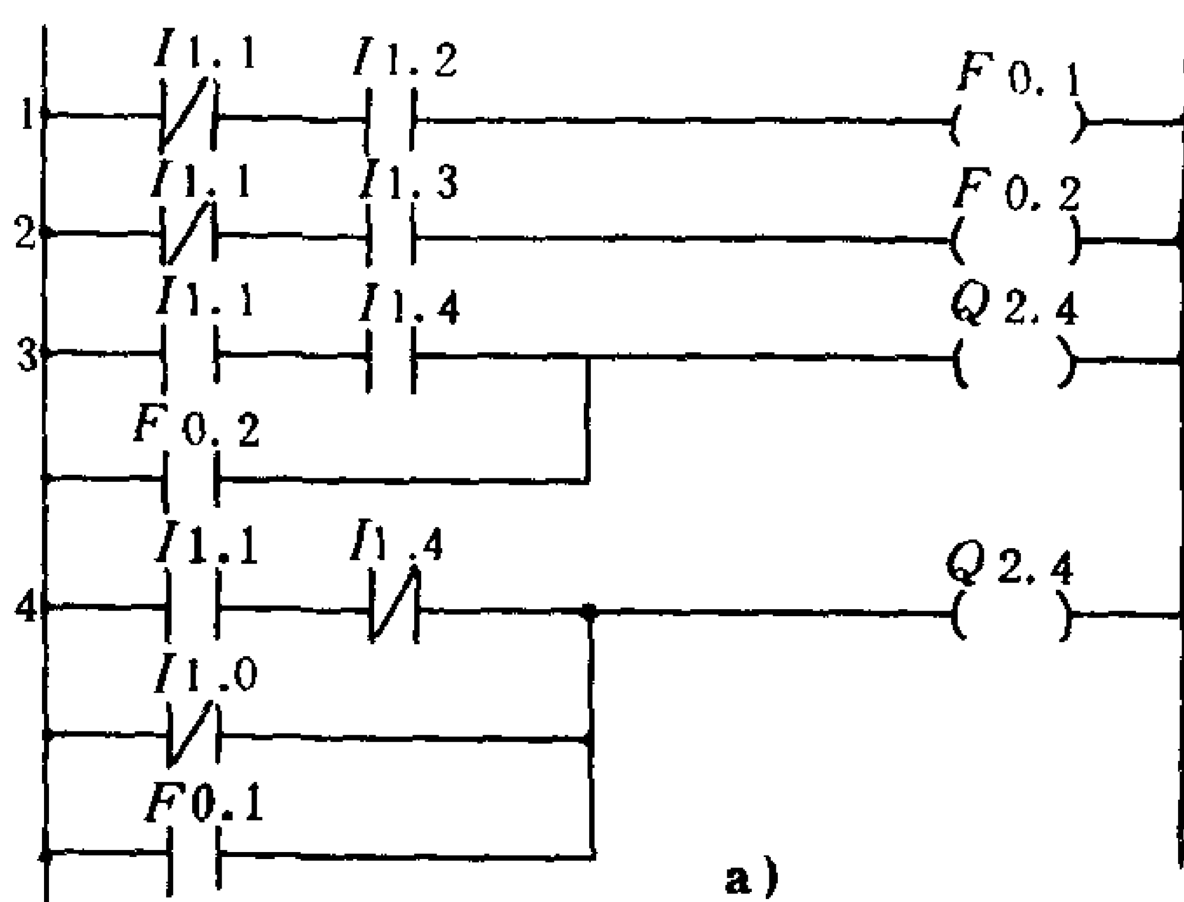
5.3 编程举例

一个 Q2.4 的接触器由控制系统来的指令 I1.2 和 I1.3 进行通断控制(见图 8.2.8—7)。键开关 I1.1 允许进行手动“点动”。在点动期间，连至输出 Q2.4 的接触器仅仅在按钮 I1.4 被压下期间才能接通。当限位开关 I1.0 动作时接触器释放。

表 8.2.8 12 **语 句 表**

AN	I	1.1	=	F	0.2	A	I	1.1
A	I	1.2	A	I	1.1	AN	I	1.4
=	F	0.1	A	I	1.4	AN	I	1.0
AN	I	1.1	O	F	0.2	O	F	0.1
A	I	1.3	S	Q	2.4	R	Q	2.4

编写出 PC 的程序：梯形图，语句表和流程图见图 8.2.8—8a），b）和表 8.2.8—12。



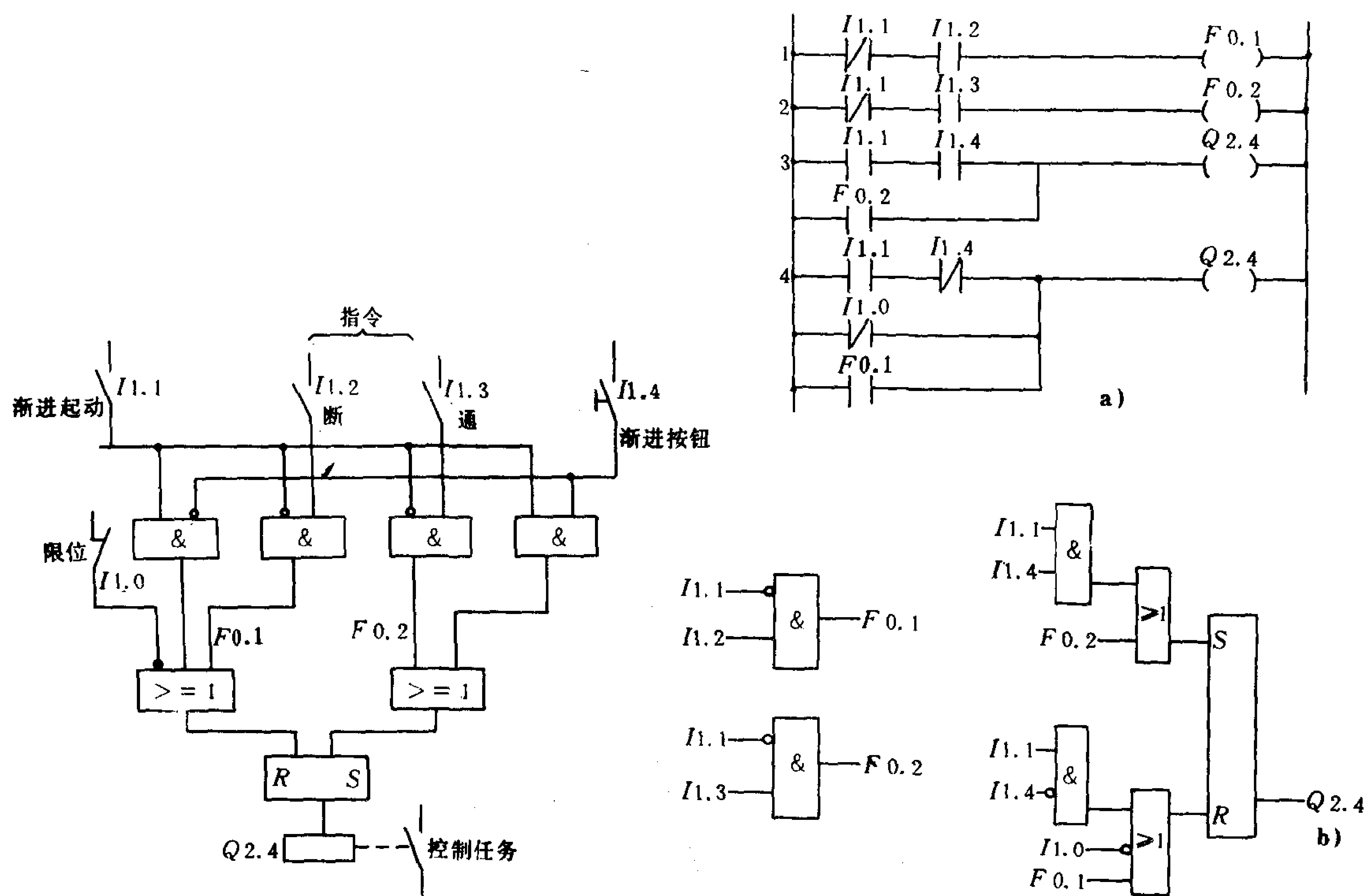


图 8.2.8—7 接触器控制图

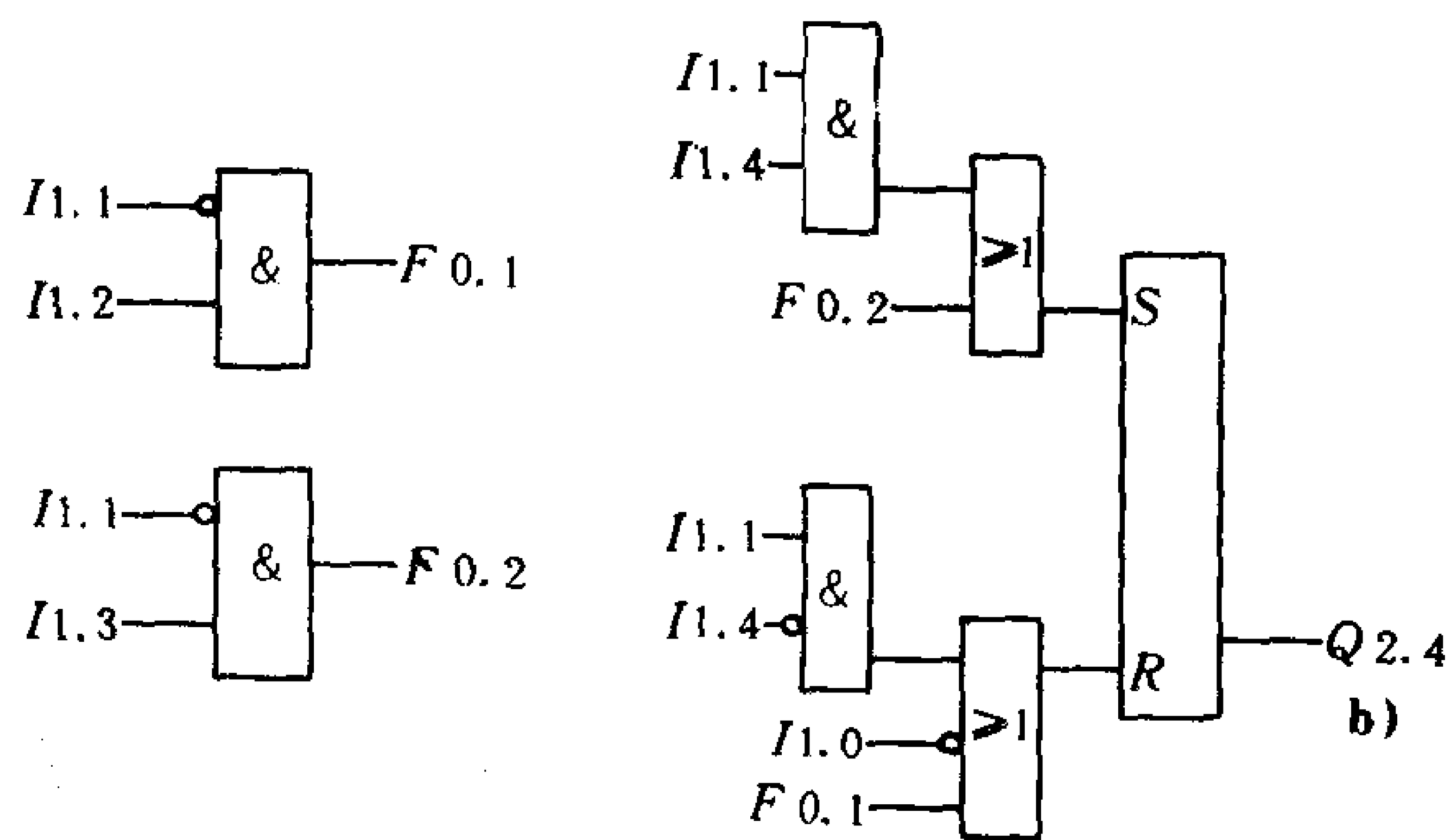


图 8.2.8—8 程序编制图
a)梯形图；b)流程图

参 考 文 献

［1］ 周明德 微型计算机硬件，软件及应用清华大学出版社 1982.10

［2］ 李三立 微处理器与微计算机
国防工业出版社 1981.1

［3］ 王沛民 微型计算机原理及接口技术
西北电讯工程学院出版社 1985.6

［4］ 胡宗藻 微型计算机外围设备
科学出版社 1987.11

［5］ 王秀玲 微型计算机 A/D，A/D 转换接口技术及数据采集系统设计

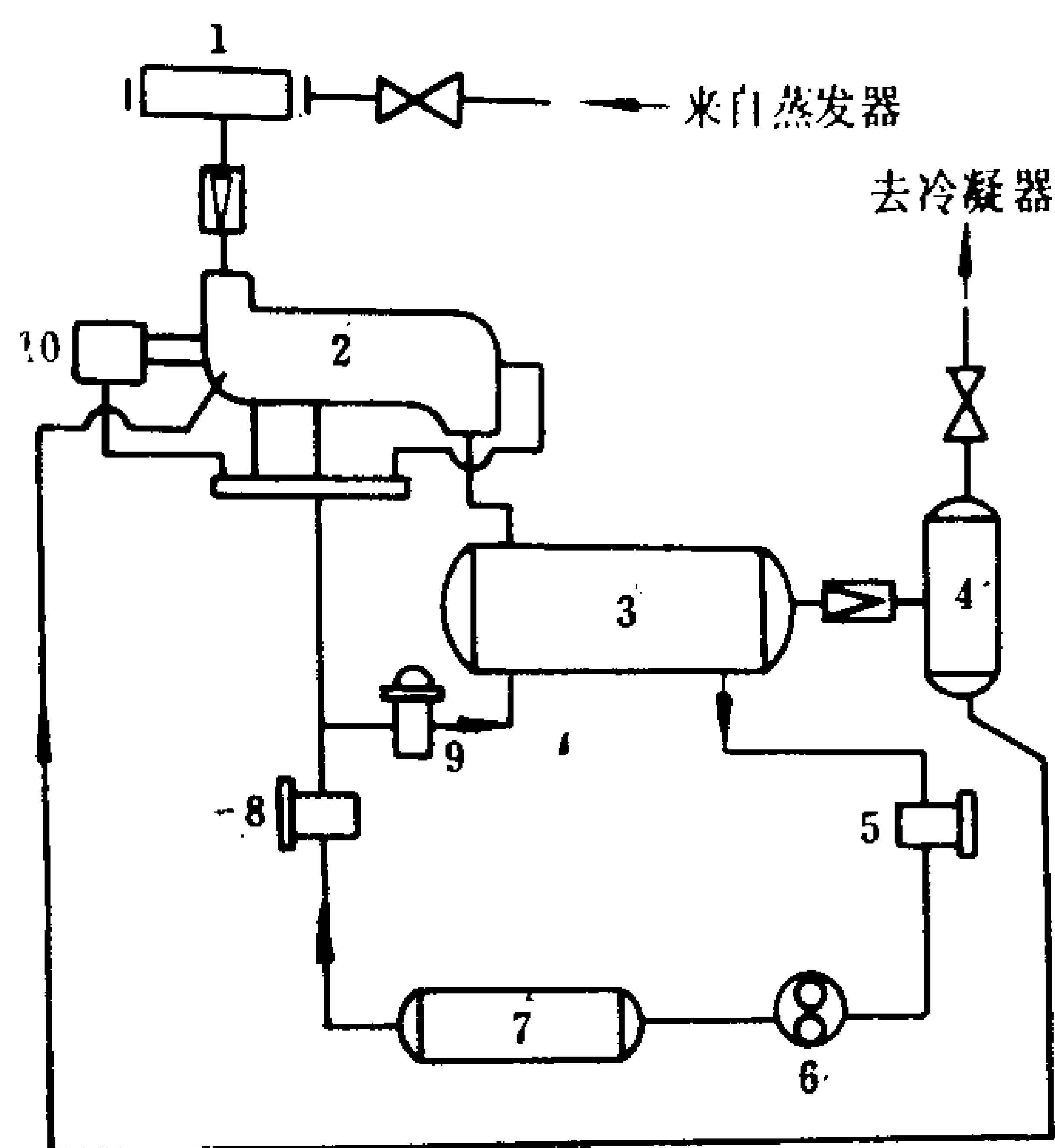


图 5.5.3-44　单级螺杆制冷系统

1-吸气过滤器；2-螺杆压缩机；3-油分离器；4-二次油分离器；5-油粗滤器；6-油泵；7-油冷却器；8-油细滤器；9-油压调节阀；10-能量调节器

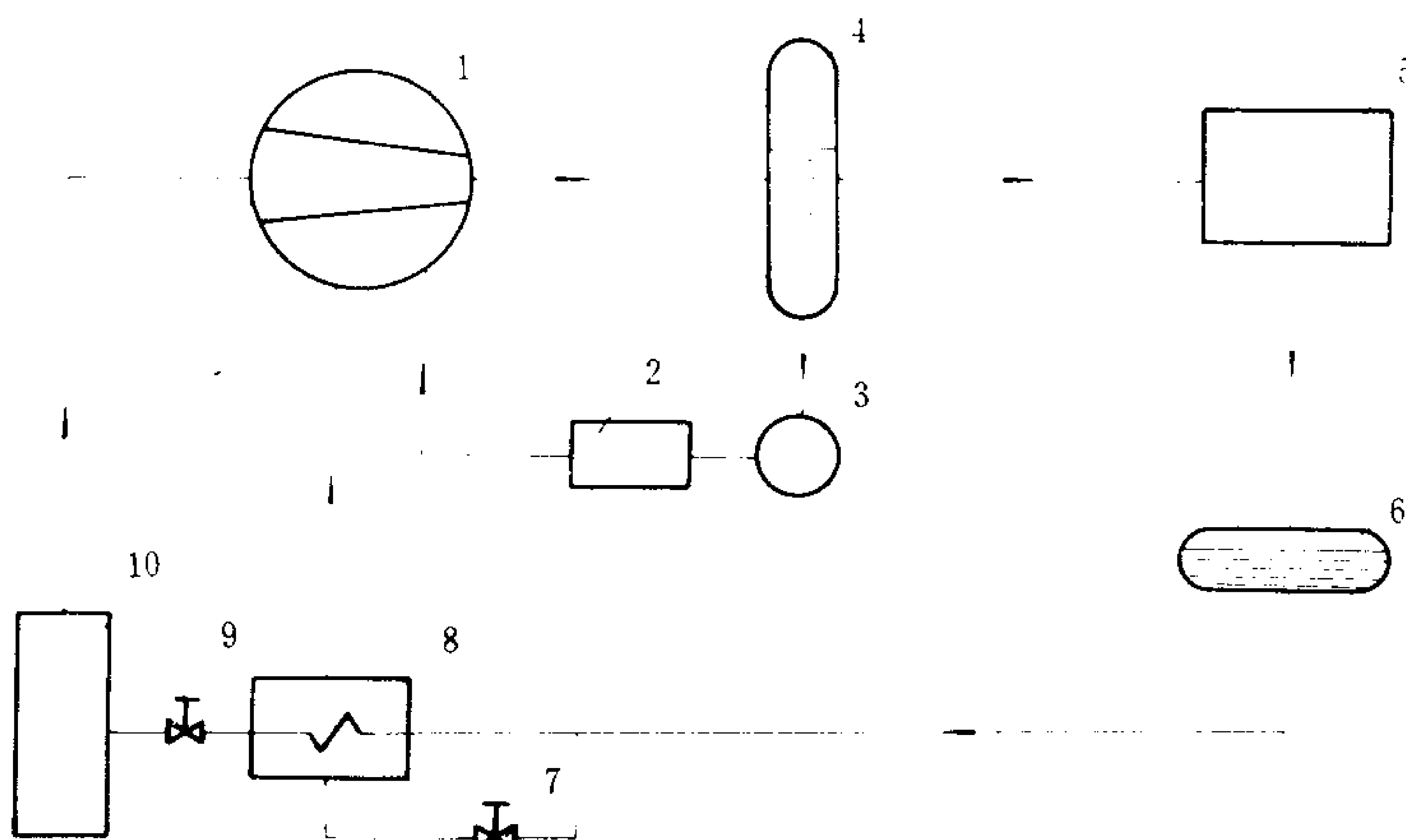


图 5.5.3-45　带经济器的螺杆压缩机制冷系统

1-压缩机；2-油冷却器；3-油泵；4-油分离器；5-冷凝器；6-储液器；7-节流阀；8-经济器；9-节流阀；10-蒸发器

作腔，也可利用油位差或油泵送回初级油分离器。

2）带经济器的单级螺杆制冷压缩机及其系统

带经济器的单级螺杆制冷压缩机的特点，是在单级螺杆压缩机上设以中间补气孔口，使其部分地按两级压缩工作，以提高工作时的经济性，所以也称准双级压缩机。与常规的单级相比，它的制冷量有较大幅度的提高，尤其是在低温工况下更为显著。图 5.5.3-45 示出带经济器的螺杆压缩机的制冷系统。由图可见，系统按一级节流方式工作，高压气体与油的混合物由压缩机排出，经油分离器 4 分油后进入冷凝器 5 。冷凝后的液体冷剂进入储液器 6 ，出来后分为二路：一路经经济器 8 过冷后，进

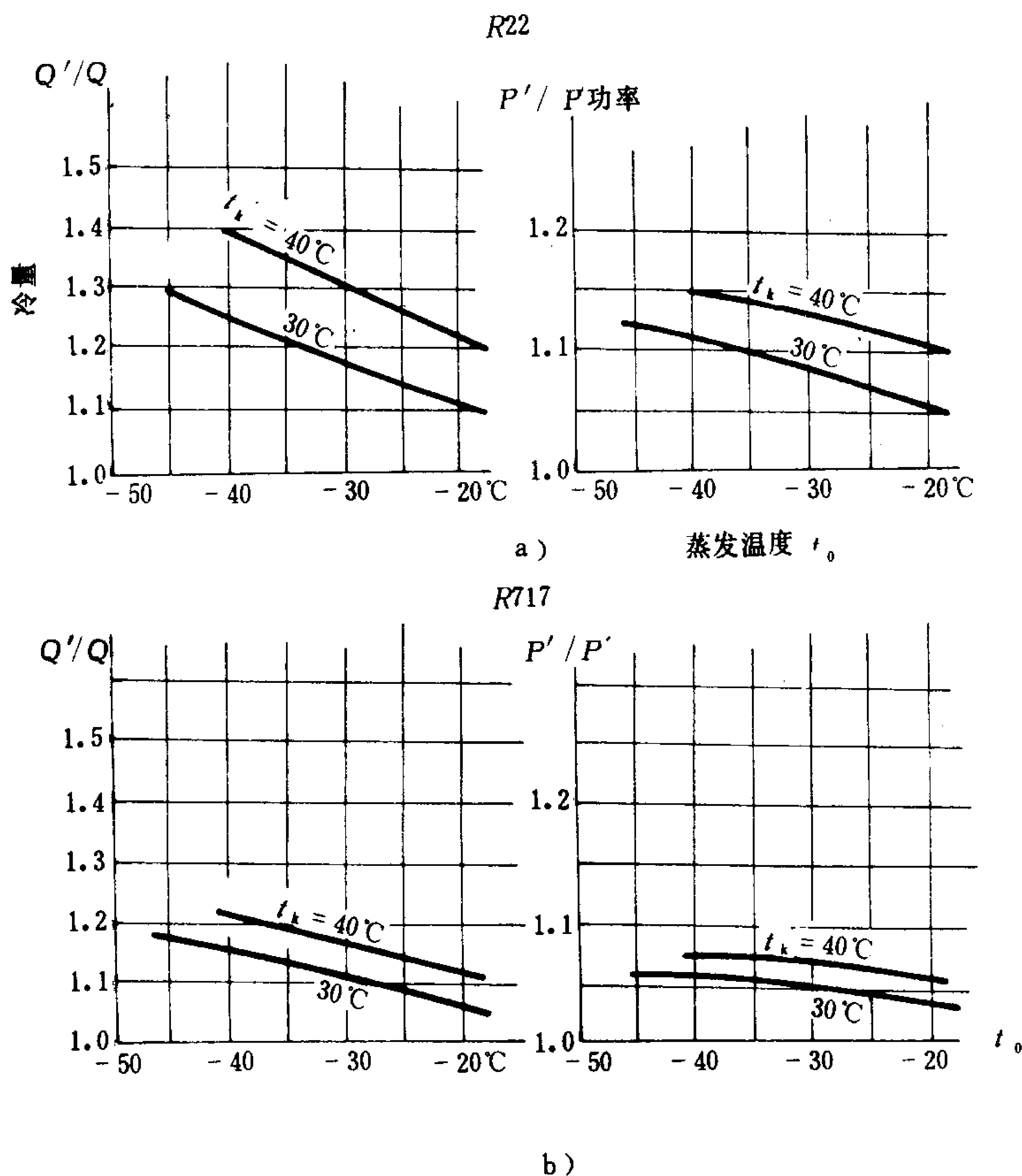


图 5.5.3-46　VMY 425 LA 3 型螺杆压缩机安装经济器前、后制冷量和轴功率的变化

入蒸发器10；另一路经节流阀7节流后，在经济器中蒸发制冷，生成的蒸气则经压缩机上的补气口流进已具有一定中间压力的压缩空间，继续进行压缩。这种系统，由于液态冷剂在经济器中的过冷，制冷量增加，可提高6～30%。此时虽然也增加了压缩功，但制冷系数高于普通的螺杆压缩机。

图5.5.3-46所示是沙勃罗公司对VMY425LA3型机所作的有无经济器的性能比较。由图可知，安装经济器后，螺杆制冷压缩机的K_e值提高，特别是在低蒸发温度时更为明显，而用R22时比用R717（NH_3）时更有效。

另外，带经济器的螺杆制冷系统有较宽的运行条件，单级压力比大，对比两级压缩螺杆制冷系统，则较容易控制，结构简单，占地面积也少。性能分析表明，带经济器的螺杆制冷系统，在－30℃工况下与双级螺杆制冷循环的效果几乎相等。因此有理由认为，在这一工况范围内，带经济器的螺杆制冷机完全可以取代双级螺杆压缩机。

图5.5.3-47是KA16C-1带经济器螺杆压缩机的总结构图（大连冷冻机厂）。它是在KA16C螺杆制冷压缩机的基础上派生出来的新机种，重量轻，体积小，使用工况范围广，在－15～40℃范围内可获得明显的节能效果。其主要性能参数为：理论排气量$V_h=552\ m^3/h$，轴功率$P_e=78.8\ kW$，转速$n=2960\ r/min$，制冷量$Q_o=87.8\ kW$（$t_o=-40℃$，$t_K=+30℃$）。

3）变内容积比螺杆压缩机

一般螺杆压缩机的内容积比是一定的，因此它的压力比也是一定的，这就会在实际工作

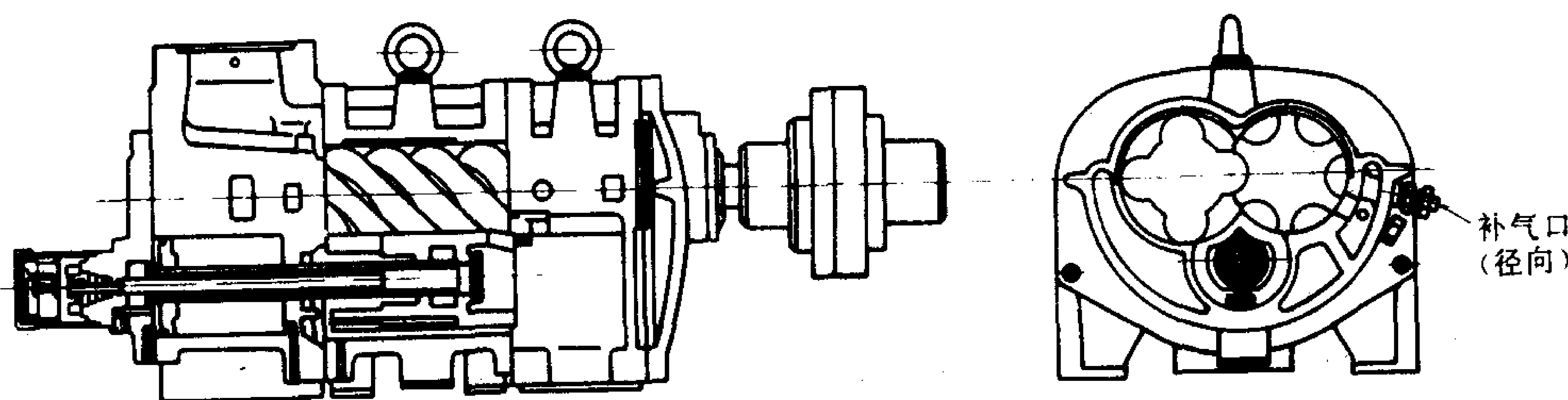


图5.5.3-47　KA 16 C-1螺杆制冷压缩机总图

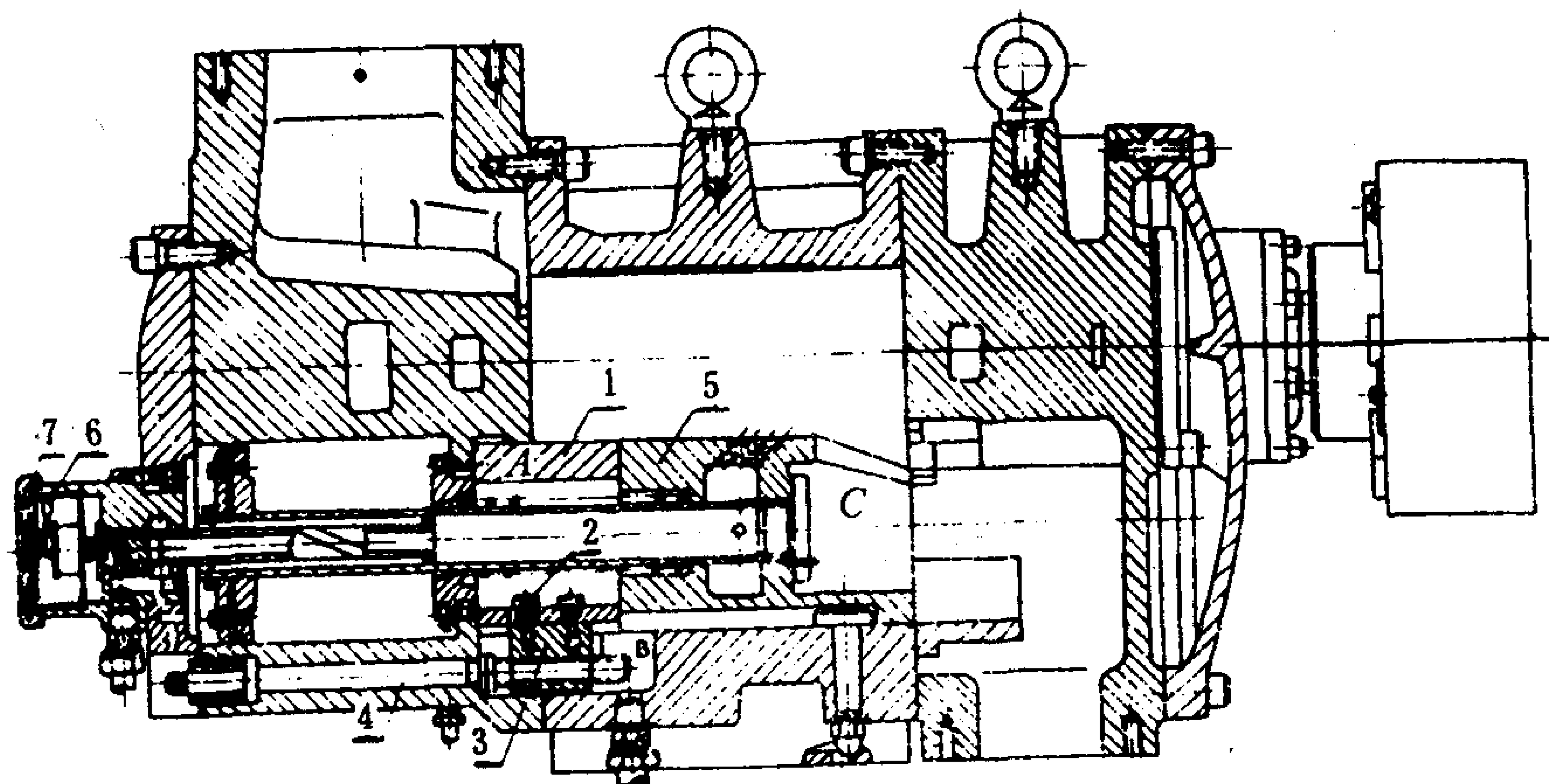


图5.5.3-48　变内容积比螺杆压缩机

1-内容积调节部件；2-连接螺钉；3-调节滑块；4-调节螺杆；5-滑阀体；6-指针；7-指示盘

电源是将其它形式的能源(如机械能、化学能)等转变为电能的装置,船舶上常用的电源有发电机和蓄电池。

1.1.2 配电装置

配电装置是对电源和用户进行保护监视测量和分配转换的控制装置,根据控制对象不同,又分为总配电板、应急配电板、动力分配电板、照明配电板和蓄电池充放电板等。

1.1.3 船舶电网

船舶电网是全船电缆电线的总称,其作用是将电能输送给负载。根据负载性质不同可分:动力电网、应急电网、照明电网、低压电网和弱电网等。

1.1.4 负载

船舶负载大体上可分为如下四类,见表8.3.1—1。

表8.3.1—1　**负载分类**

电力拖动负载		电气照明	通信及电航设备	其它用电设备
甲板机械	舱室机械			
舵机	油泵	航行信号灯具	无线电收发报机	电热器
锚机	水泵	各种照明灯具	电话	电风扇
铰缆机	空压机		广播	电视机
起货机	冷冻机		声光报警装置	
电力推进	通风机		电车钟	电影机
生产机械	空调设备		舵角指示器	蓄电池

1.2 船舶电力系统特点和基本要求

1.2.1 船舶电站的容量和型式

船舶电站只供一条船上负载的需要,因此单机容量和系统容量都比陆上电站容量小得多,一般单机容量不超过1000KW,装机总功率不超过5000KW。根据原动机的种类不同,船舶发电机组型式可分如下几种;柴油发电机组,汽轮机发电机组,轴带发电机组和核发电机组。当今柴油发电机组用得最为普遍,这是由于其效率高,机动性强,起动快等优点所决定的。为了便于维护管理,在一条船上发电机组的型式大多采用相同类型。

1.2.2 船舶电站基本要求

由于船舶电站容量小,当大的电动机起动时对电网造成较大冲击,因而要求船舶发电机调压器的动作时间要快,具有强行励磁能力和发电机具有较大承受过载能力。船舶工况变动频繁,要求并车装置简单可靠。另外船用电气设备必须满足"船用条件"的要求见表8.3.1—2。

表8.3.1—2　**船用条件**

序号	工作条件	要求
1	周围温度	—25 ～+45℃
2	相对湿度	95%
3	凝露	有
4	盐雾	有

续上表

序号	工 作 条 件		要 求
5	油雾		有
6	霉菌		有
7	倾斜	周期横倾	22.5°
		长期横倾	15°(应急设备 22.5°)
		长期纵倾	10°
8	振动		有
9	冲击		有

若无船用产品时可考虑采用陆用产品加三防(防湿热、防盐雾、防霉菌)来代替。

1.3 船舶电站的基本参数

船舶电站的基本参数是指电流种类,额定电压和额定频率的等级。根据我国"钢质海船入级与建造规范"规定频率为 50HZ,电压等级见表 8.3.1—3。

8.3.1—3 **船用额定电压**

类别 \ 电压	电源设备额定电压(V)	受电设备额定电压(V)
直流电气设备	28,115,230	24,110,220
交流电气设备	115 ,230,400	24 ,110, 220,380

2 电站参数 50Hz 380V 电设备用在 60Hz 440V 时应注意事项

2.1 白炽灯和电加热器系统

电源频率变化对白炽灯影响不大,有影响的是 440V 电源,这时可将白炽灯设计为两个灯串联,也可将 440V 经变压器变成 220V 后供电,对常用的电加热管、加热器,它与频率也无关。有影响的也是 440V 电源,可以将每两个 220V 的电热元件串联,然后组成三相三角形系统,这正好适用于线电压为 440V 的三相系统。

2.2 荧光灯照明系统

荧光灯镇流器的阻抗是随电源的频率而变化的,若把国产 $P=40W$,$U=220V$ $\cos\varphi=0.49$,$I=0.42A$ 的荧光灯用在 60Hz 的电源上,其整套荧光灯所需电压为 254V。因 254V 电压正好是 60Hz,440V 三相线电压系统的相电压值,则可用一个照明变压器接成 Y/Y。其电压为 440/440/254V,尽管铁损有所增加,但对整个荧光灯的影响不大。

2.3 变 压 器

2.3.1 变压器损耗

3.2.4 基本参数

开启式和半封闭式螺杆制冷机的基本参数分别列于表 5.5.3-18 和表 5.5.3-19 中。螺杆制冷机的设计制造条件见表 5.5.3-20。

表 5.5.3-19　　半封闭式螺杆制冷机基本参数（JB2780—79）

转子公称直径 D_0 mm	阳转子转速 n $\frac{r}{min}$	长径比											
		1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5
		R22						R12					
		标准制冷量 Q_o ×1.163 kW		标准轴功率 P_e kW		标准工况 K_e $\frac{\times 1.163\ kW}{kW}$		标准制冷量 Q_o ×1.163 kW		标准轴功率 P_e kW		标准工况 K_e $\frac{\times 1.163\ kW}{kW}$	
63	4440	1.20	1.90	5.00	7.60	2.400	2.500	0.70	1.10	3.00	4.50	2.330	2.450
80	4440	2.70	4.10	10.30	15.40	2.621	2.662	1.70	2.60	6.30	9.60	2.698	2.708
100	4440	5.50	8.40	20.60	31.20	2.669	2.692	3.40	5.10	12.60	18.50	2.698	2.756
125	4440	11.20	16.90	40.20	60.60	2.786	2.800	6.80	10.30	24.30	36.60	27.98	2.814
125	2960	7.30	11.10	27.20	41.10	2.683	2.700	4.40	6.80	16.30	24.70	2.699	2.753
160	2960	15.70	23.80	56.40	84.90	2.783	2.803	9.60	14.50	33.90	50.60	2.831	2.865

注：轴功率不包括油泵功率。

表 5.5.3-20　　螺杆式制冷机设计、制造条件

制冷剂			R717	R22	R12
工况	最高冷凝温度	℃	45		55
	最低蒸发温度		−40		
	最高蒸发温度		5		10
	最高排气温度		≤105		90

4 离心式制冷压缩机

4.1 概述

离心式制冷压缩机是借高速旋转的叶轮，提高被运送气体的动能(和压力)，然后再转变成压力的，因此适用于容积流量较大（40～600 m³/min)、压力比不太高（一般在 3.5 以下）的场合，如船上的空调制冷机等。

离心式制冷压缩机的结构型式繁多，目前较普遍使用的型式见表 5.5.3-21。

表 5.5.3-21　　离心式制冷压缩机的结构型式

方案	结构示意图	型式	结构特征	主要用途	常用制冷剂和冷量范围 ×11.63 kW	应用面	优缺点
i		半封闭式	单级叶轮直接安装在高频电机轴伸上	船舶空调	R11 7.5～40	很少	不用增速器，转速高，结构紧凑，轻便，噪声小，使用可靠，调节灵活，但必须有高频电源
ii		半封闭式	单级叶轮由电机经增速齿轮传动	空调	R11 2.5-300 R12 30～450 R113 15～30 R114 150～300	最多	结构紧凑，重量轻，调节性能好，维修方便成本低，但较率稍低，噪声较高
iii		半封闭式	两级叶轮直接安装在电机一端轴伸上，无增速器	空调	R11 300～500 R114 150～600	很少	使用可靠，噪声小，效率高，有省功器，提高了制冷系数，叶轮及外形尺寸很大
iv		半封闭式	两级叶轮作为两段分别设置在电机两端的轴伸上	空调	R11 30～300 R12 100～350	中	使用可靠，噪声小，效率高，有省功器，提高了制冷系数，调节灵活，外形尺寸很大，管道多，成本高
v		半封闭式	两级叶轮悬臂地设置在小齿轮轴上，由电机通过增速箱传动	空调	R11 30～300 R12 100～350	很多	结构较紧凑、效率高，有省功器，提高了制冷系数，轴悬伸较长
vi		半封闭式	四级叶轮分两段，分别悬臂安装在电机两端轴伸处	空调	R11 30～150 R113 15～30	多	噪声小，使用可靠，有省功器，提高了制冷系数，但外形尺寸大，零件多，管道复杂，成本高
vii	原动机	开启式	和型式Ⅱ相仿，增速器在机体内	空调（个别产品可串联用于低温）	R11 30～350 R12 50～450	多	调节性能好，维修方便，可以采用通用电机或其他动力机械驱动。但不紧凑，低速轴上有轴封
viii	原动机	开启式	和型式V相仿，增速器在机体内	空调	R11 30～300 R12 30～450	中	效率高，设有省功器，可以采用通用电机或其他动力机械驱动。但不紧凑，低速轴上有轴封
ix	原动机或$M+G$	开启式	2～3级叶轮的转子，设置在水平中分的机体内，由电机经增速器驱动或由工业汽轮机驱动	大型空调站或地区供冷中心或化工、石油用中型低温冷冻站	R11 150～350 （低温一般<100） R12 300～1000 （低温一般<200） R22 1000～3000	中	多次中间抽气来提高循环的制冷系数，往往用汽轮机的废气作为吸收式的热源。但高速轴上有轴封，有水平中分面，制冷剂容易泄漏

续上表

方案	结构示意图	型式	结构特征	主要用途	常用制冷剂和冷量范围×11.63 kW	应用面	优缺点
x	原动机或M+	开启式	多级叶轮的转子设置在水平中分的机体内，段间引出体外进行中间冷却或把中间抽气以侧流型式导入回流器或弯道。轴封在高速端，由电机通过增速器或直接由工业汽轮机带动	化工、炼油、三大合成工艺、天然气和石油气的液化等	氨 500～13000① 丙烯 500～30000 乙烯 300～10000 丙烷 1000～28000 乙烷≈2000 甲烷≈1500 混合制冷剂 2000～78000	多	采用单位容积制冷量大的制冷剂以减小尺寸；往往采用多效制冷循环提高经济性；常用被冷却介质直接作制冷剂；零部件和一般离心压缩机通用 有高速轴密封和水平中分面，制冷剂容易泄漏并往往有毒、易爆

① 指原动机功率。

4.2 基本结构、工作原理和特性

4.2.1 基本结构和工作原理

离心式制冷压缩机的构造和工作原理与离心泵近似，主要由叶轮(工作轮)、扩压器、蜗壳等基本部件组成，如图 5.5.3-51 所示。

制冷剂蒸气通过吸气室的引导，均匀地进入叶轮(亦称工作轮)。叶轮由前后轮盘和叶片组成。进入的蒸气随着叶轮的旋转，在叶片的作用下一边跟着叶轮高速回转，一边受离心力作用沿叶片槽道向外逐渐扩张，使压力和速度都得到提高，然后被引入一个截面逐渐扩大的流道——扩压器，使气流速度下降，压力升高。叶轮和扩压器的构造见

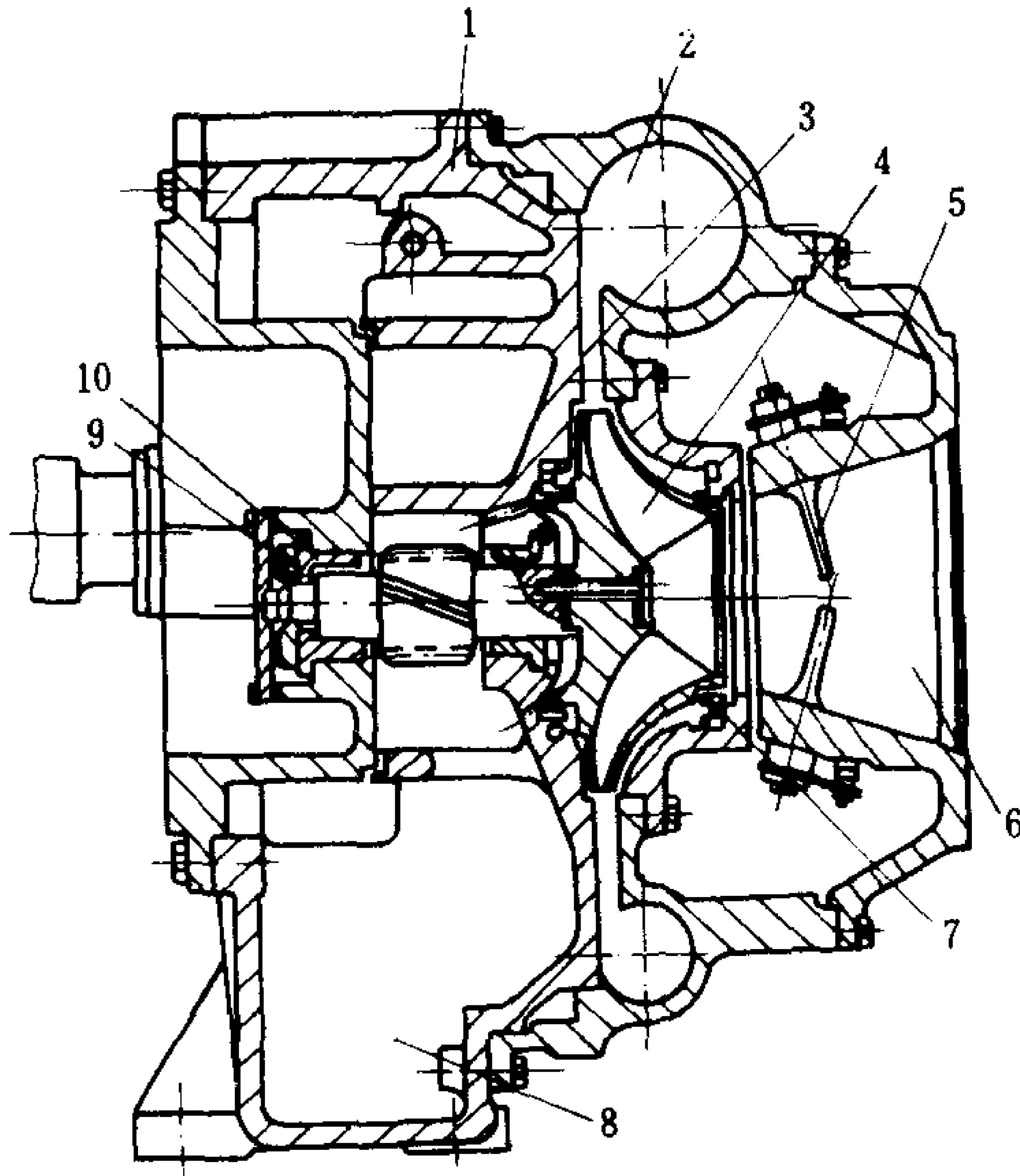


图 5.5.3-51 LB-240 型离心式制冷机剖面

1-增速齿轮箱；2-蜗室；3-扩压器；4-叶轮；5-进口可调导流叶片；6-吸气室；7-梳齿形密封；8-油箱；9-推力盘；10-轴承

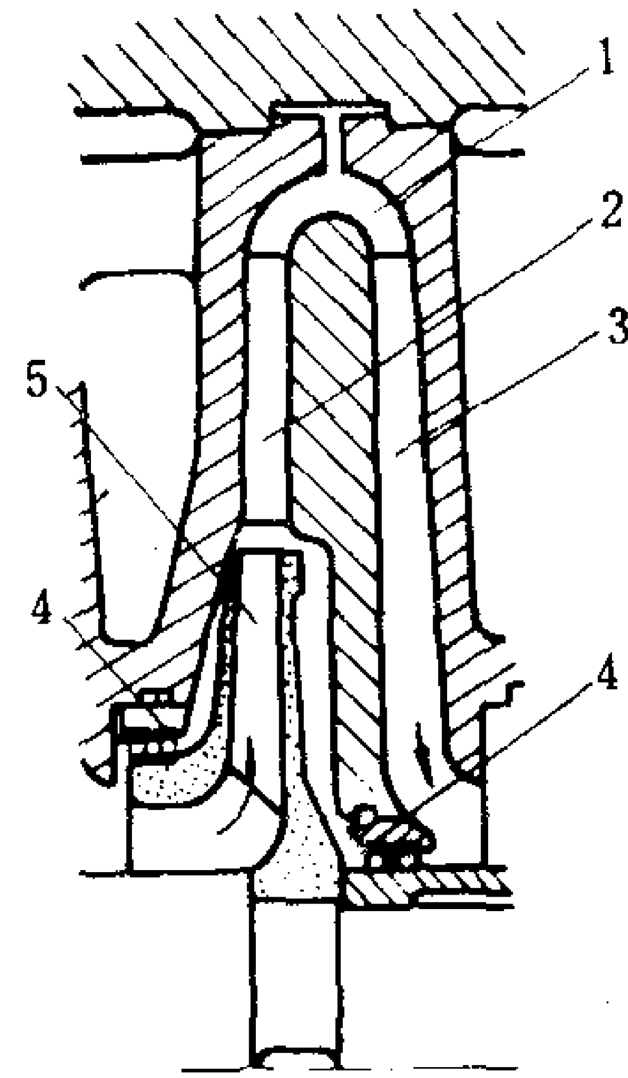


图 5.5.3-52 离心式压缩机的叶轮和扩压器

1-弯道；2-扩压器；3-回流器；4-梳齿形密封；5-叶轮

设备＼比较	优　　点	缺　　点	与 50Hz 时相比
异步电动机	可用：起动力矩，过载能力效率等有提高，较差率下降	起动电流增大，cosφ 下降	增加输出 16%
电子仪器与仪表	可　　用	保证变压器有 220V 抽头输出	效果一样

3　60Hz、440V 电制船舶接 50Hz、380V 岸电时注意事项

供给船用的岸电电源，除了要保证一定容量之外，还必须保证如下两点；

1)使船舶电气设备可靠工作而不过热。

2)使船用电动机能顺利起动并稳定运行。

3.1　白炽灯和电热器系统

船舶电制为 60Hz、440V，当接用在电制为 60Hz、380V 时，其电压下降了 14%，频率下降了 17%。实际由于线路压降在用电设备处的实际电压值在 370V 以下，因而电压下降与频率下降基本相等，在这种情况下白炽灯的照度有所下降，电热器的功率有所下降。

3.2　荧光灯照明系统

荧光灯照明系统具有镇流器，启动时所产生的电势大小主要决定于铁芯线圈的电感和电流变化率的乘积。电压和频率的同时降低，使镇流器两端的电压降低，而灯管两端的电压有所升高，大约上升 8V 左右，所以这种灯具可以正常工作，照度不会降低。

3.3　电 磁 吸 力

对交流接触器，继电器都具有电磁线圈，当忽略线圈上电阻压降时，则 $U=4.44fW_{\Phi m}$，因为电压 U 与频率 f 变化相同，故 Φ_m 基本不变，因而激磁电流不会增大，温升也不会增加绝缘不会损坏，从电器学可知电磁吸力为；

$$F=\frac{1}{2}(B_m/5000)^2\cdot S \qquad (8.3.1-1)$$

在磁路系统不变情况下，当电压 U 与频率 f 变化相同时，磁通 Φ_m 不变，因而 B_m 不变，故吸力 F 不变，所以接触器，继电器等可以正常工作。

3.4　电动机起动力矩

电动机起动力矩为：$M_q=KU_1^2/f_1^2$，由此式不难看出电 动机的起动力矩 M_q 与电网电压 U_1^2 成正比。因为电压 U_1 与频率 f_1 变化相同，因而起动力矩 M_q 近似于不变。而 U_1，f_1 则由供电电网所决定。

3.5　异步电动机最大力矩

异步电动机最大力矩为：$M_m=CU_1^2/f_1^2$，式中 C 为常数。这样在电压与频率变化相同的情况

低到与压缩机出口压力相等时为止。这时压缩机又将重新开始向冷凝器供气，使冷凝器中的压力逐渐上升，而当恢复到上述临界压力时(如图 5.5.3-55 上的S点)，压缩机内又将重新出现“脱流”，气体又将倒流。如此周而复始，产生周期性的气流振荡现象，称为“喘振”。这时，压缩机周期性地发生间断吼声，整个制冷机组出现强烈振动。冷凝压力和主电动机的电流发生大幅度的波动，轴承温度很快上升，严重时甚至会破坏整台机组。因此必须采取措施，防止喘振的发生。亦即要限制压缩机在t_k-Q_o曲线的“拐点”附近工作。

4.3 能量调节

由于制冷机的负荷常有较大幅度的变化，机组自身的制冷量也会随环境温度的升高而降低，因此要求机组的制冷量能有较大的调节范围，以适应变负荷的需要。

离心式制冷机变负荷的方法有好多种，目前船用机组以采用进口导叶调节法最为普遍。只有在用汽轮机（或类似机器）驱动时，才采用变速法进行调节。采用不同的调节方法，机组绝热功率P_{ad}与制冷量Q_o的比值(P_{ad}/Q_o)变化是不同的。采用变速调节、扩压器调节或进口导叶调节时，P_{ad}/Q_o将随制冷量的减少而下降；而用进气节流调节或冷凝器冷却水量调节时，P_{ad}/Q_o值则随制冷量的减少而上升。由此可见，前几种调节方法比较经济。表 5.5.3-22 列出了各种能量调节方法的特点和特性。

表 5.5.3-22　　　　**调节种类及其特性曲线**

种类	方法	特点	特性曲线
变转速调节	1. 汽轮机驱动 2. 用液力联轴器或磁性联轴器改变转速 3. 感应电机次级线圈中串入电阻以分级改变转速	方法 1 调节经济性最高，方法 2 和 3 经济性较差	压缩机特性 冷凝器特性 t℃ n_1 n_2 n_3 效率曲线 η_{ad} $\frac{P_{ad}}{Q_0}$ 比功率 Q_0 %
节流阀调节	压缩机进口管上装调节阀门	装置简单，但阻力损失大，不经济	压缩机特性 冷凝器特性 t℃ $\frac{P_{ad}}{Q_0}$ α_1 α_2 α_3 α_4 比功率 效率曲线 η_{ad} Q_0 %
进口可转导叶调节	在叶轮进口前装有可转进口导叶，通过自动调节机构，改变进口预旋，使能量头和制冷量相应改变	氟利昂机组中普遍采用，其合理调节范围较宽(30%～110%)，经济性好，并可自动调节	压缩机特性 冷凝器特性 t℃ $\alpha=0$ α_3 α_2 α_1 Q_0 % P_{ad} Q_0 α

表 8.3.1—5 **某船两种电制实测比较表**

名称 \ 数据	设备额定值	实测值		辅机种类
		船电	岸电	
分油机	5.5(kW)440(V) 60(Hz)10(A) 1720(r/min)	435(V) 7(A)	380(V) 6(A)	
冰机	8.2(kW)440(V) 60(Hz) 15(A) 1730(r/min)	435(V) 8.2(A)	350(V) 8.4(A) 1480(r/min)	活塞式
锅炉给水泵	29(kW)440(V) 60(Hz) 4.8(A) 3500(r/min)	435(V) 4.6(A)	350(V) 3.5(A)	离心泵
锅炉鼓风机	13.2(kW) 440(V) 60(Hz)25(A)	435(V)20(A)	355(V) 19.5(A)	
转车机	11(kW) 440(V) 60(Hz)30(A)		350(V) 24.5(A)	恒转矩
卫生泵	1.84(kW) 440(V) 60(Hz)3.8(A)	435(V) 3.2(A)	350(V) 3(A)	螺杆泵
空压机	62.5(kW)440(V) 60(Hz)105(A)	430(V) 106(A)	350(V) 100(A)	活塞式
主机机油泵	50(kW)440(V) 60(Hz)80(A)	435(V) 75(A)	355(V) 90(A)	齿轮泵
主冷却水泵	35(kW)440(V) 60(Hz)57(A)	435(V) 58(A)	350(V)40(A)	离心泵

2)电机空载实测数据比较，一台鼠笼异步电动机其参数为：8.2kW，440V，60Hz，$\cos\varphi=0.8$ 见表 8.3.1—6。

表 8.3.1—6 **空载电机实测比较表**

实测值	440(V)　60(Hz)	360(V)　50(Hz)
空载电流(I_o)	6.5(A)	6.5(A)

3)控制电器实测数据比较，一只交流磁力起动器其线圈额定值：440V，60Hz 见表 8.3.1—7。

表 8.3.1—7 **控制电器实测比较表**

船电 60(Hz)		岸电 50(Hz)	
电压 (V)	电流 (A)	电压 (V)	电流 (A)
310	0.0205	270	0.021
400	0.027	350	0.028
440	0.0305	380	0.0315
450	0.0315	400	0.0335
500	0.040	440	0.045

4)照明实测数据比较表，见表 8.3.1—8。

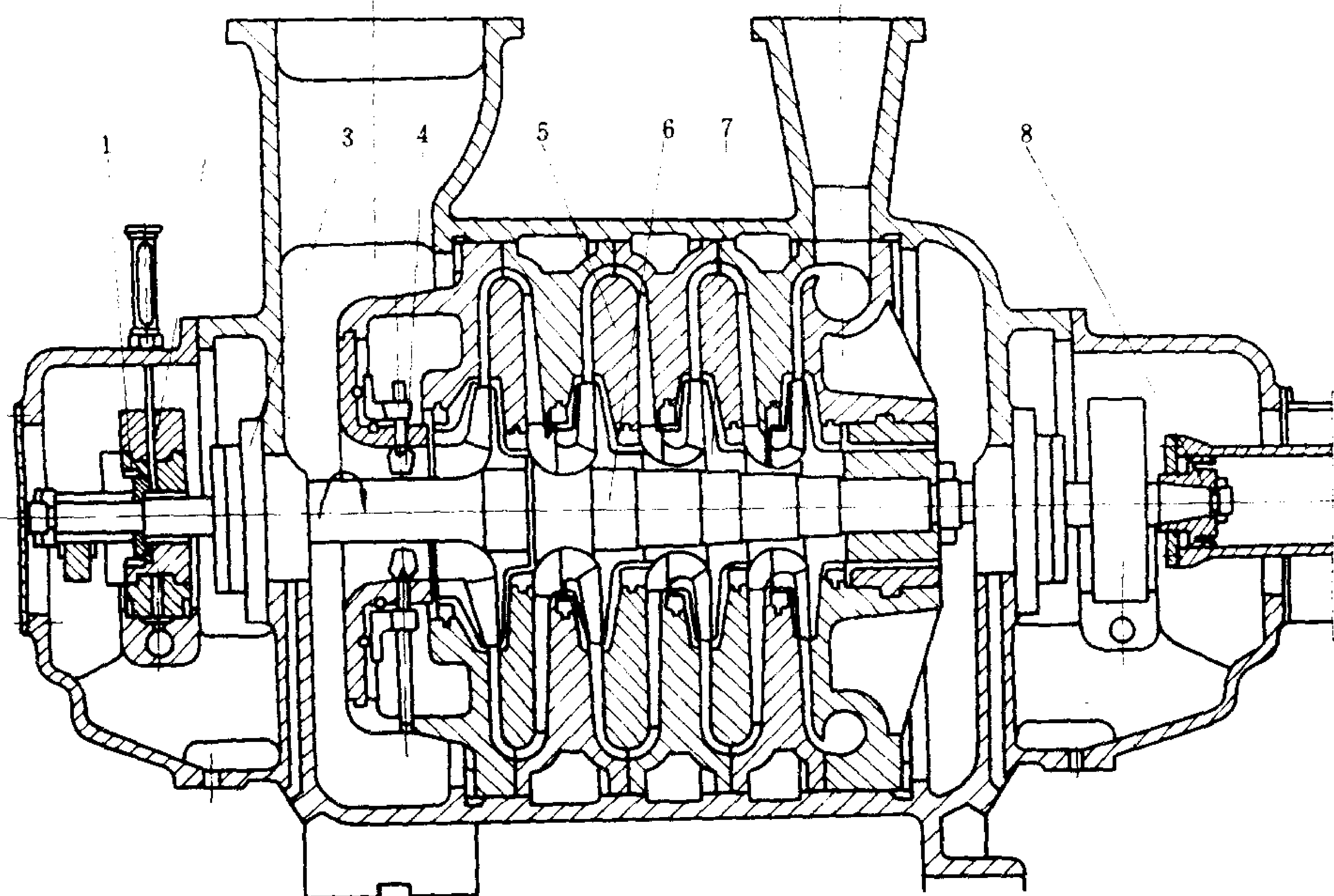


图 5.5.3-56 FTL 100-41 型离心式制冷压缩机剖面

1-止推轴承；2-主轴承；3-机械密封；4-进口可调导流叶片；

5-隔板；6-叶轮轴；7-叶轮；8-齿轮联轴器

压缩机的机体为水平剖分式，第一级叶轮进口前设有进口可调导流叶片，用来调节制冷量。叶轮用铝合金精密铸造而成。该机采用 4 级压缩 4 级节流制冷循环，后 3 级叶轮之前的吸入流道上设有中间加气口，在第 1、2、3 次节流中产生的制冷剂蒸气，分别被压缩机的第 4、3、2 级叶轮吸入，使压缩机各级叶轮的质量流量逐渐增加，从而改善了压缩机的效率。如果将第 2、3、4 级节流的制冷剂分别引入到各单独设置的蒸发器，就可利用一台机器获得 4 种不同的蒸发温度。

压缩机的主轴承采用椭圆轴承。这种轴承水平方向的间隙较垂直方向的要大些，间隙中充满压力油，以适应叶轮轴的高速旋转。主轴承的后端设有止推轴承，用以防止转子的轴向窜动。压缩机的前后轴封为机械轴封，在压力油的作用下，运转和停车时均可形成有效的密封。

压缩机的设计工况为：蒸发温度－30℃，冷凝温度 38℃，制冷量为 1163 kW（100×10^4 kcal/h），压缩机转速为 7500 r/min，电动机的功率 800 kW，使用的冷剂是R12。

4.5 工作系统

离心式制冷装置除压缩机、冷凝器、蒸发器、节流阀等部件外，还必须设有辅助系统，以保证装置的可靠运行，其中主要有：

1）滑油系统

滑油系统保证对各轴承和增速齿轮等部件进行润滑。

2）抽气回收系统

6)无线电通信设备：通信和导航设备；

7)照明及生活设备：照明、信号灯、强光灯、电灶等；

8)其它特种船需要的设备和电力推进等。

划分工况，设备分类，选定计算方法后即可求出各工况下的计算功率．再据统计规律可求出同类船舶各种工况占全年的百分数，见表 8.3.1—9。

表 8.3.1—9 **各工况占全年百分数表**

船舶种类 / 船舶工况	干货船	油轮
航行工况	41%	64%
停泊不装卸货	40%	28%
停泊装卸货	18%	7%
机动	1%	1%

4.1.3 电站容量的确定和发电机台数选择原则

1)电站机组最长工况内负载应不少于电站总容量 的 70%～75%；

2)要保证停泊装卸作业的发电机功率，建议其储备量不超过 10%；

3)不许过分分散电站功率；

4)必须考虑柴油发电机与主机的寿命比，不使相差过大；

5)必须采用型号容量相同的机组，这有利于并联运行的稳定性和减少维修保养工作量；

6)备用机组功率，应保证船上最大发电机故障停机后仍能满足船舶航行工况用电的需要。

4.2 按三类负荷法确定电站容量

在设备具有充分的数据时，大多采用三类负荷法进行全船电力负荷计算。这可获较准确的负荷系数，同时用电设备按其使用情况分类，并考虑其同时系数便可得到较准确的计算结果。

4.2.1 负荷分类

负荷分类时，按使用情况可分为三类：

1)第Ⅰ类负荷：指连续使用的负荷；

2)第Ⅱ类负荷：指短时或重复短时使用的负荷；

3)第Ⅲ类负荷：指偶然短时使用的负荷以及按操作规程可以在电站尖峰负荷时间以外使用的负荷。三类负荷具体分法见表 8.3.1—10。

〔3〕吴宝志：螺杆式制冷压缩机，机械工业出版社，1985
〔4〕制冷工程设计手册编写组：制冷工程设计手册，中国建筑工业出版社，1985
〔5〕机械工程手册编辑委员会：机械工程手册（第79篇），机械工业出版社，1980
〔6〕阎永阁等：船舶辅机下册，人民交通出版社，1983
〔7〕蒋能照、余有水：氟利昂制冷机，上海科学出版社，1983
〔8〕E.G.Pita: Refrigeration principles and system, John Wiley & sons, Inc.1984
〔9〕Andrew D. Althouse etc. Modern Refrigeration and Airconditioning, Goodheavt-Willcox co. 1975
〔10〕Nissan Refrigeration & Engineering L.T.D, Instruction Book for Refrigerating plant, 1984
〔11〕Stal Co.: Stal compressors, 1982
〔12〕А.П. Добровольский: Судовые хододильные установки, Судпромгиз 1962

第 4 章 吸收式制冷机

吸收式制冷机直接利用热能进行工作，制冷量大，可利用船上余热制冷，因此也是一项引人注目的节能技术。

1 工质对

1.1 种类

吸收式制冷机的工质，是由制冷剂和吸收剂组成的一对互溶溶液，称为工质对。一些工质对的主要性质见表 5.5.4-1。

表 5.5.4-1 吸收式制冷机所用工质对的主要性质

工质对	沸点 K		溶点 K		稳定性	毒性	腐蚀性
	冷剂	吸收剂	冷剂	吸收剂			
H_2O-LiBr	373	1265	273	549	会结晶		较强
H_2O-LiCl	373	1633	273				
CH_3OH-LiBr（甲醇）	337	1265	273	549	会结晶		较强
NH_3-H_2O	239	373	195	273	可燃	强(50 mg/L)	对铜
CH_3NH_2-H_2O（甲胺）	266	373	181	273	可燃	强(10 mg/L)	
R 22-DMF①	232	426	113		448 K以下稳定	强(20 mg/L)	
R 22-E 181②	232	548	113	245	448 K以下稳定		很弱
CH_3OH-DMF	337	426	176		可燃	强(20 mg/L)	
CH_3OH-E 181	337	548	176	245	可燃	有(200 mg/L)	

① *DMF*—二甲替甲酰胺。

② E 181—三水缩四个乙二醇甲醚。

1.2 常用工质对的特性

1.2.1 水-溴化锂

水-溴化锂是一种制冷温度较高的工质对。其中水是制冷剂，溴化锂(LiBr)为吸收剂。因此，溶液浓度的强弱正好与水的含量相反。

溴化锂在常温下呈无色粒状结晶，一般含 2 个结晶水，无毒。在大气中不会变质、挥发或分解。极易溶于水，溶解度随温度增加而提高。为了防止温度下降时从溶液中析出结晶，阻碍系统的正常运行，应注意其浓度与结晶温度间的关系，见表 5.5.4-2

表 5.5.4-2 溴化锂水溶液的结晶温度

浓度(含LiBr)%	56	58	60	62	64	65	66	68	70
结晶温度℃	−15	6.5	22.5	32.5	40.5	46.5	64	87.5	107.5

溴化锂-水溶液是一种强电解质，对碳钢、紫铜等金属都有较强的腐蚀性，特别是当有空

续上表

名　　称	航　行	进　出　港	靠离码头	停　泊	海上停泊	应急
滑油离心分油机	0.3	0.3	—	—	0.3	—
燃油离心分油机	0.3	0.3	—	—	0.3	—
主空气压缩机	—	0.4	0.4	—	—	—
辅锅炉给水泵	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	—
蒸发器给水泵	0.3	0.3	—	—	0.3	—
舱底泵	—	—	0.5	—	—	—
污水泵	0.2	—	—	0.2	—	—
卫生水泵	0.5	—	—	0.5	0.5	—
淡水泵	0.5	—	—	0.5	0.5	—
热水循环泵	0.5	—	—	0.6	0.5	—
冷藏机	0.3	0.2	0.2	0.3	0.2	—
空调冷却水泵	0.3	0.2	0.2	0.3	0.2	—
厨房用电	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.2
回转起货机	—	—	—	0.5	0.5	—
回转起货机	—	—	—	0.3	0.3	—
回转起货机	—	—	—	0.3	0.3	—
绞车	—	—	—	0.4	0.4	—

对Ⅲ类负荷一般不考虑，但注意高峰负荷时发电机和原动机是否可能过载。

4.2.3 负荷表的编制

负荷表编制步骤如下：

1)根据有关专业提供的数据，选择电动机和电设备并计算其额定所需功率。

2)根据船舶类型确定各工况下所需使用的电设备并进行分类。

3)确定负荷系数，计算各用电设备的实际使用功率。

4)计算每一工况下各类负荷的总功率。按其同时系数计算总负荷。对交流电制尚需计算无功功率和平均功率因数。

5)考虑5%的网路损失得出发电机的功率。

6)根据上述计算，选择发电机组并核算各工况下发电机的负荷百分率。一般发电机应有10%～20%的储备功率。由于异步电动机的功率因数随电动机负荷降低而下降，因此相当于P_3的$\cos\varphi$亦需从表8.3.1—11查出。

4.2.4 系数的确定

负荷系数和同时系数的确定对计算准确度有直接关系，一般只能根据大量资料进行比较分析求得近似值。

负荷系数的确定，一般机械轴功率可由产品样本查得，机械负荷系数根据有关专业提供的设备实际使用数据来确定，亦可参考表8.3.1—13加以选择。

表 8.3.1-13 **负荷系数变化范围**

	用电设备	负荷系数	用电设备	负荷系数
柴油机船	主机冷却泵(淡水、海水)	0.6~0.9	救火泵	0.75~1.0
	主机滑油循环泵	0.6~0.9	燃油驳运泵	0.75~1.0
	排气涡轮滑油泵	0.7~1.0	滑油驳运泵	0.65~1.0
	喷油嘴冷却泵	0.7~1.0	淡水泵	0.6~1.0
	辅锅炉给水泵	0.85~1.0	卫生水泵	0.8~1.0
	辅锅炉燃油泵	0.65~0.9	热水循环泵	0.8~1.0
	辅锅炉鼓风机	0.6~0.85	主机盘车机	0.8~1.0
	主空气压缩机	0.75~1.0	货油泵	0.8~0.85
	燃油离心分油器	0.65~1.0	机修设备	0.5~0.7
	滑油离心分油器	0.65~1.0	机舱通风机	0.6~1.0
	轻柴油输送泵	0.65~1.0	泵舱通风机	0.7~0.9
	重柴油输送泵	0.7~1.0	货舱通风机	0.6~0.8
汽油机船	主机循环水泵	0.7~0.9	电热器(包括电灶)	0.5~0.9
	主凝水泵	0.65~0.75	消磁装置	1.0
	燃油泵	0.75~0.85	变流机	0.35~0.8
	主机滑油循环泵	0.6~0.9	充电机	0.4~1.0
	货船给水泵	0.65~0.7	锚机	0.6~0.9
	客船给水泵	0.75~0.8	航机	0.2~1.0
	自动燃烧装置	0.8~0.9	起货机	0.3~0.65
	总用空气压缩机	0.8~0.9	绞盘	0.3~0.8
	总用泵	0.65~0.75	无线电	0.3~0.8
	舱底压缩泵	0.85~1.0	探照灯	0.8~1.0
	舱底泵	0.75~1.0	工作灯	0.8~1.0
			照明	0.6~1.0

4.2.5 负荷计算书

沿海客货船全船电力负荷计算书见表 8.3.1—14。

表 8.3.1—14(1)

沿海客货船的全船电力负荷计算书(交流电制)

用电设备名称	数量	最大机械轴功率(kW)	电动机数据					电动机利用系数 K_1	航行状态								进出港状态			
			功率(kW)	转速(r/min)	效率(%)	功率因数 cosφ	所需动率(kW)		机械负荷系数 K_2	电动机负荷系数 K_2	效率(%)	功率因数 cosφ	使用台数 n	所需有功功率(kW)	所需无功功率(kvar)	负荷类别	机械负荷系数 K_2	电动机负荷系数 K_2	效率(%)	功率因数 cosφ
一、机舱辅机																				
1. 备用滑油压力泵	2	6.5	7.5	930	86	0.81	8.73	0.87	1	0.87	86	0.8	1	7.55	5.65	(Ⅰ)				
2. 滑油离心分油器	1	2.4	3	1430	83.5	0.84	3.6	0.8	1	0.8	85	0.8	1	2.9	2.17	Ⅱ				
3. 主机备用海淡水泵	1	8	10	2930	87.6	0.89	11.4	0.8	1	0.8	87.5	0.87	1	9.15	5.18	(Ⅰ)				
4. 辅助锅炉给水泵	1	2.4	3	1430	83.5	0.84	3.6	0.8	1	0.8	83	0.8	1	2.9	2.17	Ⅱ	1	0.8	83	0.8
5. 辅助锅炉鼓风机	1	1.5	1.5	2860	81	0.87	1.85	1									[illegible]	1	81	0.87
6. 消防总用泵	1	13.4	17	2940	88.5	0.9	19.2	0.79									0.4	0.32	81.5	0.75
7. 空气压缩机	2	5.5	5.5	930	85	0.8	6.47	1									1	1	85	0.8
8. 备用舱底泵	1	8.15	10	1450	87.5	0.87	11.4	0.81	1	0.81	87.5	0.87	1	9.26	5.25	(Ⅱ)	1	0.81	87.5	0.87
9. 燃油输送泵	1	0.8	1.5	1410	80.5	0.81	1.86	0.54	1	0.54	79	0.67	1	1.02	1.12	Ⅱ	1	0.54	79	0.67
10. 燃油离心分油器	1	2.4	3	1430	83.5	0.84	3.6	0.8	1	0.8	83	0.8	1	2.9	2.17	Ⅱ	1	0.8	83	0.8
11. 压载总用泵	1	13.4	17	2940	88.5	0.9	19.2	0.79									1	0.79	87	0.86
12. 生活淡水泵	1	8	10	1450	87.5	0.87	11.4	0.8	1	0.8	87.5	0.85	1	9.15	5.68	Ⅱ	1	0.8	87.5	0.85
13. 卫生水泵	2	8	10	1450	87.5	0.87	11.4	0.8	1	0.8	87.5	0.85	1	9.15	5.68	Ⅱ	1	0.8	87.5	0.85
14. 热水循环泵	1	1.2	1.5	2860	81	0.87	1.85	0.8	1	0.8	81	0.86	1	1.48	0.88	Ⅱ	1	0.8	81	0.86
二、甲板机械																				
1. 舵机	2	—	4	1000	84	0.79	4.7	1	0.4	0.4	80	0.55	2	4	6.06	Ⅰ	0.6	0.6	83	0.67
2. 锚机	1	—	30/30/22	1500/750/375	75/76/58	0.91/0.81/0.5	40/39.5/38	1									0.8	0.8	0.76	0.79
3. 起艇机	6	—	5	1000	74	0.77	6.75	1												
4. 绞盘	1	—	22/22/16	1340/640/268	73/74/56	0.91/0.81/0.5	30.2/29.8/28.6	1									0.6	0.6	74	0.73

续上表

用电设备名称	数量	最大机械轴功率(kW)	电动机数据					电动机利用系数K_1	航行状态								进出港状态			
			功率(kW)	转速(r/min)	效率(%)	功率因数cosφ	所需动率(kW)		机械负荷系数K_2	电动机负荷系数K_2	效率(%)	功率因数cosφ	使用台数n	所需有功功率(kW)	所需无功功率(kvar)	负荷类别	机械负荷系数K_2	电动机负荷系数K_2	效率(%)	功率因数cosφ
5. 起货机	4	—	26/26/5.5	1500/750/214	82.5/81.7/44.2	0.81/0.56/0.31	31.5/31.8/12.4	1												
三、冷藏通风																				
1. 粮食库风机	1	0.24	0.4	2900	74	0.84	0.54	0.6	1	0.6	70	0.76	1	0.34	0.29	1	1	0.6	70	0.76
2. 机舱通风机	4	3	3	1500	80	0.8	3.75	1	1	1	80	0.8	4	15	11.2	Ⅰ	1	1	80	0.8
3. 首尾货舱通风机	2	0.8	0.8	3000	80	0.8	1	1	1	1	80	0.8	2	2	1.5	Ⅰ	1	1	80	0.8
4. 厕浴洗脸室通风机	2	0.53	0.8	2810	77.5	0.85	1.03	0.66	1	0.66	72	0.78	2	1.47	1.18	Ⅰ	1	0.66	72	0.78
5. 应急发电机室通风机	1	0.4	0.4	3000	80	0.8	0.5	1	1	1	80	0.8	1	0.5	0.38	Ⅰ				
6. 变流机室通风机	1	0.4	0.4	3000	80	0.8	0.5	1	1	1	80	0.8	1	0.5	0.38	Ⅰ	1	1	80	0.8
7. 蓄电池室通风机	2	0.4	0.4	3[illegible]0	80	0.8	0.5	1	1	1	80	0.8	2	1	0.76	2	1	1	80	0.8
8. 旅客舱通风机	4	1.64	2.2	1450	82	0.83	2.68	0.75	1	0.75	81.5	0.79	4	8.1	6.3	1	2	0.75	81.5	0.79
9. 厨房通风机	2	0.96	1.5	1450	80	0.81	1.88	0.64	1	0.64	79	0.75	2	2.43	2.19	Ⅰ	1	0.64	79	0.75
10. 浴厕通风机	2	0.24	0.4	2900	74	0.84	0.54	0.6	1	0.6	70	0.76	2	0.68	0.59	Ⅰ	1	0.6	70	0.76
11. 冷藏机	2	3.2	4	1440	85	0.85	4.7	0.8	1	0.8	85	0.82	2	7.55	5.26	Ⅱ	1	0.8	85	0.82
12. 二氧化碳室通风机	1	0.4	0.4	3000	80	0.8	0.5	1	1	1	80	0.8	1	0.5	0.38	Ⅰ				
13. 舵机舱通风机	1	0.4	0.4	3000	80	0.8	0.5	1	1	1	80	0.8	1	0.5	0.38	Ⅰ	1	1	80	0.8
14. 旅客舱通风机	2	3	3	1500	80	0.8	3.75	1	1	1	80	0.8	2	7.5	5.6	Ⅰ	1	1	80	0.8
15. 会议室通风机	2	0.96	1.5	1450	80	0.81	1.88	0.64	1	0.64	79	0.75	2	2.43	2.14	Ⅰ	1	0.64	79	0.75
四、机修设备																				
1. 砂轮机	1	—	0.25	1400	70	0.74	0.36	1	0.8	0.8	69	0.88	1	0.29	0.32	Ⅲ	0.8	0.8	69	0.68
2. 车床	1	—	3	1430	84	0.74	0.36	1	0.8	0.8	84	0.8	1	2.86	2.12	Ⅲ	0.8	0.8	84	0.8
3. 钻床	1	—	0.8	1380	76.5	0.77	1.05	1	0.8	0.8	75.5	0.71	1	0.85	0.84	Ⅲ	0.8	0.8	75.5	0.71

续上表

用电设备名称	数量	最大机械轴功率(kW)	电动机数据					电动机利用系数 K_1	航行状态								进出港状态			
			功率(kW)	转速(r/min)	效率(%)	功率因数 cosφ	所需动率(kW)		机械负荷系数 K_2	电动机负荷系数 K_2	效率(%)	功率因数 cosφ	使用台数 n	所需有功功率(kW)	所需无功功率(kvar)	负荷类别	机械负荷系数 K_2	电动机负荷系数 K_2	效率(%)	功率因数 cosφ
五、无线电导航设备																				
1. 航海雷达	—	—	—	—	—	—	1.5	—	—	—	—	0.8	—	1.5	11.12	Ⅱ	—	—	—	0.8
2. 无线电设备	—	—	—	—	—	—	0.5	—	—	—	—	0.8	—	0.5	0.37	Ⅱ	—	—	—	0.8
3. 导航设备	—	—	—	—	—	—	1.5	—	—	—	—	0.8	—	1.5	1.12	Ⅰ	—	—	—	0.8
六、照明及其它																				
1. 机舱照明	—	—	—	—	—	—	1.2	—					0.8	0.96		Ⅰ				
2. 房舱及室外照明	—	—	—	—	—	—	10	—					0.8	8		Ⅰ				
3. 工作灯及货舱照明	—	—	—	—	—	—	4.2	—												
4. 航行灯及信号灯	—	—	—	—	—	—	1	—					0.5	0.5		Ⅰ				
5. 探照灯	—	—	—	—	—	—	2	—					0.3	0.6		Ⅱ				
6. 电风扇	—	—					4						0.8	3.2		Ⅰ				
7. 燃油沸水器、燃油炉灶	5	—	0.08	2500			0.4						1	0.4		Ⅱ				

项目	航行状态		进出港状态	
第Ⅰ类负荷总功率(kW)	P=61.11(16.7)	Q=40.5(10.83)	P=120.04	Q=88.08
第Ⅱ类负荷总功率(kW)	P=39.45(9.26)	Q=26.62(5.25)	P=58.52(9.26)	Q=38.43(5.25)
第Ⅲ类负荷总功率(kW)	P=4.6	Q=3.28	P=4.6	Q=3.28
第Ⅰ类负荷考虑同时系数(K01=0.85)时总功率(kW)	P=52	Q=34.4	P=102	Q=75
第Ⅱ类负荷考虑同时系数(K011=0.4)时总功率(kW)	P=15.8	Q=10.7	P=23.5	Q=15.4
第Ⅰ、Ⅱ类负荷功率总和(kW)	P=67.8	Q=45.1	P=125.5	Q=90.4
考虑网络损失5%时的所需动率(kW)	P=71	Q=47.4	P=132	Q=95
平均功率因数 cosφ		0.83		0.81
运用发电机台数及功率(台×kW)		1×100		2×100
发电机负荷率(%)		71		66
备用发电机台数及功率(台×kW)		2×100		1×100

注:1. 船上安装主发电机三台,100kW,应急发生机一台,40kW.

2. 括弧内为备用辅机负荷.

续上表

用电设备名称	进出港状态				停泊状态								应急状态								装卸货状态							
	使用台数 n	所需有功功率 (kW)	所需无功功率 (kW)	负荷类别	机械负荷系数 K_2	电动机负荷系数 K_2	效率 (%)	功率因数 $\cos\varphi$	使用台数 n	所需有功功率 (kW)	所需无功功率 (kvar)	负荷类别	机械负荷系数 K_2	电机负荷系数 K_3	效率 (%)	功率因数 $\cos\varphi$	使用台数 n	所需有功功率 (kW)	所需无功功率 (kW)	负荷类别	机械负荷系数 K_2	电动机负荷系数 k_3	效率 (%)	功率因数 $\cos\varphi$	使用台数 n	所需有功功率 (kW)	所需无功功率 (kvar)	负荷类别
一、机舱辅机																												
1. 备用滑油压力泵																												
2. 滑油离心分油器																												
3. 主机备用海淡水泵																												
4. 辅助锅炉给水泵	1	2.9	2.17	Ⅱ	1	0.8	83	0.8	1	2.9	2.17	Ⅱ									1	1.8	83	6.6	1	2.9	2.17	Ⅱ
5. 辅助锅炉鼓风机	1	1.85	1.05	I	1	1	81	0.87	1	1.85	1.05	I									1	1	81	0.87	1	1.85	1.05	I
6. 消防总用泵	1	6.68	5.88	I									1	0.79	87	0.86	1	15.5	9.15	I								
7. 空气压缩机	1	6.47	4.85	Ⅱ																								
8. 备用舱底泵	1	9.26	5.25	(Ⅱ)									1	0.8	37.5	0.87	1	9.26	5.25	(Ⅱ)								
9. 燃油输送泵	1	1.02	1.12	Ⅱ																1	0.54	79	0.67	1	1.02	1.12	Ⅱ	
10. 燃油离心分油器	1	2.9	2.17	Ⅱ																1	0.8	83	0.8	1	2.9	2.17	Ⅱ	
11. 压载总用泵	1	15.5	9.15	Ⅱ																1	0.79	87	0.86	1	15.5	9.15	Ⅱ	
12. 生活淡水泵	1	9.15	5.68	Ⅱ	1	0.8	87.5	0.85	1	9.15	5.68	Ⅱ								1	0.8	87.5	0.85	1	9.15	5.68	Ⅱ	
13. 卫生水泵	1	9.15	5.68	Ⅱ	1	0.8	87.5	0.85	1	9.15	5.68	Ⅱ								1	0.8	87.5	0.85	1	9.15	5.68	Ⅱ	
14. 热水循环泵	1	1.48	0.88	Ⅱ	1	0.8	81	0.86	1	1.48	0.88	Ⅱ								Ⅱ	0.8	81	0.86	1	1.48	0.88	Ⅱ	
二、甲板机械																												
1. 舵机	2	5.7	6.27	I																								
2. 锚机	1	31.6	24.5	I																								
3. 起艇机					0.6	0.6	70	0.64	1	4.28	5.14	Ⅱ	0.4	0.4	80	0.55	2	4	6.06	I								
4. 绞盘	1	17.9	16.8	I																								
5. 起货机													0.6	0.6	70	0.64	3	12.8	15.4	Ⅱ					以3			

续上表

用电设备名称	进出港状态				停泊状态								应急状态								装卸货状态							
	使用台数 n	所需有功功率(kW)	所需无功功率(kW)	负荷类别	机械负荷系数 K_2	电机负荷系数 K_2	效率(%)	功率因数 cosφ	使用台数 n	所需有功功率(kW)	所需无功功率(kvar)	负荷类别	机械负荷系数 K_2	电机负荷系数 K_3	效率(%)	功率因数 cosφ	使用台数 n	所需有功功率(kW)	所需无功功率(kW)	负荷类别	机械负荷系数 K_2	电动机负荷系数 k_3	效率(%)	功率因数 cosφ	使用台数 n	所需有功功率(kW)	所需无功功率(kvar)	负荷类别
三、冷藏通风																					0.7	0.7	81.7	0.56	合计	66.8	98.5	I
1. 粮食库风机	1	0.34	0.29	I	1	0.6	70	0.76	1	0.34	0.29	1									1	0.6	70	0.76	1	0.34	0.29	I
2. 机舱通风机	4	15	11.2	I																	1	1	80	0.8	1	3.75	2.8	I
3. 首尾货舱通风机	2	2	1.5	I																	1	1	80	0.8	2	2	1.5	I
4. 厕浴洗脸室通风机	2	1.47	1.18	I	1	0.66	72	0.78	2	1.47	1.18	I									1	0.66	72	0.78	2	1.47	1.18	I
5. 应急发电机室通风机													1	1	80	0.8	1	0.5	0.38	I								
6. 变流机室通风机	1	0.5	0.38	I	1	1	80	0.8	1	0.5	0.38	I																
7. 蓄电池室通风机	2	1	0.76	I	1	1	80	0.8	2	1	0.76	I									1	1	80	0.8	2	1	0.76	I
8. 旅客舱通风机	4	8.1	6.3	I	1	0.75	81.5	0.79	2	4.05	3.15	I									1	0.75	81.5	0.79	4	8.1	6.3	I
9. 厨房通风机	2	2.43	2.14	I	1	0.64	79	0.75	1	1.21	1.07	I									1	0.64	79	0.75	2	2.43	2.14	I
10. 浴厕通风机	2	0.68	0.59	I	1	0.6	70	0.76	2	0.68	0.59	I									1	0.6	70	0.76	2	0.68	0.59	I
11. 冷藏机	2	7.55	5.26	Ⅱ	1	0.8	85	0.82	2	7.55	5.26	Ⅱ																
12. 二氧化碳室通风机																												
13. 舵机舱通风机	1	0.5	0.38	I																								
14. 旅客舱通风机	2	7.5	5.6	I	1	1	80	0.8	2	7.5	5.6	I									1	1	80	0.6	2	7.5	5.6	I
15. 会议室通风机	2	2.43	2.14	I	1	0.64	79	0.75	1	1.21	1.07	I									1	0.64	79	0.75	2	2.43	2.14	I
四、机修设备																												
1. 砂轮机	1	0.29	0.32	Ⅱ	0.8	0.8	69	0.68	1	0.29	0.32	Ⅱ																
2. 车床	1	2.86	2.12	Ⅱ	0.8	0.8	84	0.8	1	2.86	2.12	Ⅱ																
3. 钻床	1	0.85	0.84	Ⅱ	0.8	0.8	75.5	0.71	1	0.85	0.84	Ⅱ																

续上表

用电设备名称	进出港状态				停泊状态								应急状态								装卸货状态							
	使用台数 n	所需有功功率(kW)	所需无功功率(kW)	负荷类别	机械负荷系数 K_2	电机负荷系数 k_3	效率(%)	功率因数 cosφ	使用台数 n	所需有功功率(kW)	所需无功功率(kvar)	负荷类别	机械负荷系数 K_2	电机负荷系数 K_3	效率(%)	功率因数 cosφ	使用台数 n	所需有功功率(kW)	所需无功功率(kW)	负荷类别	机械负荷系数 K_2	电动机负荷系数 K_3	效率(%)	功率因数 cosφ	使用台数 n	所需有功功率(kW)	所需无功功率(kvar)	负荷类别
五、无线电导航设备																												
1. 航海雷达	—	1.5	1.12	Ⅱ									—	—	—	—	0.8	—	1.5	1.1Z	Ⅱ							
2. 无线电设备	—	0.5	0.37	Ⅱ									—	—	—	0.8	—	0.5	0.37	Ⅱ								
3. 导航设备	—	1.5	1.12	I									—	—	—	0.8	—	1.5	1.12	I								
六、照明及其它																												
1. 机舱照明	0.8	0.96		I					0.8	0.96		I					0.8	0.96		I					0.8	0.96		I
2. 房舱及室外照明	0.8	8		I					0.3	3		I					0.8	8		I					0.3	3		I
3. 工作灯及货舱照明																	0.5	2.1		I					0.5	2.1		I
4. 航行灯及信号灯	0.7	0.7		I													0.5	0.5		I								
5. 探照灯	0.3	0.6		Ⅱ													0.5	1		Ⅱ								
6. 电风扇	0.8	3.2		I					0.3	1.2		I													0.3	1.2		I
7. 燃油沸水器、燃油炉灶	1	0.4		Ⅱ					0.6	0.24		Ⅱ													0.6	0.24		Ⅱ
					P= 24.97				Q=15.14				P=33.06				Q= 16.71				P=105.61				Q=122.85			
					P=30.47				Q= 19.67				P=2(9.26)				Q=1.49(5.25)				P=42.34				Q=26.85			
					P=8.28				Q=8.42				P=13.8				Q= 15.4											
					P=21.2				Q=12.9				P=29				Q=14.2				P=89.5				Q=104			
					P=12.2				Q=7.9				P=0.8				Q=0.6				P=17				Q=10.8			
					P=33.4				Q=208				P=29.8				Q=14.8				P=106.5				Q=114.8			
					P=35				Q=21.8				P=31.3				Q=15.6				P=112				Q=121			
									0.85								0.88								0.68			
									1×100								1×40								2×100			
									35								78.3								56			
									2×100								—								1×100			

(参看表 5.5.4-7)或其他不漏气结构。系统流程为双泵式(参看图 5.5.4-3 b)。溶液泵 8 除向发生器供液外，还向混合喷射器供应工作流体，以吸引浓液，并将其带回吸收器。

表 5.5.4-5　　屏蔽泵主要规格性能

型　号	流量 m^3/h	压头 m	吸高 m	转速 r/min	效率	电机功率 kW	口径 mm	
							进口	出口
50 PN-12	6.25	12	9.2	2800	0.5	1.1	50	32
80 PN-12	12.5	12	9.2	1400	0.42	3	80	40
100 PN-14	25.0	14	9.0	1400	0.56	5.5	100	50
125 PN-14	50.0	14	8.5	1400	0.56	7.5	125	65
150 PN-14	100.0	14	8.5	1400	0.56	13	150	100

表 5.5.4-6　　2 X型旋片真空泵主要参数

型　式	2 X-0.5	2 X-1	2 X-2	2 X-4	2 X-8	2 X-15	2 X-30	2 X-30 A	2 X-70	2 X-70 A
抽气速率 L/S	0.5	1	2	4	8	15	30	30	70	70
极限真空 Pa	0.067	0.067	0.067	0.067	0.067	0.067	0.067	0.067	0.067	0.067
转速 r/min	500	500	450	450	320	320	315	450	345	420
电机功率 kW	0.18	0.28	0.37	0.55	1.1	2.2	4	3	7.5	5.5
进气口直径 mm	10	15	20	25	40	40	80	85	80	80
冷却水管直径 mm									12.5	10
工作油温升 ℃	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40
用油量 L	0.25	0.45	0.7	1	2	2.8	4.2	2	5.2	—
外尺度 mm	410	410	560	560	790	790	940	780	1100	908
	230	270	300	340	430	530	648	500	710	650
	280	300	400	400	540	540	650	560	765	692
净重 kg	23	30	53	55	158	202	363	236	550	440

表 5.5.4-7　　CI系列高真空蝶阀主要规格性能

序　号	型　号	公称通径 mm	通流能力 ≈L/s	*D* mm	*B* mm	≈*L* mm	≈*H* mm	质量 kg	漏气率 ≯Pa·L/s
1	GI-32	32	25	78	22	82	70	0.8	2.67×10^{-4}
2	GI-40	40	50	85	22	82	97	0.9	6.67×10^{-4}
3	GI-50	50	94	110	22	98	110	1.5	10.0×10^{-4}
4	GI-80	80	225	145	30	150	155	3	2.4×10^{-3}
5	GI-100	100	375	170	30	150	167	4	3.9×10^{-3}
6	GI-150	150	1000	220	35	170	200	6.4	1×10^{-2}
7	GI-200	200	1875	275	40	280	95	11.5	1.9×10^{-2}
8	GI-250	250	2800	330	45	330	325	16	2.7×10^{-2}
9	GI-300	300	3750	380	55	420	393	22.8	3.9×10^{-2}

3.3.2 CXZ-20 型溴化锂吸收式制冷机

这是专供船用的单级溴化锂吸收式制冷机。它用蒸汽辅机的排汽进行工作，为空气调节提供冷源。它的工作参数见表 5.5.4-3。这种机器允许在纵摇不大于 6°、横摇不大于 15°的情况下工作。

1)结构

本机属于单筒型，发生器和蒸发器分别布置在筒体的两侧，冷凝器则位于上方。在冷凝器与发生器以及蒸发器与吸收器之间，各有一侧经分离器彼此相通，其余则以隔热壁分隔，

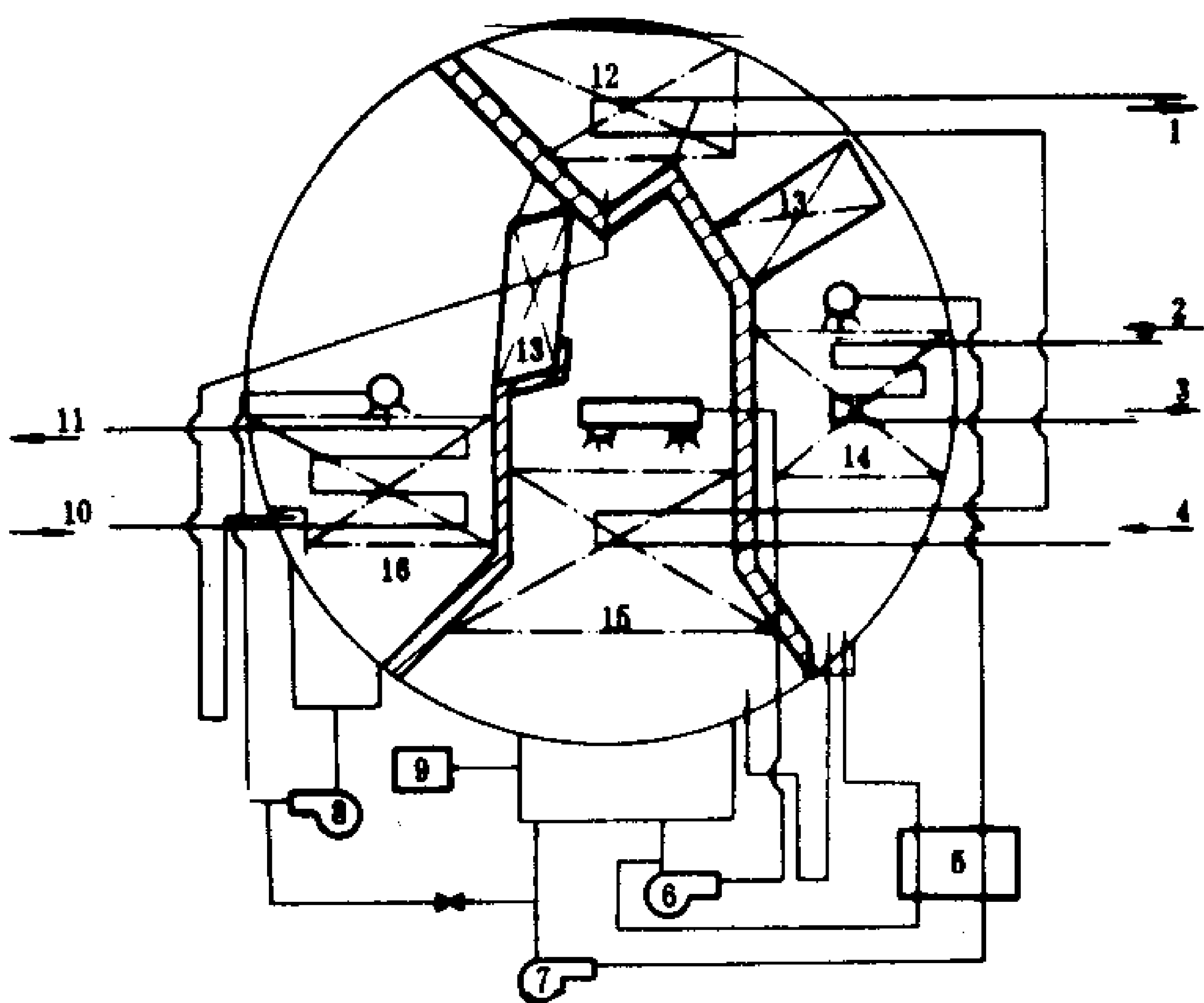


图 5.5.4-10 CXZ-20 制冷机流程

1-冷却水出口；2-蒸汽进口；3-凝结水出口；4-冷却水进口；5-换热器；6-吸收器水泵；7-发生器水泵；8-蒸发器水泵；9-真空泵；10-冷媒水进口；11-冷媒水出口；12-冷凝器；13-分离器；14-发生器；15-吸收器；16-蒸发器

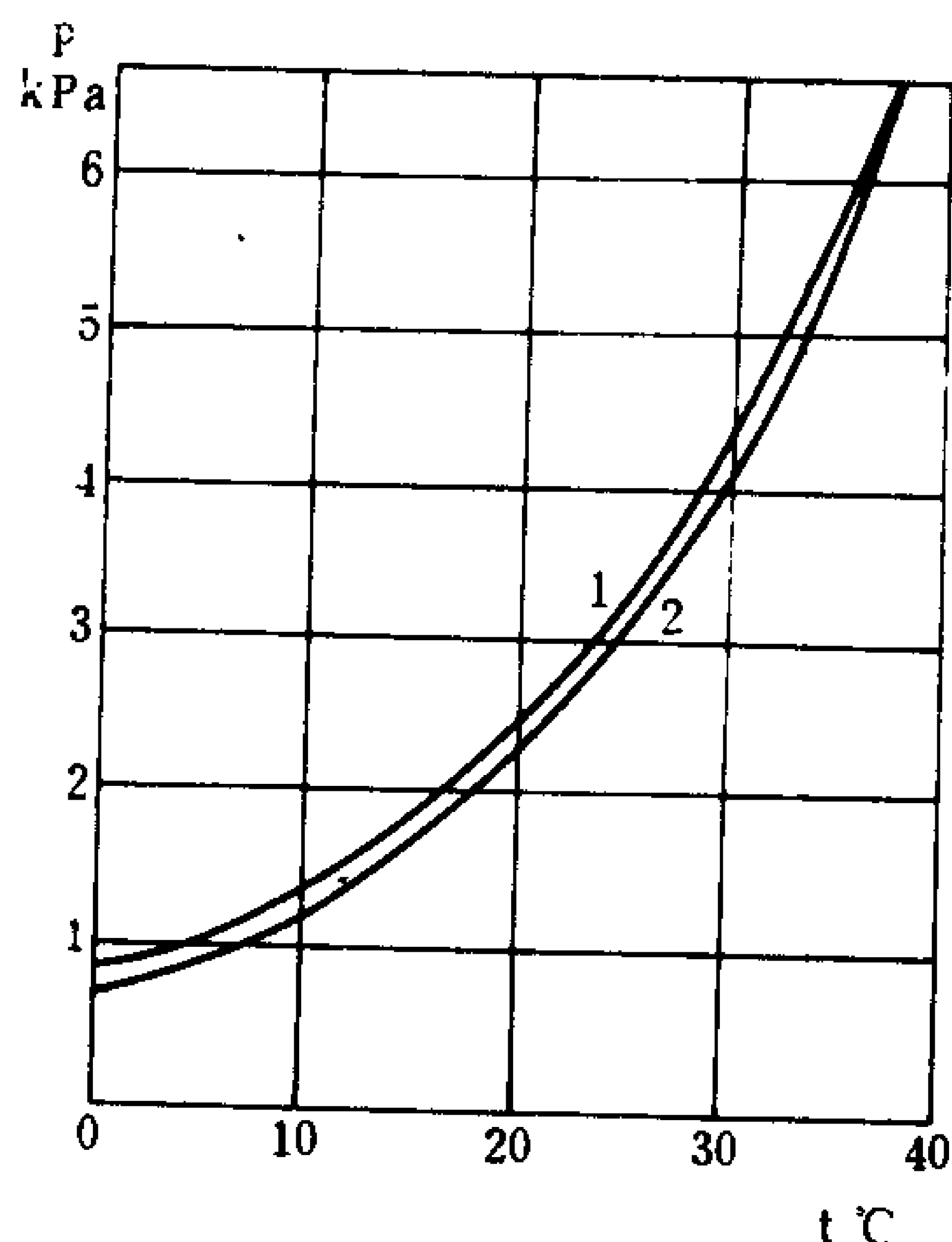


图 5.5.4-11 机内压力与室温的关系

1-容许压力（绝对）；2-蒸汽压力（绝对）

以防漏热，如图 5.5.4-10 所示。为了减轻船舶摇摆的影响，在各换热器下部的液囊中都设有隔板。

溶液和冷剂水的循环，分别由 3 台屏蔽型循环泵 6 、 7 、 8 完成。器内的空气则由真空泵 9 从吸收器管束下方和冷凝器中抽出。热交换器 5 用来回收浓液热量。自动溶晶管则设在发生器与吸收器之间呈 U 字形。冷剂水再生管位于蒸发器泵 8 的出口与吸收器之间。有关控制和保护设备的技术数据见表5.5.4-8。

表 5.5.4-8 控制和保护设备的规格与调定值

名　称	型　号	规　格	调定值	感受元件位置
简易电子温度调节器	TA-052	−50-50 ℃		冷却水管入口
简易电子压力调节器	TA-054	0—2.5	100kPa	蒸汽管入口
温度比例调节器	WTKB-11	−15—15℃	7℃	蒸发器冷媒水出口
冷媒水压差继电器	CWK-II	0.1—1.5	40 kPa	蒸发器冷媒水第 2 . 5 流程间
冷却水压力继电器	YWK-50-C	0 - 5 bar		冷却水管入口
发生器浓液高温继电器	WTEK-50-C	80—120℃	98℃断 96℃合	浓液管出口
蒸发器低温继电器	WTEK-50-C	−15—15℃	2℃断 5℃合	蒸发器液囊
旁通管高温继电器	WTEK-50-C	40-80℃	70℃断 68℃合	浓液旁通管
稀液停止温度继电器	WTEK-50-C	40—80℃	43℃断 45℃合	换热器稀液出口
溶晶高温继电器	WTEK-50-C	40-80℃	70℃断 68℃合	发生器泵
冷媒水低温继电器	WTEK-50-C	−15—15℃	4℃断 5.5℃合	冷媒水出口
蒸发器液位继电器	JYB		三位控制	蒸发器液囊
冷却水低温继电器	WTEK-50-C	10～40℃	20℃	冷却水进口

2）运行

（1）溶液的添加

加入的 LiBr 溶液，浓度应符合要求。当使用浓度不合要求的现成溶液时，需加入（过浓时）或（从蒸发器中）取出相应的蒸馏水。

添加溶液时，应加入 0.1～0.3%（按质量计）的铬酸锂（$LiCrO_2$）和 0.02%的氢氧化锂（LiOH）作缓蚀剂，使溶液的pH值介于 9.5～11.5 之间

添加溶液时，还应加入正辛醇作为强化换热的添加剂，加入量为液重的0.1%～0.7%，一般为 0.3%。

从注入溶液开始，即应用真空泵使器内保持真空，其数值与室温有关，见图 5.5.4-11。

（2）起动和停车

起动前应确信机器密封性能良好（表压为200 KPa的气压试验和133～266 Pa（绝对）的真空试验应合格），各阀门处于表5.5.4-9所列状态，且管路清洁畅通，溶液浓度合宜，液量正常（～1000 kg），真空度恰当。

手动起动程序如下：

表5.5.4-9　　机组起动前各阀门的状态

序　号	阀　门　名　称	状　　态
1	冷剂水再生阀	关闭
2	冷剂水取样阀	关闭
3	蒸发器泵测压阀	开启
4	蒸发器调节阀	适当开启
5	吸收器调节阀	适当开启
6	发生器调节阀	适当开启
7	吸收器泵测压阀	开启
8	换热器稀液测压阀	开启
9	蒸发器测压阀	开启
10	冷凝器测压阀	开启
11	抽气器测压阀	关闭
12	抽气阀	关闭
13	冷凝器抽气阀	关闭
14	稀溶液取样阀	关闭
15	中间溶液取样阀	关闭
16	浓溶液取样阀	关闭
17	放气阀	关闭
18	放液阀	关闭
19	吸收器喷淋液测压阀	开启
20	发生器喷淋液测压阀	开启
21	蒸发器喷淋液测压阀	开启
22	冲晶管阀	关闭
23	备用阀	关闭
24	电磁放气真空阀	关闭

放出发生器加热管束中的凝水，依次起动冷却水泵、冷媒水泵、吸收器泵和发生器泵，调节冷却水量使真空保持正常。逐渐开启加热蒸汽并调整其压力。

当蒸发器液位达半高以上时，起动蒸发器泵，然后采用表5.5.4-10所示的办法，调整工作参数。

运行中如遇应急情况，应注意保持溶液温度和浓度，以免出现结晶。

停车的步骤如下：

按下“停止”按钮，自动切断凝水调节阀使机器转入“自动稀释”运行状态。

关闭蒸汽截止阀（供汽阀）。

使各泵继续运行7～15 min左右，待稀液温度下降到给定值时，发生器、吸收器、蒸发器等泵就会自动停止。

切断开关箱电源。

停止冷却水泵和冷媒水泵。

表 5.5.4-10　参数调整方法

现象	调整方法
$\xi_r \le 62\%$，$\xi_a > 58\%$ $\xi_r < 62\%$，$\xi_a < 58\%$ $\xi_r > 62\%$，$\xi_a < 58\%$ $\xi_r > 62\%$	关小发生器调节阀 提高加热蒸汽压力，开大凝水阀 开大发生器调节阀 降低蒸汽压力
吸收器液位低： 蒸发器中液位高，ξ_a很高 蒸发器中液位低，ξ_a正常 蒸发器中液位高，ξ_a正常	 降低蒸汽压力或提高真空度 添加溶液 抽出部分冷剂水。加入溶液
吸收器液位高于抽气管： ξ_a低，蒸发器液位低 ξ_a正常，蒸发器液位正常 ξ_a低，蒸发器水位高	 继续运行，升高蒸汽压，开大凝水阀 放出一部分溶液 抽出部分冷剂水

注：ξ_r、ξ_a——浓、稀溶液浓度。

如果环境温度低于 0℃，或准备作较长时间停用时，除进行上述操作外，还应在按下“停止”按钮前，开启冷剂水再生阀，切断蒸发器的冷媒水或加热蒸汽的凝水，并从封头水室中放尽残水。

（3）冷剂水的再生

当发现蒸发器中冷剂水被溴化锂污染时，应起动冷剂水泵，打开泵排出管上通向吸收器的截止阀，把冷剂水全部送入吸收器，然后按使用新机器的程序进行操作，直到重新获得纯净的冷剂水为止。

（4）溶晶

在运行中，溶液的结晶多发生在换热器的浓液侧，严重时应减少冷却水量，提高吸收器出水温度，并打开再生器阀，将冷剂水排入吸收器。待蒸发器有响声时，停止冷剂水泵运行，将凝水调节阀转向“手动”，并开启 50%左右，继续保持运行。还可打开吸收器泵出口通换热器的阀门，进行冲晶，直至完全溶通为止。

3）自动化系统

（1）制冷量的自动调节——由冷媒水的供水温度通过电动比例操作器借调节发生器凝水的流量来实现。

（2）加热蒸汽压力的自动调节——由压力调节器、电动执行器通过调节阀来实现，常用来配合制冷量的调节。

（3）冷却水量的自动调节——按冷却水进口温度经电动执行器通过调节阀来实现。

（4）其他安全保护系统的自动工作，参见表 5.5.4-8。

4　氨-水吸收式制冷机

4.1　单级氨-水吸收式制冷机

这种制冷机的流程见图 5.5.4-12，它与水—溴化锂制冷机的不同之处在于：制冷剂是氨，因而可取得－40℃左右的低温；氨、水的沸点相差不足 200℃，氨蒸气中混有一定的水，影响制冷机的性能，因此需在发生器后设精馏器，以提高其浓度。

氨-水吸收式制冷机的其他工作，与下述氨-水-氢吸收-扩散式制冷机基本相同。

4.2 氨-水-氢扩散-吸收式制冷机

这是一种小型制冷机，常见于日用冰箱，按氨水吸收制冷循环工作，但借充入氢气（或氦气）和热虹吸泵的作用，可使系统在相同的总压力下，利用扩散、吸收和热虹吸提升，在不用溶液泵的情况下，完成工作。

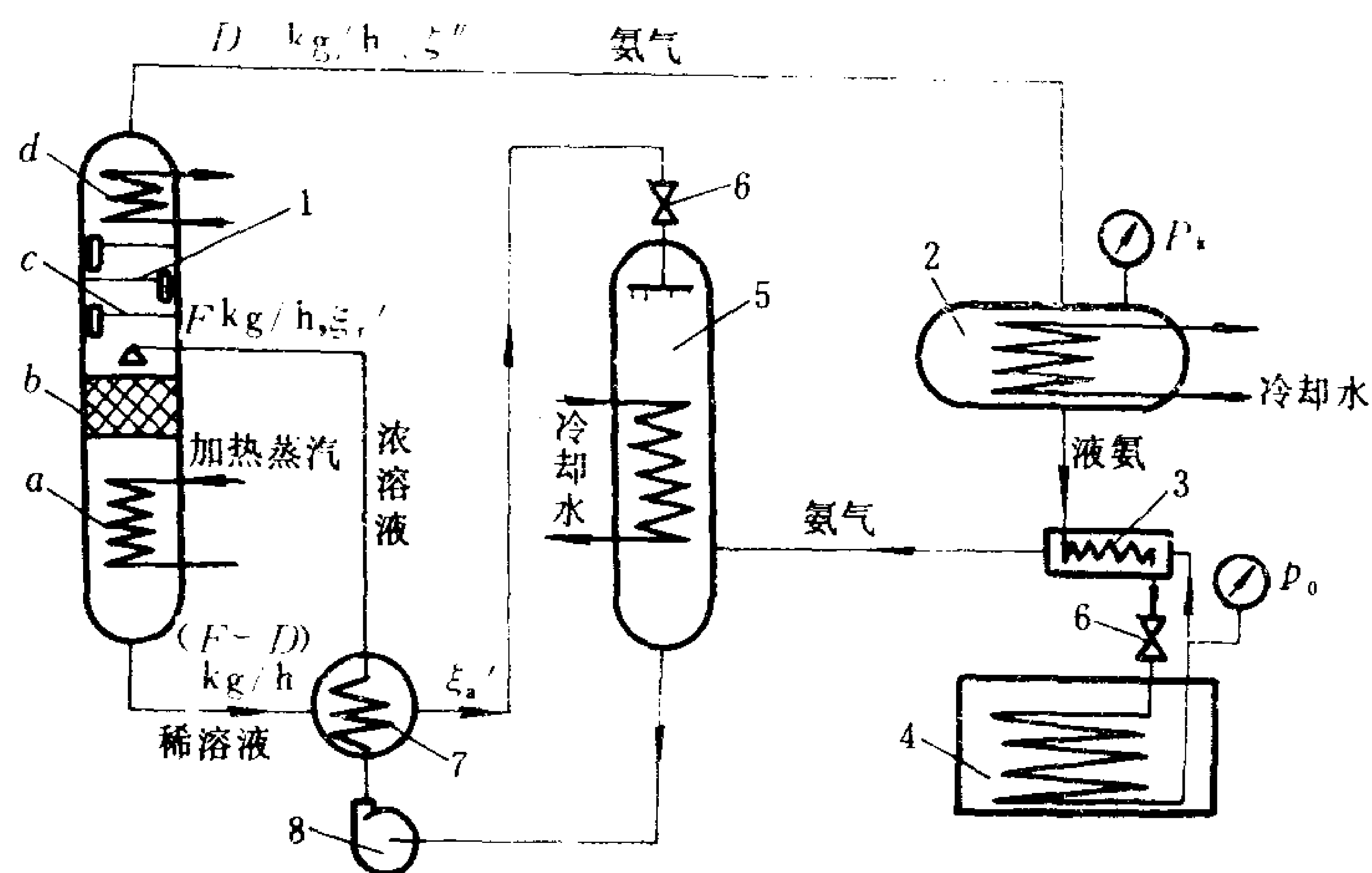


图 5.5.4-12　单级氨水吸收式制冷机

1-精馏塔（a-发生器，b-提馏段，c-精馏段，d-回流冷凝器）；2-冷凝器；3-过冷器；4-蒸发器；5-吸收器；6-节流阀；7-溶液热交换器；8-溶液泵

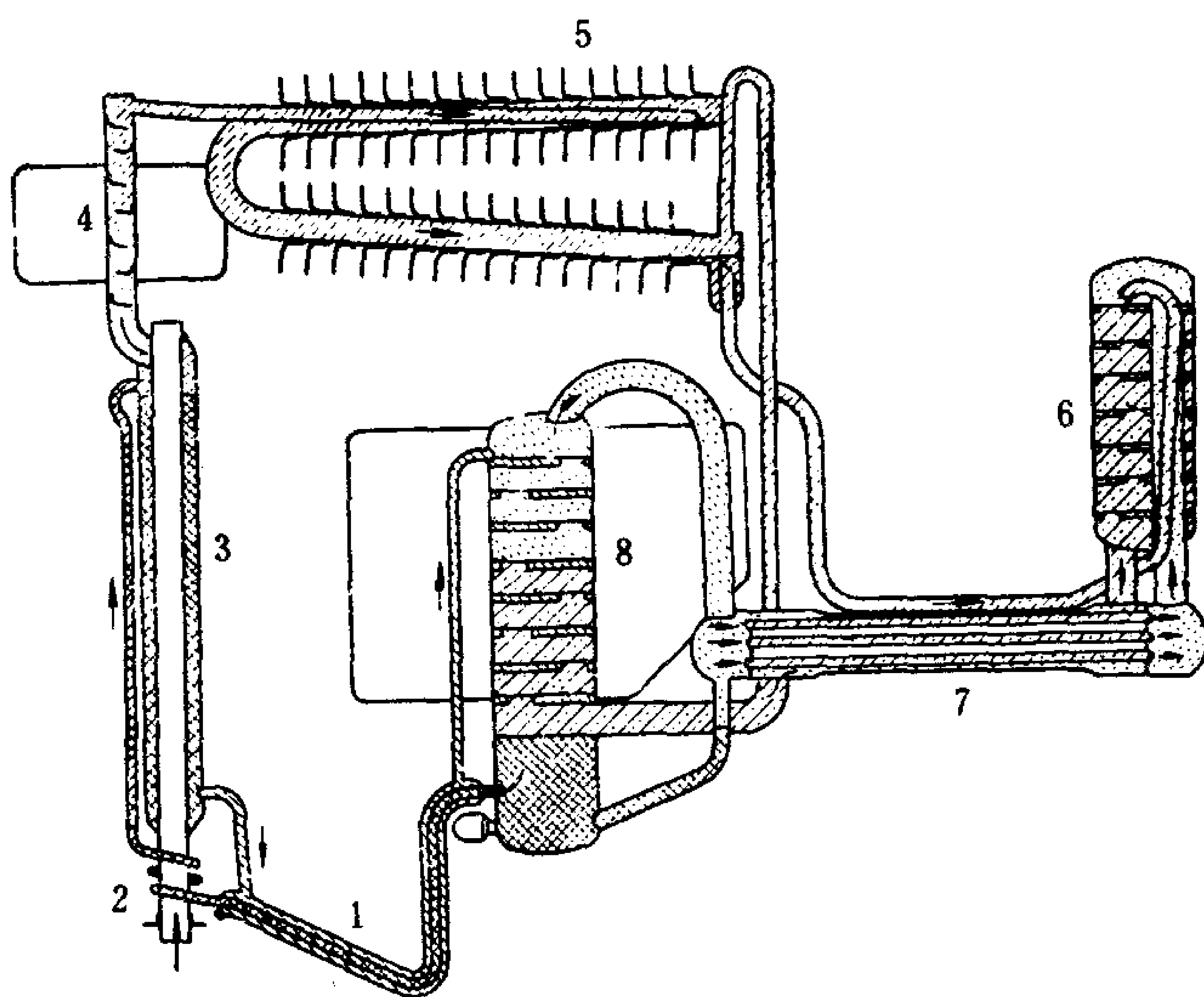


图 5.5.4-13　吸收-扩散式制冷机

1-换热器（液体）；2-热虹吸泵；3-发生器；4-精馏器；5-冷凝器；6-蒸发器；7-换热器（气体）；8-吸收器

发生器 3（图5.5.4-13）由加热元件和热虹吸泵 2 组成。浓氨水溶液在换热器 1 中被预热后，在小管内被进一步加热、蒸发，生成汽泡，使管内汽液混合物的密度降低，从而能将混合液提升到发生器的顶部，在那里汽、液分离，溶液下落，而氨（水混合）汽则继续上升，并在精馏器 4 中放出精馏热，析出一部分浓氨水、提高氨份浓度后，进入冷凝器 5 冷凝。然后，经液封管，借与蒸发器 6 间的较大分压差，向蒸发器扩散，蒸发、吸热制冷。蒸发成的蒸汽与一部分氢气一起经气体换热器 7，吸收回流氢（氨）气的热量后进入吸收器 8，在那里与来自发生器的自上而下的稀液相遇，放出吸收热，被吸收而变成浓液，流回贮液器，重新被热虹吸泵送回发生器，开始新的循环。在吸收器中未被吸收的氢气和极少部分氨气，则在密度差的推动下，继续向上，经气体冷却器 7，由回氢口流回蒸发器，以补充随氨气流出的氢气，保持总压力平衡，使系统的工作持续进行。

吸收-扩散式制冷机工作平静，寿命长，但效率较低。

参考文献

〔1〕茅以惠、余国和：吸收式与蒸汽喷射式制冷机，机械工业出版社，1985

〔2〕制冷工程设计手册编写组：制冷工程设计手册，中国建筑工业出版社，1978

〔3〕机械工程手册编写组：机械工程手册(79篇)，机械工业出版社，1980

〔4〕Л.М.Розенфедьд:Холодильные машины и аппараты, Госиздат, 1960

〔5〕Marcel Bogart: Ammonia absorption refrigeration in industrial processes, Gulf publishing Company, 1981

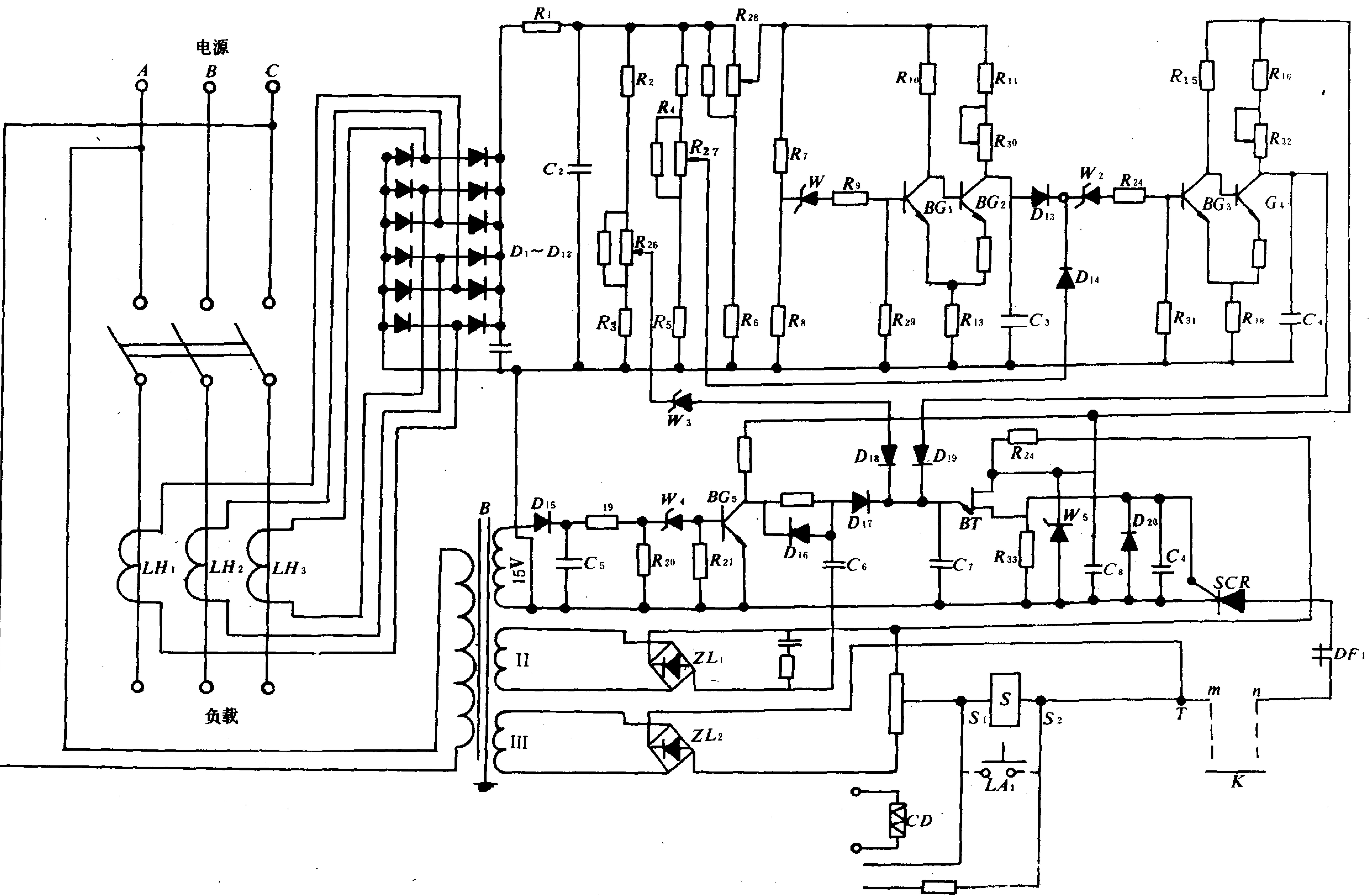


图 8.3.1-11 DW98 半导体脱机器原理接线图

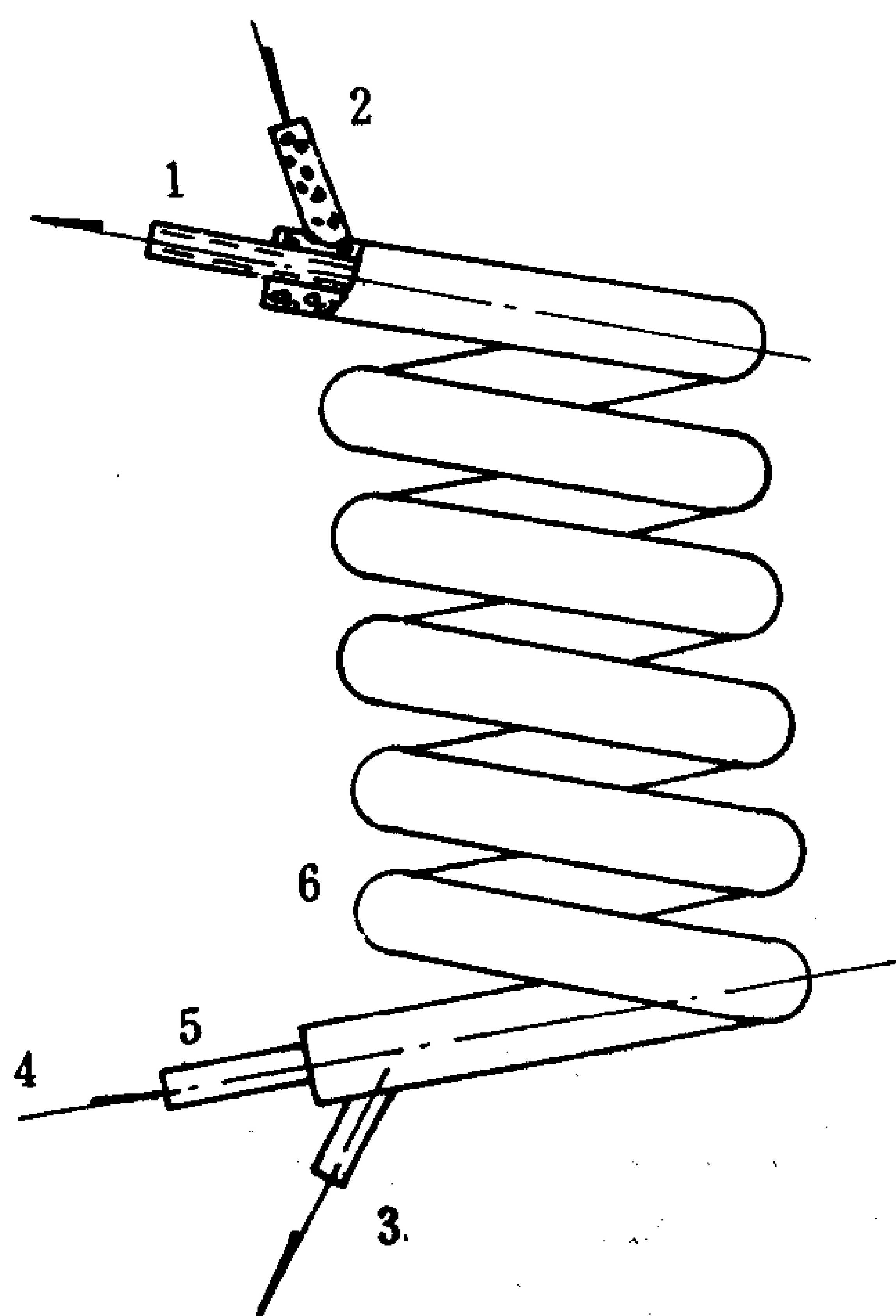


图 5.5.5-3　套管式换热器结构
1、4-冷却水出、进；2、3-制冷工质进、出；
5-内管；6-外管

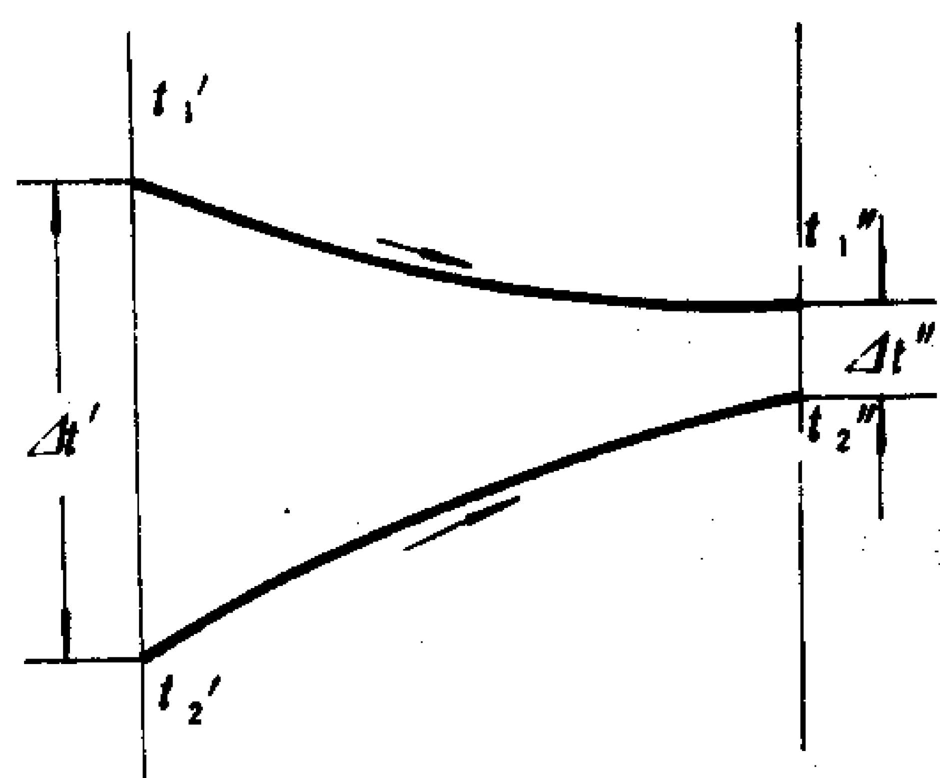


图 5.5.5-4　平均温差的计算

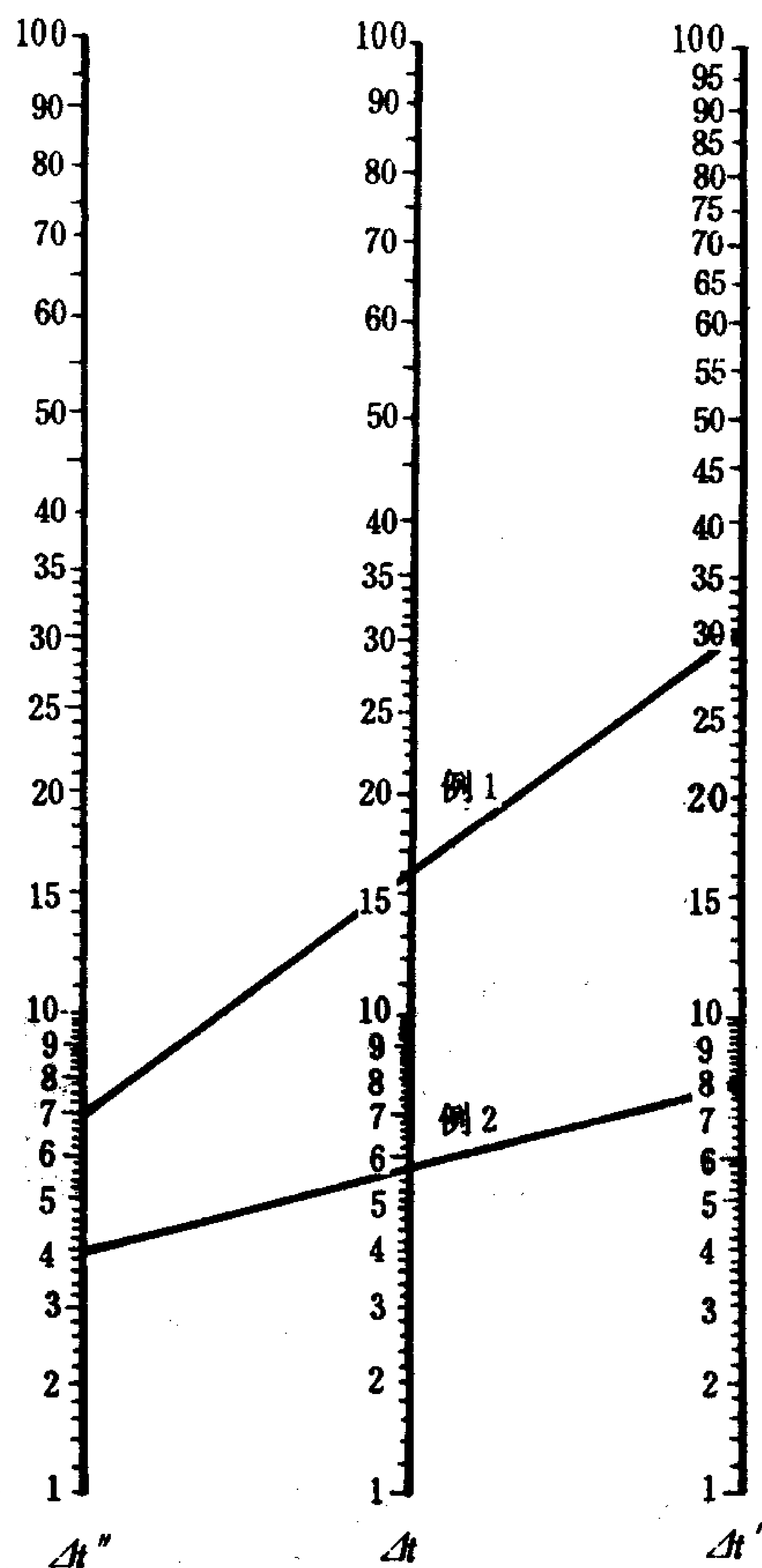


图 5.5.5-5　对数平均温差计算图

利用基本传热方程 5.5.5-1 进行换热器计算时，可借助给定的条件，先算出其中的 3 个量，然后才能算出第 4 个量。换热器的传热面积可按换热器的结构尺寸计算。平均温差一般采用对数平均温差，当冷、热流体端部温差接近时，可采用算术平均温差。

图 5.5.5-4 示出换热器中的工作流体的温度变化，其平均温差的表达式为：

1）算术平均温差

$$\Delta t_n = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2} \quad ℃ \tag{5.5.5-2}$$

2）对数平均温差

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln\frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad ℃ \tag{5.5.5-3}$$

式中：$\Delta t'$、$\Delta t''$——换热器进出口二换热流体的温差，℃。

对逆流式换热器，则以温差较大的一端为进口温差，按上式计算。另外，也可根据$\Delta t'$、$\Delta t''$值利用对数温差计算图（图 5.5.5-5）求得。

表 8.3.1—16　　**国内外自动空气开关类型及型号**

类型 \ 型号及电流等级 \ 制造厂	日本三菱	日本寺崎	西德西门子	美国西屋	苏联	中国
标准型	S： 30 50 100 225 400 600 800 1000 1200 1600 2000 2500 3200 4000	TO—B： 30 60 100 225 400 600 800 1000 1200 1600 2000 3200	3YQ： 32 60 100 225 400 600		A 3100： 100 200 600	
经济型	C： 30 50 100 225 400 600	TO—C 50 100 225				DΣ910 或 DZ10： 100 250 600
限流型	R 100 225 400 600 800	TL—E 100 225 400 600 800	3VS 100 225 400 600 800			
带自复熔断器型	V： 100 225 400 600 800			LF： 100 250 400		
选择型	E 400 600 800 1200 2000 3000 4000	TT： 600 800 1600 2000 3200	A3500： 160 250 400 600			

贮液集污罐。筒体外部焊有各种接管。冷凝器前后端盖为钢铸件，内铸分水筋板，以实现冷却水的多回程流动。另外，在端盖上还设有放水、放空气旋塞。船用壳管式冷凝器多采用铝黄铜或镍铜散热管，管板采用铜合金或复合钢板。为防上海水腐蚀，端盖内侧涂有防腐漆，并设有防腐螺塞。

卧式壳管式冷凝器目前趋向于采用薄壁小口径冷却管，并提高水速，以提高换热性能。一般船用卧式壳管式冷凝器的长径比较大，常取6～9，甚至更大。表5.5.5-2给出常用壳管式冷凝器的主要技术规格。

表5.5.5-2　　氟利昂卧式壳管式冷凝器结构参数

序号	型号	换热面积 m^2	管数	流程	冷却管		冷却水		外形尺寸		重量 kg	配用产品
					材料	d_0, δ, l mm	进出管径 mm	接管管径 mm	长 mm	筒径 mm		
1	LN-Q 14.4	14.4	114	22	A_3光管	25×2.5×1636	1½″／1½″	Dg 32／Dg 32	1820	450	490	4 F 10
2	LN-Q 10	10	79	16	A_3光管	25×2.5×1637	1½″	Dg 32／Dg 16	1810	380	390	2 F 10
3	SK-15	15	70	12	T_2螺纹外肋	18×2.5×1655	1½″	Dg 32/Dg 16	1820	380	332	2 F 10
4	LN-Q 7.2	7.2	61	20	A_3光管	25×2.5×1495	1½″	Dg 32/Dg 16	1550	320	250	2 F 10
5	LN-Q 7	7	22肋光管	12	T_2绕片Q 35	16×1.5×720	1″	Dg 13／KG 3″/8	888	219		
6	LN-Q 4	4	37	12	T_2	18×2.5×758	3/4″	Dg 13／KG 3/8″	900	245		
7	LN-Q 18	18	127	16	A_3	25×2.5×1837	2″	Dg 50／Dg 25	2020	490	680	
8	SK-25	25	99	12	T_2螺纹外肋	18×2.5×1855	2″	Dg 32／Dg 32	1980	420	440	4 F 10出口
9	SL-25	25	99	12	T_2	18×2.5×1855	2″	Dg 32／Dg 32	1980	420		
10	DLN-Q 7.2	7.2	61	20	A_3光管	25×2.5×1495	1¼″	Dg 32／Dg 16	1550	320		2 F 10, ⅓F 10
11	LN-Q 50	50	223	12	A_3光管	25×2.5×2958	2 Dg 80/Dg 100	Dg 70／Dg 32	2380	616	1490	TZ-810
12	LN-Q 35	35	223	12	A_3光管	25×2.5×2058	2×Dg 80/Dg 100	Dg 70/Dg 32	2380	616	1104	TZ-610
13	LN-22	22	127	16	A_3光管	25×2.5×2253	G 2″	Dg 40／Dg 25	2436	490	770	JZ 4 F 10
14		3	36	6	外肋铝黄铜	18×2.5×754	G 1″	Dg 16／KG 3/8″	890	219		3700船用
15	LN-Q 11	11	外肋66	4	T_2/HA 17 7-2	16×1.5×1240	1¼″		1370	245	110	2 F 10、4 FV 7 R 12 R 22
16	LN-Q 14	14	外肋91	4	T_2/HA 17 7-2	16×1.5×1150	2″		1300	280	140	6 FW 7 R 12. R 22

续上表

型号及电流等级 / 制造厂 / 类型	日本三菱	日本寺崎	西德西门子	美国西屋	苏联	中国
高整定电流型				M: 250 400 600 800 1000		

表 8.3.1—17　**国外发电机船用框架式自动开关(万能式)**

制造厂	日本三菱	日本寺崎	德国西门子	美国西屋	原苏联	中	国		
型　号	AE	A H	3WE	ACB	AM	DW94	DW95	DW98B	DW98
电源等级	1000 1800 3000	600 1000 1600 2000 3200 5000 6000	630 800 1000 1250 1600 2000 2500 3150	640 900 1600 2600 3200 4000	800 1500 3000 5500	800 1500 2500	1000	400 600	400 600

表 8.3.1—18　**国内外框架式自动开关通断能力比较表**

国别	型号	额定电流(A)	分断能力		接通能力		功率因数COSφ	试验程序
			试验电压(V)	电流(KA)	试验电压(V)	电流(KA)		
日本寺崎	AH—10B	1000	500	40	500	106	0.04 与 0.15	0 1minCO 3minCO
日本三菱	AE 1000	1000	500	35	500	80.5	0.15	0—CO—CO
西门子	3WE32	1000	500	35	500	73	0.25	0—CO—CO
美国西屋	ACB900RC	900	500	50			0.15	02minCO 5minCO
苏联	AM8	800	400	45	400	110	0.1	015～45SCO 3min
中国	DW94	800	1.1×400	45			0.3～0.4	0 3minCO
	DW95	1000	1.1×380	30			0.4	03minCO

船用框架式自动开关仅以日本三菱与寺畸和我国 DW95 为例，比较见表 8.3.1—19。

使用方便。但散热效果差，冷凝压力较高，压缩机耗功较大，又有风机噪声。空冷式冷凝器多用于小型制冷装置。电冰箱采用自然对流式，各类空调器、冷藏柜等采用强迫对流式。为增强换热，多采用肋管，其肋化系数可达 10～12 以上。

图 5.5.5-8 所示为强迫对流式空冷冷凝器，其参数见表 5.5.5-4。它主要由肋管、框架组成，采用平板或波纹板肋片。近来趋向采用铝片或铜片、波纹板整片式铜管簇。肋片套装后一般需进行胀管，以保证基管与肋片的紧固密贴。

自然对流式空冷冷凝器结构简单，但换热效果差，仅适用于电冰箱之类小型制冷机组。结构上多采用ϕ 6～8 mm的铜盘管，并焊固在各种形式的薄钢板或细钢丝网上，以增强换热。

表 5.5.5-4　　立柜式空调器用强迫对流式空冷冷凝器

参数		管簇					肋片			排数
		材料	外径	壁厚	管径	排列型式	材料	片厚	片距	
		—	mm					mm		n
型号	FL 10-2	紫铜	10	≤0.5	25	等边三角形错排	铝	0.2～0.3	2.0	2
	FL 10-3									3
	FL 10-4									4
	FL 12-3		12	≤0.7	30				2.5	3
	FL 12-4									4

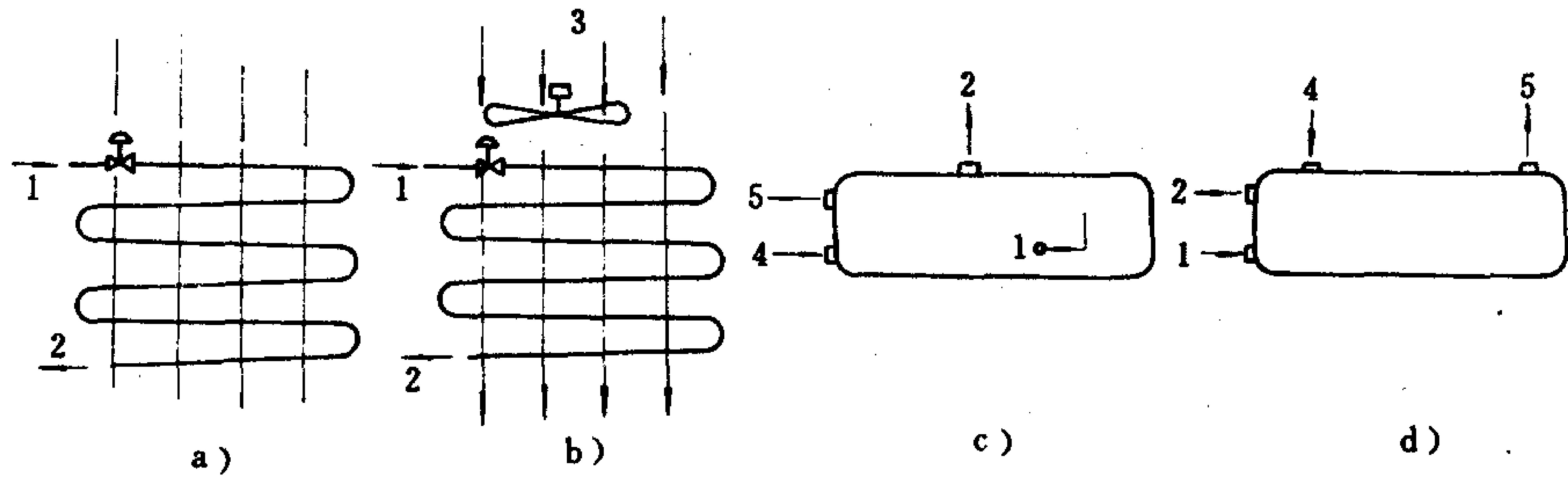


图 5.5.5-9　蒸发器的基本类型

a）自然对流式；b）强迫对流式；c）满液式；d）“干式”

1-制冷剂进；2-制冷剂出；3-风机；4-载冷剂进；5-载冷剂出

4 蒸发器

制冷剂在蒸发器内蒸发吸热，使被冷却介质冷却。

蒸发器可按换热方式的不同分为直接式和间接式两大类。直接式的制冷剂在蒸发器内蒸发，通过管壁直接吸收被冷却介质的热量。通常，可根据空气通过蒸发器的流动方式分为自然对流式和强迫对流式两种（图 5.5.5-9 a、b）。间接式的制冷剂也在蒸发器内蒸发，但通过管壁吸收载冷剂（水或盐水）的热量，它有满液式和干式两种，见图 5.5.5-9 c)、d)。

4.1 排管式蒸发器

4.1.1 自然对流式

制冷剂在管内蒸发，空气在管外自然对流进行换热。船用伙食冷库和少数冷藏货舱用的蒸发盘管即属此类。

排管式蒸发器可按其安装位置分为壁（墙）排管、顶排管、搁架式排管等。如按管的构造特点，又有光管、肋管之分。图 5.5.5-10 为具有双通路的壁排管式蒸发器。

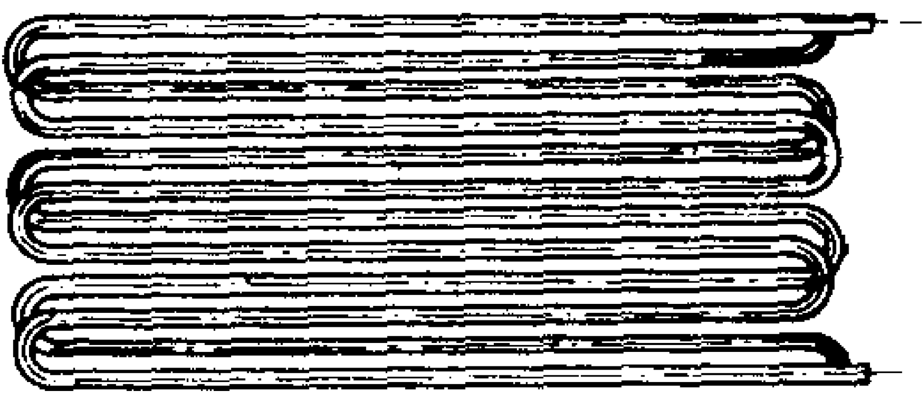


图 5.5.5-10　双通路的自然对流式壁排管蒸发器

船舶伙食冷库多用ϕ 24～26 mm的紫铜式钢镀锌光管或肋管连续弯制而成壁排管。以氨为制冷剂的陆上冷库常用ϕ 32～57 mm的无缝钢管连续弯制成壁、顶或搁架式排管，为增加换热面积，常采用钢片绕制肋片管，其参数见表 5.5.5-5。表 5.5.5-6 和表 5.5.5-7 列出一般冷排管蒸发器的规格和传热系数。表 5.5.5-8 列出排管蒸发器部分产品规格。

表 5.5.5-5　　　　折皱绕片式肋管主要参数

无缝钢管规格外径×壁厚mm	折皱绕片钢带规格 mm	片距 mm	肋片管重 kg/m	钢带长度 m/m	肋片外表面面积 m²/m	肋片管内容积 m³/m
57×3.5	50×(1～1.2)	35.8	10.0～11.1	13.8	1.12	1.98
38×2.2	46×(1～1.2)	35.8	6.1～6.9	11.5	0.80	0.88
32×2.2	40×(1～1.2)	35.8	4.7～5.3	9.9	0.60	0.59

自然对流式排管结构简单，加工和安装方便，但冷库降温速度慢，温度分布不够均匀。钢管外表面要镀锌。壁排管安装时应外设挡板以提高空气自然对流速度，并保护排管。顶排管安装时，为避免凝水下落，应设承水盘。

表 5.5.5-6　　　　排管式蒸发器规格

换热面积 m²	分路数	单路长 m	冷却管 材料	冷却管 $d_0\times\delta$mm	进液 Dg	回气 Dg	外形尺寸mm 长×宽×高	配用压缩机	配用产品
10	6	15	A_3	38×3.5	13	32	1774×300×400	2 F 10, 4 F 10	N-3　1组 N-4　2组
20	8	22	A_3	38×3.5	16	40	2165×1400×530	6 F W 10, 3 FS 10	N-5, N-6 3组　4组
10	12	15	T_2	18×1	13	32	1160×1200×516		
6.7	1	14×4	A_3	38×3	10	19	1500×1225	2 F 6.3	A-2 冷库
16	2	67	A_3	38×3	13	32	2500×1225	2 F 10	A-10 冷库

4.1.2　强迫对流式

冷风机由直接式蒸发盘管与风机组成，制冷剂在管内蒸发，空气在管外强迫流动，进行换热。与自然对流式比较，冷风机结构紧凑，传热性能好，冷库降温快，库温均匀，调节方便，冷库除霜和泄水易于处理；缺点是设备投资较大，因冷库或冷藏舱风速高，货物干耗较大。强迫对流式蒸发器目前在船舶冷库和冷藏舱制冷系统中已得到广泛采用。常用型号、规格见表 5.5.5-8，外型结构见图 5.5.5-11。

表 5.5.5-7

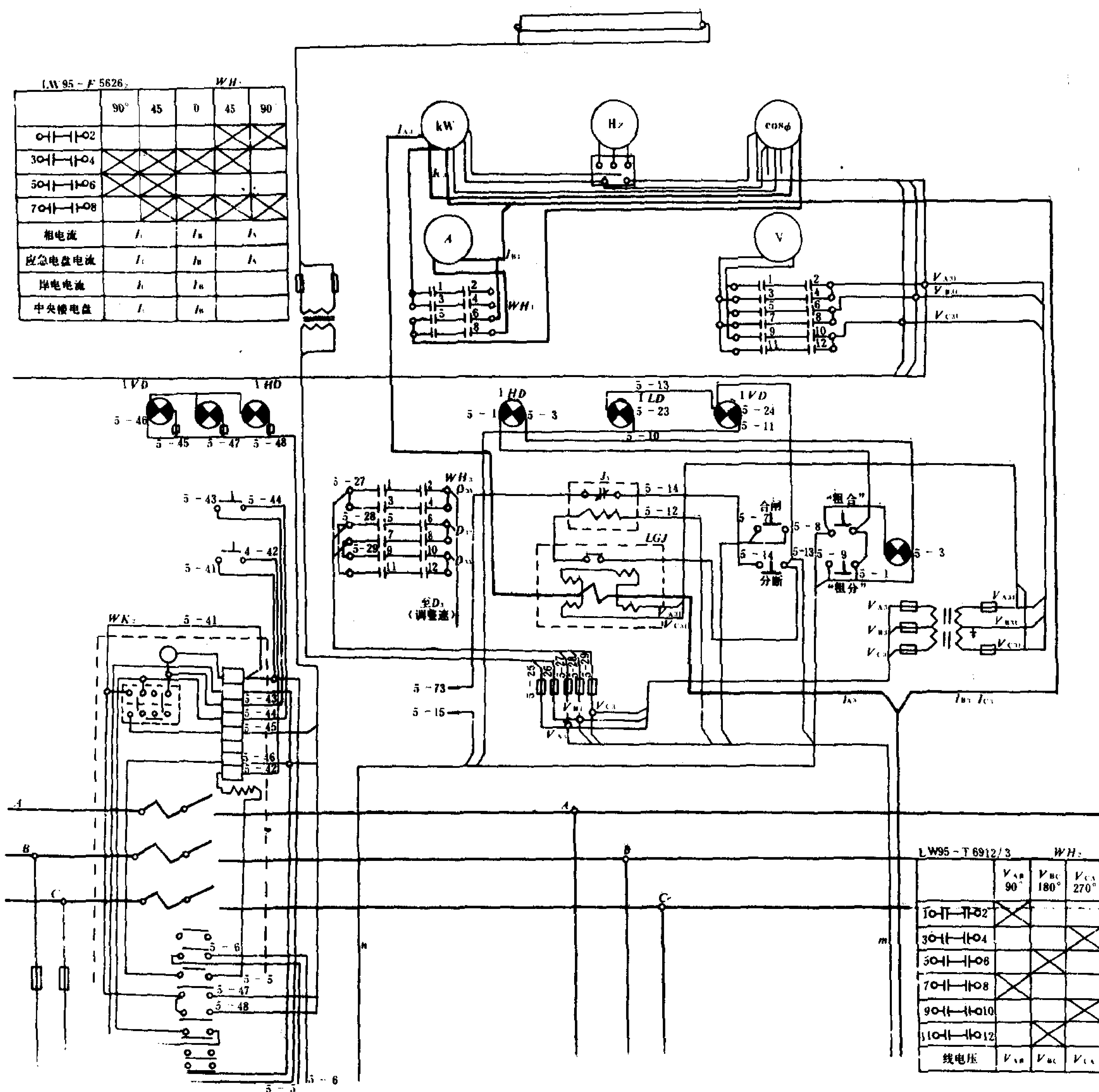
排管传热系数×1.163 W/m²k

蒸发温度		直接蒸发式		−30（$t_n-t_o=7$）				−24（$t_n-t_o=9$）				−17.5（$t_n-t_o=11.5$）				−14（$t_n-t_o=14$）			
t_o ℃		盐水冷却式		−33				−27				−20				−17			
库温 t_n ℃				−20 以下				−10～−20				−2～−10				+10～2			
管型				光管		肋管		光管		肋管		光管		肋管		光管		肋管	
制冷剂				R 717	R 12 R 22	R 717	R 12 R 22	R 717	R 12 R 22	R 717	R 12 R 22	R 717	R 12 R 22	R 717	R 12 R 22	R 717	R 12 R 22	R 717	R 12 R 22
空气自然对流		重力供液		11	6	6.6	3.6	12	7	7.2	4.2	13	9	7.8	5.4	13.5	13	8	7.8
		流泵供液		13.2	7.2	7.8	4.3	14.4	8.4	8.6	4.5	15.6	10.8	9.4	6.5	16.2	15.6	9.6	9.4
空气强迫对流	重力供液	风速 m/s	1	22	12	13.2	7.2	24	14	14.4	8.4	26	18	15.6	10.8	27	26	16	15.6
			2	27.5	15	16.5	9.0	30	17.5	18	10.5	32.5	22.5	19.5	13.5	33.75	32.5	20	19.5
			3	33	18	19.8	10.5	36	21	21.6	12.6	39	27	32.4	16.2	40.5	39	24	23.4
	液泵供液		1	26.4	14.4	15.6	8.6	28.8	16.8	17.2	10	31.2	21.6	18.8	13	32.4	31.2	19.2	18.8
			2	33	18	19.5	10.75	36	21	21.5	12.5	39	27	27.5	16.25	40.5	39	24	23.5
			3	39.6	21.6	23.4	12.9	43.2	25.8	25.8	15	46.8	32.4	28.2	19.5	48.6	46.8	28.8	28.2

表 5.5.5-8　　**表面式蒸发器型号、规格**

型号	外表面积 m²	迎风面 长 mm	宽 mm	高 mm	面积 m²	风量 m³/h	风速 m/s	管、肋参数 排数	列数	管径 mm	肋厚 mm	肋材	肋距 mm	分路数	单路长度 m	进液管 Dg mm	集汽管 Dg mm	配用产品	附注
ZF-C 77	77	895	200					6	26	16	0.3	Cu/Al	3	13	10.8			KT 135 CK 180	
ZF-C 48	54	1000	200	810	0.725	6000	2.4	4	24	12	0.3	Al	2.5	12	8	13	32	KD 10	
ZF-C 30	30	945	255	585				6	16	16	0.2	Cu	6	8		10	32	2 F 10 ⅓F 10	DS-1 DS-2
ZF-C 40	40	945	325	585				8	16	16	0.2	Cu	6	8		10	40	2-4 F 10	DS-3
ZF-C 90	90	1395	345	805				8	26	16	0.2	Cu	6	8		13	70	2/6 F 10	DS-4
ZF-C 100	100	895	330	940	0.84	36000/4	2.96	8	26	16	0.3	Cu/Al	3	13	14.4	16	40	KT 180	R 12
ZF-C 20	18.8	700	155	380	0.25	2000	2.1	4	12	12	0.3	Cu/Al	3	4	8.4	8	19	L 10 H 10	R 12
ZF-C 25	25	700	155	470	0.36	3000	2.5	4	12	12	0.3	Cu/Al	3	5	11.2	8	19	L 15 H 15	R 22
ZF-C 188	188	1500		865	1.26	35000/3	2.5	8	28	12	0.3	Al	2.5	28	12	16		KT 280	R 22
GFK 10	125	1000	700	725				12	16	16	0.2		6	16		16	32	散热降温机	
GS 20	46	800	300	865				8	28	12	0.3	Al	6	14	12.8	16	32	GS 20	
	40	710	360	495										9				HK 32 A	船用空调
	2.4	600	96	355				2	7	18	0.3	Cu	12	1		13		HK 32 A	船用冷藏
	4.8	1150	96	355				2	7	18	0.3	Cu	12	1		13		CL 1.5-6	船用冷藏
	5.5	1435	96	355				2	7	18	0.3	Cu	12	1		13		CL 1.5-6	船用冷藏
	6.6	1600	96	355				2	7	18	0.3	Cu	12	1		13		CL 1.5-6	船用冷藏

船用冷风机的蒸发器均采用肋片管，基管为ϕ 10～25 mm的紫铜管，肋片为厚 0.2～0.3 mm的铜片或铝片，可绕制或套片。片距为 4～12 mm，视库温高低而定，库温高，片距小。这类蒸发器的肋化系数为 6～20。迎风面风速为 2～3 m/s。一般蒸发温度与库温保持 5～10℃的温差。船用冷风机有柜式和吊顶式两类。冷藏舱采用柜式，伙食冷库采用吊顶式



LW95－F 5626
WH
相电流
应急电盘电流
岸电电流
中央楼电盘
kW
Hz
cos φ
A
V
1VD
1HD
1LD
合闸
分断
"粗合"
"粗分"
LGJ
至D₁（调整速）
WK
LW95－T 6912/3
线电压

图 8.3.1－13

与岸电联锁 Z_{12}

与应急联锁 Z_{15}、Z_{16}、Z'_{16}

（参阅应急电盘原理图）

调速电动机

c)

图 8.3.1—13

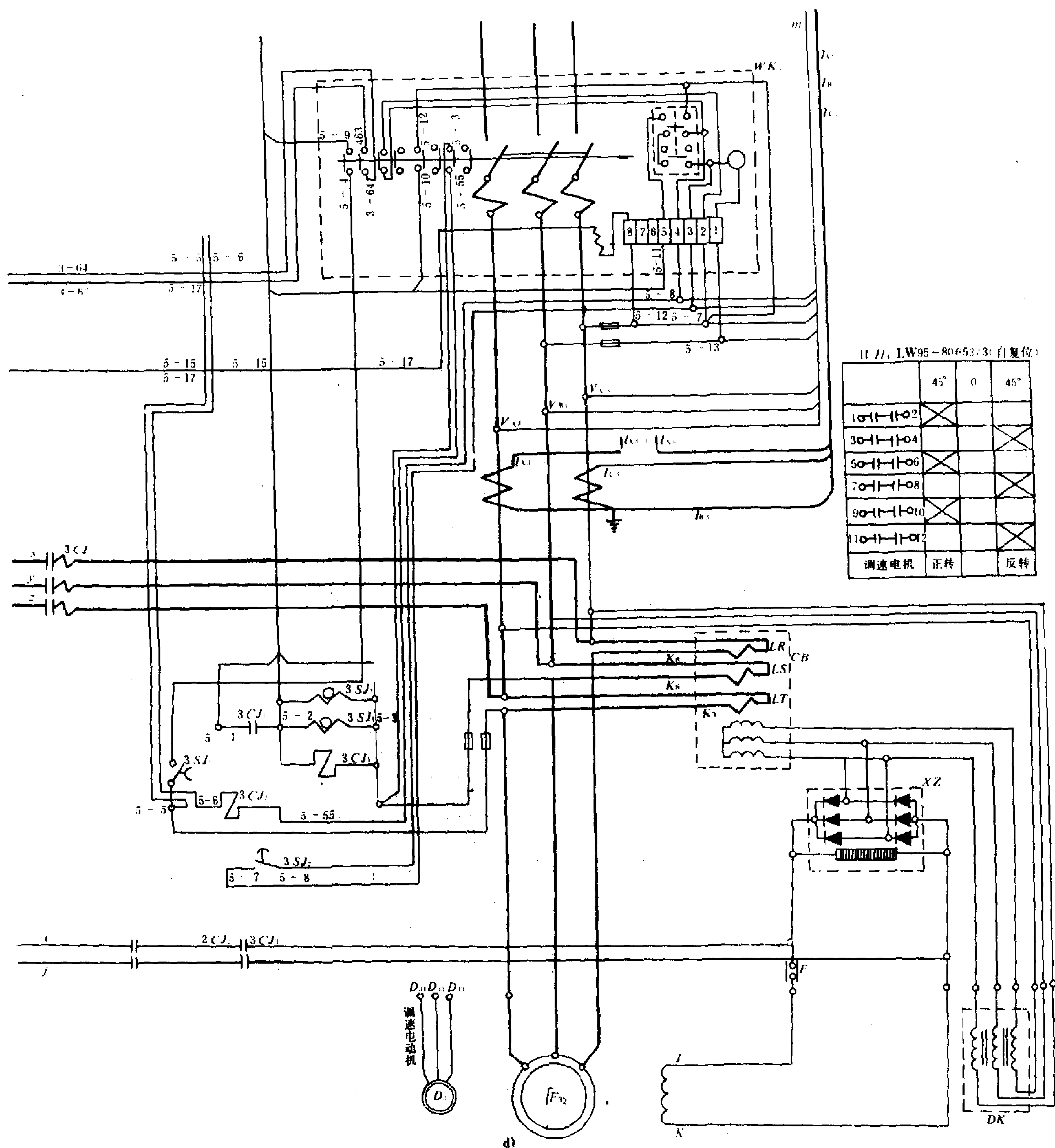


图 8.3.1—13　船用主电板控制系统图

a)分图之一；b)分图之二；c)分图之三；d)分图之四

6.5　应急配电板

应急配电板包括发电机控制屏和负载屏。其上装有自动空气开关和测量仪表等。应急发电机组一般都装有自起动装置。当主电网失压时应急发电机组按编好的程序自动起动，使应急发电机主开关自动合闸。图 8.3.1—14 为应急配电板原理图。

主配电盘电源
充电
应急消火泵
备用
舵机
1# 吊艇
2# 吊艇
无线电源
副空压机
中央楼电盘
去中央楼电盘
去充放电盘
去主配电盘
岸电
艇甲板照明
备用
尾楼顶强光灯
救生甲板外部照明
桥楼甲板外部照明
尾艇甲板强光灯
尾楼甲板后部照明
尾楼甲板前部照明
主甲板左舷照明
主甲板右舷照明
备用
防爆灯电盘
防空灯
机舱照明
机舱照明
备用
机舱照明
备用
NB1 变压器初级
NB2 变压器初级
航行灯电盘
电工试验电盘
NB1 变压器次级
NB2 变压器次级
充放电电源
对地 对地

图 8.3.1—14 应急配电板原理图

6 中间冷却器和回热器

6.1 中间冷却器

在两级或多级压缩式制冷系统中，中间冷却器用来冷却低压级排出的过热蒸汽，以改善高压级的工作条件，还可配合中间抽气使液态制冷剂过冷，以提高制冷循环的效率。此外，中间冷却器还可起油分离器的作用。

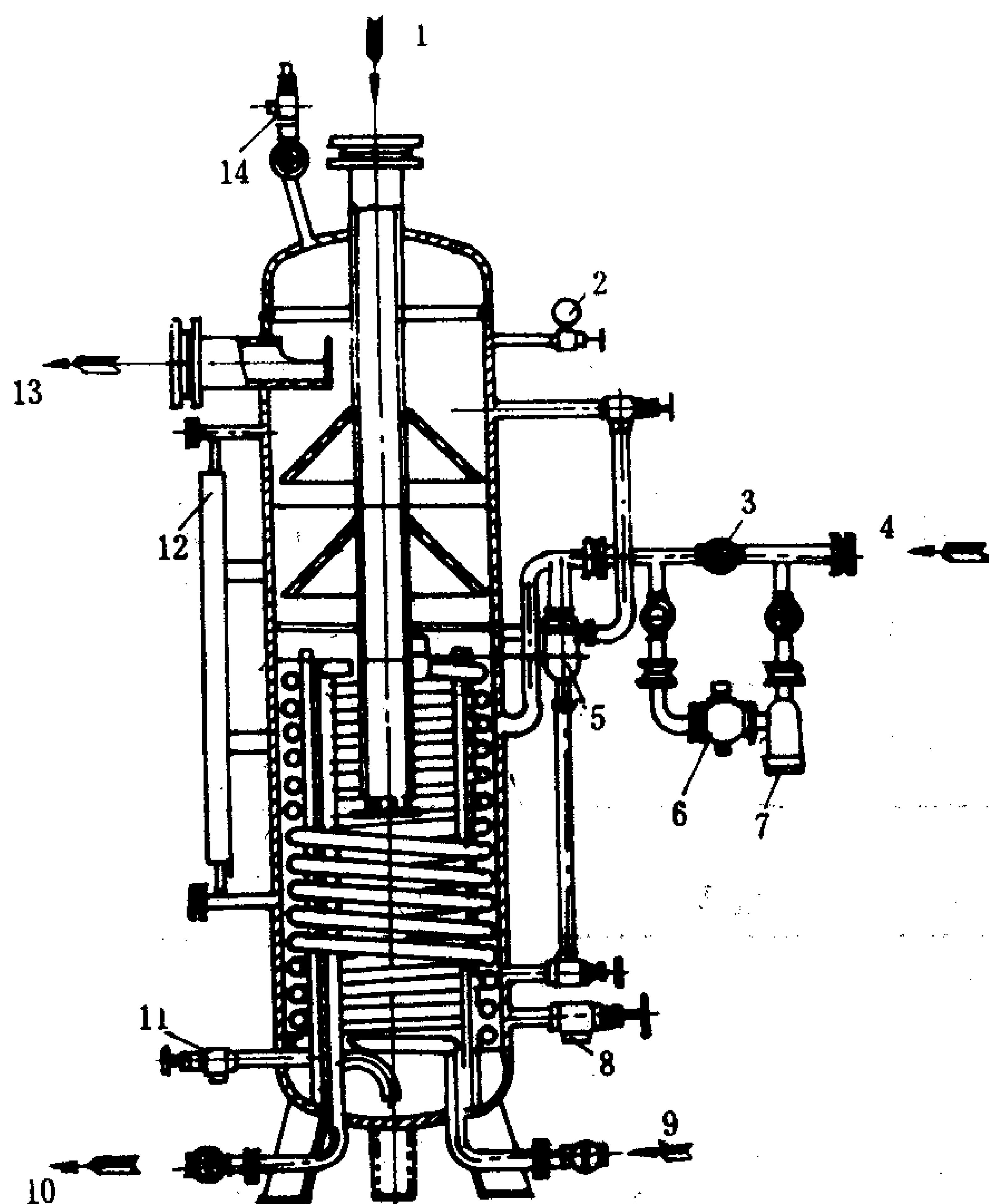


图 5.5.5-14 氨中间冷却器

1-氨气自低压级来；2-压力表；3-调节阀；4-氨液进口；5-液面控制器；6-电磁阀；7-滤氨器；8-氨液出口；9-氨液进口；10-氨液出口；11-放油阀；12-液面指示器；13-氨气至高压缸；14-安全阀

氨制冷系统的中间冷却器当采用完全中间冷却时，多为洗涤型、见图 5.5.5-14。

冷却器的壳体由钢板焊制。从低压级来的氨气自顶部进入，经液氨洗涤、冷却后再从上部排向高压级。供冷却用的液氨，经调节阀进入筒内气化吸热，除使低压级排出的过热蒸气冷却外，还使经高压贮液器进入的液氨在盘管内过冷。中间冷却器内的气流速度一般不大于 0.5 m/s，盘管内氨液的流速一般为 0.4～0.7 m/s，出口温度与容器内液氨蒸发温度之差约为 3～5℃，盘管的传热系数约为 5600 W/m²K。

氟利昂制冷系统用的中间冷却器，多采用结构简单的壳、盘管式换热器。

6.2 回热器

回热器多用于氟利昂制冷系统，用来使从蒸发器来的低温蒸气与节流阀前的制冷剂液体进行换热，实现蒸气过热和液体过冷，以提高制冷系数。回热器的结构主要有壳管式、套管式等。图 5.5.5-15 所示为一种较简单的套管式回热器。

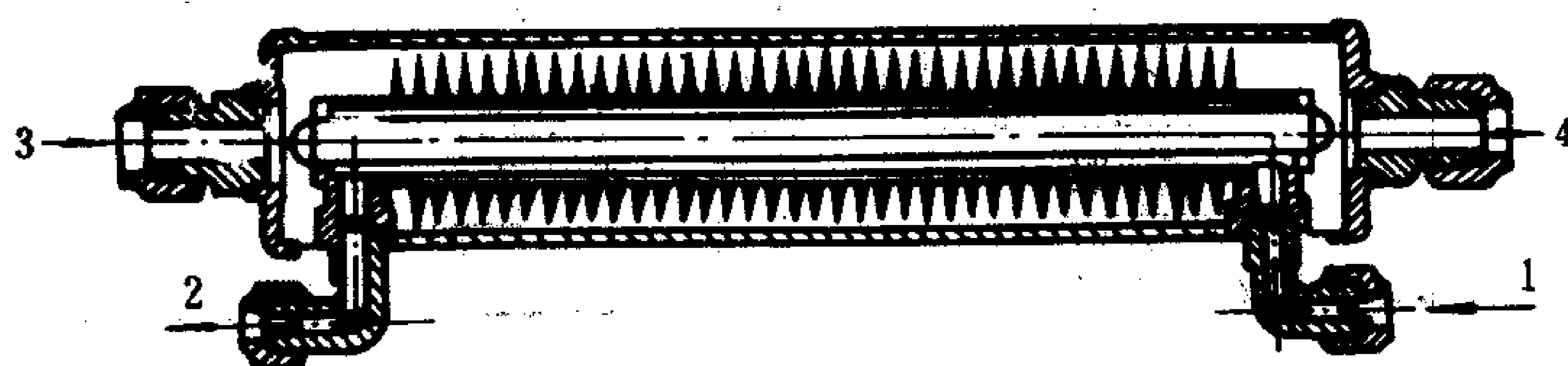


图 5.5.5-15 氟利昂套管式回热器

1、2-液体进、出口；3、4-气体进、出口

氟利昂用回热器管内的液体流速约为 0.8 m/s，气体流速约 8～10 m/s，传热系数为 175～290 W/m²K

(150～250 kcal/m²h·℃)。一般R 12 制冷系统采用壳管式回热器，R 22 制冷系统则多用回热量较小的套管式回热器。在小型制冷系统中，也常把供液管与回气管平行焊接或包扎在一起，从而组成简单的回热器。

上述各种制冷换热器在使用中应保持换热表面的清洁，防止锈蚀，以保证良好的换热性能。对与空气、水接触的换热表面，应定期清洁灰尘、结垢，例如采用冲洗、机械刷洗或用化学清洗剂清洗等。对制冷剂侧的换热表面，要防止表面积油。对进入换热器的润滑油，应定期及时排出。一般制冷管系和换热器使用 2～3 年，即应进行一次全面清洁排污、干燥。另外，在间接式制冷系统中，应在盐水中投放适量的缓蚀剂，以减少管路和换热器的腐蚀，延长使用寿命。

7.2 同步发电机并车方法及步骤

交流同步发电机并车方法有两种

1)准同步并车法

要求操作者技术熟练,适用于不频繁并车操作的小型电站。电抗同步法实质上是一种放宽条件的准同步法。此方法将待并发电机串联一电抗器接入电网、用以限制冲击电流值,经过一短暂的延时待冲击电流减小,待并发电机被拉入同步,再将主开关合闸,然后切除电抗器,因此操作简便并车可靠。自动准同步法是采用自动装置按准同步三个条件实现并车的方法。

2)自同步并车法

并车时将待并发电机的转速调至接近同步转速(转差率 $s<5\%$)。在不给励磁情况下合闸投入电网,同时加入励磁使待并发电机像同步电动机那样拉入同步。因此自同步法操作简单、合闸迅速,但冲击电流大、电压跌落可达 30%~40%,其恢复时间 0.2~0.6 s、因此目前船上尚未采用。

7.2.1 手动并车操作

现假设 1 号发电机已经正常运行,并向汇流排供电。下面说明 2 号发电机是怎样连接到汇排和 1 号发电机并联运行的。

1)把并车屏上的"同步和功率控制"设定在"手动"位置上,起动 2 号发电机使它建立电压,通过电压表检查电压,如果电压与 1 号发电机电压不同应调节 2 发电机电压。

2)检查频率和同步

用频率表转换开关分别测量 1 号发电机频率和 2 号发电机频率,二者频率应很接近。同时使同步表开关置于接通位置观察同步指示器指针的转动。

(1)同步指示器指针向"快"方向(顺时针)转动,表示 2 号发电机电压频率高于 1 号发电机电压频率,这时应减少 2 号发电机的转速。

(2)同步指示器指针向"慢"方向(逆时针)转动,表示 2 号发电机电压频率低于 1 号发电机电压频率,这时应增加 2 号发电机的转速。

(3)同步指示器指针极缓慢地转动或稳定不动指在同步表的正中,表示 2 号发电机的频率和 1 号发电机已接近相同其相位亦已相同。

3)当同步指示器指针极缓慢地向"快"方向转动并将达正中前时刻,按同步屏上 2 号发电机的"主开关接通按钮"、使 2 号发电机主开关合闸、实现并车。并车成功后将同步表开关扳置断开位置以免烧坏。

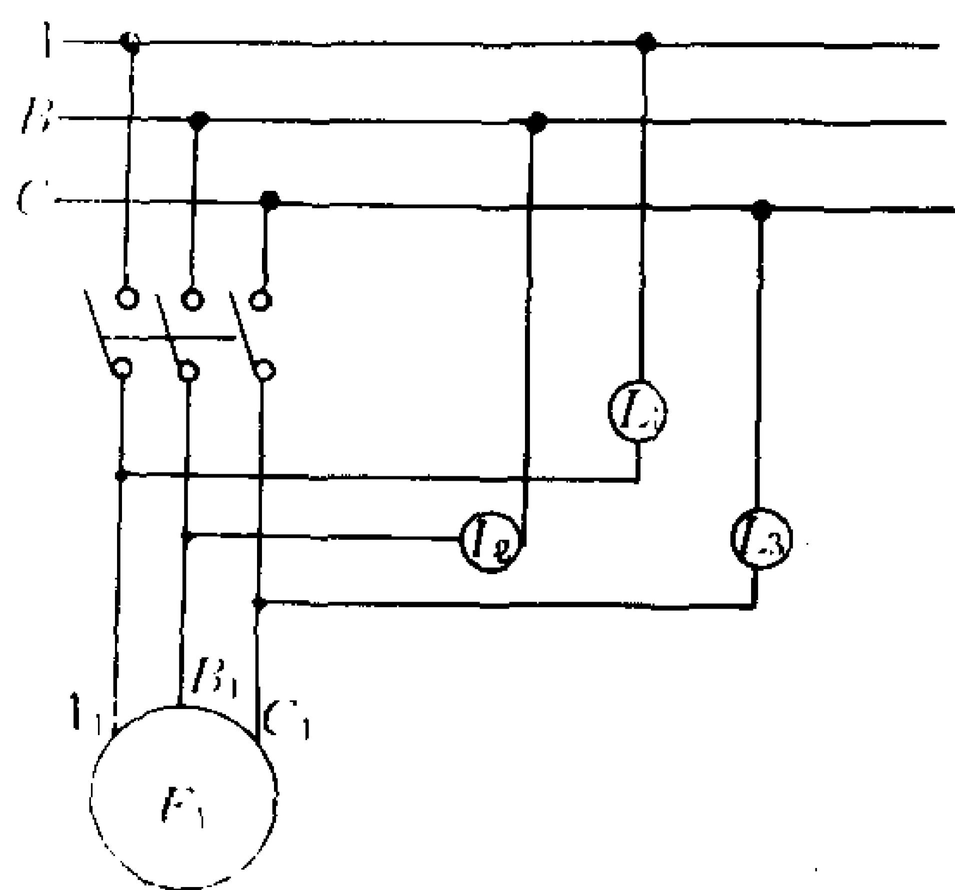


图 8.3.1—16 灯光明暗法接线图

另外还有同步指示灯法:它是用同步指示灯来观察其相位是否一致的方法。由于指示灯连接方式不同又分为"灯光明暗法"和"灯光旋转法"

(1)灯光明暗法:当指示灯同时熄灭时,正是满足并车三个条件的时刻,也就是并车操 作合闸时刻,因为指示灯两端电压的大小是随相位差的变化使灯忽亮忽暗,并且频差越大其明暗变化越快、反之明暗变化较慢。当同时熄灭就是满足并车条件。见图 8.3.1—16。

(2)灯光旋转法:将指示灯按图 8.3.1—17 连接。若设

3 贮液器

贮液器在制冷系统中用来贮存液态制冷剂，保证系统供液连续、稳定。在氟利昂制冷系统中，当冷凝器附有足够的贮液容积时，可不设贮液器。贮液器的一般结构见图5.5.6-5。

贮液器有卧式和立式两种。

其贮液量不应超过本身容积的80%，以保安全。

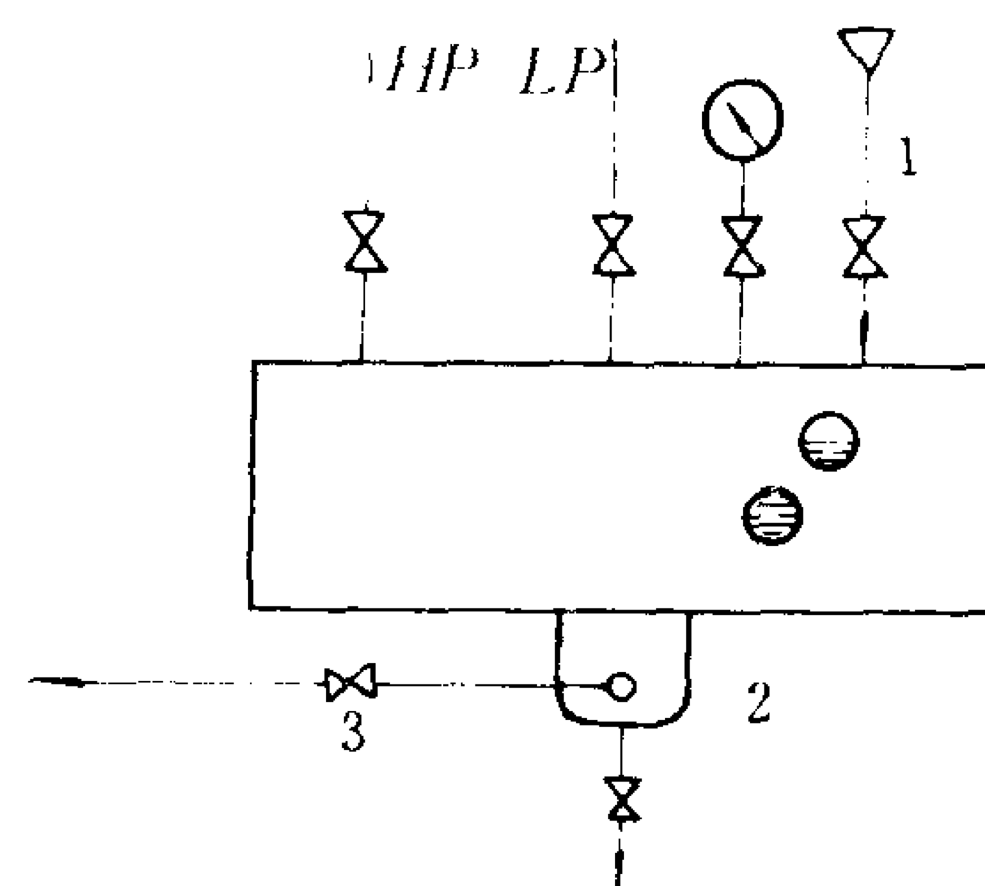


图 5.5.6-4 补油器

1-注油阀；2-排污阀；3-补油阀

4 过滤器和干燥器

4.1 过滤器

为了保证制冷循环的正常进行和压缩机的工作，在制冷系统和压缩机润滑系统中均装有过滤器，如压缩机吸入过滤器、供液过滤器、热力膨胀阀过滤器和滑油过滤器等。压缩机吸入和滑油过滤器通常采用100目金属网作过滤层，热力膨胀阀过滤器采用120～200目的金属网作过滤层。滤网材料可以是黄铜、磷青铜或不锈钢，根据选用的制冷剂而定。供液系统的过滤器通常选用100目金属网2～3层，它是制冷装置中主要的过滤器。这种过滤器一般作成可拆式结构，以便于管路连接和拆装，其结构见图5.5.6-6 a）由于金属网式过滤器容易破损，目前也有采用由金属颗粒或非金属原料烧结而成的滤芯。这种滤芯阻力小，通过面积大，使用寿命长，便于清洗，见图5.5.6-6 b)。船舶制冷系统较多采用设有金属网筒的可拆解式过滤器。

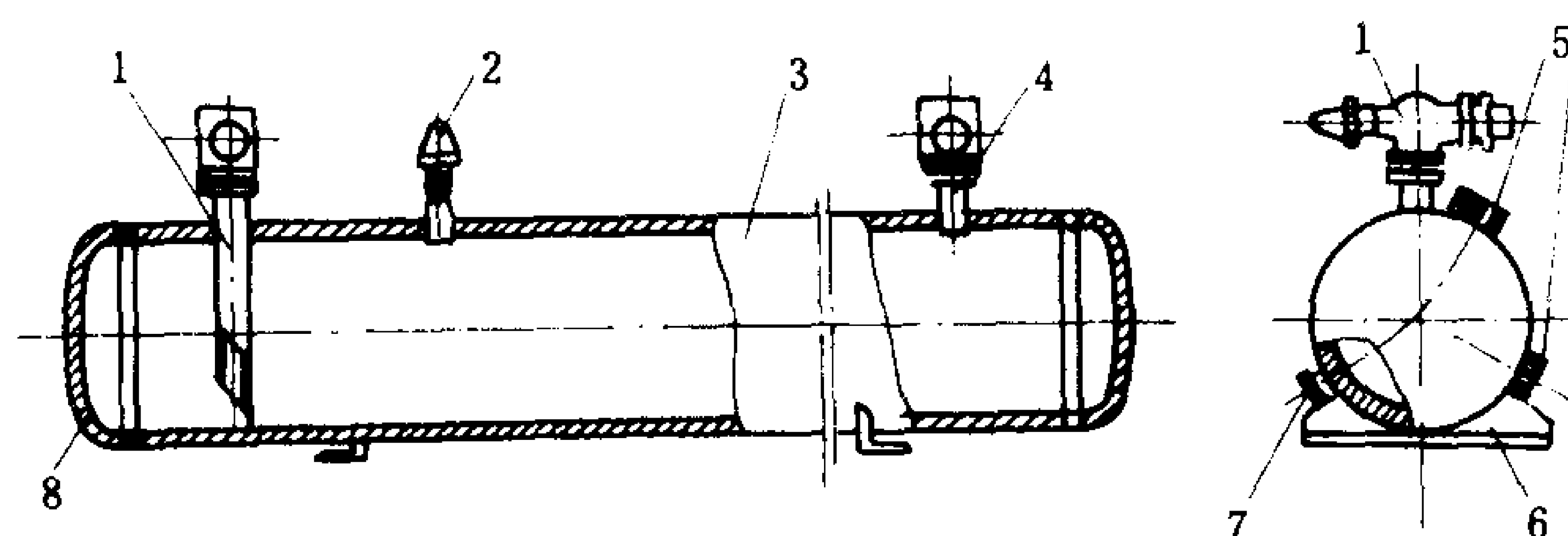


图 5.5.6-5 贮液器

1-出液管；2-压力表阀；3-壳体；4-进液管；5-观察镜；6-支座；7-易熔塞；8-封头

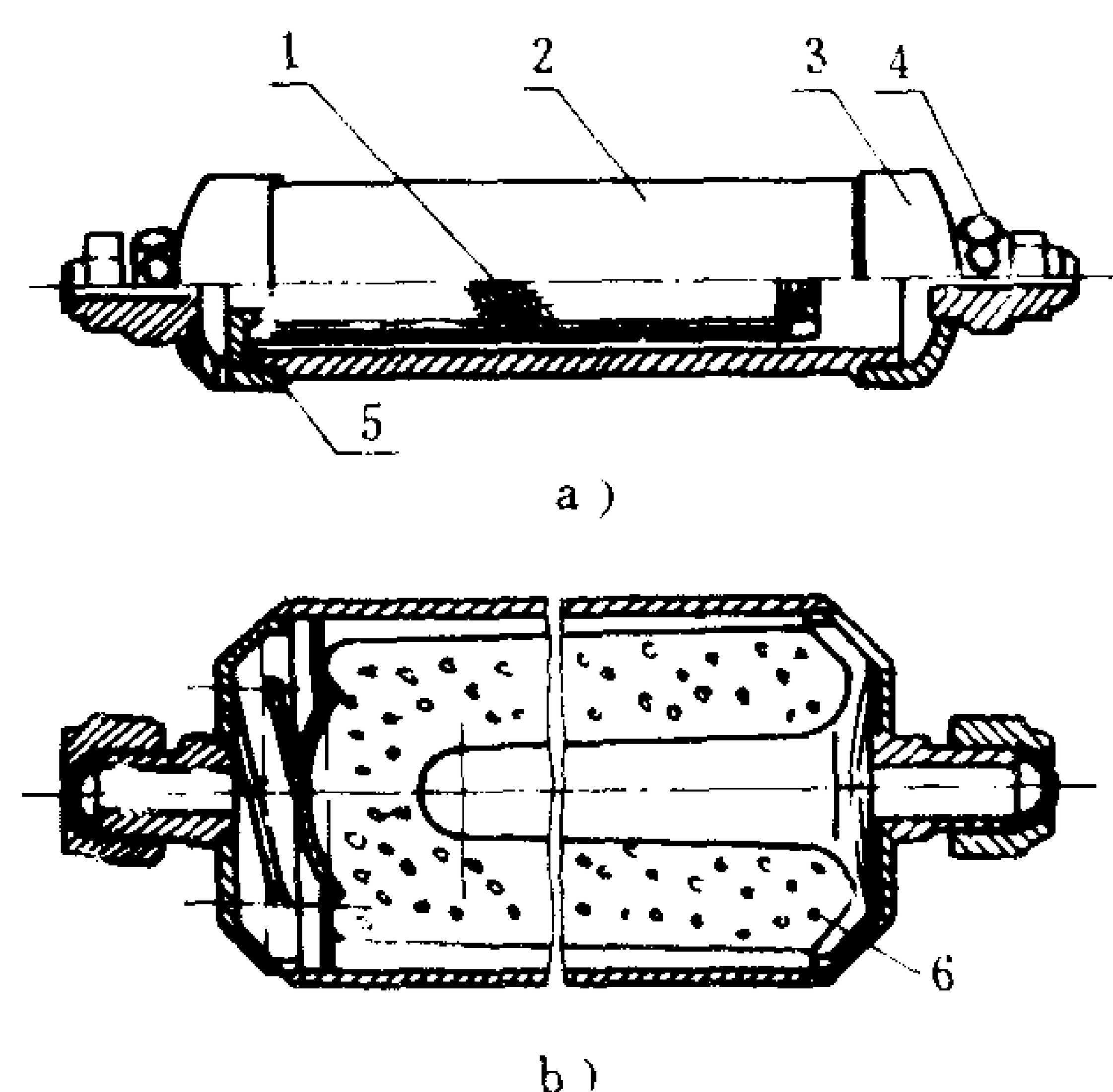


图 5.5.6-6 过滤器

1-滤网（黄铜网）；2-外筒；3-端盖；4-管接头；5-锡焊；6-滤芯

4.2 干燥器

干燥器的作用是吸除氟利昂制冷系统中的游离水分，以免造成管路局部冰塞、滑油乳化分解以及金属表面锈蚀。

干燥器通常与过滤器组合而成过滤-干燥器，见图5.5.6-7。在过滤-干燥器内装入干燥剂，其出口端设过滤网。常用的干燥剂有无水氯化钙（$CaCl_2$）、硅胶（SiO_2）、活性氧化铝（Al_2O_3）和分子筛等。为减少管路阻力，干燥器一般不宜常接在系统中，而只是在制冷剂充注或发现水

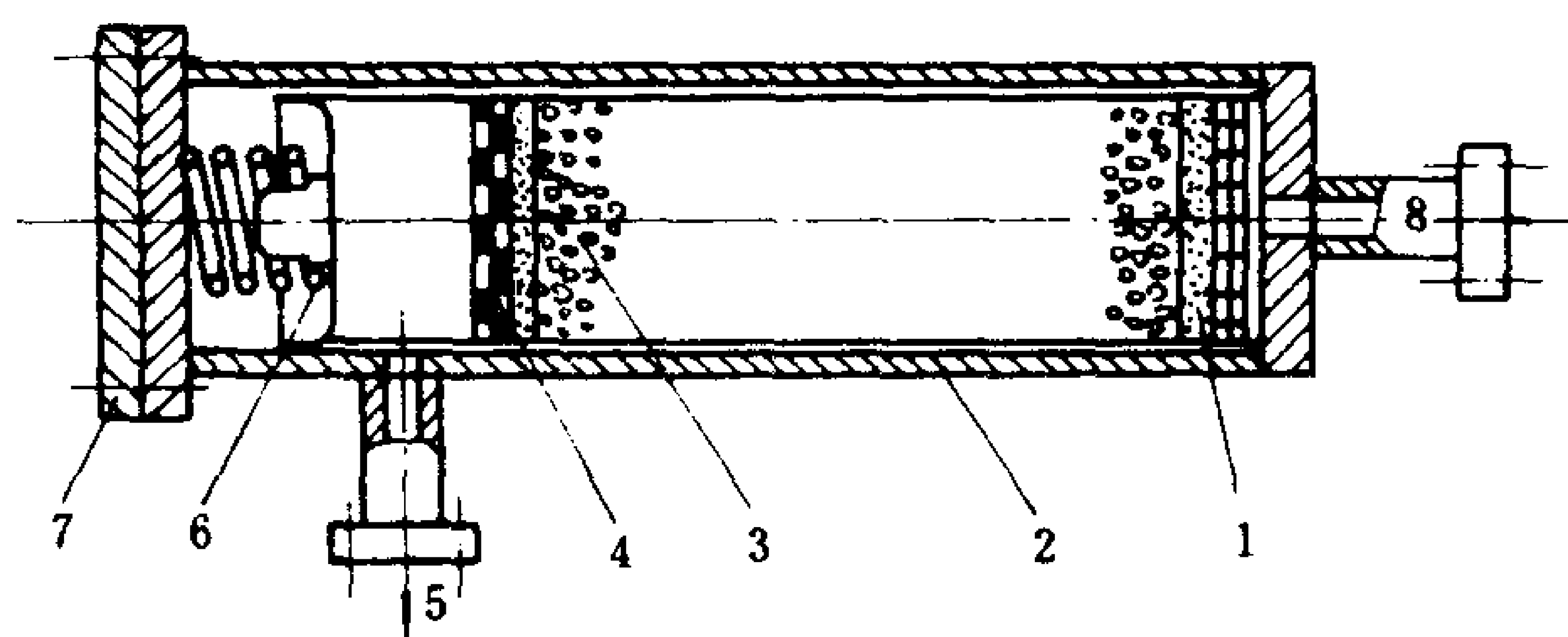


图 5.5.6-7　过滤-干燥器（组装可拆式）
1-过滤纱布药棉；2-壳体；3-干燥剂；4-滤网；
5-出口；6-弹簧；7-压盖；8-进口

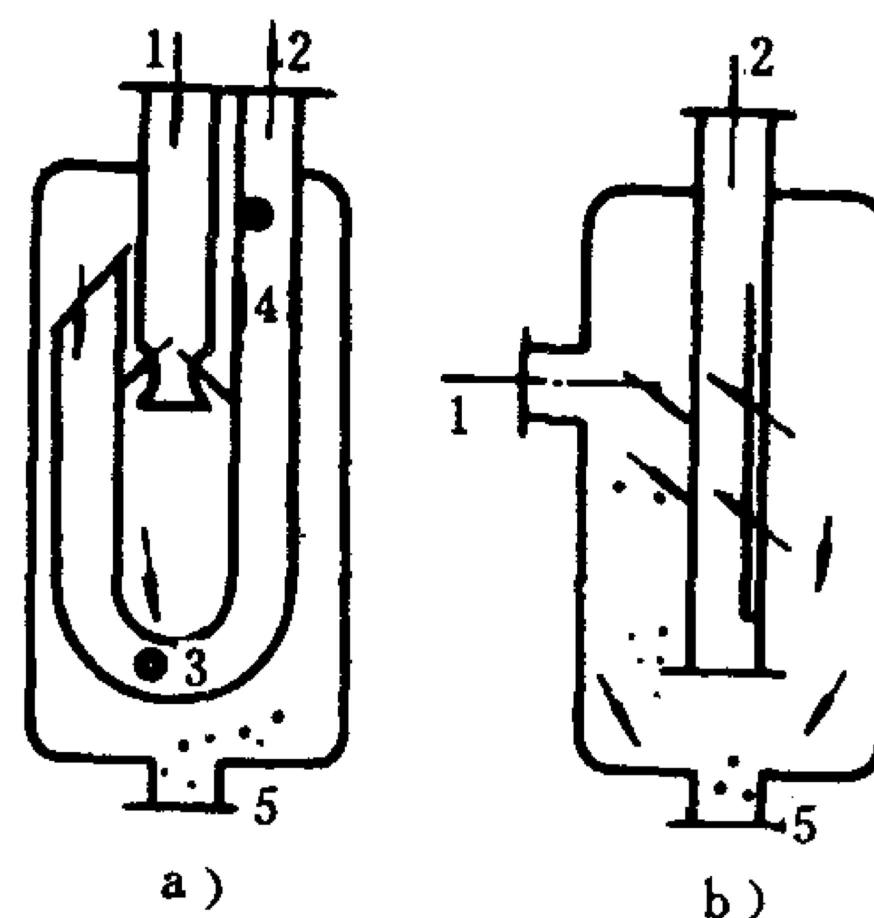


图 5.5.6-8　气液分离器
1-进气；2-出气；3-微量回油孔；4-平衡孔；5-出液

分侵入系统时方才接入。

5　气液分离器

船舶制冷系统中的气液分离器用于压缩机吸气端，其作用是将回气中的润滑油和液体制冷剂分离出来，以防压缩机产生液击。气液分离器常利用重力分离的方法，即通过气流速度方向的改变来实现气液分离，见图 5.5.6-8。

第7章 制冷管路

1 制冷系统的管路布置

图5.5.7-1示出船舶伙食冷库制冷管路的典型布置。其主要管路可分3个部分，即从压缩机排出到节流阀前的高压气、液管路，自节流阀出口至压缩机进口的低压管路，以及包括冷凝器和润滑油冷却器在内的冷却管路。这些管路与所有的制冷设备、阀件、连接件以及控制器件组成了一个完整的制冷系统。

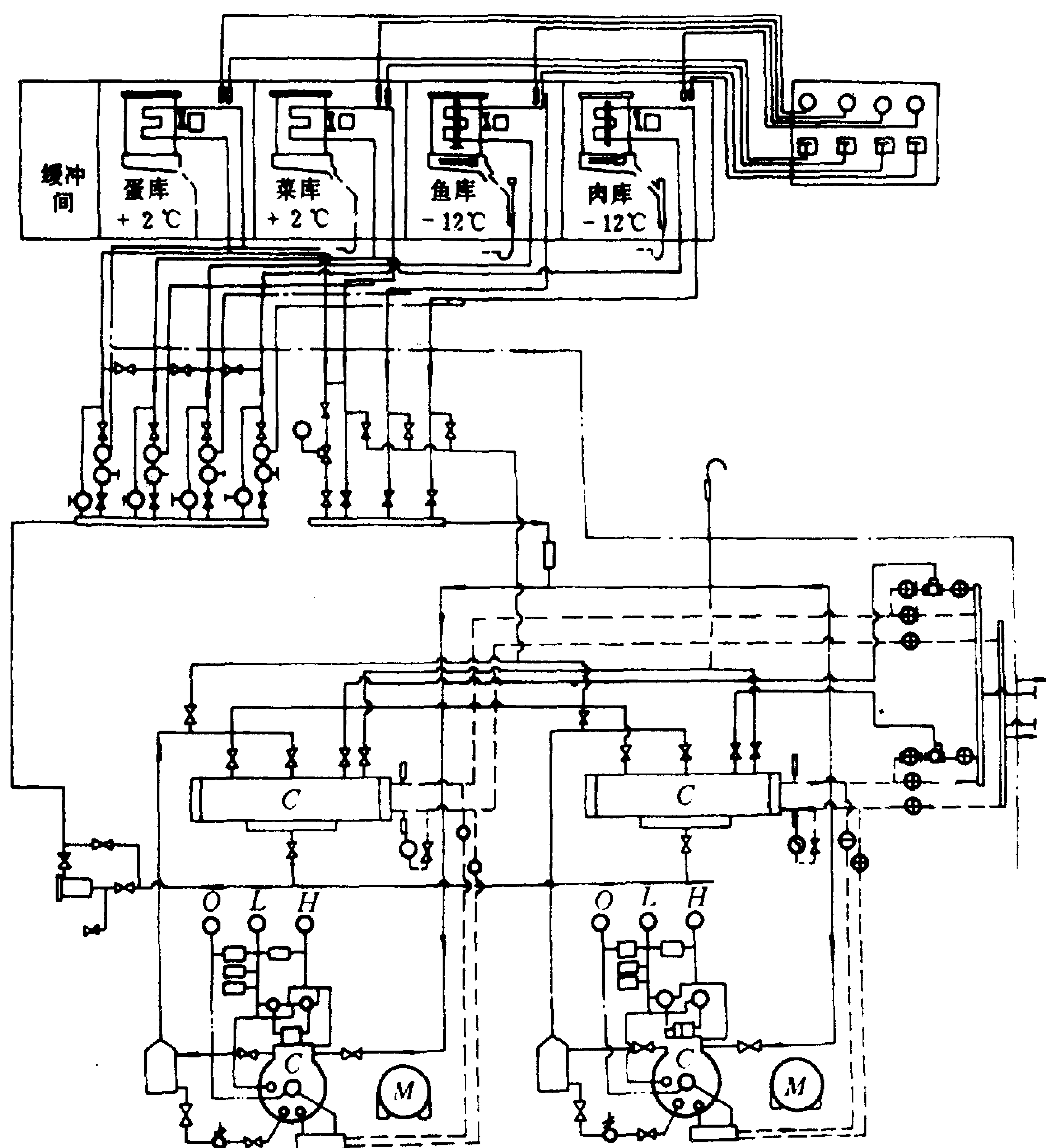


图5.5.7-1 典型制冷系统的管路布置

2 制冷管路的设计

2.1 管路设计原则和布置要求

制冷管路的设计、布置和安装是否正确、合理，关系到整个制冷系统的性能以及运行的稳定性和经济性。

2.1.1 制冷管路设计的基本原则

1）合理选择管径、管材，尽量缩短管线长度，以减少管路阻力损失，防止产生"闪气"现象。

2）管路中的连接件、阀件等应按系统的工作压力选用标准件。各连接件、阀件应选择合适的位置进行安装和固定。

3）制冷系统中的横向管路，一般应沿制冷剂的流向具有1/1000～5/1000的下斜度。管路的布置和固定，应能防止振动和噪声的传播。同时，还应考虑管路因温度变化引起的伸缩。

4）应能在压缩机起动、运行和停车时，避免液体制冷剂流入压缩机，并防止管路中出现不必要的U形集液、集油弯头。

5）在系统具有多组蒸发器或蒸发盘管的情况下，供液管路应能保证各蒸发器或蒸发盘管得到均匀供液。

6）防止在制冷管路内积油。对氨制冷系统，可在能集油的最低位置设放油阀。对氟利昂制冷系统，则应适当提高制冷剂的流速。例如：在R 12气态上升立管中，流速不应低于7.5 m/s；在水平管中不低于3.5 m/s，以免因油滴分离沉降而妨碍传热，增加流动阻力和造成压缩机失油。

7）对回气管路、节流阀后至蒸发器的低压管路以及载冷剂管路等，均应采取隔热措施，以减少制冷量的损失。

8）系统管路应保证气密、清洁和干燥。

9）当制冷剂低温管路通过舱壁时，应加以固定，并在穿孔内或管外充填隔热材料，同时作好防潮措施。

10）所有水平管或垂直上升管，彼此之间均应保留一定的距离。管路阀件、连接件的位置和固定方式应顾及装置的操作、维修、检查和拆装，并力求整齐美观。

2.1.2 高压液管的设计和布置

高压液管是指自冷凝器至节流阀之间的供液管。在设计布置上应考虑：尽量减少液体流动阻力，防止"闪气"；保证向各蒸发器或蒸发盘管均匀供液，见图5.5.7-2 a)、b)。

为顺利排液，贮液器应布置在冷凝器下方，其顶部至冷凝器顶部应设ϕ 10～25 mm压力平衡管。

在装有回热器的氟利昂制冷系统中，应使气、液实现逆流，见图5.5.7-2 a)，以保证必要的过热度和过冷度。高压液管还应避免沿程受到外界热源的影响。

当蒸发器或蒸发盘管置于贮液器（或冷凝器）之上时（见图5.5.7-2 b)，供液管应向上弯过贮液器顶面200 mm，否则

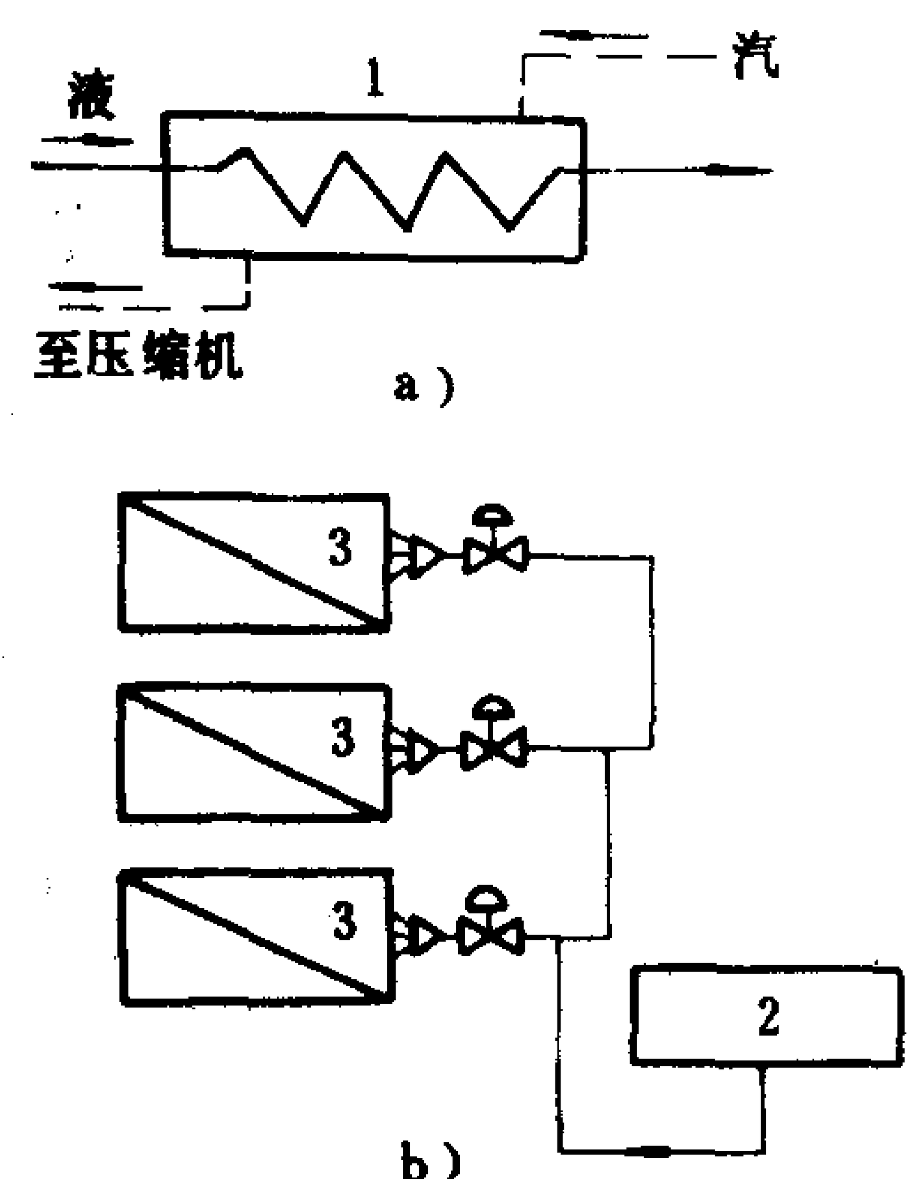


图5.5.7-2 制冷液管的布置
1-回热器；2-贮液器；3-蒸发器（或蒸发盘管）

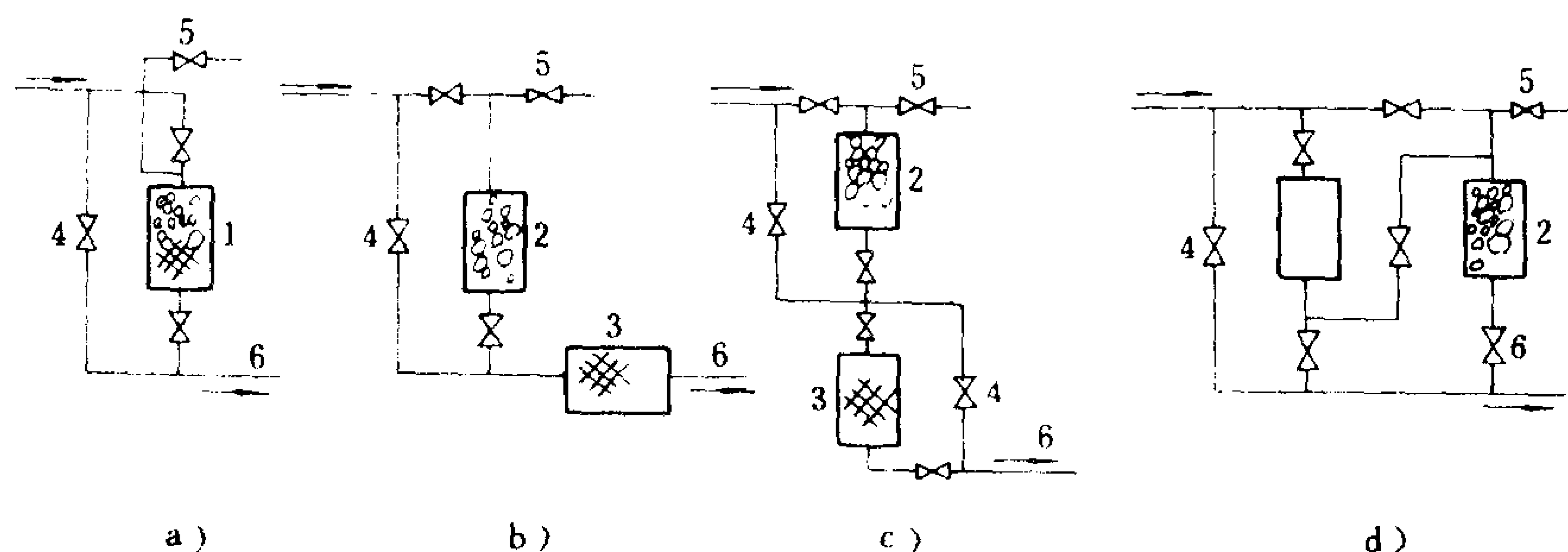


图 5.5.7-3　过滤器和干燥器的布置

1-过滤干燥器；2-干燥器；3-过滤器；4-旁通阀；5-充制冷剂阀；6-供液

在节流阀前必须设置供液电磁阀。

在供液管路中，过滤器和干燥器的布置应尽可能减少管路阻力损失，避免“闪气”，见图 5.5.7-3。

根据船舶制冷安全规范的要求，高压供液管路系统必须设置安全释放管，以便在应急时得以将制冷剂释放舷外。

2.1.3　高压气管的设计和布置

高压气管是指从压缩机至冷凝器之间的管路。在设计布置上应合理选择管径、管材，以满足工作压力和减少流动阻力的要求。这段管路的阻力损失一般应不超过 0.02 MPa（0.2 kgf/cm^2）。

在压缩机停车后，高压排气管内的制冷剂液体和润滑油不得倒流进入压缩机。为此，横向排气管沿流动方向应有一定的下斜度，见图 5.5.7-4 a)。当冷凝器在压缩机之上时，在上升立管下端应设U形积液弯头，见图 5.5.7-4 b)。当上升管较高时，则需在中间设多个U形弯头，见图 5.5.7-4 c)。对设有卸载和能量调节机构的压缩机排气管，可采用管径不等的双重上升立管，并下设U形弯头，见图 5.5.7-4 d)。当多台压缩机并联工作时，在高压排气侧应设压力平衡管，并在上升或下降立管端部设U形弯头与总排气管连接，见图 5.5.7-4 e)、f)。压缩机的分油器应尽可能靠近压缩机。此外，为保证系统中的空气或其他不凝气体顺利排出，放空气管应装设在排气管或冷凝器的最高位置。

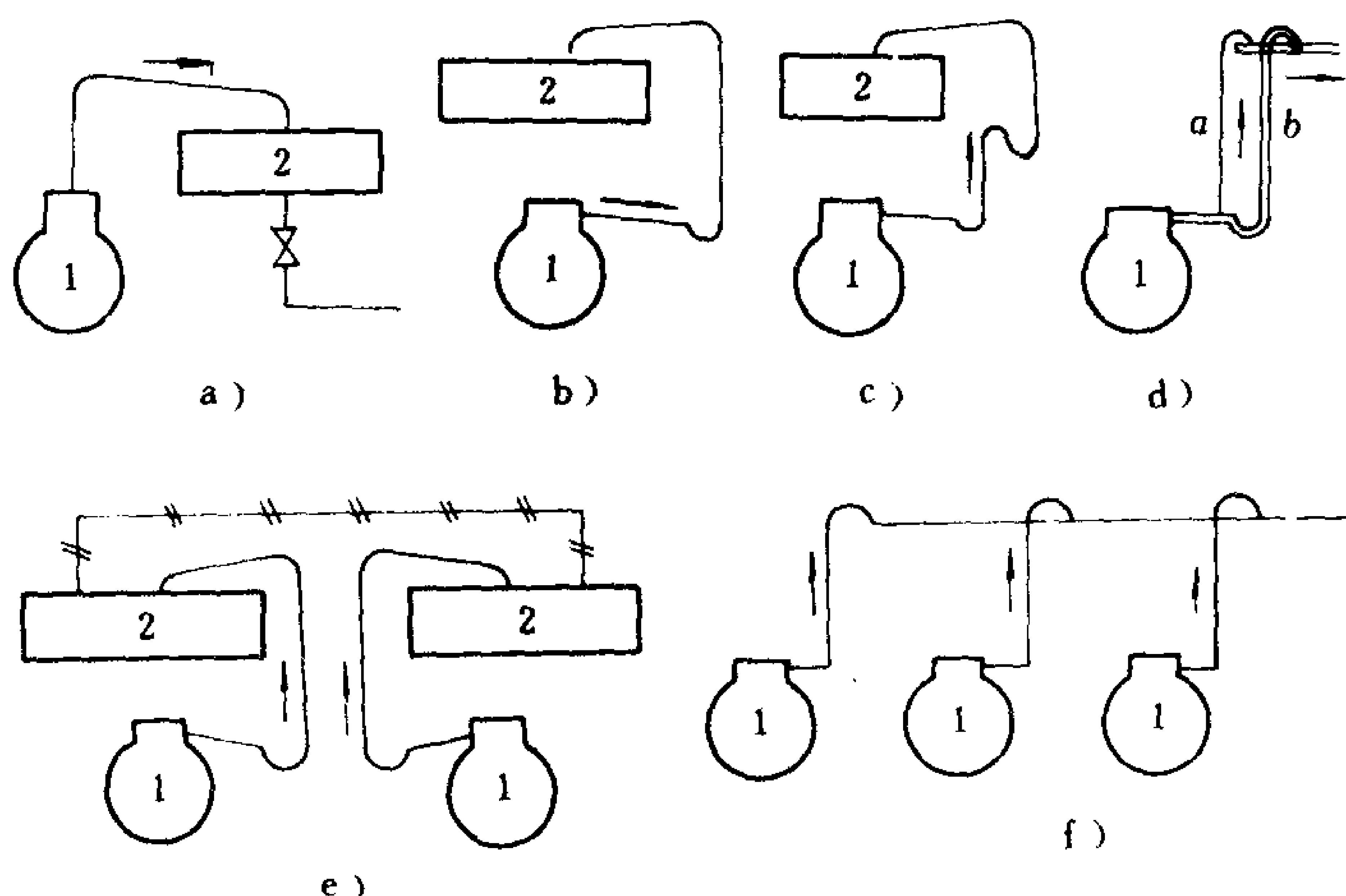


图 5.5.7-4　高压气管的设计和布置

1-压缩机；2-冷凝器

2.1.4　低压回气管路的设计和布置

低压回气管是指自蒸发

器出口至压缩机进口间的一段管路。回汽管路的设计应考虑全负荷下仍具有足够的流通面积，以减少吸气管路阻力，其总压降一般不应大于0.02 MPa（0.2 kgf/cm²），对氟利昂系统压降应低于与1℃温降相当的数值，对氨系统则应相当于0.5℃。水平回气管路沿制冷剂流动方向应有1/100～1/200的下斜度，并不得出现下凹的弯曲，见图5.5.7-5 a)。当蒸发器位于压缩机上方而采用回气立管时，应设图

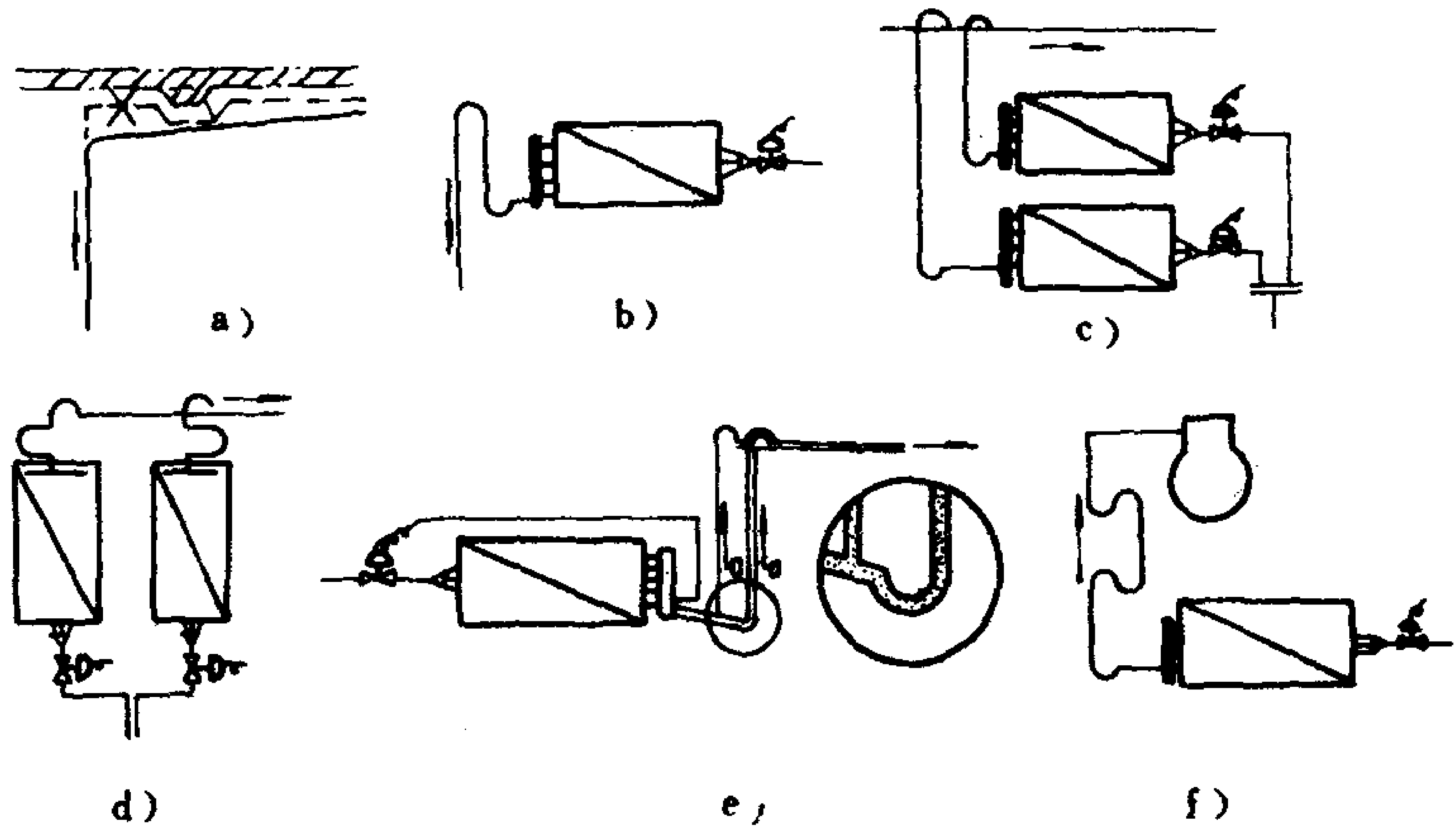
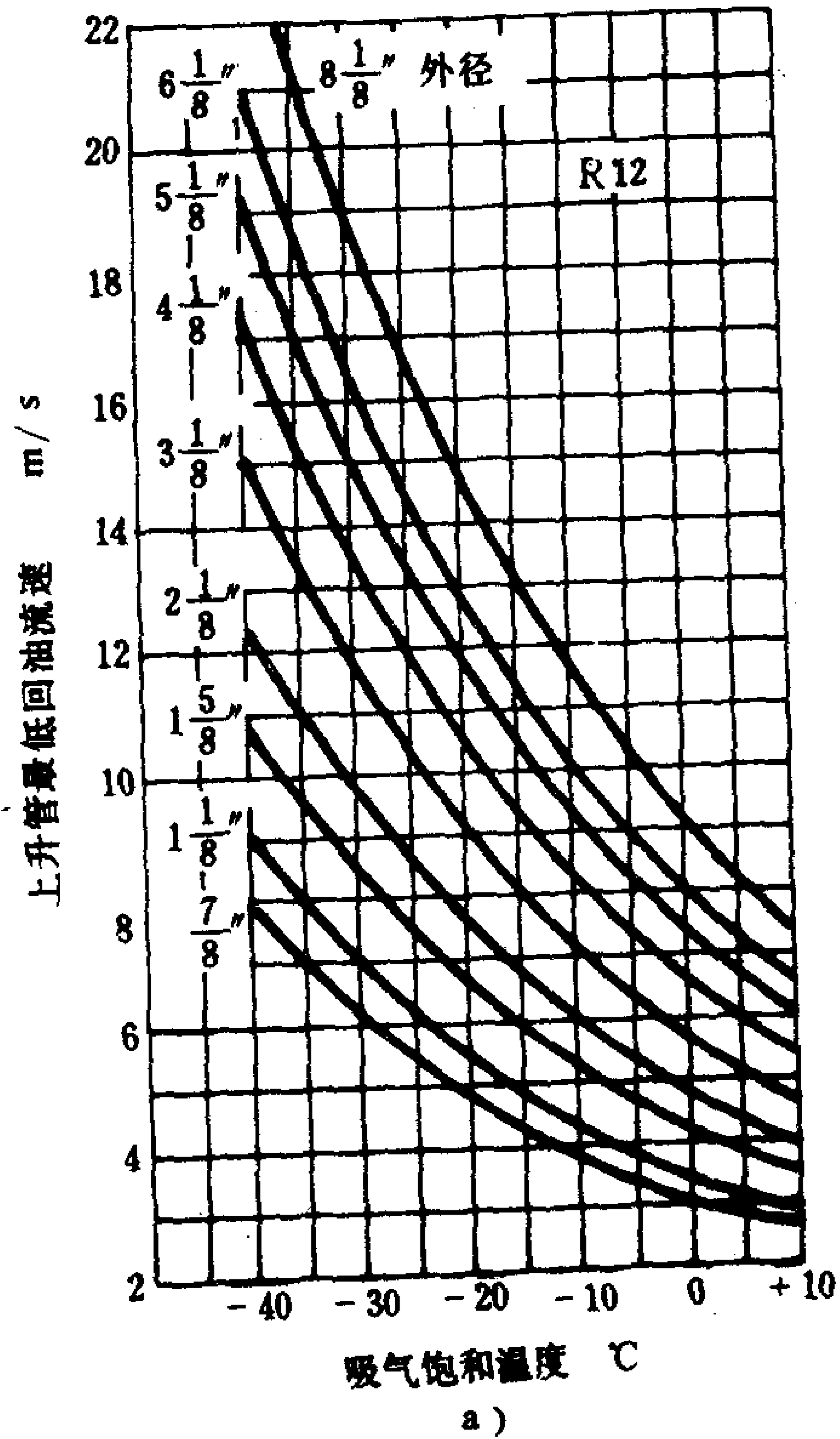


图5.5.7-5 回气管路的设计和布置



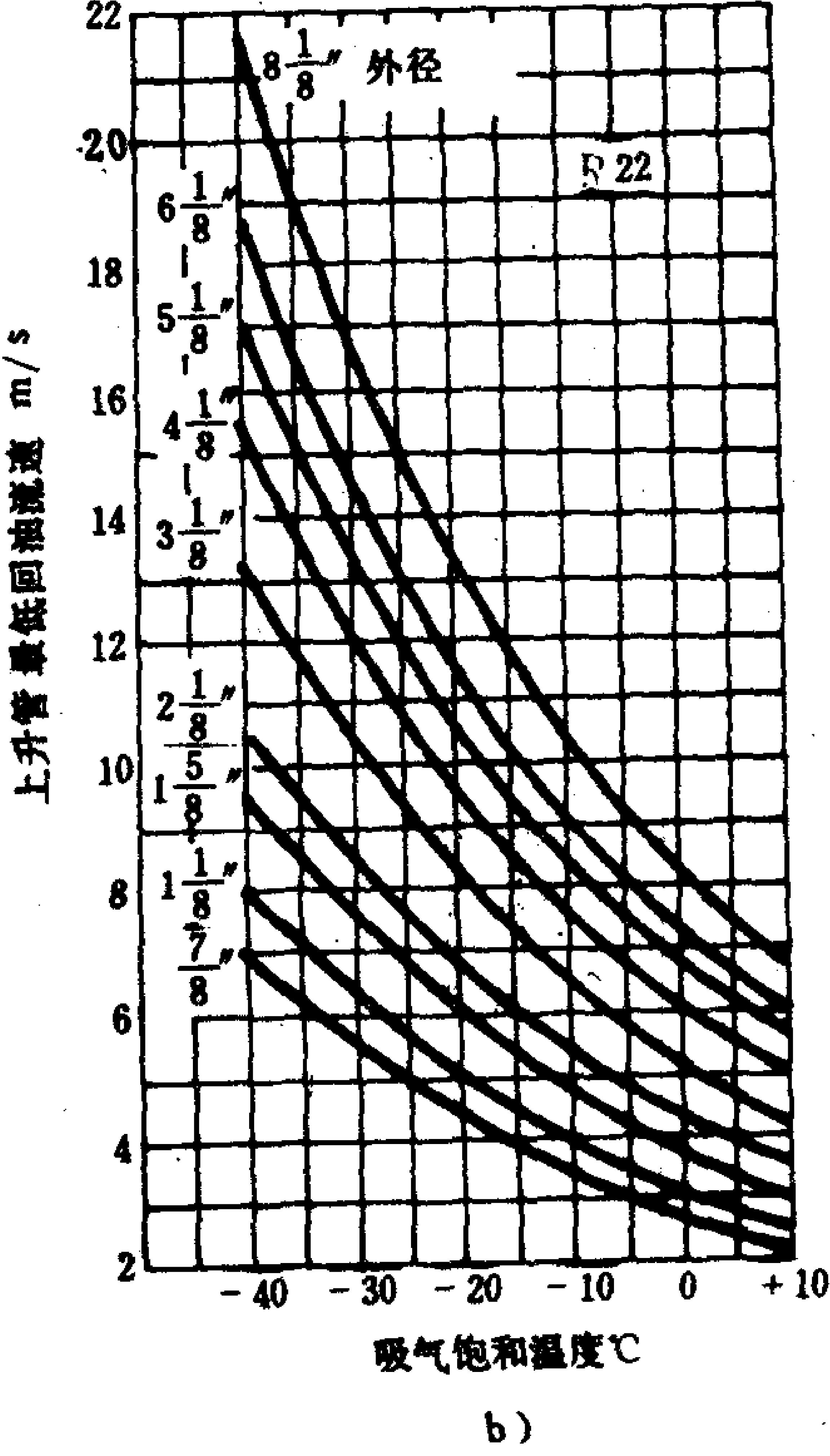


图5.5.7-6 R12、R22竖向上行吸气管中的最低回油流速

5.5.7-5 b）所示的U形弯头。当多组蒸发器并联，而总回气管又在蒸发器之上时，各蒸发器的回气管应采用图 5.5.7-5 c)、d)所示的联接。对设有能量调节装置的压缩机回气管，可采用直径不等的双重上升立管，见图 5.5.7-5 e)。当压缩机位于蒸发器之上的较高位置时，除应适当提高管内制冷剂的流速外，还应每隔 8 m 左右设一U形弯头，如图 5.5.7-5 f)。

为了保证R 12 和R 22 系统中的回油，系统竖向上行管中的最低流速应不少于图 5.5.7-6 的规定。

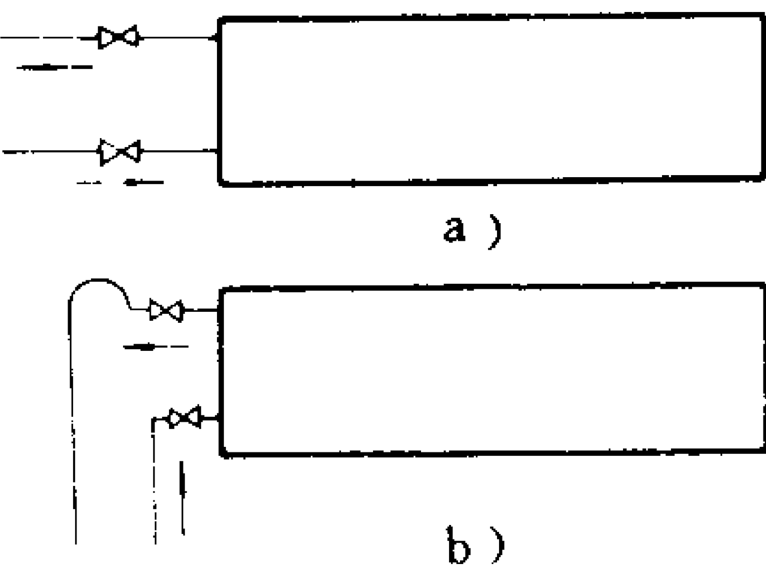


图 5.5.7-7 冷却水管路布置

2.1.5 冷却水管路的设计和布置

冷却水管路是指水冷冷凝器的进、出水管路。船用水冷冷凝器多为端部下侧进水上侧出水的形式，如图 5.5.7-7 a)所示。此时，如果进出水管均为立管，则出水管应设向上的U形弯头，并使弯头的底面超过冷凝器的顶部，见图 5.5.7-7 b)。此外，设计时还须留出足够空间，以供管路拆装、检修之用。在进出水管上，还应设温度计和压力表（出水管上可不设压力表）。

2.2 管材和管径的选择

考虑到制冷管路的工作情况，通常氨制冷系统均采用无缝钢管，氟利昂系统则多采用紫铜管，但在管径较大时（如大于 20 mm）亦采用无缝钢管。载冷剂管路，不论盐水、淡水，一般多采用有缝或无缝钢管或铜管。冷凝器的冷却水管，一般采用黄铜管、铜镍合金管或镀锌钢管。润滑油管可根据流量选用铜管和无缝钢管。所有制冷剂管路的设计强度，均应满足《钢质海船入级与建造规范》等有关规范的要求。

制冷管路的管径应按冷剂流量（或热负荷）、许用阻力损失（压降）和流速取定。常用制冷系统中，制冷剂在管路内的允许流速见表 5.5.7-1。

表 5.5.7-1 R 12、R 22、R 717 制冷剂在管路中的允许流速m/s

制冷剂	吸气管	排气管	冷凝器至贮液器的液管	贮液器至蒸发器的液管
R 12	8～15	10～18	<0.6	0.5～1.25
R 22	8～15	10～18	<0.6	0.5～1.25
R 717	10～20	12～25	<0.6	0.5～1.25

制冷管路选用的无缝管（铜管或钢管）的最小壁厚，可按下式计算：

$$\delta_{min}=\frac{pdw}{200\sigma+p}+C \quad \text{mm} \tag{5.5.7-1}$$

或

$$\delta_{min}=\frac{pdn}{200\sigma-p}+C \quad \text{mm} \tag{5.5.7-2}$$

式中：δ_{min}——最小壁厚，mm；

p——计算压力，kgf/cm²；

dw——管子外径，mm；

dn——管子内径，mm；

σ——管材的允许应力，kgf/cm²；

C——管壁厚度的附加量，mm，$C=C_1+C_2$，其中C_1为管壁负偏差（R 717、R 12、R 22 分别为 0.9、1.5、1.6），C_2为管壁腐蚀余量，可近似取为 1 mm。

提高电压上升速度也是很重要的，若提高强行励磁顶值，则可以提高电压上升速度如直线O'_b所示。

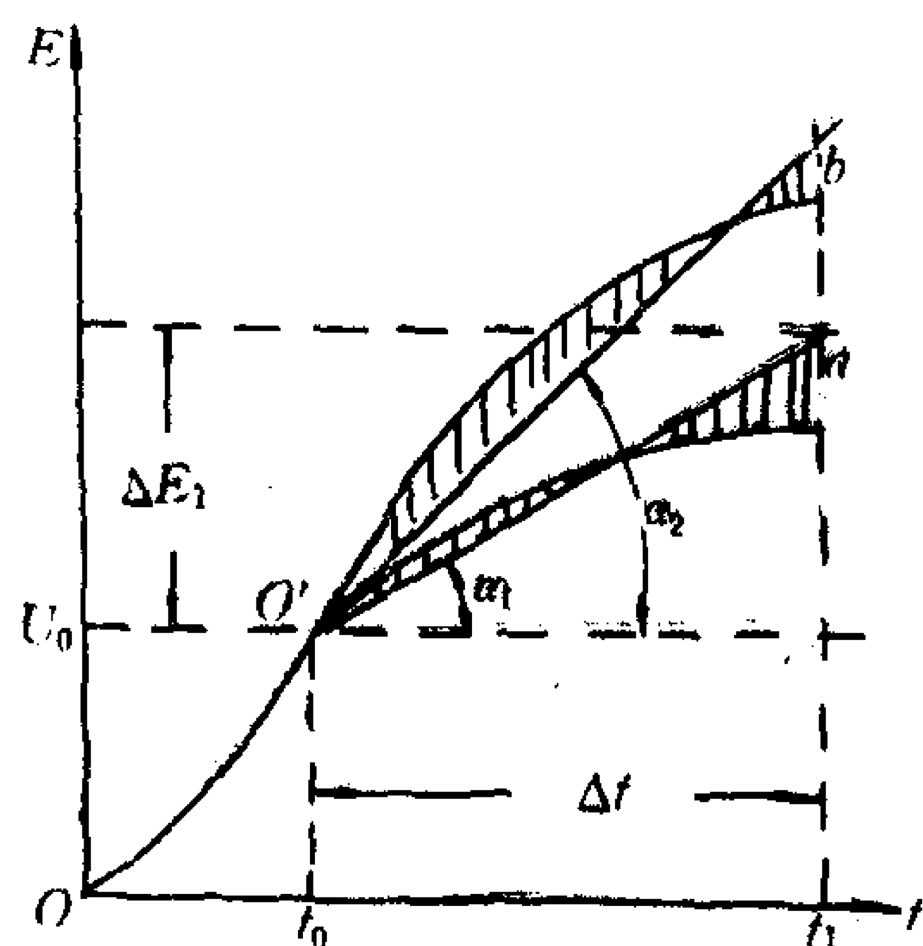


图8.3.1—28　发电机感应电势变化

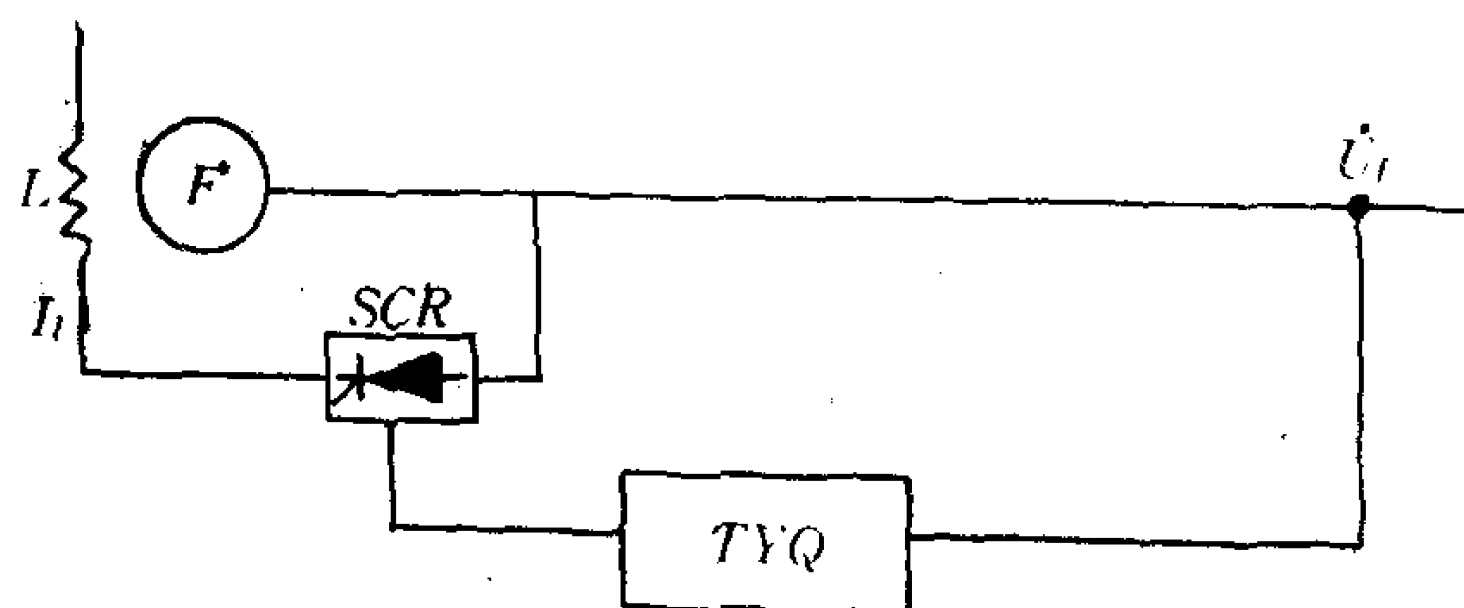


图8.3.1—29　按ΔU_f调压的调压器方框原理图

3)放大系数

调压器的放大系数K_f是被调量的变化量与被测量的变化量的比值。合理取K_f的数值，对调压器完成它所担负的任务也是很重要的。

8.4　自动调压器的基本原理

近代船舶同步发电机的自动调压器，按其被测量不同在原理上可分为三大类。

1)按发电机电压偏差ΔU_f进行比例式调节的调压器见图8.3.1—29，其被测量是一个比例于发电机端电压U_f的信号，经调压器TYQ调整励磁电流构成一闭环调整系统，它的静态特性较好。

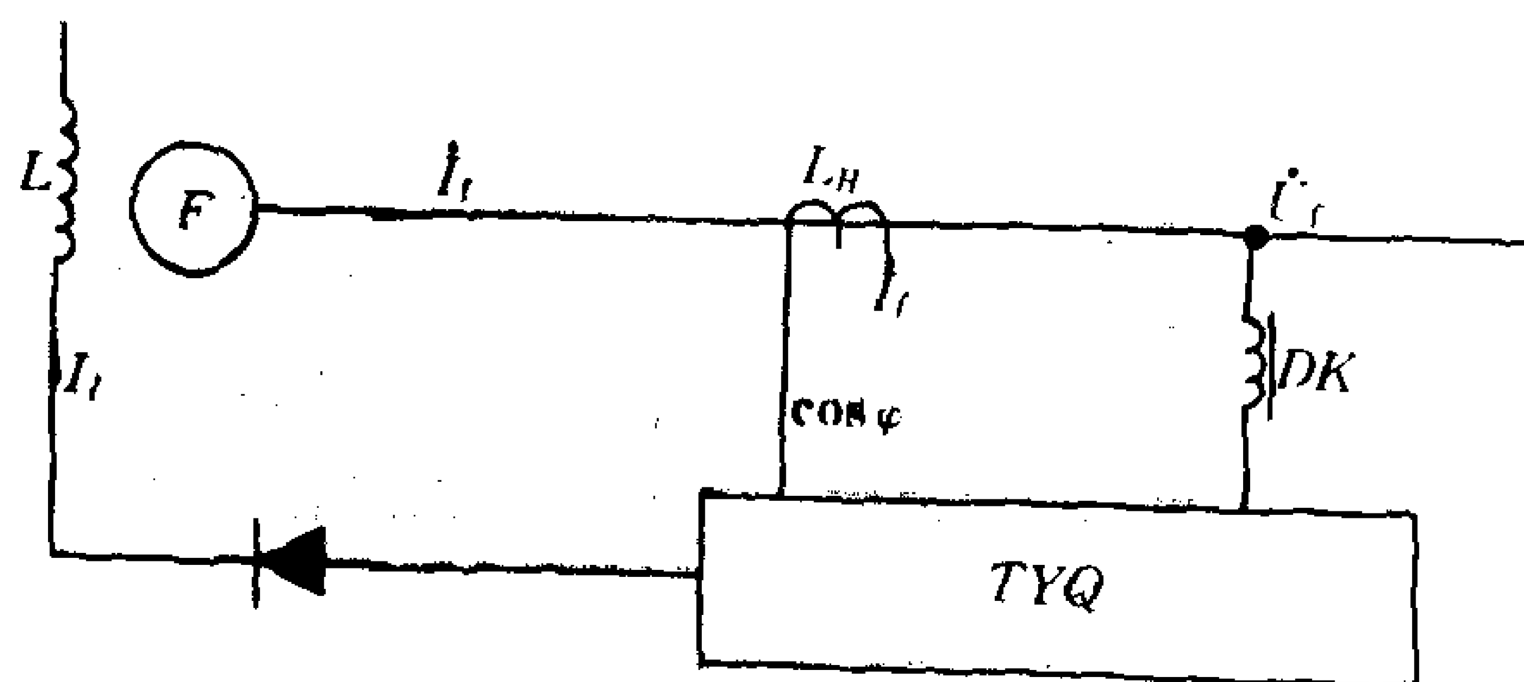


图8.3.1—30　按I_f和cosφ调压的调压器原理图

2)按I_f和cosφ进行调节的调压器见图8.3.1—30，其被测量是比例于发电机定子电流I_f和功率因数cosφ的信号，经调压器TYQ调整I_l和U_f。由于是一个被测量和被调量不同的开环的调整系统，所以从原理上讲其静态特性较差。被测量I_f和cosφ的变化，是引起U_f变化的

…U_f 变化及由 I_f 和 cosφ 变化去进行… …好的。这种调压器称为不可控相复励…

…而直接的原因。因为由 I_f 和 cosφ 变化而引起… 几乎是同时发生的，所以从原理上讲它的动态特性是比较… …调压器。

3）按 $I_f$cosφ 和 ΔU_f 进行调整的调压器，其原理方框图见图 8.3.1—31。调压器同时引入 I_f 和 cosφ 及 ΔU_f 为调整信号，则励磁电流 I_L 即按 I_f 和 cosφ 的偏差数，又按 ΔU_f 大小进行调整，主要以 TYQ 进行动态调压，以电压校正器 YJQ 进行静态调压。显然它具有以上两种优点。原理上可使静态和动态特性都比较好、这种调压器称为带电压校正器的相复励调压器，也叫可控相复励调压器。

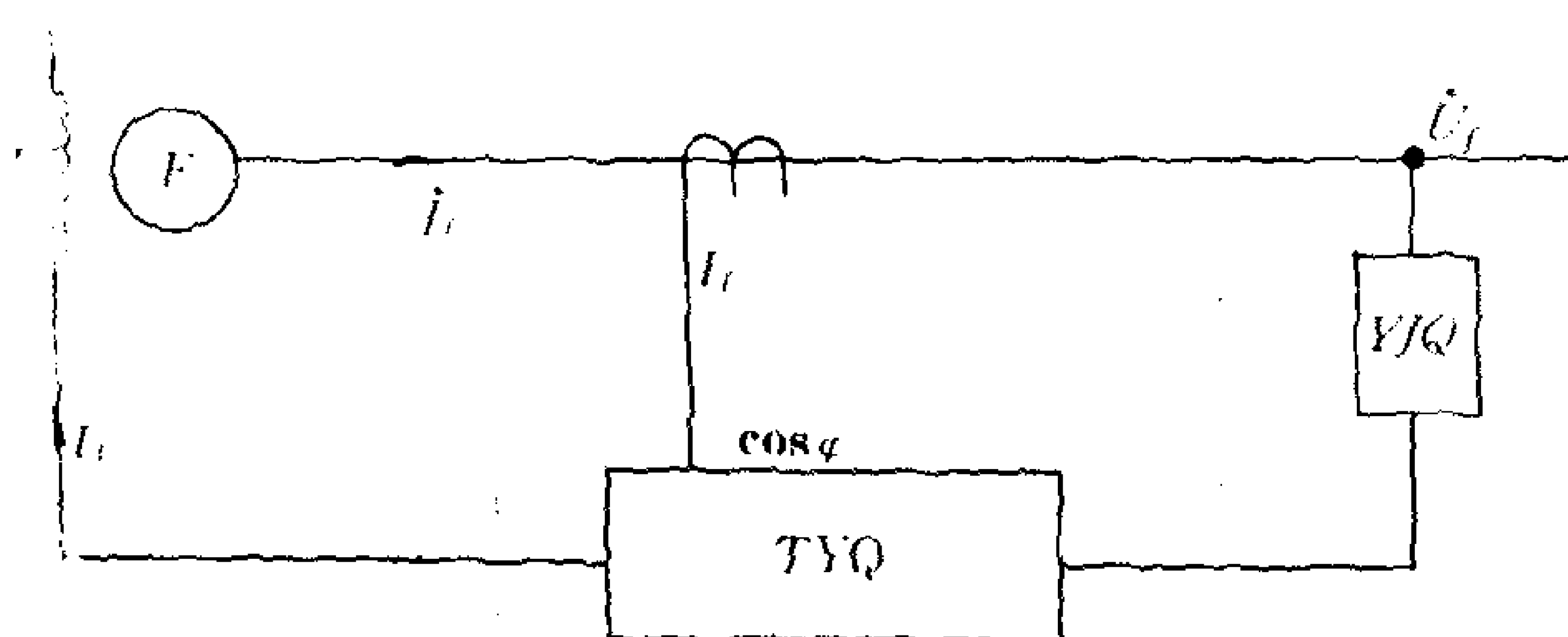


图 8.3.1—31　按 $I_f$cosφ 和 ΔU_f 调整的调压器原理图

8.5　调压器的分类

1）带旋转直流励磁机；(1)碳阻式；(2)磁放大器式；(3)相复励式。

2）不可控相复励；(1)电抗移相式；(2)电容移相式；(3)谐振式；(4)定子辅助绕组式；(5)磁分路；(6)曲折联接。

3）可控相复励(带校正器)；(1)控制变压器变比；(2)控制励磁的交流侧分流；(3)控制励磁的直流侧分流。

4）晶闸管整流励磁(1)无电流复合；(2)有电流复合。

5）三次谐波励磁：(1)简单三次谐波；(2)基波和三次谐波绕组混合励磁；(3)混合励磁带校正器。

6）无刷发电机：(1)带交流励磁机；(2)带变频机；(3)混合励磁；(4)晶闸管整流励磁。

8.6　自励同步发电机自励起压基本原理

自励同步发电机的励磁电流是由同步发电机本身的定子电流经过整流元件供给。自励同步发电机自励回路的单相原理见图 8.3.1—32a)所示。这种自励同步发电机在船舶上得到广泛应用。

自励同步发电机的起压特性曲线见图 8.3.1—32b)所示。其曲线 1 为发电机的空载特性曲线 $U_{f0}=f(I_L)$；曲线 2 为自励回路的理想励磁特性曲线 $I_L=f(U_f)$。由于转子磁极上留有剩磁，当发电机转子转动后在发电机定子绕组将感生剩磁电压 U_s 见图 8.3.1—32b)所示。U_s 加在自励回路上。经整流器 ZL，在发电机励磁绕组 L 中产生励磁电流 I_{l1}，I_{l1} 在发电机定子绕组中感生电压 U_{01}。U_{01} 通过自励回路在 L 中又产生 I_{l2}。I_{l2} 又感生更高电压 U_{02}。如此循环构成正反馈，使发电机空载电压提高，最后达到交点 A 稳定，得到发电机空载额定电压 U_{f0}；由上述可知：自励同步发电机要正常自励起压必须满足两条：(1)必须要有足够大的剩磁电压 U_s(2)必须适当整定自励阻抗使励磁特性与空载特性配合恰当，正好相交正常空载额定电压 U_{f0} 处。

所有支承与隔热管路之间预留一定的伸缩裕量。支架的固定必须牢靠。

3.2 管路隔热层厚度计算

管路隔热层的厚度，应能减少制冷量的损失，避免隔层的外表面凝露或结霜，同时也要兼顾到材料和施工的费用。

管路隔热层厚度可按下式算出：

$$\frac{t_2-t_1}{t_2-t_3}=1+\frac{\alpha}{2\lambda}D_1 ln\frac{D_1}{D_2} \qquad (5.5.7\text{-}3)$$

式中：t_1、t_2、t_3——分别为管内制冷剂温度，空气干球温度和空气露点温度，℃；

λ——隔热材料的导热系数，W/m℃（或kcal/m·h·℃）；

α——管外空气的换热系数，W/m²、℃（或kcal/m²·h·℃）；

D_2、D_1——管路外径和包复隔热层后的外径，m；$D_1=D_2+2\delta$（δ——隔热层厚度，m）。

一般制冷管路的隔热层厚度可参照表 5.5.7-4 加以选择。

表 5.5.7-4　**管路隔热层厚度表** mm

t_2	+30								+15							
t_1	−10		−15		−33		−40		−10		−15		−33		−40	
λ / D_1	0.04	0.06	0.04	0.06	0.04	0.06	0.04	0.06	0.04	0.06	0.04	0.06	0.04	0.06	0.04	0.06
22	50	70	55	75	75	100	80	105	30	45	35	50	50	65	55	75
32	55	75	60	80	80	105	85	115	35	45	40	50	55	75	60	85
38	60	80	65	85	85	110	90	120	35	45	40	55	60	80	65	85
57	65	85	70	95	90	120	100	135	35	50	45	60	65	85	70	95
76	65	90	75	100	95	130	105	140	40	55	45	60	65	90	75	100
89	70	95	75	105	100	135	110	145	40	55	45	65	70	95	75	105
108	70	100	80	110	105	140	110	155	40	55	50	65	70	100	80	110
133	75	100	80	115	105	145	115	160	45	60	50	70	75	100	85	115
159	75	105	85	120	110	155	120	165	45	60	50	70	75	105	85	120
219	80	110	90	125	120	165	130	180	45	65	55	75	80	110	90	125

4 管路连接

4.1 管路连接方式和要求

制冷系统的管路连接是保证系统的气密性能，实现制冷循环的重要条件。制冷管路连接的基本要求是牢固、密封和便于拆装。连接的方式有喇叭口连接、焊接、法兰连接或通过专用阀门连接等。

在氟利昂制冷系统中，当使用管径为 20～25 mm以下的紫铜管时，可采用喇叭口连接；而当管径大于 25 mm时，采用焊接连接。铜管主要采用钎焊（如银钎、铜钎等），钢管采用电焊，见图 5.5.7-8。在采用法兰连接时，必须采用凹凸法兰，并在凹槽内填装密封垫片。所用的垫片材料，氟利昂用胶质石棉垫或紫铜环，氨用胶质石棉垫或铝片。

4.2 管路连接件及连接

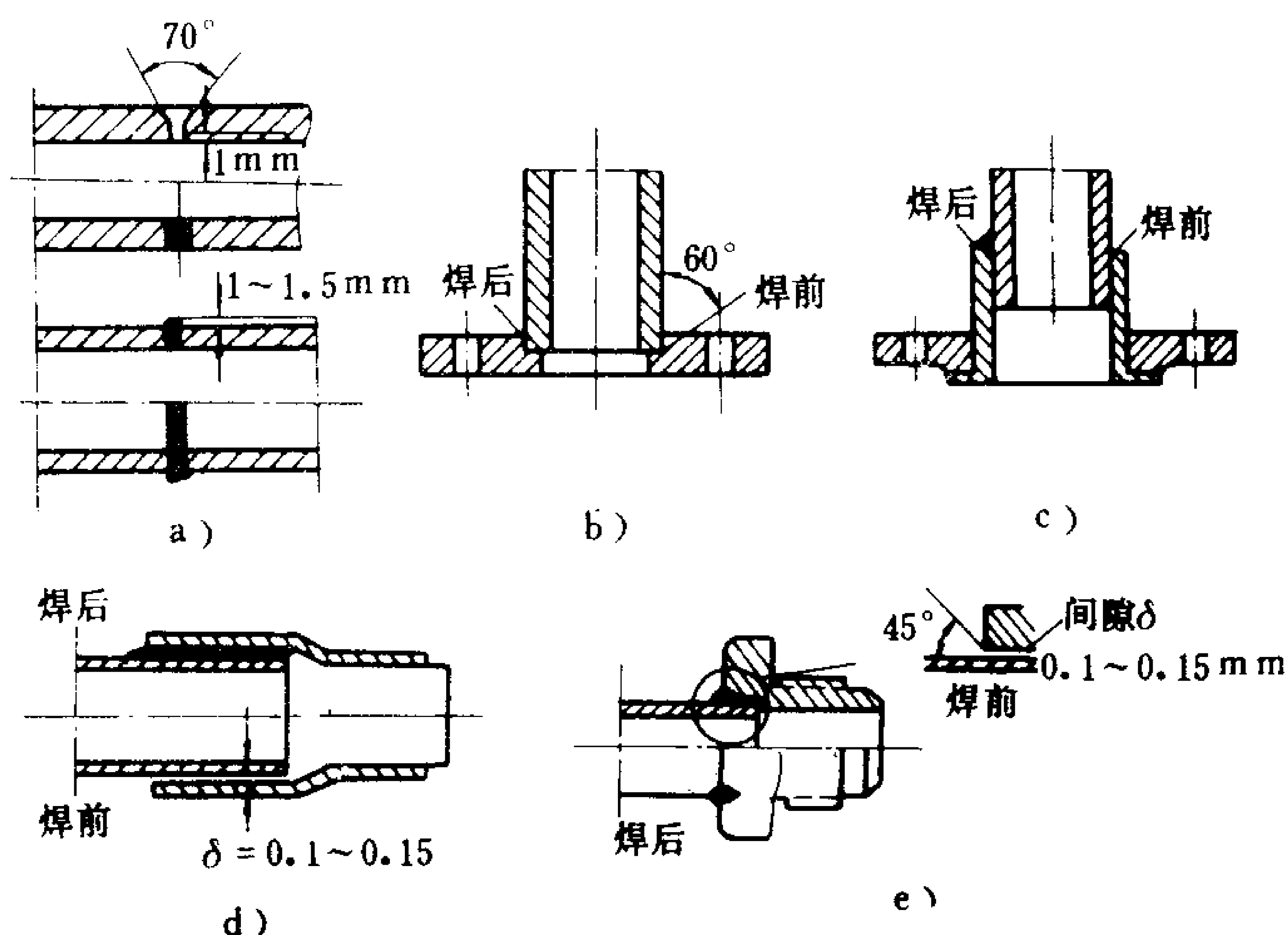


图 5.5.7-8 管路的焊接方式

当制冷系统的管路在某些条件下不可能或不允许采用焊接连接时，就采用连接件连接。常用的连接件有专用接头、法兰或阀门等。

管径在 20 mm 以下的紫铜管，通常采用图 5.5.7-9 a)所示的接头组合件连接。这种连接紫铜管的喇叭口在螺母与接头连接时，既起拉紧作用，又起密封垫片的作用，可用在管路与管路、管路与设备、管路与管件（如阀门等）的连接上。连接件的螺母和接头可以用钢材或铜材，一般氟利昂系统多用黄铜材。当黄铜管或无缝钢管连接时，多在管端焊上接头(套焊或对焊，见图 5.5.7-8 e)，其中一个套入活动螺母，另一个则有阳螺纹，而能与活动螺母配合，见图 5.5.7-9 b)。

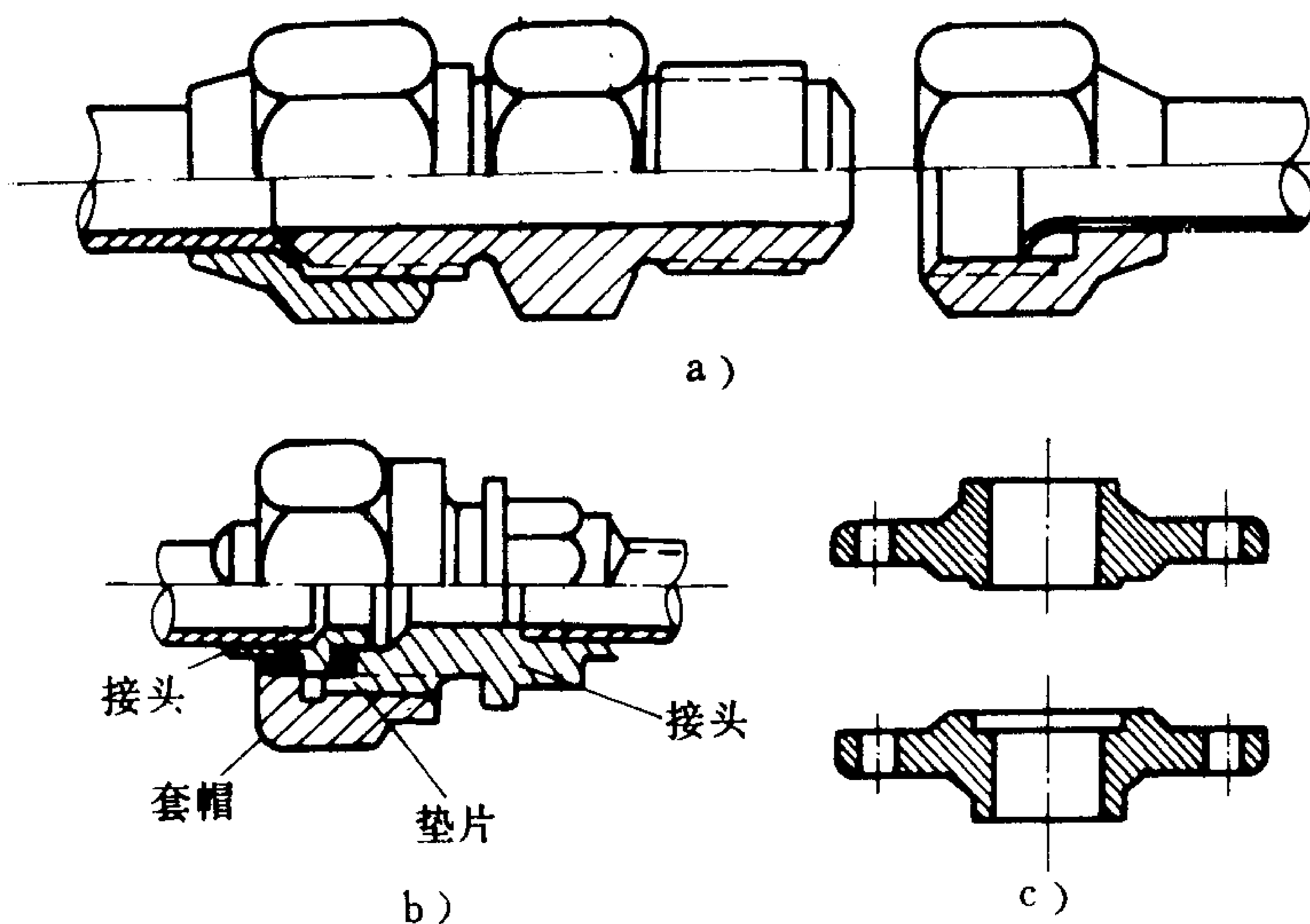


图 5.5.7-9 管接头组合件连接

当管路为直径较大的无缝钢管、黄铜管或紫铜管时，连接件应改用凹凸法兰，见图 5.5.7-9 c)，并加密封垫。

在制冷系统中，一部分阀件作为自动化部件使用(如热力膨胀阀、电磁阀、蒸发压力调节阀等)，另一部分阀件则作为控制或操作部件使用（如止回阀、手动截止阀等)，连接时，可根据阀的结构、大小分别采用焊接、喇叭口连接或法兰连接。它们均应满足系统密封性的要求。氟利昂系统的手动截止阀，应尽可能采用无填料函阀。如果采用软填料函阀，则应有封紧盖(封帽)，其密封填料还不得使用天然橡胶。在中、小型氟利昂制冷系统中，管路连接阀多为无填料的弹簧式或隔膜式黄铜阀。

第 8 章　自动化元件

1 概述

1.1 制冷系统自动控制的内容和要求

制冷系统的自动控制是为了保证系统能正常、高效和安全地运行。它通过系统中的自动化元件来实现。由于制冷系统经常在低温、高湿和强烈振动的条件下工作，各自动化元件必

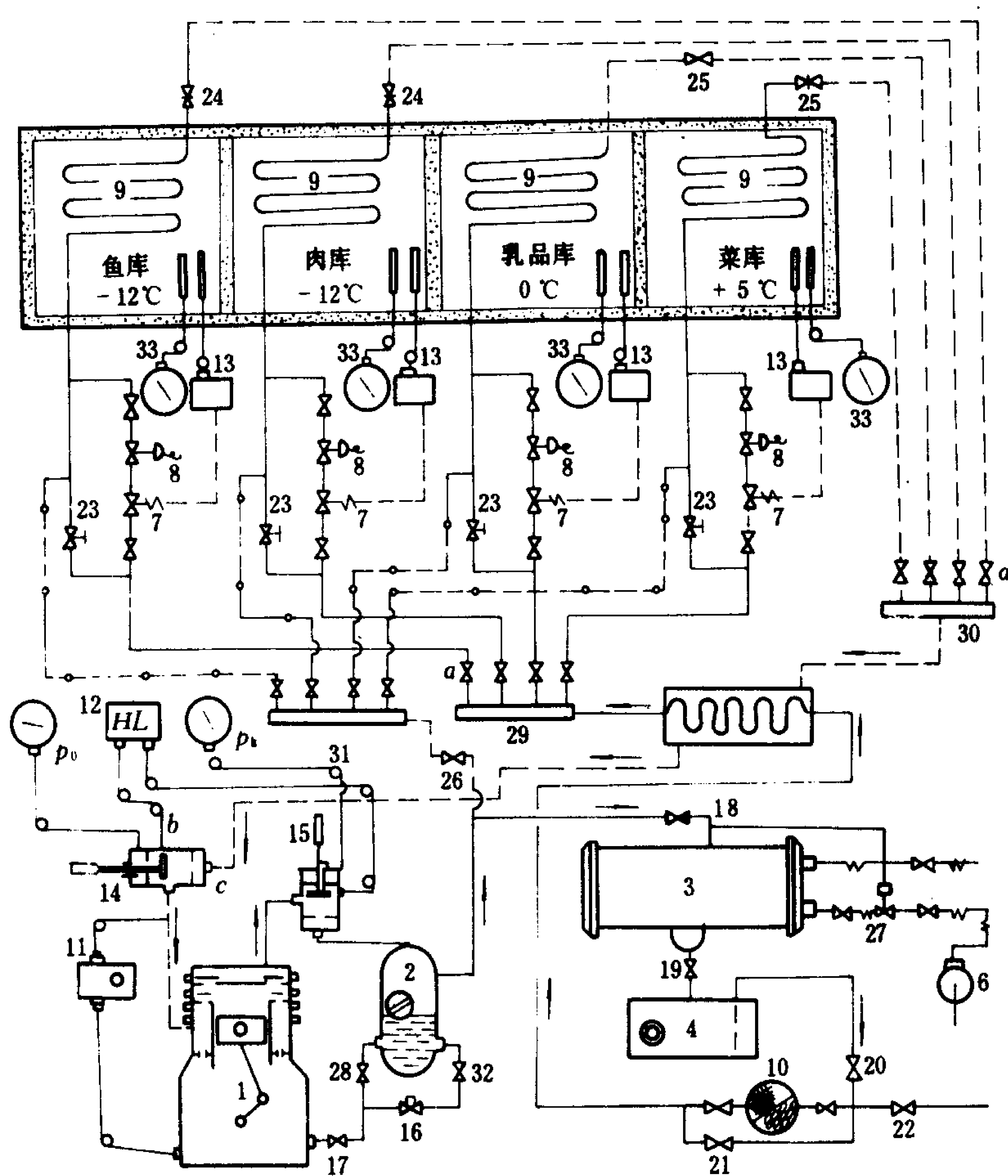


图 5.5.8-1　船舶伙食冷藏制冷系统（R 12）和自动控制原理

1-压缩机；2-分油器（含浮球阀）；3-冷凝器；4-贮液器；5-热交换器；6-冷却水泵；7-电磁阀；8-膨胀阀；9-冷却排管；10-过滤干燥器；11-油压控制器；12-高低压控制器；13-温度控制器；14-压缩机吸入阀；15-压缩机排出阀；16-回油电磁阀；17-回油截止阀；18-冷凝器单向阀；19-贮液器进口阀；20-贮液器出口阀；21-旁通阀；22-制冷剂充入阀；23-手动膨胀阀；24-单向阀；25-恒压阀；26-融霜总阀；27-水量调节阀；28-手动回油阀；29-供液总管；30-回气总管；31-融霜总管；32-自动回油截止阀；33-指针式温度表

须在技术性能上适应这种特殊条件。所以船舶制冷系统对自动化元件的要求往往比陆用的要高，如稳定性、抗振性、抗倾斜性和安全可靠性等方面都是如此。

制冷系统的自动化元件按控制对象可分为流量、温度、压力三类，在冷库和氨制冷系统中则尚有液位和湿度控制等。

1.2 典型制冷系统的自动化元件及其布置

图5.5.8-1为船舶伙食冷库典型的自动控制系统，它包括了一般制冷系统的主要控制内容和自动化元件以及它们的一般安装位置。

在这一典型系统中，流量控制元件有热力膨胀阀、电磁阀、手动节流阀、水量调节阀等；温度控制元件有温度控制器、温度指示器等；压力控制元件有冷凝压力调节阀、蒸发压力调节阀、止回阀、高压控制器、低压控制器、油压（压差）控制器、安全阀等，现分别介绍如下。

2 节流阀

节流阀是蒸气压缩式制冷循环中，用以对高压液体制冷剂进行节流，为低压气化创造条件并向蒸发器供液的重要自控元件。按节流阀的调节性能，在氟利昂制冷装置中，有恒压式自动节流阀、热力膨胀阀和节流毛细管，而在氨制冷装置中则有浮球调节阀等。

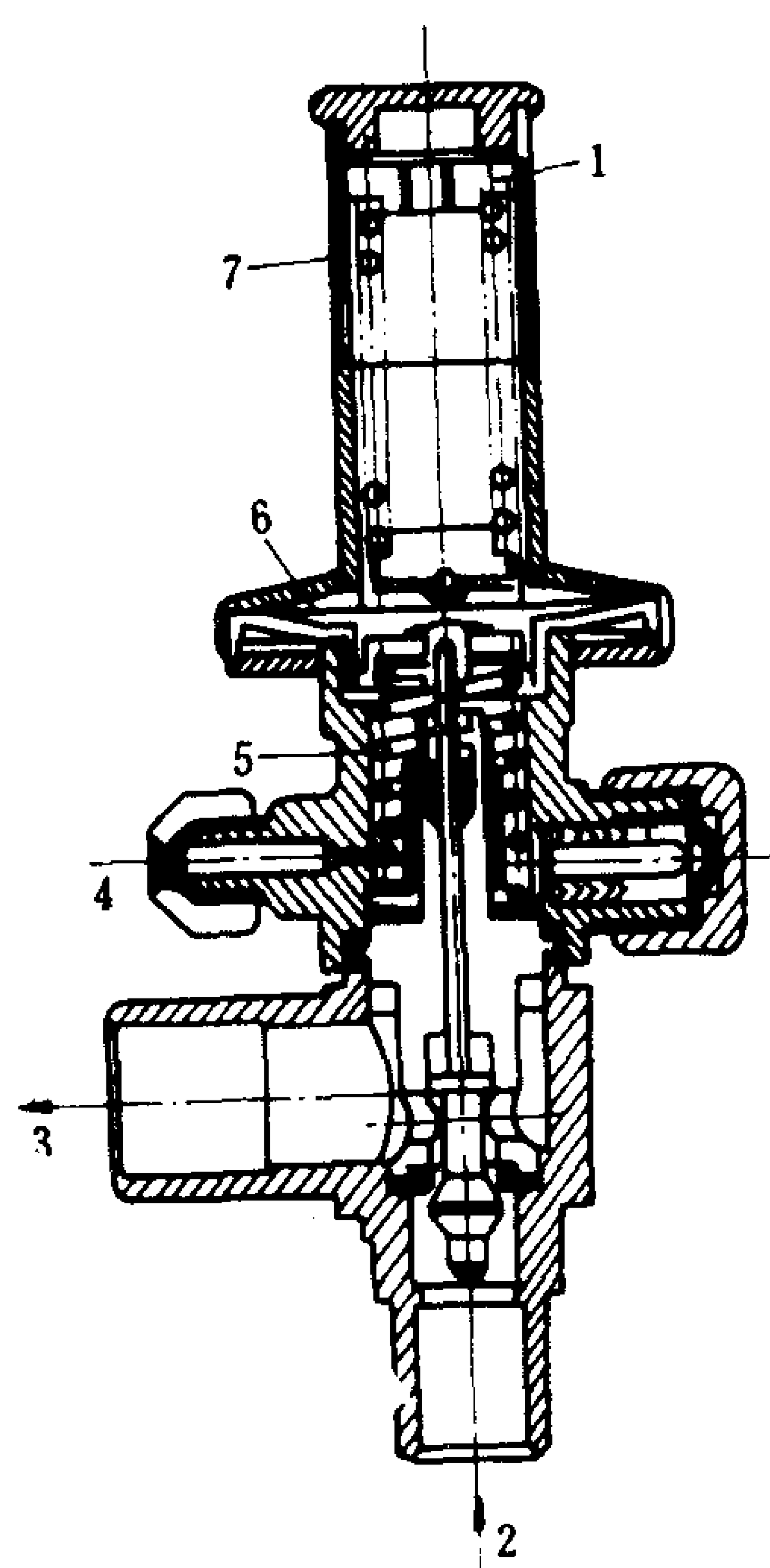


图5.5.8-2 恒压式自动节流阀

1-调节螺母；2-进口；3-出口；4-外平衡管接入；5-下调节弹簧；6-膜片；7-上调节弹簧

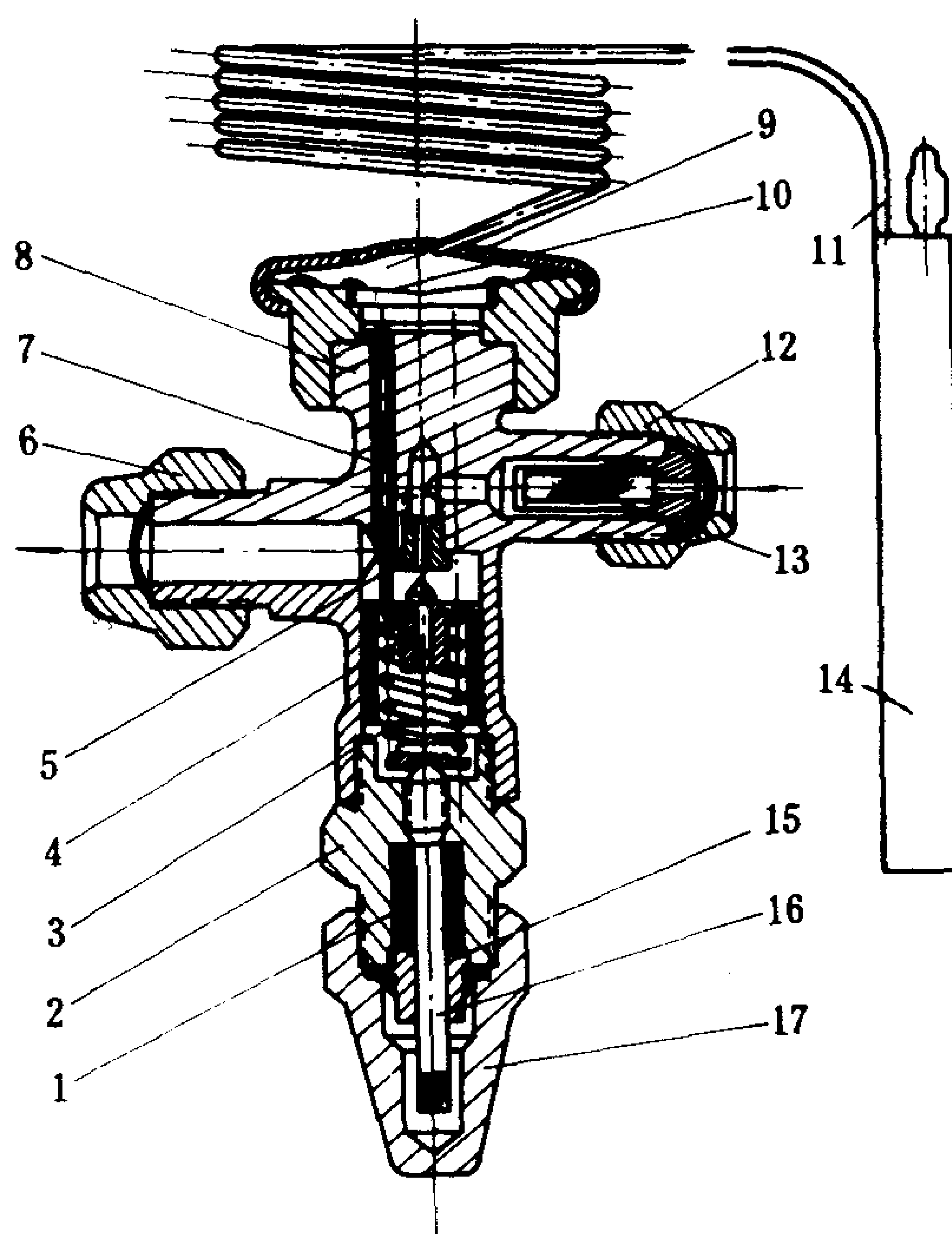


图5.5.8-3 热力膨胀阀结构原理（内平衡式）

1-填料函；2-调节杆座；3-弹簧；4-阀芯；5-阀座；6-螺母 7-传动杆（顶杆）；8-阀体；9-封盖；10-膜片；11-毛细管；12-螺母；13-过滤器；14-感温包；15-填料函盖；16-调节杆；17-帽罩

2.1 恒压式自动节流阀

恒压式自动节流阀见图 5.5.8-2。它是在给定的调节压力之下，借蒸发器出口（或进口）的压力变化，自动地调节进入蒸发器的制冷剂流量，使蒸发器内保持恒定压力。阀上部的调节弹簧压在膜片上面，通过阀杆使阀开启。膜下的调节弹簧则顶在膜片下面，通过阀杆使阀关闭，它和膜下蒸发压力的合力与上调节弹簧的张力平衡。当蒸发压力变化时，即可相应调节阀芯的开度，改变制冷剂的流量，促使蒸发压力恒定。

恒压式自动节流阀多用于小型制冷装置，也可作为热力膨胀阀的旁通阀，在应急时使用。

2.2 热力膨胀阀

热力膨胀阀是借蒸发器出口处制冷剂蒸气过热度的变化，自动地改变阀芯节流孔的开度，从而调节制冷剂流量的自动化元件。它是制冷系统，尤其是氟利昂制冷系统的主要部件之一。其基本结构和工作原理见图 5.5.8-3。

热力膨胀阀的作用是：对高压液体制冷剂节流，为制冷剂气化吸热创造条件；向蒸发器供液，保证蒸发器在一定的热负荷范围内得到必要的制冷剂供液量；通过温包的作用控制蒸发器出口制冷剂蒸气的过热度，保证压缩机实现“干压”和蒸发器换热面积的充分利用。

热力膨胀阀主要由阀体、阀芯、调节弹簧、膜片、感温包和毛细管、气箱等组成。其中温包、毛细管、膜片、气箱组成传感系统，而调节弹簧、阀芯、传动杆等则组成开度和流量调节系统。

热力膨胀阀在制冷系统中的安装方式见图 5.5.8-4。

热力膨胀阀的基本调节过程是：密闭于感温包内的工质感受蒸发器出口处的冷剂温度，产生一个与之对应的饱和压力p_b，并通过毛细管作用在膜片上方使之产生向下的推力F_b。这时，在膜片的下部则作用着两个力，即由蒸发压力p_o造成的向上推力F_o和调节弹簧的向上推力F_s。当$F_b=F_s+F_o$时，阀即处于某一开度。倘若蒸发器出口制冷剂蒸气过热度提高，于是F_b上升，致使$F_b>F_s+F_o$，膜片下凹，传动杆下移，阀芯开度增加，制冷剂流量随之增加，使过热度受到控制。倘若将弹簧力F_s调大，则所控制的蒸气过热度也就相应提高；反之则降低。

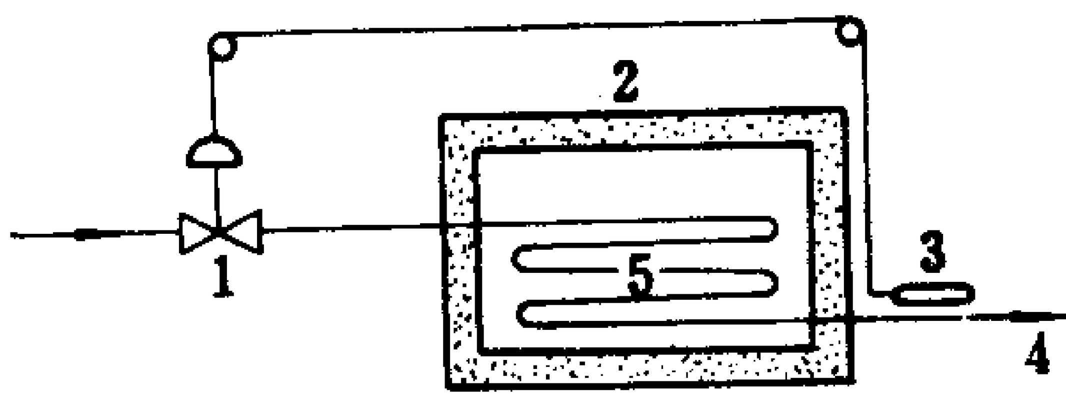


图 5.5.8-4 热力膨胀阀在制冷系统中的安装
1-膨胀阀；2-冷库；3-感温包；4-回气；5-蒸发盘管

热力膨胀阀按压力平衡关系和具体结构可分为内平衡式和外平衡式两类。两者的主要区别是内平衡式膜片下部所受到的压力是蒸发器进口处的蒸发压力p_o，而在外平衡式中，则是蒸发器出口处的蒸汽压力，反映了蒸发器管路阻力对热力膨胀阀调节性能的影响，因此性能更为合理，但结构较为复杂。

例如某R 12 制冷系统在空调工况下工作，调节弹簧的当量压力为 0.06 MPa（0.6 kgf/cm^2）。设感温管内充入的也是R 12，则其相应的过热度约为 5℃。在稳定工况下，如不计管路阻力损失，则内平衡式热力膨胀阀的工作可如图 5.5.8-5 a)所示。假使制冷工况相同，但蒸发器有管路阻力损失，则使用外平衡式热力膨胀阀时的工作即变为图 5.5.8-5 b)。将两图相比就可知道，在有管路阻力损失的条件下，只有采用外平衡式热力膨胀阀才能稳定蒸发器制冷剂的回气过热度，提高蒸发器换热面积的利用率。内平衡式热力膨胀阀所能容许的最大压

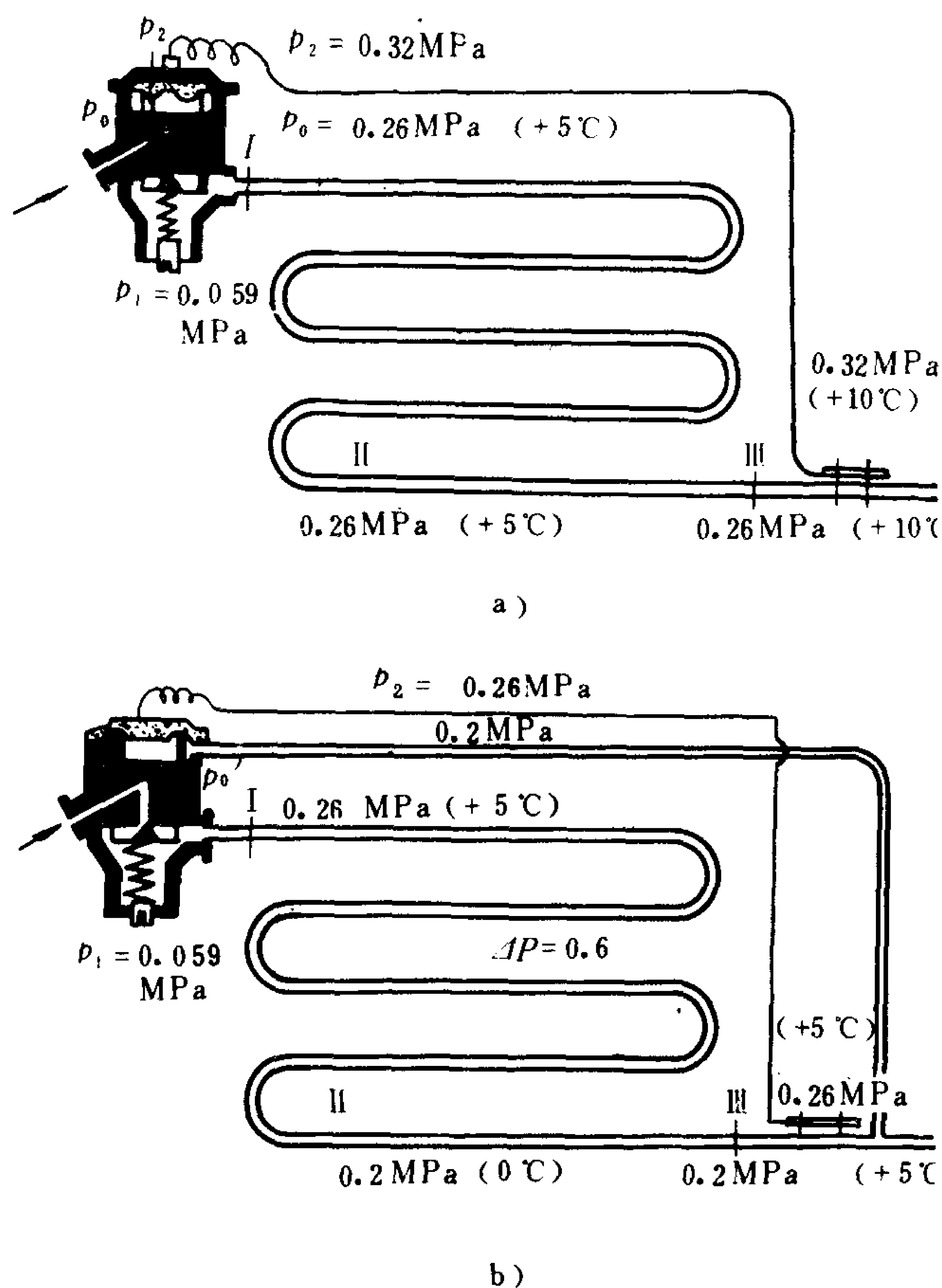


图 5.5.8-5 热力膨胀阀的工作过程

a）内平衡式；b）外平衡式

降见表 5.5.8-1。

表 5.5.8-1 内平衡式热力膨胀阀最大允许压降

R 12		R 22		R 717	
蒸发温度 ℃	最大压降 kPa (kgf/cm²)	蒸发温度 ℃	最大压降 kPa (kgf/cm²)	蒸发温度 ℃	最大压降 kPa (kgf/cm²)
+10～0	18 (0.18)	+0～0	20 (0.2)	0～−10	20 (0.2)
−5～−15	10 (0.10)	−5～−15	15 (0.15)	−15～−25	10 (0.1)
−20～−30	5 (0.05)	−20～−30	10 (0.1)	−30～−40	5 (0.05)
		−40～−50	5 (0.05)		

外平衡式热力膨胀阀的典型结构见图 5.5.8-6。

船舶制冷装置中多选用国产RF型和丹麦（Danfoss）TF、TE型热力膨胀阀，其基本参

续上表

故障现象	可 能 原 因	排 除 方 法
电压不稳	1. 接头松脱	接头焊好
	2. 接线有开路，短路处	将开路或短路查出排除

(6)维护保养

①发电机运行时，调压系统各回路禁止开路或换接；

②系统失灵时应停止；

③由于滑环腐蚀现象使负极比正极滑环磨损厉害，则隔一定时间要把两极电刷位置调换一次，以改变两滑环极性，然后就要按电刷极性进行充磁；

④每月将电机内部积灰吹净，测量绝缘，测量运转温度，根据火花情况调整电刷压力及电刷架，检查轴承润滑油及温度。

8.11 可控相复励自励恒压装置

该装置主要包括两大部分。其一是相复励自励恒压装置，其二是晶闸管直流分流的电压校正器，见图 8.3.1－43。从原理上讲该装置就是在按 $\dot{I}_f$ 进行不可控相复励调压的基础上又加上按 ΔU_f 进行调压的电压校正器。所谓可控就是指有电压偏差的校正。相复励自励恒压装置的主要作用是实现自励起压，并担负动态电压调整使其动态特性好。电压校正器的作用主要是担负静态电压调整，进一步提高电压调整精度。

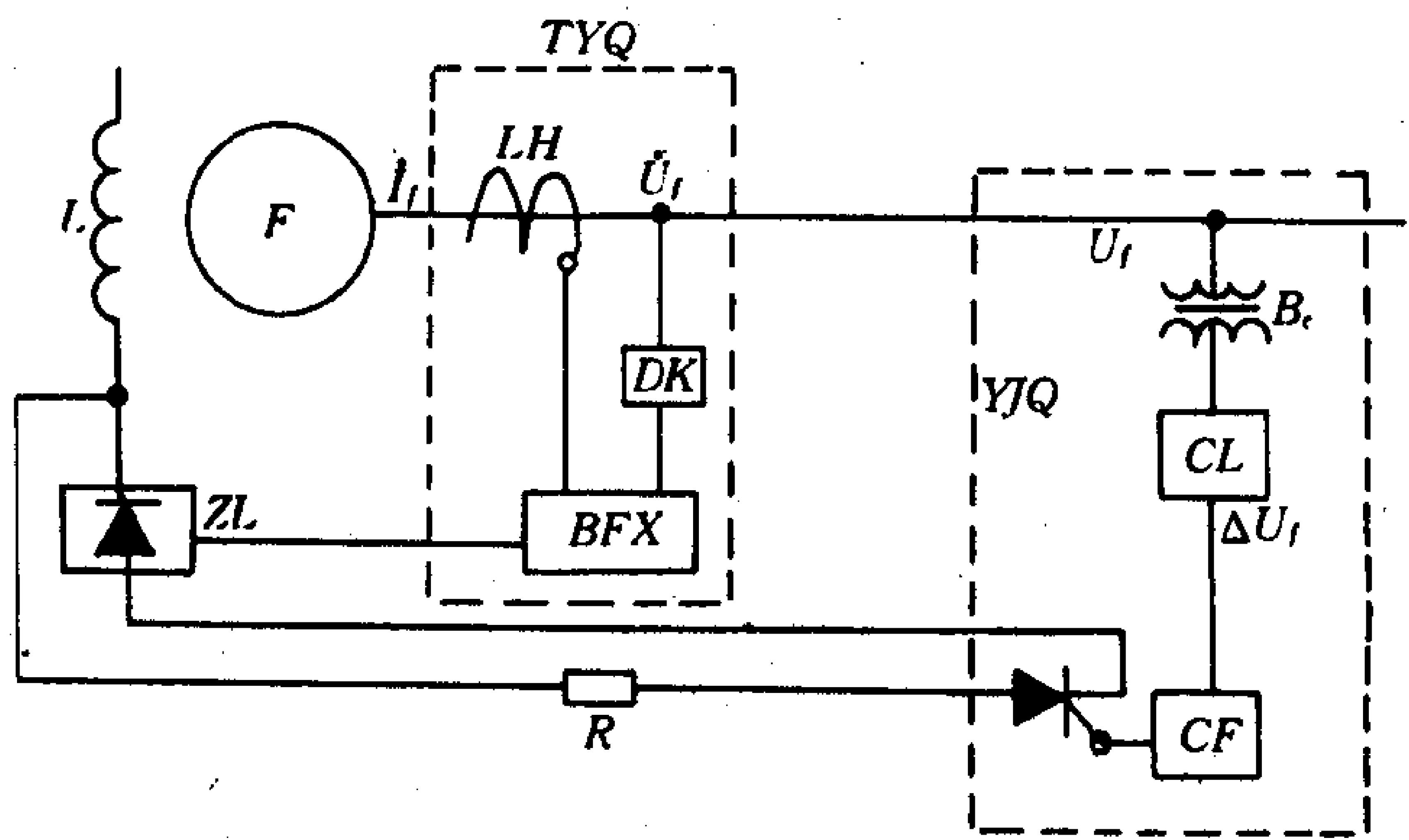


图 8.3.1－43 可控相复励自励恒压装置原理图

8.11.1 TZ－F 型可控相复励恒压装置原理分析

该装置可分为两大部分(见图 8.3.1－44)：一部分是相复励电磁迭加具有电压曲折绕组的谐振式自励恒压装置，另一部分是晶闸管直流分流器 SCR_1 和晶体管式自动调压器构成的电压校正器。现主要分析一下校正器工作原理。该调压器附有一个转换装置，当校正器发生故障时，只要按下按扭 LA_1 则校正器被切除。此时只有不可控相复励单独工作仍能保证一定精度的调压，从而提高了装置的可靠性。

续上表

型号	适用温度范围 ℃		可调节过热度 ℃	名义容量 kW		平衡方式	接管规格		
	R 12	R 22		R 12	R 22		进口	出口	外平衡管
RF 8	+10～−40	+10～−50	2～8	31.39	47.09	外平衡式	16×1.5	19×1.5	6×1
RF 9				38.3	57.55				
RF 10				45.34	68.02				
RF 11				52.32	78.48		19×1.5		
RF 12				62.79	94.18			22×1.5	
RF 13				83.72	143.02		33×3.5	33×3.5	
RF 15				122.09	209.3				
RF 17				168.6	290.69				

表 5.5.8-3　**丹麦（Danfoss）热力膨胀阀技术参数**

型　号	名义容量 R12		型　号	名义容量 R22		型　号	名义容量 R 502	
	kW	kcal/h		kW	kcal/h		kW	kcal/h
TF 2-0.3 TEF 2-0.3	1.0	900	TX 2-0.3 TEX 2-0.3	1.0	900	TY 2-0.3 TEY 2-0.3	1.0	900
TF 2-0.5 TEF 2-0.5	1.7	1500	TX 2-0.5 TEX 2-0.5	1.7	1500	TY 2-0.5 TEY 2-0.5	1.7	1500
TF 2-1 TEF 2-1	3.5	3000	TX 2-0.8 TEX 2-0.8	2.8	2400	TY 2-1 TEY 2-1	3.5	3000
TF 2-1.5 TEF 2-1.5	5.2	4500	TX 2-1.5 TEX 2-1.5	5.2	4500	TY 2-1.5 TEY 2-1.5	5.2	4500
TF 2-2 TEF 2-2	7.0	6000	TX 2-2.3 TEX 2-2.3	8.0	6900	TY 2-2 TEY 2-2	7.0	6000
TF 2-3 TEF 2-3	10.5	9000	TX 2-3 TEX 2-3	10.5	9000	TY 2-3 TEY 2-3	10.5	9000
TF 5-2 TEF 5-2	7.0	6000	TX 2-4.5 TEX 2-4.5	15.5	13500	TY 5-2 TEY 5-2	7	6000
TF 5-3 TEF 5-3	10.5	9000	TX 5-3 TEX 5-3	10.5	9000	TY 5-3 TEY 5-3	10.5	9000
TF 5-5 TEF 5-5	17.5	15000	TX 5-4.5 TEX 5-4.5	15.5	13500	TY 5-5 TEY 5-5	17.5	15000
TEF 5-8	28	24000	TX 5-7.5 TEX 5-7.5	26	22500	TEY 12-3	10.5	9000
TEF 12-3	10.5	9000				TEY 12-5	17.5	15000
TEF 12-5	17.5	15000	TEX 5-12	42	36000	TEY 12-8	28	24000
TEF 12-8	28	24000	TEX 12-4.5	15.5	13500	TEY 12-12	42	36000
TEF 12-12	42	36000	TEX 12-7.5	26	22500	TEY 20-20	70	60000
TEF 20-20	115	99000	TEX 12-12	42	36000			
TEF 55-55	190	165000	TEX 20-30	105	90000			
			TEX 55-50	175	150000			
			TEX 55-85	295	255000			

注：① F，X，Y，A表示R 12，R 22，R 502，R 717。
② *T*—热力膨胀阀；*E*—外平衡式。
③ 例：TEF 2-0.3通径2 mm，容量0.3冷吨（TR）外平衡R 12热力膨胀阀。

1)电压校正器工作原理

(1)测量回路。发电机电压U_f由A.B.C.接到测量变压器B_c的原边。B_c接成Y/Y－12和Y/△－11,其副边接六相桥式整流器D_1～D_{12},整流器输出经两级阻容快速滤波R_1.C_1.R_2.C_2,分压器R_3.R_4,接到比较电路W_1.W_2和R_5上,电位器R_3用来整定发电机电压。由整流滤波回路输出的电压为:

$$U_{f\cdot Dc}=\frac{K_z}{K_u}U_f \tag{8.3.1-41}$$

式中:K_u——B_c的变化;

K_z——整流滤波系数。

$$U_k=U_{R_5}=U_{f\cdot Dc}-U_w \tag{8.3.1-42}$$

式中:U_k——比较电路输出电压,V;

U_w——稳压管W_1和W_2的稳压值,V。。

由图8.3.1－43可见,当U_f($U_f\cdot D_c$)下降时,U_k亦随之下降;反之亦然。

(2)分流触发控制回路

由图8.3.1－43可见,U_k加在放大器BG_1基极上由BG_1进行放大和倒相。当U_k下降时BG_1输出电位增高,反之亦然。

BG_1输出电位U_{c_1},经R_{10}耦合加在移相三极管BG_2基极上,BG_2做C_3充电的可变电阻用。由正电源通过BG_2给C_3充电。当C_3充电达单结晶体管BT_1的峰点电压U_{P_1}时、BT_1突然导通,R_{13}输出触发脉冲U_{cF1},使直流开关s<R_1导通进行励磁分流。由上述可见U_f控制了U_{cF1}移相,即控制了scR_1开始导通的时间,例如:

$U_f^{\downarrow}\rightarrow U_k^{\downarrow}\rightarrow U_{c1}^{\uparrow}\rightarrow BG_2$电阻$^{\uparrow}\rightarrow U_{c2}$达$U_{p1}$时间滞后$\rightarrow U_{cF1}$滞后$\rightarrow scR_1$导通。反之亦然。

触发控制回路的工作电源由整流器ZL经R_{14}稳压管W_3,电位器R供给。当scR_1一旦导通工作电源即被短接,因此触发控制回路即停止工作。

(3)晶闸管励磁分流关断回路

SCR_1励磁分流主回路由ZL经z/JZ_2,SCR_1,R进行分流,将分流能量消耗在R上。调整R可整定分流的大小。当U_f下降时分流应自动减小;当U_f升高时分流应自动增大。这里分流的大小是以U_f控制SCR_1导通p的时间来解决的,故需要解决SCR_1的通和断的问题。U_f可控制U_{cF},移相,以控制SCR_1开始导通的时间。但是当SCR_1一旦导通时就一直在导通,因此还必须设一SCR_1的关断回路使SCR_1在固定的时间被关断,这样才能使U_f控制SCR_1导通时间。SCR_1的关断是通过可控硅开关SCR_2的导通来实现的。由变压器BK的副边120v绕组W_2,经单相半波整流二极管D_{17}给电容c_6充电,当SCR_2被触发导通时c_6通过SCR_2给SCR_1加上反向电压,故使SCR_1截止、下面的问题就是如何以固定的频率触发SCR_2导通,即关断SCR_1。B_K副边60v绕组W_1经W_4.W_5稳压后做为单结晶体管BT_2的工作电源,并同时经固定电阻R_{19}给电容c_9充电。当c_9经固定时间充电到BT_2峰点电压U_{P2}时,BT_2突然导通。发出脉冲经R_{18}加到scR_2控制极上,使SCR_2导通。当正半波结束过零时SCR_2自己关断。由上述可见每隔一个周期SCR_2导通一次,即SCR_1被关断一次,当SCR_1关断后,触发控制回路工作电源又有电压,SCR_1又在U_f控制下开始导通,综上所述该校正器的调压动作原理可简述如下:

$U_f^{\downarrow}\rightarrow U_k(U_{R_5})^{\downarrow}\rightarrow U_{c1}^{\uparrow}\rightarrow BG_2$电阻$^{\uparrow}\rightarrow c_3$充电达$U_{p1}$时间$T^{\uparrow}\rightarrow U_{cF1}(U_{R13})$滞后$\rightarrow SCR_1$导通时间$T^{\downarrow}\rightarrow$分流$I_{lF}^{\downarrow}\rightarrow I_l^{\uparrow}\rightarrow U_f^{\uparrow}$

反之亦然,各波形变换及相位关系见图8.3.1－45所示。

2.3 毛细管节流装置

流体在管内流动时产生节流降压。管子直径小或长度大时，压降大而流量小。因此，选用适当长度和管径的细管（$d=0.1\sim2.5$ mm，亦称毛细管）作为节流元件，可以实现对高压液态制冷剂的节流和流量控制。

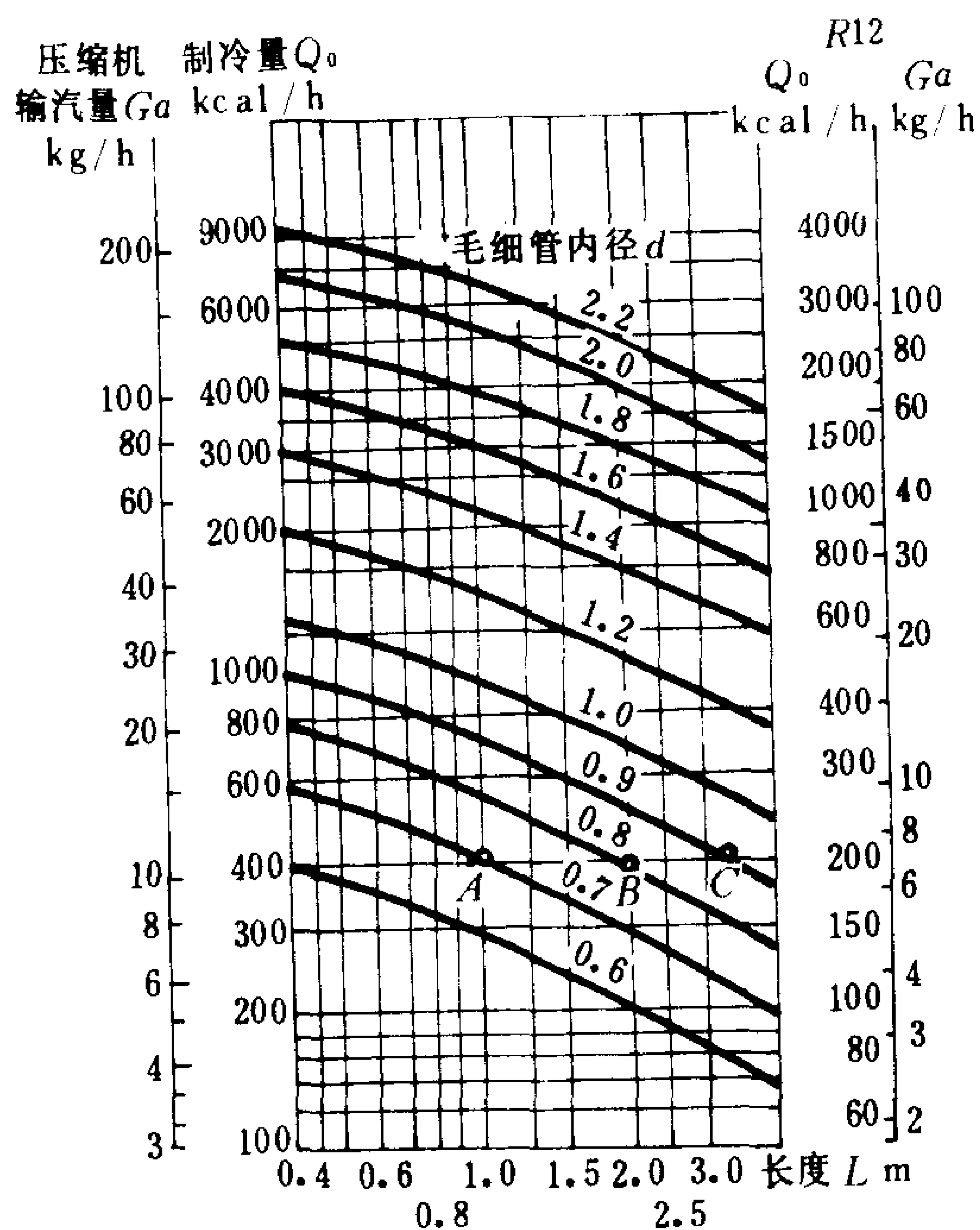


图 5.5.8-7 毛细管试验选择曲线

毛细管节流装置结构简单，制作方便；其缺点是流量不可调节，且受进、出口压力与粘度变化的影响较大。因此，这种节流装置多用于工况比较稳定的中、小型制冷装置中，如电冰箱或空调器等。

毛细管在实际使用中可以根据制冷工况，参照图 5.5.8-7 的试验曲线选择，也可借同类产品经测试比较（如流量测定）后加以选择。

2.4 浮球调节阀

浮球调节阀用来调节液位。它依靠浮子在浮球室内液面升、降而控制阀的开启或关闭。在氨制冷系统中，浮球调节阀常用在一些需要供液的设备中，如蒸发器、氨液分离器、中间冷却器、低压循环贮液器等处，以调节器内的液位。在满液式蒸发器中，浮球调节阀就将高压液体节流，送入蒸发器，并使蒸发器内保持稳定的液面。

图 5.5.8-8 a)给出常用浮球调节阀的一种型式，它在制冷系统中的安装见图 5.5.8-8 b)。

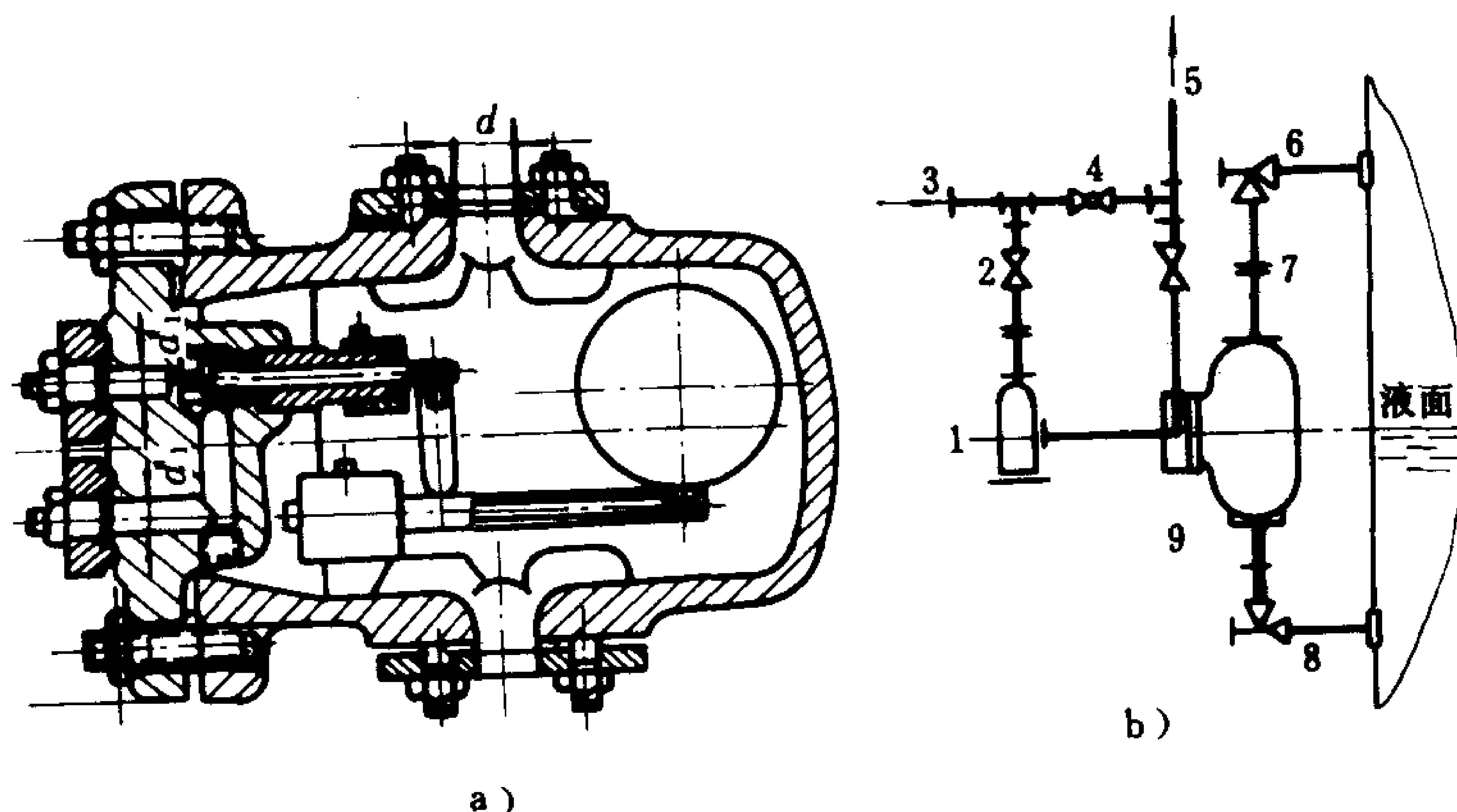


图5.5.8-8 氨制冷系统用浮球调节阀及其安装

a）浮球阀；b）阀在系统中的组装

1-过滤器；2-截止阀；3-进液；4-手动膨胀阀；5-出液；6、8-折角阀；7-截止阀；9-浮球调节阀

3 电磁阀

电磁阀是借助于电磁力实现启闭的阀门，常由压力、温度或液位等控制器或手动开关发出的电信号来控制。按照启闭动作方式的不同，电磁阀可分为直接作用式和间接作用式两种，见图 5.5.8-9 a)和b)。

直接作用式电磁阀由电磁芯铁直接带动阀芯完成启闭，其结构简

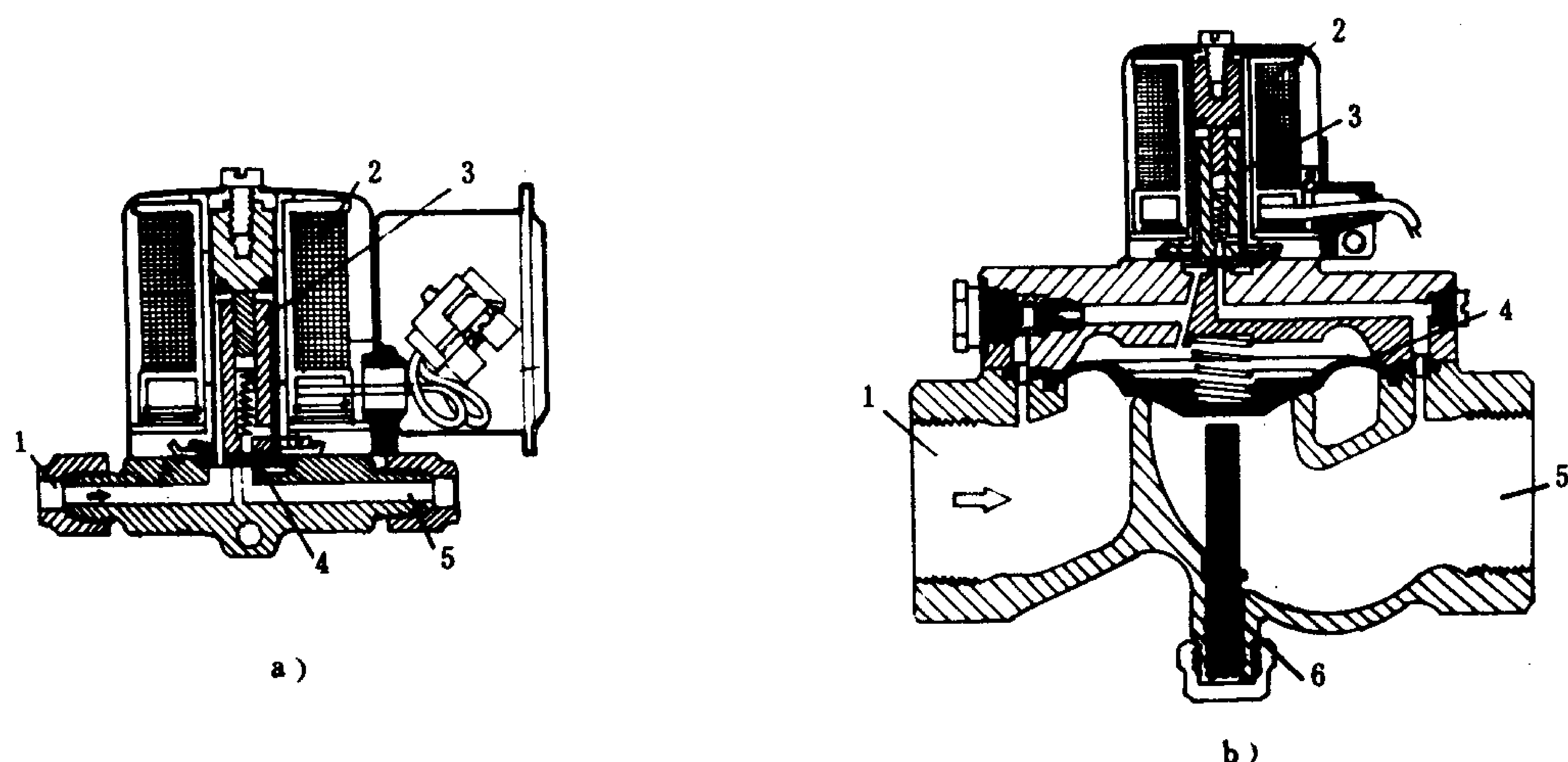


图 5.5.8-9　电磁阀

a）直接作用式；b）间接作用式

1-工质进口；2-线圈；3-芯铁；4-阀芯；5-工质出口；6-强开顶杆

单、动作灵敏，故障较少。但因电磁力有限，仅适用于通径较小的场合。

间接作用式电磁阀采用了导阀放大原理，利用小阀（导阀）来开启大阀（主阀），以实现系统的控制。它适用于通径较大的管路。间接作用式电磁阀的主阀芯有活塞式和膜片式两种。这种电磁阀当线圈通电时，产生磁场吸起芯铁，将导阀口打开，在主阀芯上部压力向出口旁通，在主阀芯上、下产生压差，于是主阀芯在进口压力作用下打开。而当线圈断电时，芯铁在弹簧力和自重的作用下关闭导阀，进口的介质通过主阀芯上的压力平衡孔（ϕ 1 mm）进入主阀芯上部，使上、下压力相等，于是主阀芯也就会在自重和弹簧力的作用下关闭。介质流经这种电磁阀的压力损失约为 0.014MPa（0.14 kgf/cm²）。

电磁阀必须按制冷系统中的流量、管路口径、电源电压等选用，并应垂直地安装在水平管路上，同时注意保持介质流向与阀体标注的箭号一致。

船舶制冷装置选用较多的电磁阀，其中有国产的FDF型和丹麦（Danfoss）的EVR型等，见表 5.5.8-5 和表 5.5.8-6。

国产的水电磁阀有DF型，其通径有 25、32、50 等，见表 5.5.8-7。

表 5.5.8-5　　FDF型电磁阀技术参数

型　号	通　径	接管规格	连接方式	开阀能力	工作介质	介质温度	电源电压（A、C）	电源电压（D、C）
2 FDF 3	ϕ 3	ϕ 10×1	喇叭口	气体：0.03～1.7 MPa（0.3～17 kgf/cm² 液体：0.03～1.4 MPa（0.3～14 kgf/cm²	R 12、R 22 及无腐蚀性的气体和粘度小的机油	−20℃～+65℃	36, 110, 127, 220, 346, 380, 420（V）	12, 24, 110, 220（V）
2 FDF 6	ϕ 6	ϕ 8×1						
2 FDF 8	ϕ 8	ϕ 10×1						
2 FDF 10	ϕ 10	ϕ 12×1						
2 FDF 13	ϕ 13	ϕ 16×1						
2 FDF 16	ϕ 16	ϕ 19×1.5						
2 FDF 19	ϕ 19	ϕ 22×1.5						
2 FDF 25	ϕ 25	ϕ 32×3.5						
2 FDF 32	ϕ 32	ϕ 38×3						

1)测量回路:测量桥输入电压为 $U_{f \cdot DC} = U_{1.2} = U_{24} + U_{R5}$;测量桥输出电压为 $U_k = U_{3.4} - U_{4.2} = U_{1.4} - U_{1.3} = U_{R_5} - U_{w1}$;将两式相减得 $U_k = U_{f \cdot Dc} - 2U_{w_1}$ 则 AVR 校正器测量桥输入、输出特性如图 8.3.1—46,其正常工作点应取在 G 点。由 8.3.1—47 图可见在正常工作时,当 $U_f^{\downarrow} \to u_K^{\downarrow}$;反之,当 $U_f^{\uparrow} \to U_k^{\uparrow}$,$V_R$ 为手动电压调节电阻整定发电机电压,R_3. R_4 为反馈电阻。

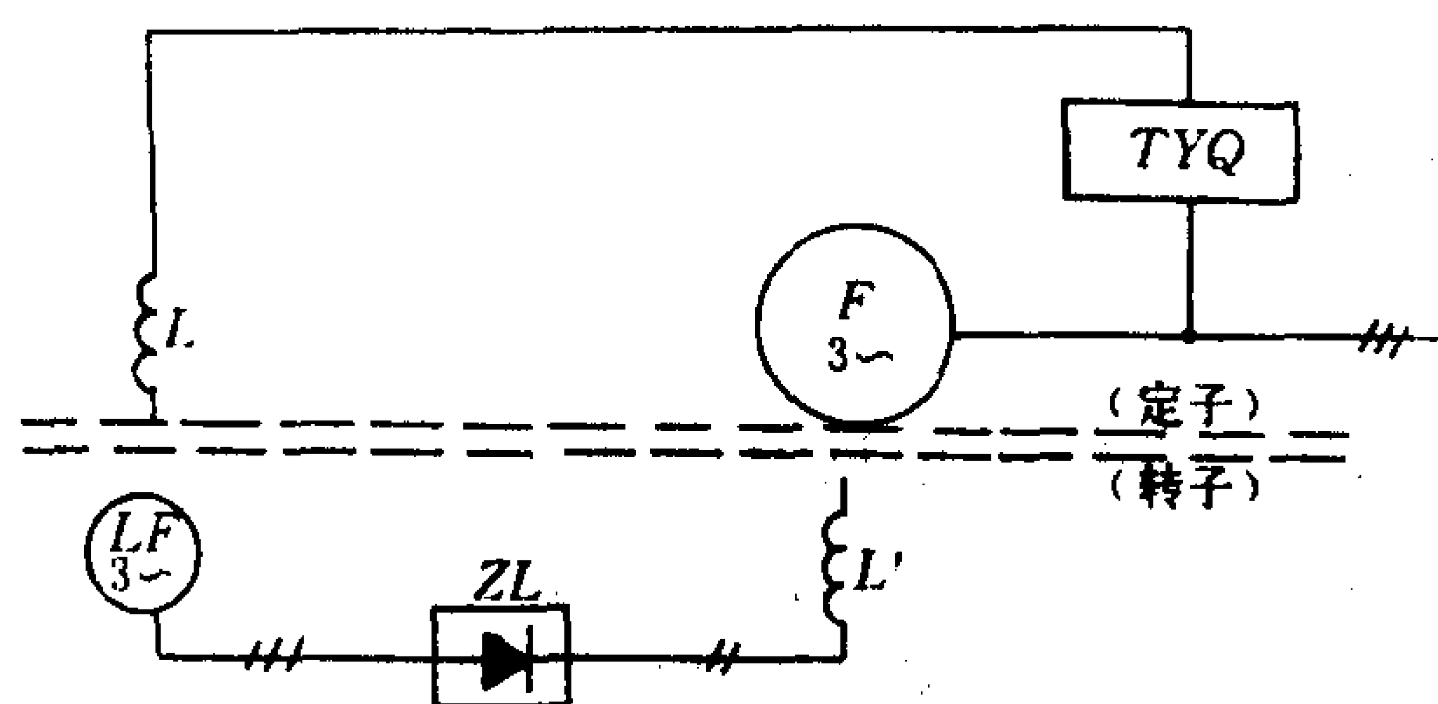


图 8.3.1—47 测量桥输入输出特性

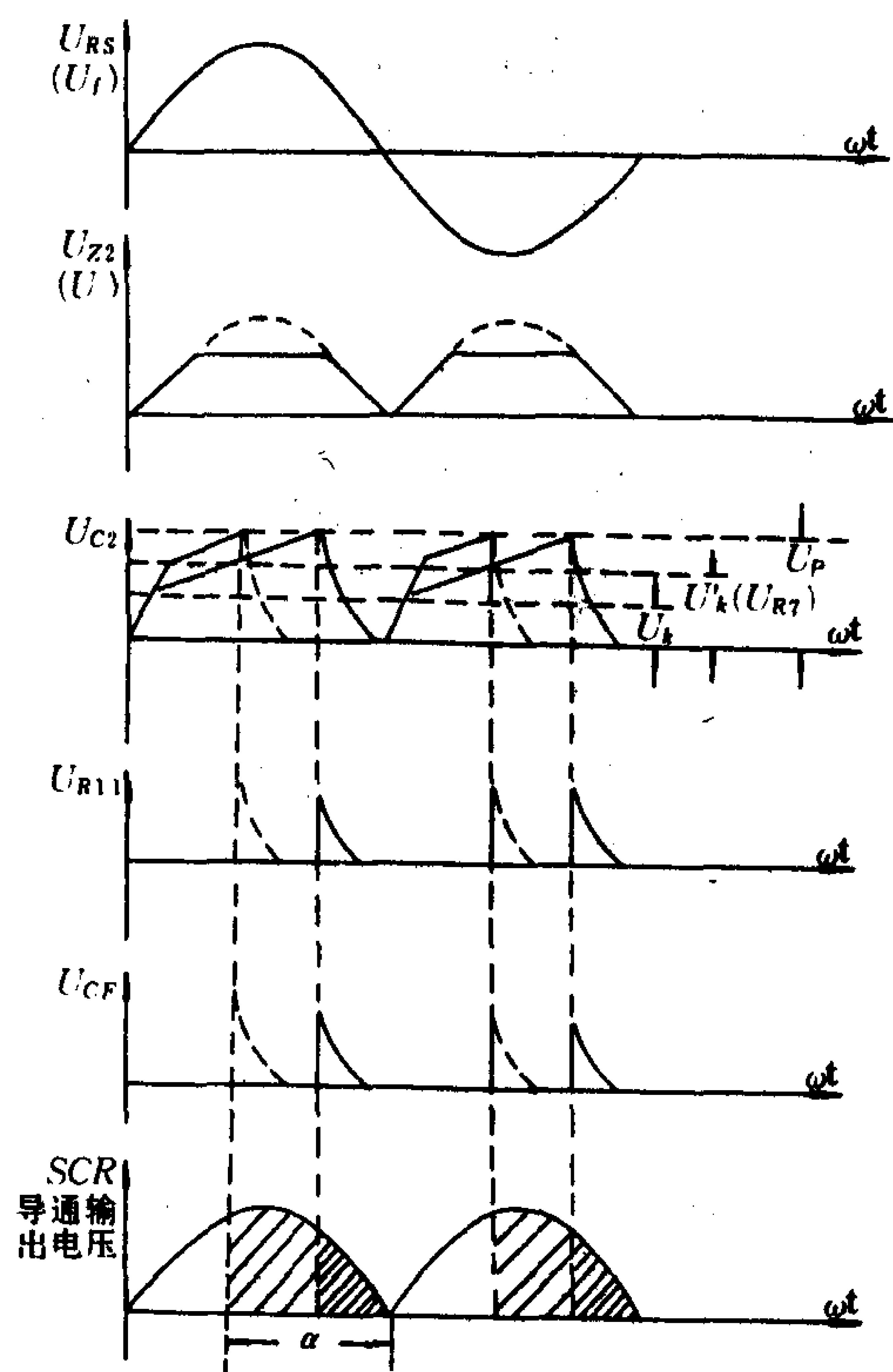


图 8.3.1—48 触发脉冲的移相及晶闸管导通波形图

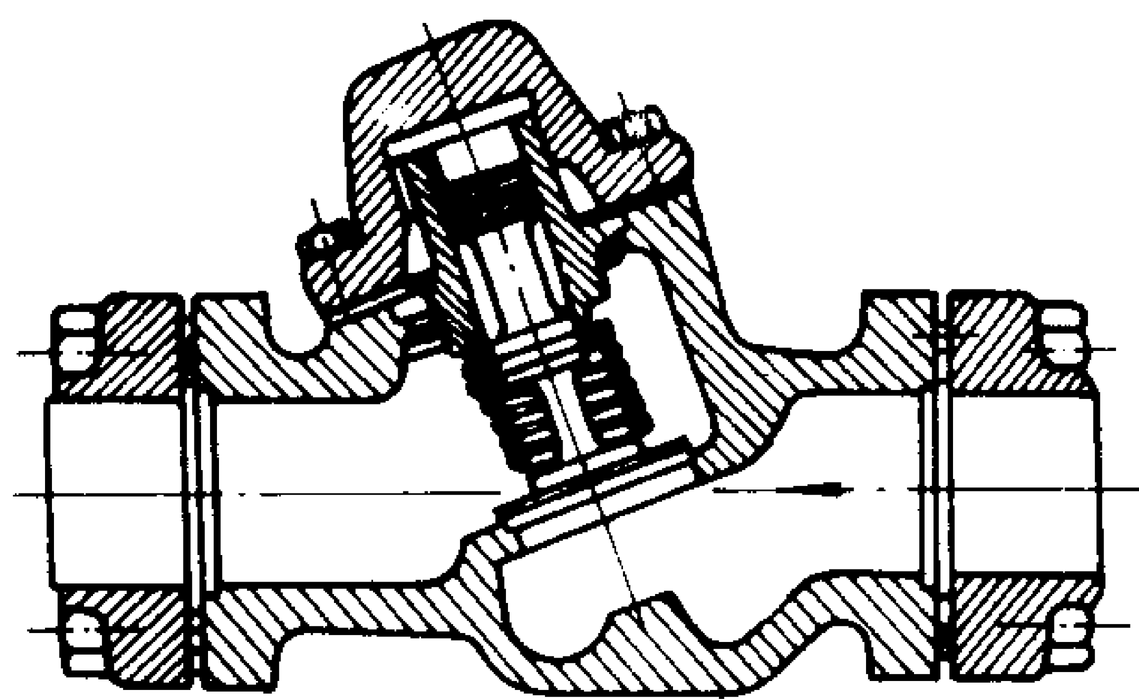
2)触发控制回路由图 8.3.1—46 可见,由 D_9,D_8 输出的电压经 W_2 稳压后 U_{w2} 做为触发控制回路的直流工作电源,也是 SCR 的同步电压 U_T。由 D_9、SCR 输出的电压为由 U_f 所控制的交流励磁分流的控制电压。

由测量回路输出的电压 $U_K = U_{3.4}$、通过直流放大器放大,其输出电压为 R_7 上的压降 U_{R7},当 U_K 增大时,U_{R7} 也增大,移相及脉冲电路由 BT、R_{10}、C_3 构成。C_2 充电电压 U_{c2} 达到 U_p 时间的早晚决定了 BT 发出触发脉冲的移相,而 U_{R7} 的大小控制了触发脉冲电压 U_{R11} 的移相,如图 8.3.1—47 所示。当 U_{R7} 下降,U_{R7} 对 C_2 充电的基础初始值下降,使 U_T 对 C_2 充电达 U_p 时间滞后,即 BT 发出脉冲后移,反之亦然。U_{R10} 经 C_3、R_{11} 微分后的电压 $U_{R_{11}}$ 突然加到功放 BG_2 上进行功率放大,BG_2 的输出通过由脉冲变压器 B_m 构成的脉冲形成器立即发出对 SCR 的触发脉冲信号电压 U_{CF} 使同步的 SCR 导通,如图 8.3.1—48 所示。当 SCR 导通时触发控制回路的工作电源被短路,SCR 在主回路电源过零时自行截止。SCR 截止后,触发控制回路方有工作电源,触发控制回路在另一半波到来时再重新发出脉冲使同步的另一 SCR 导通。

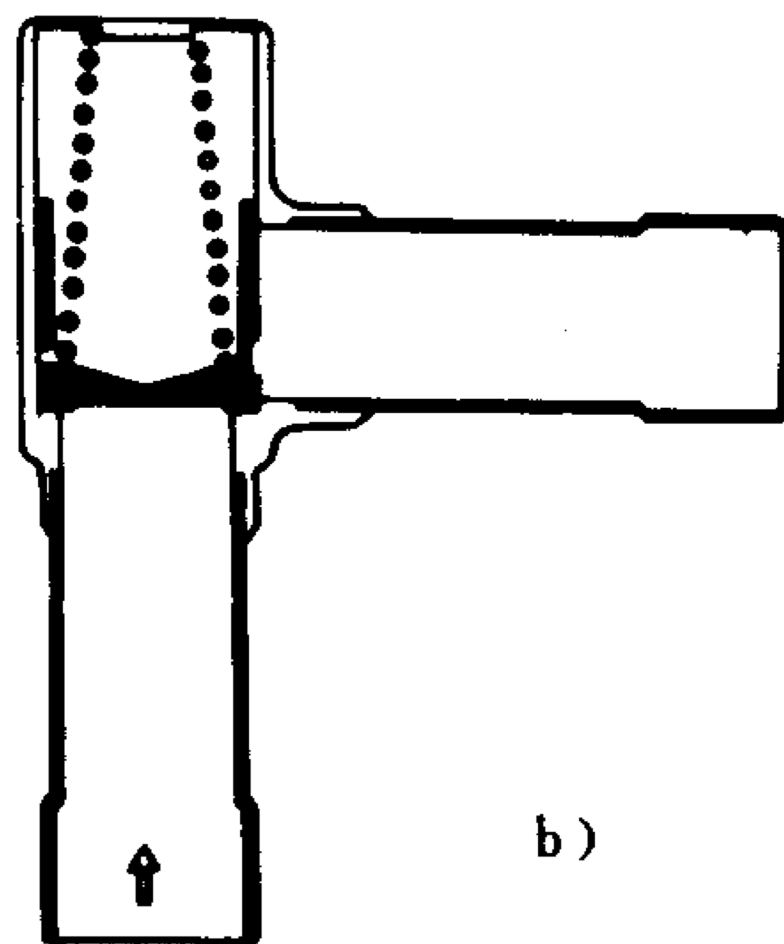
3)晶闸管励磁分流主回路。当 SCR 导通时经 SCR 可控整流给饱和电抗器 SRT 加上了可控的直流激磁电流 I_μ,SRT 起交流励磁分流作用。在 I_u 控制下 SRT 的电抗 X_{SRT} 将发生变化,若 I_u 增加则使 SRT 饱和程度增加,故其导磁率 μ 下降,因而其电感 L 和电抗 X_{SRT} 下降,在励磁电流 I_l 交流侧,通过 SRT 的交流励磁分流电流为:

$$I_{lF} = \frac{R_d \cdot I_l}{R_d + X_{SRT}} \qquad (8.3.1-42)$$

式中:R_d——整流电路和励磁绕组等值电组。



a）



b）

图 5.5.8-10　止回阀结构（Danfoss）

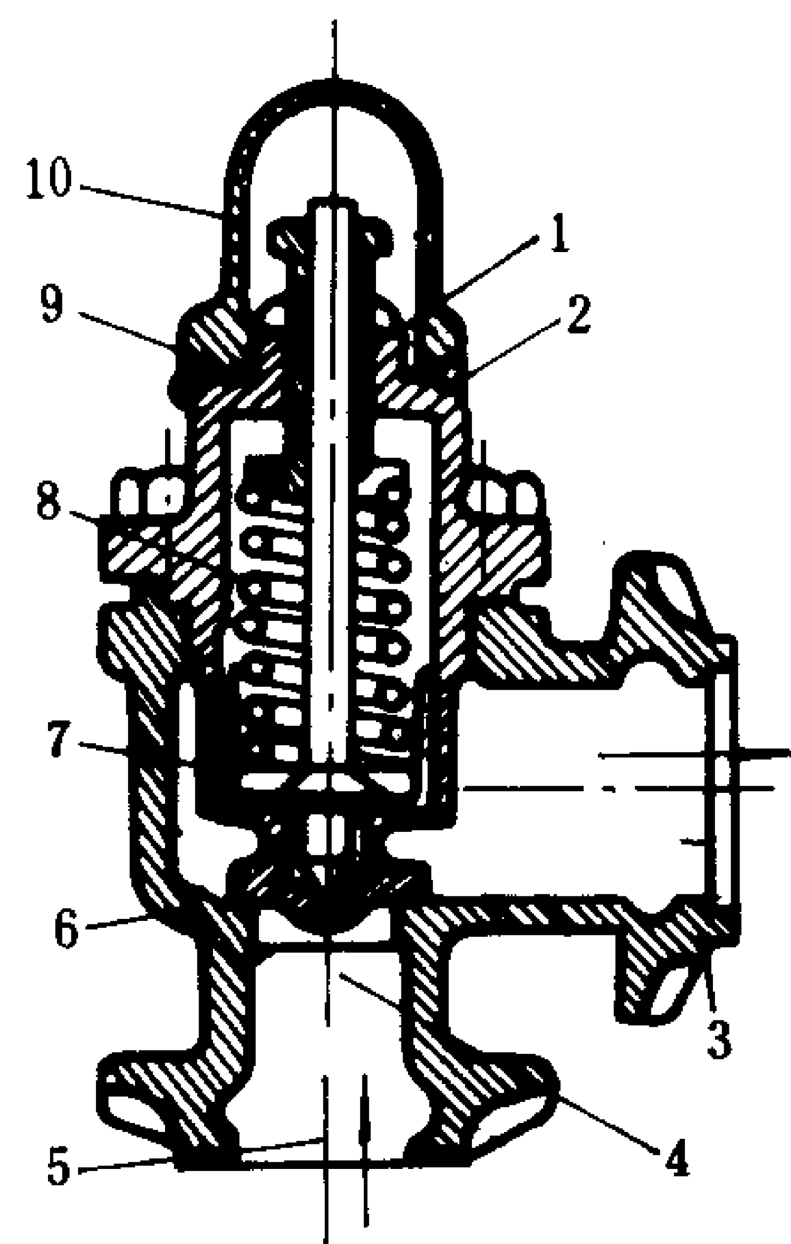


图5.5.8-11　安全阀

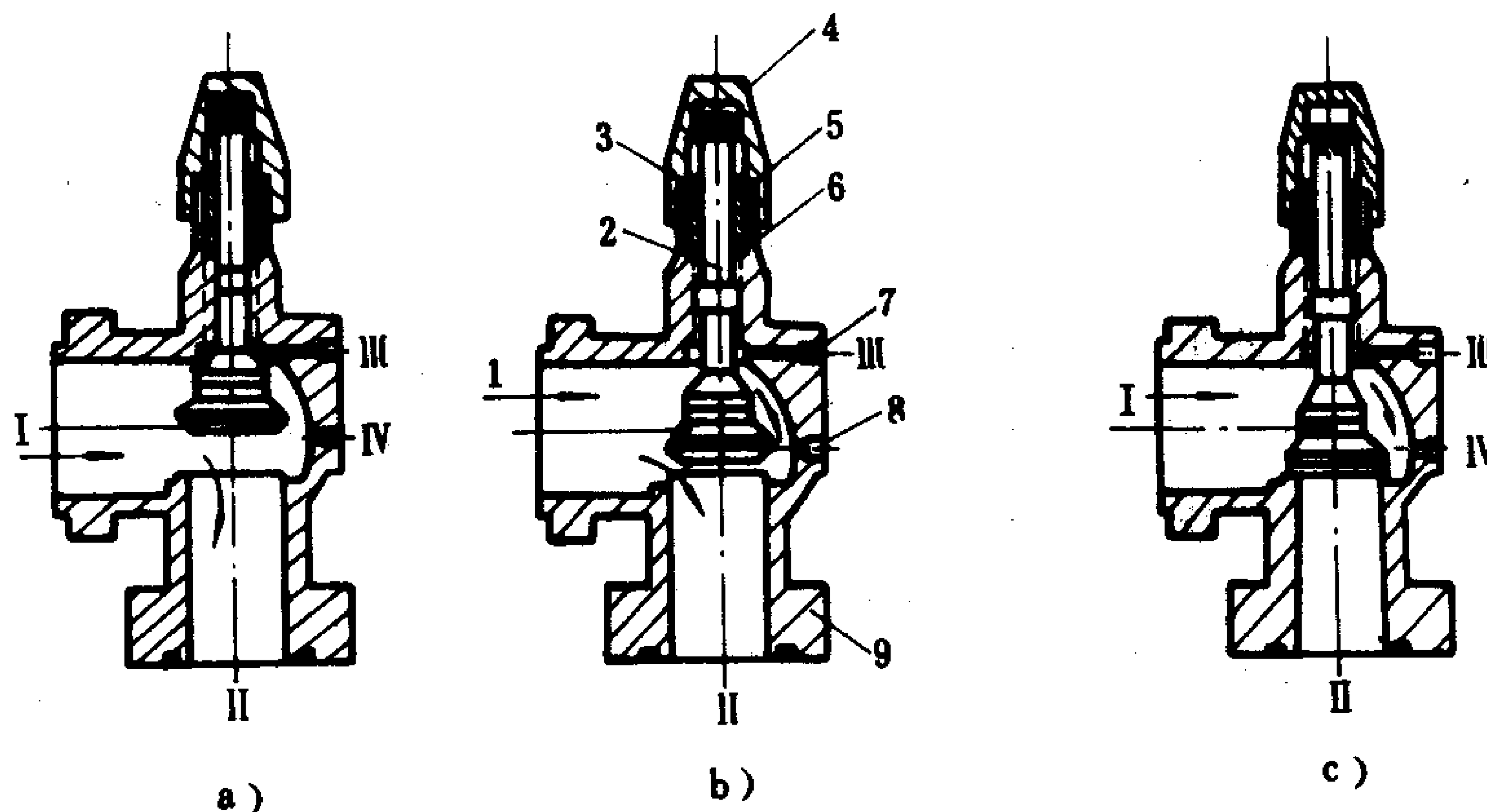
1-调节螺钉；2-垫片；3-排出口；4-排出通道；5-进口；6-阀座；7-阀体；8-调节弹簧；9-密封垫；10-阀帽

阀即开启，将制冷剂释放。制冷装置安全阀开启压力，可参照表 5.5.12-5 调定。

4.3　截止阀

截止阀是制冷系统用得最多的手动阀门。截止阀的种类很多，结构也不尽相同。大型压缩机或制冷系统中所用截止阀的通径可达 80～100 mm，小型截止阀的通径则只有 2～4 mm。图 5.5.8-12 所示为制冷压缩机通用截止阀的基本结构。

制冷系统用的各类截止阀必须能保证其气密性和操作的灵活性。在氟利昂系统中，阀的



a）　b）　c）

图5.5.8-12　压缩机用截止阀

a）多用通道关闭；b）全开状态；c）关闭状态（多用通道与压缩机通）

Ⅰ-进口；Ⅱ-出口；Ⅲ-多用通道；Ⅳ-常开通道

1-工质进口；2-阀杆；3-填料；4-阀帽；5-填料压盖；6-填料垫圈；7-多用通道（接压力表）；8-常开通道（接压力控制器）；9-接管法兰

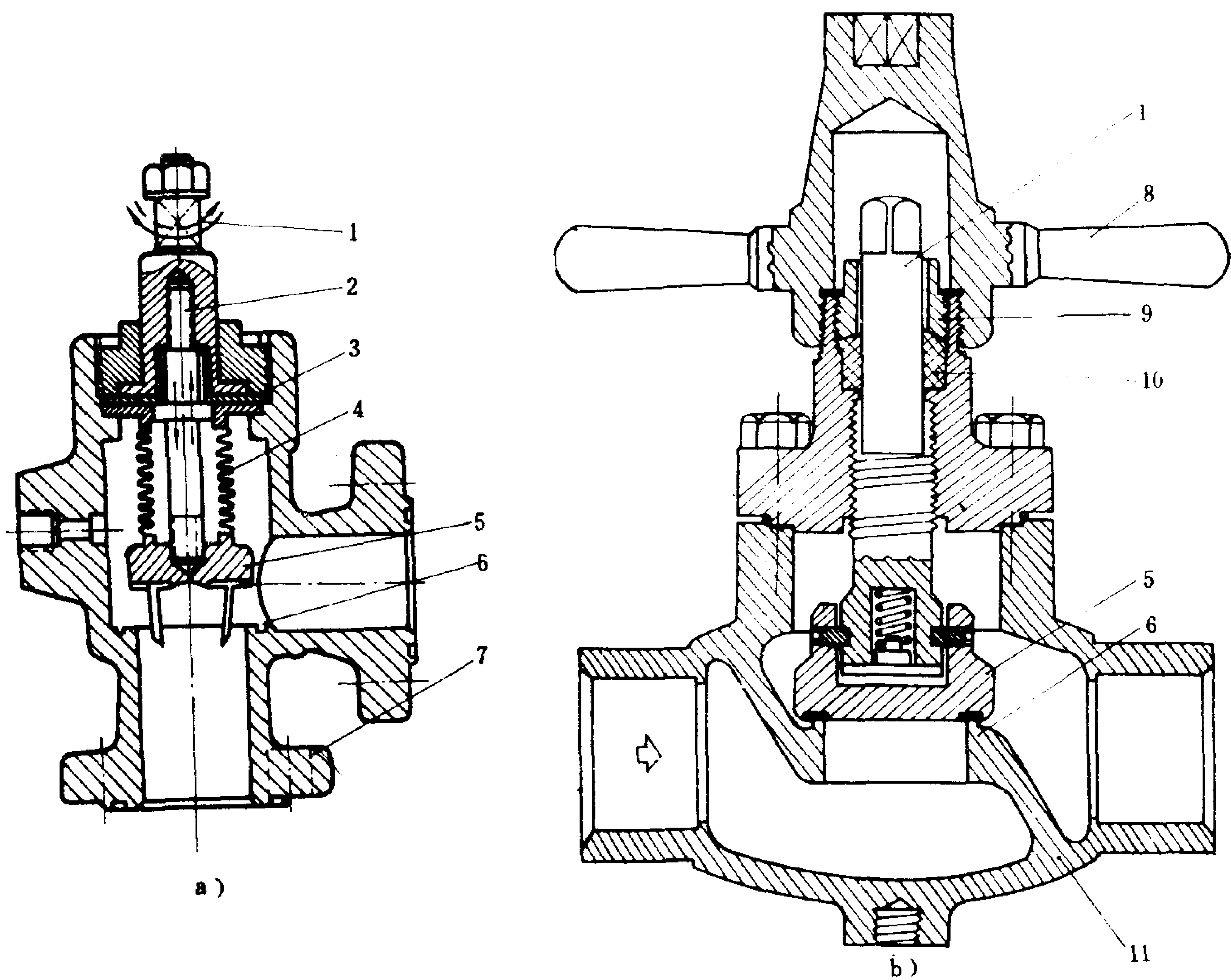


图 5.5.8-13 压缩机截止阀

a）波纹管式；b）填料式

1-阀杆；2-芯杆；3-止动环；4-波纹管；5-阀芯；6-阀座；7-接口法兰；8-阀帽；9-填料压紧螺母：10-填料；11-阀体

密封填料不允许使用天然橡胶，而必须采用丁睛橡胶或其他材料。设有填料函的截止阀，当采用软填料时，应有压紧盖，并便于更换填料，如图 5.5.8-12 所示。另外，也常采用如图

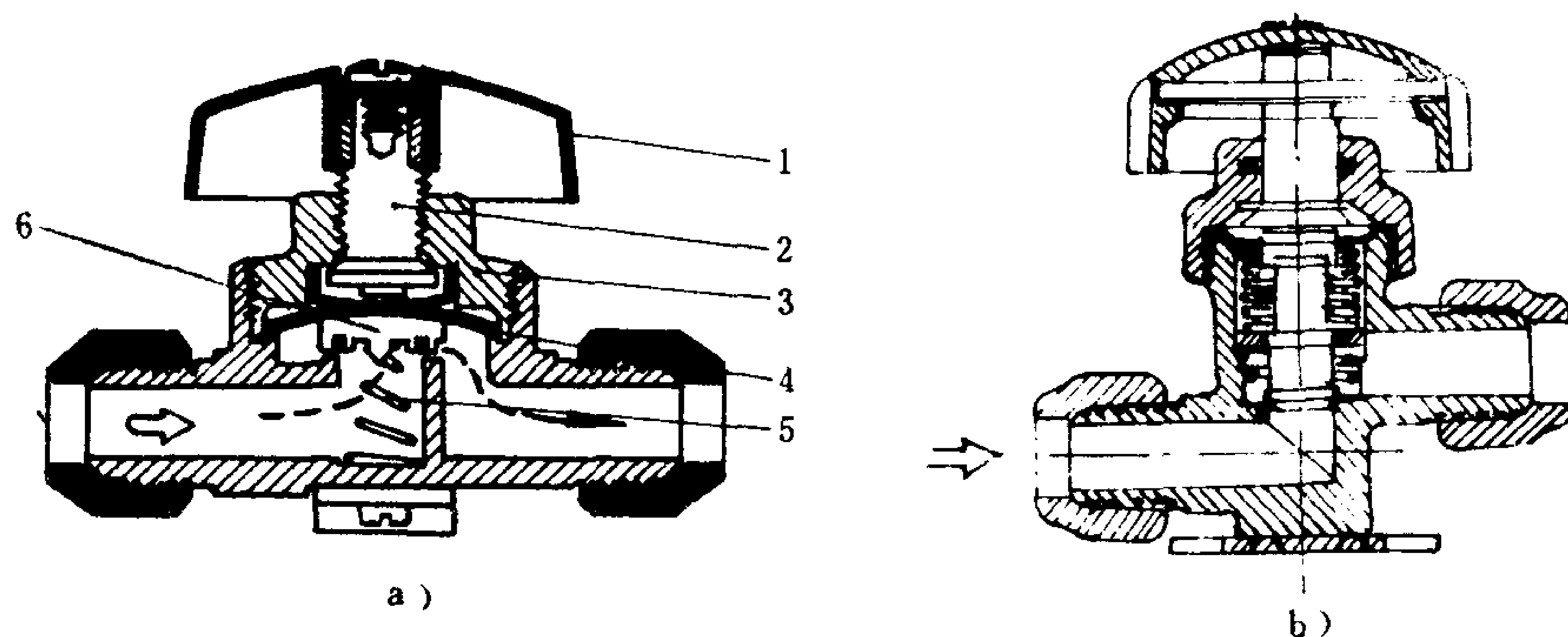


图 5.5.8-14 制冷用小型截止阀

a）膜片式；b）波纹管式

1-手枪；2-螺杆；3-压盖；4-膜片；5-弹簧；6-阀

5.5.8-13和图 5.5.8-14 所示的各型阀。

5 压力调节阀

5.1 冷凝压力调节阀

冷凝压力调节阀是调节和稳定冷凝压力的阀件，分直接式和间接式两种。直接式冷凝压力调节阀直接装在高压管路中，可依冷凝压力的变化自动地调节阀门的开度，以控制排液量（或使高压气体向吸入端旁通），从而达到通过实际冷凝面积的变化调节冷凝压力的目的。间接式冷凝压力调节阀装在冷凝器的冷却系统中，能根据冷凝压力（或排气温度）的变化，自动调节阀门的开度，改变冷却水流量，以达到调节冷凝压力的目的，如常用的水量调节阀即是。

5.1.1 直接式冷凝压力调节阀

直接式冷凝压力调节阀的结构及其在系统中的安装情况如图 5.5.8-15 所示。

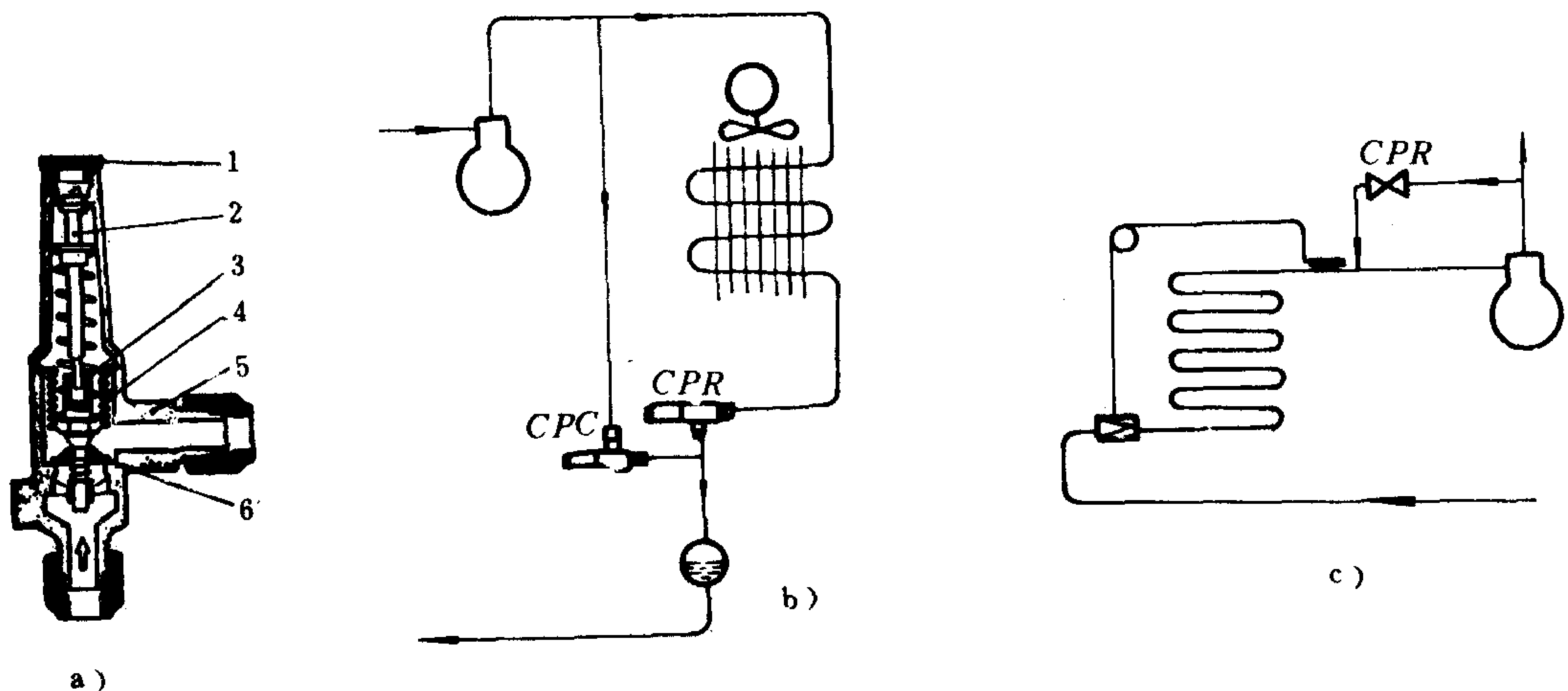
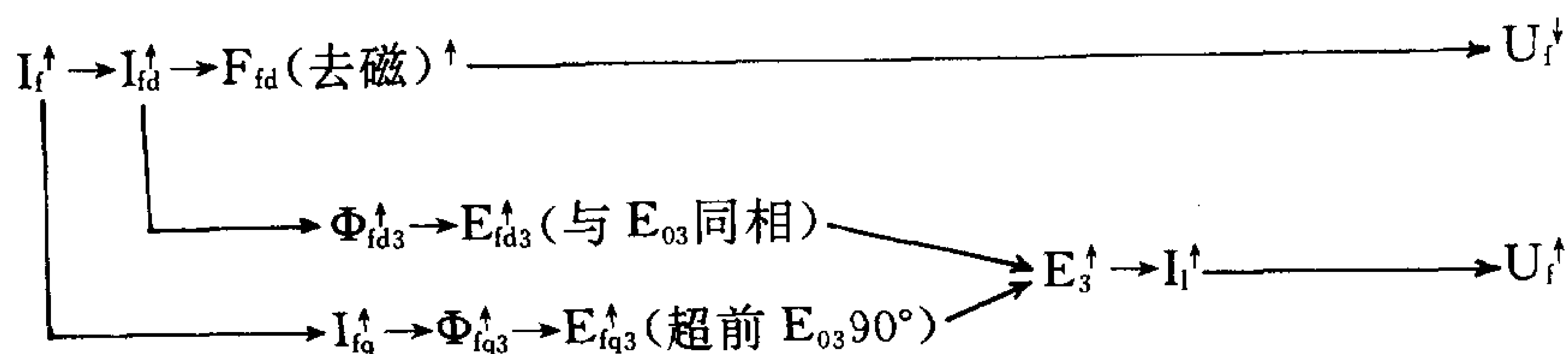


图 5.5.8-15 直接式冷凝压力调节阀（CPR型）及其在制冷系统中的安装

1-阀盖；2-调节杆；3-阻尼器；4-波纹管；5-阀体；6-阀盘

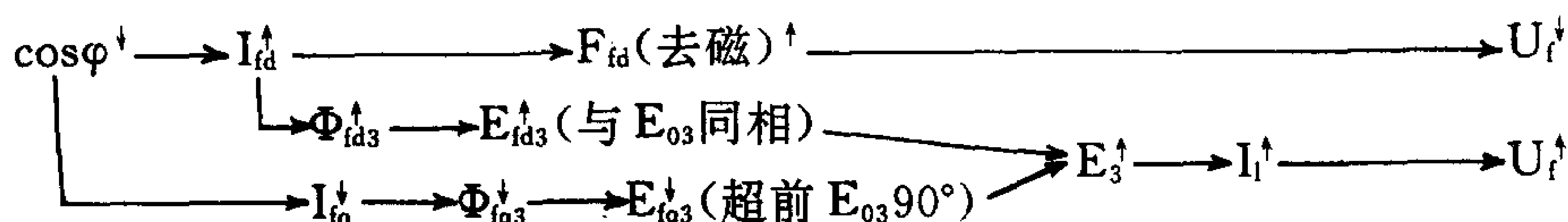
图 5.5.8-15 a) 所示为丹麦 (Danfoss) 产CPR型冷凝压力调节阀。它装在风冷式冷凝系统中(如图 5.5.8-15 b)，能根据冷凝压力的变化自动调节阀芯的位置和开度，改变制冷剂液体的排出量，从而控制冷凝器的实际换热面积，达到调节和稳定冷凝压力的作用。当冷凝压力过低时，阀即关闭。这时为了保证贮液器的出液压力，系统中的CPC阀将开启，将压缩机排气向贮液器旁通。

图 5.5.8-15 c) 表示在排气压力过高时，利用CPR阀将部分排气向压缩机吸入端旁通，而当冷凝压力低于调定值时，此阀则自动关闭。CPR型阀的主要技术参数列于表 5.5.8-8。



反之亦然，故实现了谐波复式励磁调压。

谐波实现相位补偿调压作用简述如下：



反之亦然，故谐波励磁也可实现相位补偿。三次谐波波形图如图 8.3.1—53 所示。

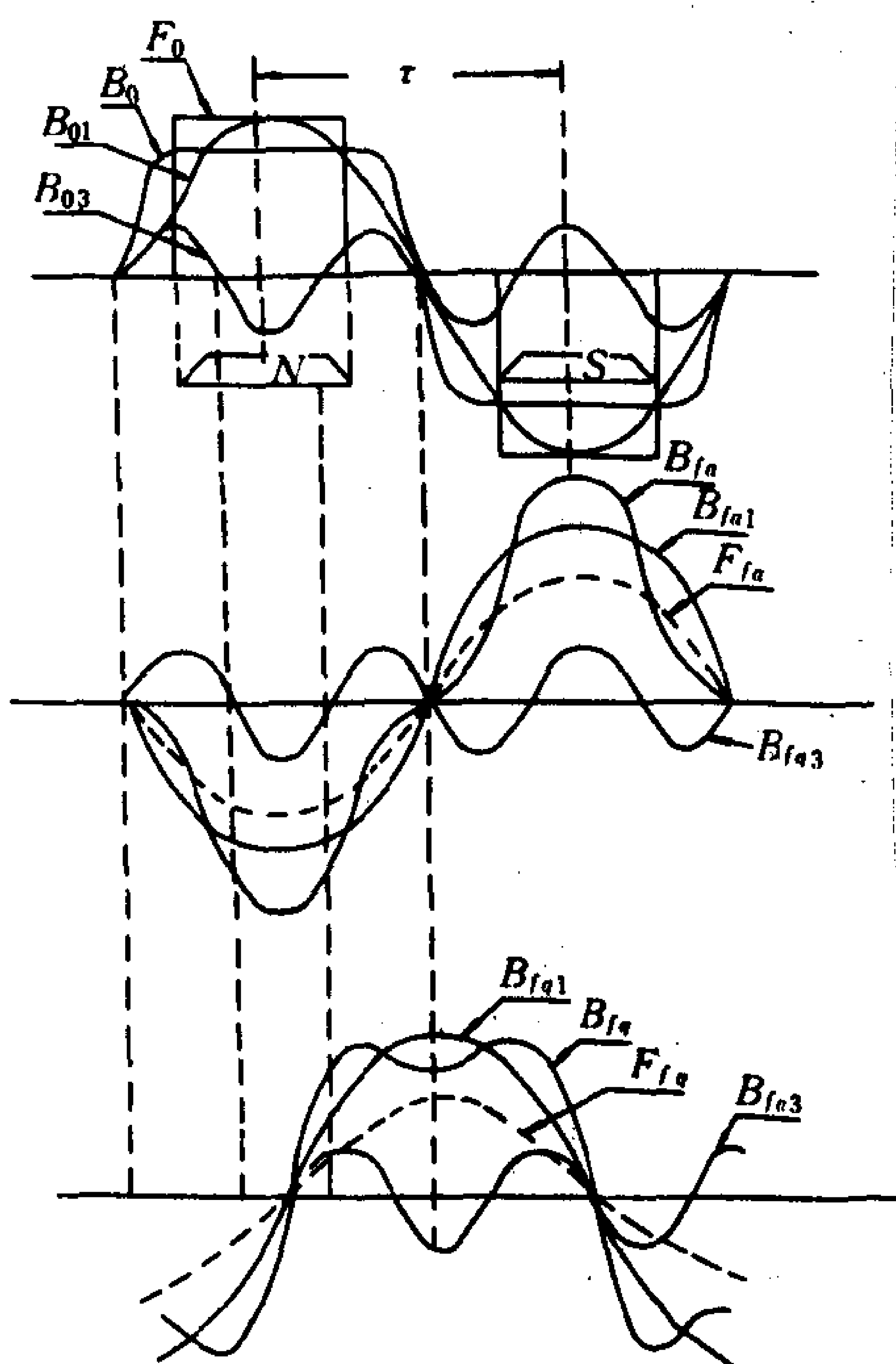


图 8.3.1—53　三次谐波波形图

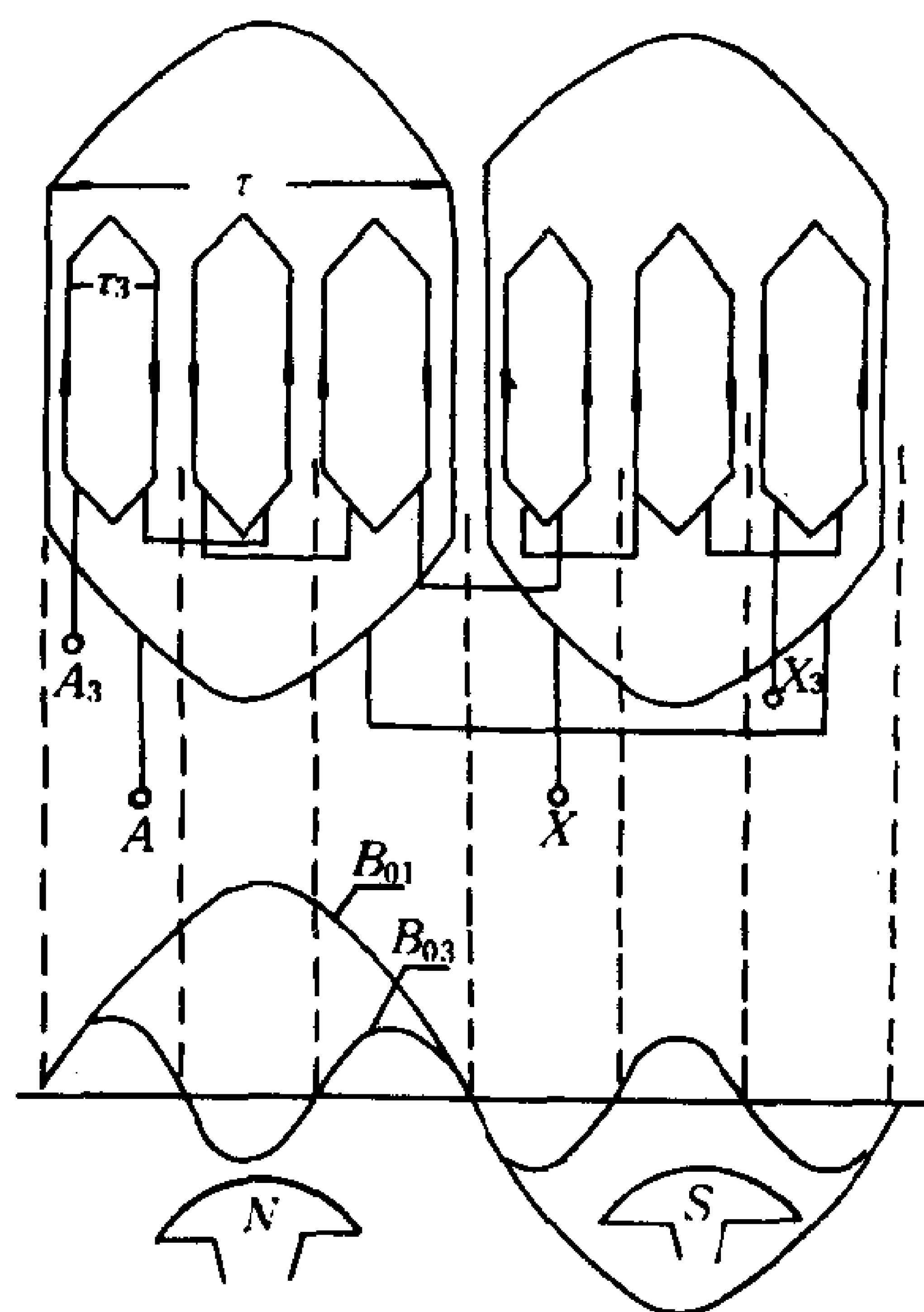


图 8.3.1—54　三次谐波绕组

3)三次谐波的引出

为了专门引出 E_3，在定子上专设一套三次谐波绕组，(见图 8.3.1—54)其三相谐波绕组作星形联接，星形中点有引出线接到励磁绕组 L 上。转子磁极采用均匀气隙，以使气隙磁场中含三次谐波的分量较高，使三次谐波绕组的极距 τ_3 为主绕组极距 τ 的$\frac{1}{3}$。由 A_3—X_3 引出 E_3，由于每一谐波绕组两边处于同一 B_{01}下，使 E_1 都抵消，故引出的只有 E_3，所以 E_3 与外电路接通时其中只有三次谐波电流 I_3。主绕组中也有 E_3 但 I_3 流不通。

8.12.4　无刷谐波励磁系统

1)测量回路。

如图 8.3.1—51 所示的为 400kW 无刷谐波励磁系统，发电机电压 U_f，经测量变压器 B_c 和

全波整流器 $D_{11}\sim D_{22}$变换为直流电压。该电压经分压滤波后加在双稳压管 ZD_1、ZD_2 组成的直流测量桥上，其输出电压为 U_k。当 U_f 下降时 U_k 增大；反之亦然。通过比较电路可使 U_k 代表 U_f 去控制触发电路，调整 R_{13E}、R_{12E}可整定发电机电压。R_{11E}是负反馈电阻。

2)触发控制回路

U_k 经积分电路 C_8、R_8 和微分电路 C_7、R_7 通过 R_9 加到 BG_1、BG_2 上进行放大，并起可变电阻的作用。当 U_k 增大时其电阻 R_{kb}减小；反之亦然。电阻 R_7R_9 构成分压器保证在 U_k 作用下 BG_1、BG_2 工作在放大区。由 BG_3、BG_4 组成的单稳态移相电路和脉冲变压器式脉冲形成器构成触发控制回路。同步触发信号的产生：三次谐波电压 $\dot{U}_{A3}$、$\dot{U}_{B3}$、$\dot{U}_{C3}$接同步变压器 BT 原边，BT 接成△/Y_0-_{11}，输出三个单相同步电压 $\dot{U}_{T3}$分别加在三个单稳上。取 A 相分析；$\dot{U}_{AT3}$ 为正弦波并超前 $\dot{U}_{A3}$90°，经 D_5、D_6 削波为梯形波 $\dot{U}_{AT3t}$，再由 C_3、D_2 微分为 $\dot{U}_{AT3t}$，取正脉冲加在 BG_4 基极上。当由 $\dot{U}_{AT3}$产生的每一正脉冲 $\dot{U}_{AT3t}$到来时将使 BG_4 导通 BG_3 截止，单稳翻转为暂态。此时由工作电源经 R_5、C_5、D_8，D_8 给 C_5 充电，C_1 已充电压 U_{c1} 经 BG_4，R_{6D}，BG_2 可变电阻 R_{Kb}，D_{1A} 构成放电回路(另一路是 $R_2\to R_6\to R_1$)。C_1 放电时间由 R_{kb}大小控制，即由 U_k 控制。C_1 放电结束后，单稳立即翻回稳态，BG_3 导通 BG_4 截止。当 BG_3 一导通时 C_5 已充电压 U_{c5}立即经 BG_3，脉冲变压器 B_m 原边绕组放电。于是发出触发脉冲 U_{cp}去触发晶闸管导通，由此可见单稳延时的时间，就是同步触发信号被移相的时间，而单稳延时时间是受 U_f 控制的，故 U_f 可控 SCR 的导通角，调整 R_{6D}可整定 C_1 放电时间。单稳工作电源由串联稳压电源供给，微调 R_6 使触发脉冲相差 120°。

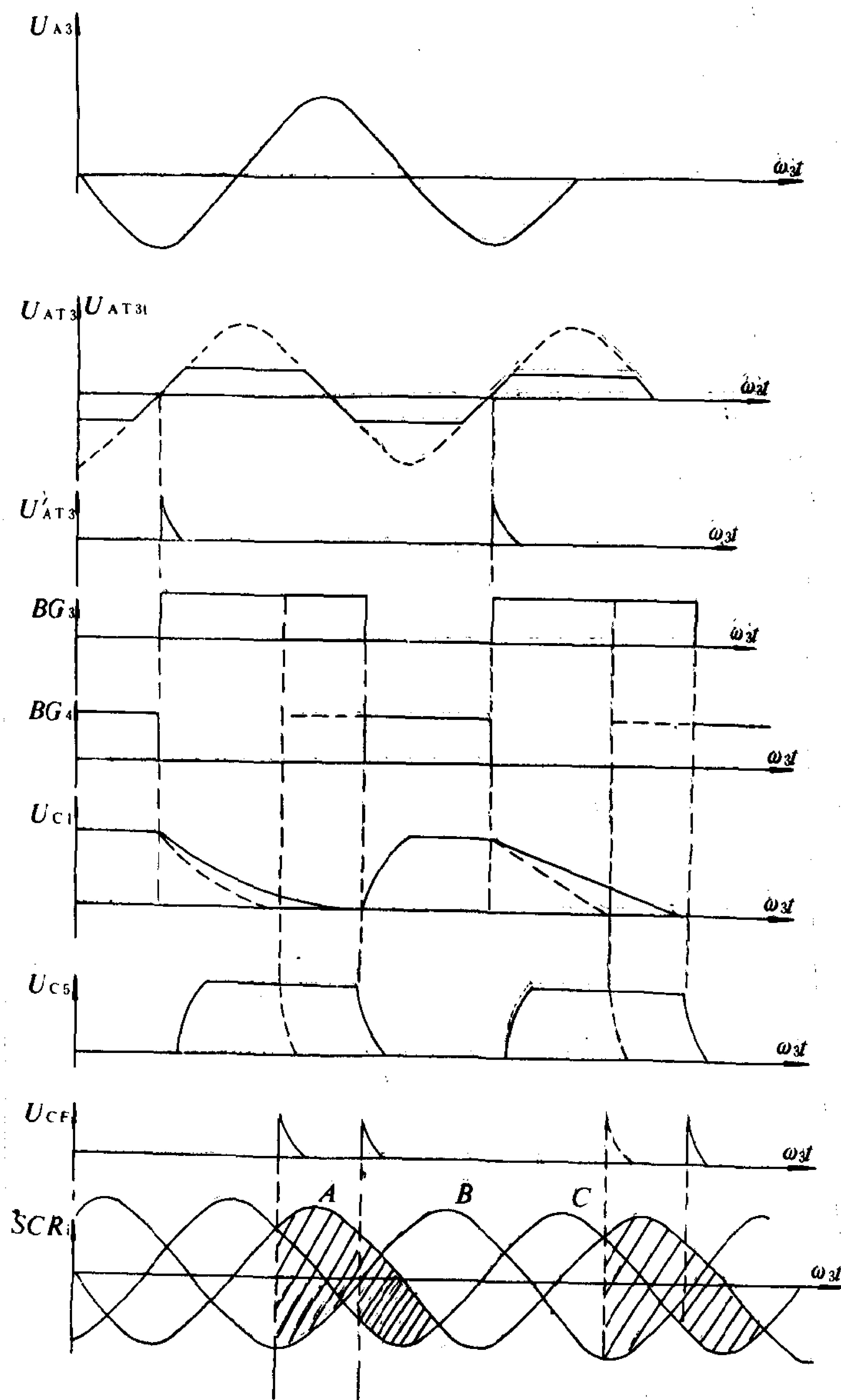


图 8.3.1—55　WST—400 谐波励磁装置校正器波形变换及相位关系图

3)主回路

图 8.3.1－51 可见晶闸管 $SCR_{1\sim3}$励磁主回路是三相桥式半控整流，其电源由三次谐波电压直接供给。该电源电压是随 I_f 和 $\cos\varphi$ 而变化的，该电压校正器的工作原理可简述如下：

$$U_f\downarrow \rightarrow U_k\uparrow \rightarrow R_{k6}\downarrow \rightarrow \text{单稳延时}\downarrow \rightarrow U_{cF}\text{前移} \rightarrow \alpha\uparrow \rightarrow I_l\uparrow \rightarrow U_f\uparrow$$

$$U_f\uparrow \rightarrow U_k\downarrow \rightarrow R_{kb}\uparrow \rightarrow \text{单稳延时}\uparrow \rightarrow U_{cF}\text{后移} \rightarrow \alpha\downarrow \rightarrow I_l\downarrow \rightarrow U_f\downarrow$$

校正器波形变换及相位关系见图 8.3.1－55。

4)阻尼电路。

阻尼电路用于提高调整系统的稳定性，它是由电流反馈变换器 BF、单相桥式整流器 $D_{1E\sim4E}$、电阻 R_{2E}、电容 C_{6E}及电阻 R_{1E}构成的软性负反馈，能使调整系统动作迅速又不产生振荡并能很快稳定。

8.12.5 无刷同步发电机主要型号规格表(见表 8.12.5－22～23)

表 8.3.1－22 **T2W2 系列无刷发电机 r/min**

型号	额定功率(kW)	额定电压(V)	额定电流(A)	额定转速(r/min)	效率%	功率因数(滞后)	电压调整率(%)	外形尺寸 mm			重量(kg)
								长	宽	高	
T2W2－12	12	400	21.7	1500	84	0.8	±2,±1	770	370	475	210
T2W2－16	16	〃	29	〃	85	〃	±2,±1	820	370	475	240
T2W2－20	20	〃	36	〃	86.5	〃	〃	825	415	525	270
T2W2－24	24	〃	43	〃	87.5	〃	〃	865	415	525	310
T2W2－30	30	〃	54	〃	88.5	〃	〃	985	475	575	380
T2W2－40	40	〃	72	〃	89.5	〃	〃	985	475	575	425
T2W2－50	50	〃	90	〃	90	〃	〃	985	475	575	460
T2W2－64	64	〃	115	〃	90.5	〃	〃	1090	530	645	595
T2W2－75	75	〃	135	〃	90.8	〃	〃	1090	530	645	630
T2W2－90	90	〃	163	〃	91.2	〃	〃	1190	580	740	810
T2W2－120	120	〃	217	〃	91.5	〃	〃	1190	580	710	950
T2W2－150	150	〃	271	〃	91.7	〃	〃	1300	720	850	1400
T2W2－200	200	〃	361	〃	92	〃	〃	1300	720	850	1570
T2W2－250	250	〃	451	〃	92.3	〃	〃	1350	720	850	1800

表 8.3.1－23 **TFW 系列无刷发电机**

型号	额定功率(kW)	额定电压(V)	额定电流(A)	额定转速(r/min)	效率%	功率因数(cosΦ)	电压调整率(%)	外形尺寸(mm)			重量(kg)
								长	宽	高	
TFW－12	12	400	21.7	1500	85	0.8	±2	770	370	475	210
TFW－16	16	〃	29	〃	86.5	〃	〃	820	370	475	240
TFW－20	20	〃	36	〃	88.5	〃	〃	825	415	525	270
TFW－24	24	〃	43	〃	88.5	〃	〃	865	415	525	310
TFW－30	30	〃	54	〃	89	〃	〃	985	475	575	380
TFW－40	40	〃	72	〃	90	〃	〃	985	475	575	425
TFW－50	50	〃	90	〃	90.5	〃	〃	985	475	575	460
TFW－64	64	〃	115	〃	91	〃	〃	1090	530	645	595

续上表

型号	额定功率 (kW)	额定电压 (V)	额定电流 (A)	额定转速 (r/min)	效率 %	功率因数 (cosΦ)	电压调整率 (%)	外形尺寸(mm)			重量 (kg)
								长	宽	高	
TFW－75	75	〃	135	〃	91.4	〃	〃	1090	530	645	630
TFW－90	90	〃	163	〃	91.8	〃	〃	1190	580	710	810
TFW－120	120	〃	217	〃	92.2	〃	〃	1190	580	710	950
TFW－150	150	〃	271	〃	92.4	〃	〃	1300	720	850	1400
TFW －200	200	〃	361	〃	92.6	〃	〃	1300	720	850	1570
TFW－250	250	〃	451	〃	92.8	〃	〃	1350	720	850	1800
TFW－320－6	320	〃	577	1000	92.5	〃	〃	1415	960	1130	
TFW－120－8	120	〃	217	750		〃	〃	1180	835	1045	1450

9 船舶应急电站

9.1 船舶应急电站的作用

当船舶主电站不能供电时，尽快地给必需的负载供电以便抢险救灾。目前大型船上都装有应急发电机组。按规范它装在救生艇甲板上用来提供应急情况下的电源。一旦发生应急情况时，它就自动起动然后向应急电网供电。

9.2 对船舶应急电站的要求(按我国规范)

1)当主电源发生故障时，应急电源应向应急用电设备供电，应急电源必须独立于主电源。

2)应急电源可供使用功率应能充分供应在应急情况下为安全所需的所有重要设备使用。

3)采用合适的措施，以保证独立的应急电源在各种运行状态下均可使用。应急发电机也可例外地短时向非应急电网供电。

4)组成应急电源的所有设备，应包括作定期功能试验的一些设备，尤其是自动开关和起动设备试验的进行，应尽可能不妨碍船舶其它设备的工作。

5)对于应急发电机的设计和电压调整率，可应用与主发电机相同的原则。

6)应急发电机在额定功率因数下运行时，由空载到额定输出的暂态过程一旦消失，其电压偏差不应大于额定值的±2.5%。

7)当应急发电机在额定转速和额定电压下运行时，若突加和突卸规定的电流和功率因数的平衡负载，其电压不应低于其额定值的85%或超过其额定值的120%，电压应在1.5s内恢复至额定电压的±3%范围内。

8)所有客船应配备独立的应急电源。应急发电机及原动机应安装在最上层的连续甲板以上，但不应安装在防撞舱壁之前。安装应急发电机的舱室应能从露天甲板进出，应急发电机的安装应不致由于在主发电机或主配电盘的舱室或在任何A类机器处所中起火或其它事故而破坏应急发电机的运行。

9)考虑到由于规定用电设备的起动电源和临时负载，应急电源至少应能同时供电给：如下负载设备；

表 5.5.8-12　　CPP型蒸发压力调节阀技术参数

型　号	容量kW			压力调节范围 MPa	最高工作温度 ℃	接管直径 mm
	R 12	R 22	R 502			
CPP 12	1.4	2.4	2.4	0～0.6	+100	12
CPP 15	2.2	3.9	1.9			16
CPP 18	3.5	5.8	3.0			18
CPP 22	5.0	8.1	4.3			22
CPP 28	8.5	14	7.3			28
CPP 35	13	21	11			35

ZFY型蒸发压力调节阀的工作压力调节范围是0～0.6 MPa(即0～6 kgf/cm²)，静态调节偏差≤0.05 MPa(0.5 kgf/cm²)，适用于船舶或陆上多间、多库温制冷系统。这类蒸发压力调节阀在蒸发压力过低时将会自动关闭。它们也可用于其他需要稳定阀前压力的系统中。

组合式蒸发压力调节阀，又称主、导阀式蒸发压力调节阀。通常，主阀装设在蒸发器的回气管路中。按照不同的控制内容和精度要求，分别选择压力式或温度式导阀，也可选用电磁导阀，并利用导阀开启或关闭主阀，以调节蒸发器的蒸发压力。组合式蒸发压力调节阀多用于船舶冷藏舱等大型制冷系统。图5.5.8-21所示为由压力式导阀和主阀组合而成的蒸发压力调节系统。在导阀调定压力下，通过导阀感应蒸发器的蒸发压力自动调节主阀的开度，使蒸发压力稳定。在实际应用中，应根据蒸发器回气量的大小和蒸发压力的调节要求，选择合适的导阀（如CVA型、CVM型、CVP型等）和主阀（如HSA型、PHS型、PM型等）。

PM型为Danfoss生产的最新主阀，它可按控制内容和精度要求分别与压力导阀、温度导

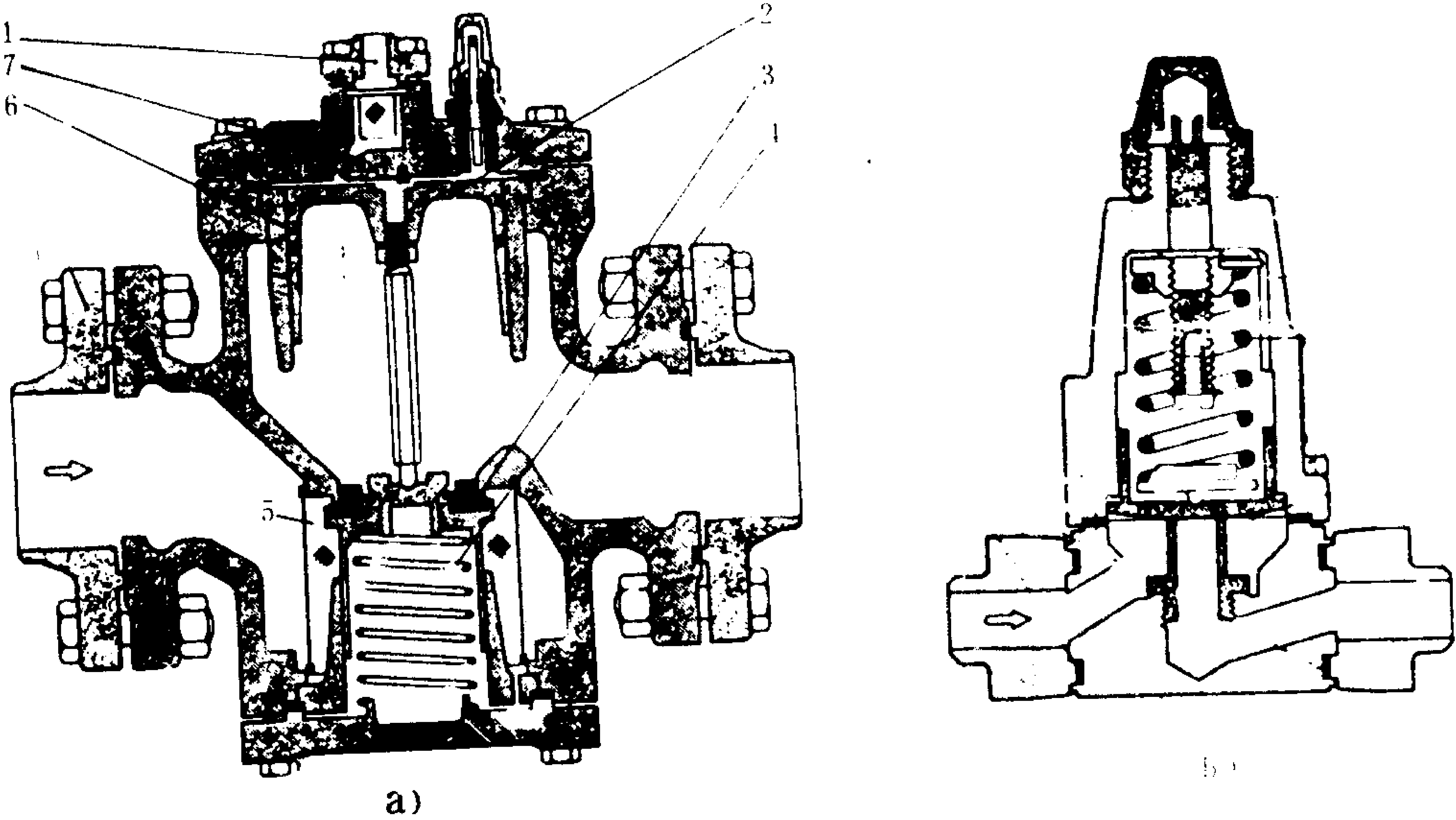


图5.5.8-21　组合式蒸发压力调节阀主阀和导阀

a)HSA型主阀；b)CVA型导阀

1-导阀接管和滤器；2-平衡孔；3-主阀盘；4-弹簧；5-滤网；6-活塞；7-止回阀

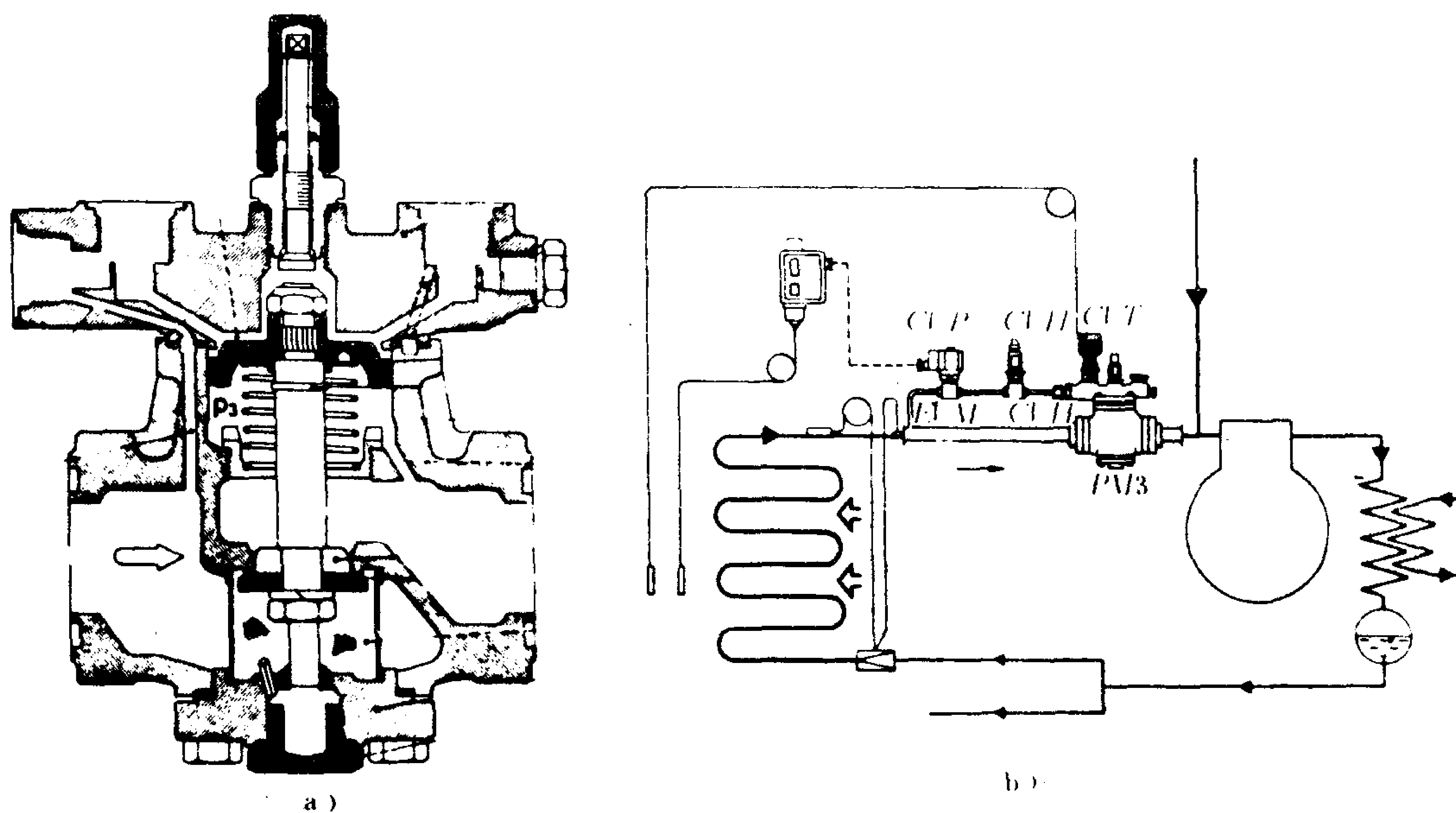


图 5.5.8-22 PM型主阀和组合系统举例

阀、电磁导阀或电动导阀组合。图 5.5.8-22 所示为其基本结构和调节系统之一例。PM型主阀的技术参数见表 5.5.8-13。与PM型主阀组合的各导阀的技术参数列于表 5.5.8-14。

表 5.5.8-13 PM型蒸发压力调节主阀技术参数($t_0=-10$°C, $t_k=32$°C)

型号	额定容量 kW				流量 m³/h
	R 12	R 22	R 502	R 717	
PM 1-20	9.4	14	12	37	5.5
PM 1-25	16	25	20	65	9.5
PM 1-32	26	39	31	100	15
PM 1-40	45	67	55	180	26
PM 1-50	69	100	85	270	40
PM 1-65	110	170	140	450	66
PM 3-20	9.4	14	12	37	5.5
PM 3-25	16	25	20	65	9.5
PM 3-32	26	39	31	100	15
PM 3-42	45	67	55	180	26
PM 3-50	69	100	85	270	40
PM 3-65	110	170	140	450	66

表 5.5.8-14　　　　　　　　与PM型主阀组合的各型导阀技术参数

导阀型号	适用介质	压力(或温度)范围 MPa(°C)	最高使用压力 MPa	最高试验压力 MPa	介质温度 °C	容积流量 m^3/h
压力控制导阀 CVP型	R 12; R 22; R 502; R 717; R 13 等	0～0.7	1.7	2.65	−60～120	0.45
温度控制导阀 CVT型	R 12; R 22; R 502; R 717; R 13 等	(−10～+25°C) (−40～0°C)	2.2	2.65	−60～120	0.42
电磁控制导阀 EVM型	R 12; R 22; R 502; R 717; R 13 等	交流、直流	3.5	4.6	−60～120	0.37
压差控制导阀 CVPP	R 12; R 22; R 502; R 717; R 13 等	0～0.7	1.7	2.65	−60～120	0.45

6　压力控制器

制冷系统中的压力控制器有高压控制器、低压控制器和压差控制器等三种，主要用于系统的安全保护。

6.1　高压和低压控制器

高压控制器用来限制制冷系统的冷凝压力，从而起到超压保护作用。当压力超过给定值时，它使压缩机自动停车。并可做成手动复位，只有待故障排除后，方可再行起动。

低压控制器用来控制系统的蒸发压力(压缩机的吸入压力)，使之不低于调定数值。在中、小型制冷装置中，低压控制器常用来控制压缩机的起停，而在大、中型系统中则可用作压缩

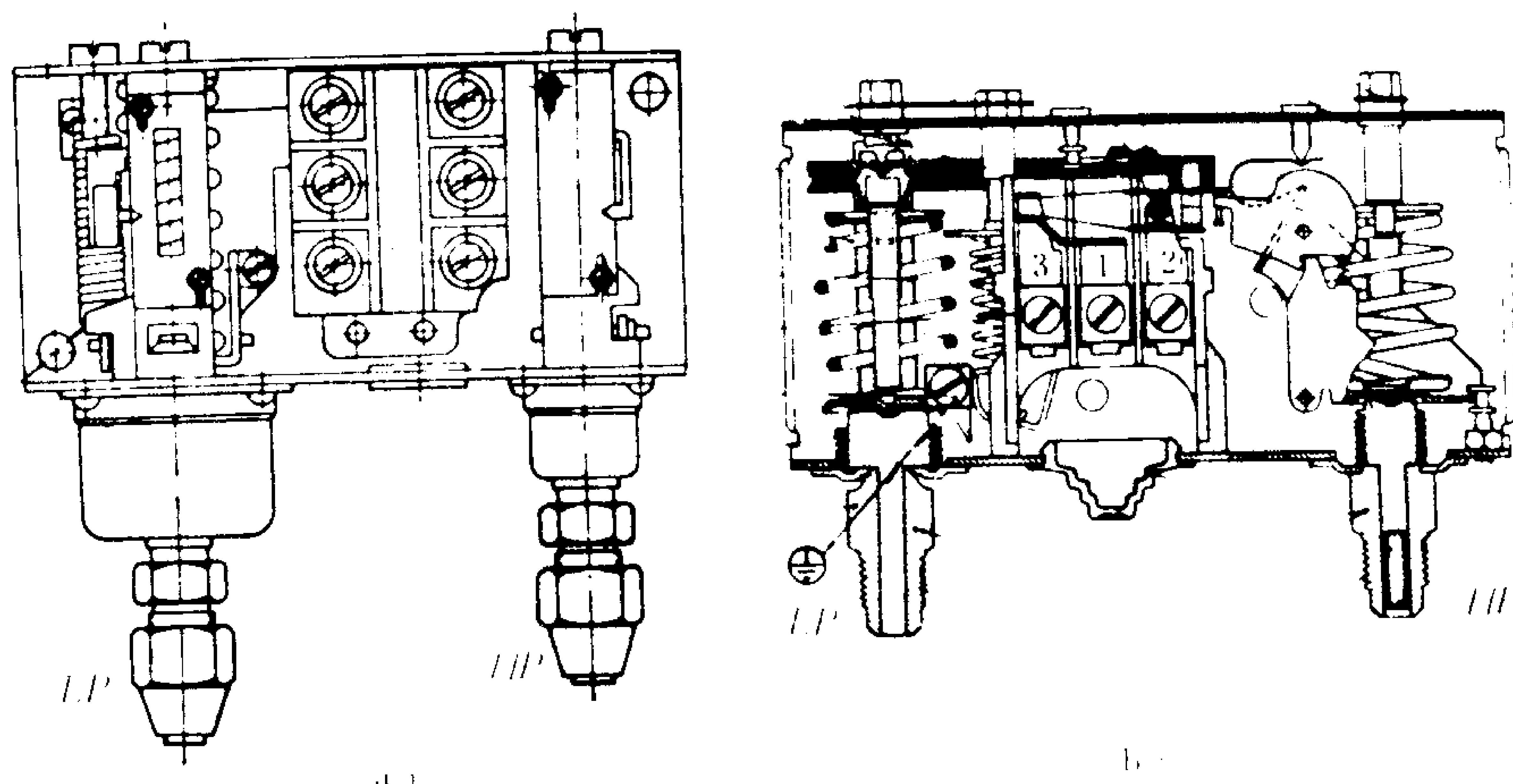


图 5.5.8-23　YK型、KP型高、低压控制器结构

a)YK型；b)KP型

机能量调节的控制元件。

高、低压控制器有单体型和组合型两种。船舶制冷系统多选用组合型，如YK 306 型、KD 255 型和丹麦（Danfoss）KP型等。其基本技术参数见表 5.5.8-15、表 5.5.8-16 和表 5.5.8-17，YK型、KP型压力控制器结构见图 5.5.8-23。

高、低压控制器的调整可参照温度控制器的调整方法进行。

表 5.5.8-15　　　　YK型高、低压控制器技术参数

型　号	低压 MPa				高压 MPa				接点形式	结构形式	开关触头容量
	调整范围		压力差		调整范围		压力差				
	最低	最高	最小	最大	最低	最高	下限	上限			
YK 306*	.073	0.6	0.06	0.2	0.6	3.0	0.2	0.5	A		
YK 156	.073	0.6	0.06	0.2	0.6	1.5	0.2	0.4	A		A.C.
YK 15					0.6	1.5	0.2	0.4	B		220/380 V, 300 VA
YK 30*					0.6	3.0	0.2	0.5	B	S—手动复位型	D.C.
YK 306-S*	.073	0.6	0.06	0.2	0.6	3.0	压力下降		A		115/230 V，50 W
YK 156 S	.073	0.6	0.06	0.2	0.6	1.5	时手动复		A		
YK 15 S					0.6	1.5			B		
YK 30 S*					0.6	3.0			B		
YK 6-A	.073	0.6	0.06	0.2					C		
YK 6-B	.073	0.6	0.06	0.2					C		

* 被控介质应对不锈钢、铁、铅锡焊料无腐蚀作用。其他型号的被控介质应对锡青铜、黄铜和铅锡焊料无腐蚀作用。

表 5.5.8-16　　　　KD型高、低压控制器技术参数

型　号	低压 MPa				高压 MPa				适用介质	开关触头容量
	调整范围		调整范围		调整范围		压力差			
	最低	最高	最小	最大	最低	最高	下限	上限		
KD 255	0.07	0.35	0.05 ±0.01	0.15	0.7	2.0	0.2	0.4	被控介质应对不锈钢、铁、铅锡焊料无腐蚀作用	A.C. 220/380 V 300 VA
KD 255-S										
KD 155					0.6	1.5			被控介质应对黄铜、锡青铜和铅锡焊料无腐蚀作用	D.C. 115/230 V 50 W
KD 155-S										

注：S为手动复位型。KD型系列控制器还可以根据需要制成防溅形式，其型号为KD 255-B和KD 155-B。

表 5.5.8-17　　　　KP型（Danfoss）高、低压控制器技术参数

型　号	低　压			高　压			注
	调整范围 MPa	压力差 MPa	最高试验压力 MPa	调整范围 MPa	压力差 MPa	最高试验压力 MPa	
KP 1	−0.02～+0.75	0.07～0.4	2.0				
	−0.09～+0.7	固定 0.07					
KP 5				0.6～3.2	0.18～0.6	3.3	
				1.0～3.2	固定 0.3		

续上表

型号	额定电压（V）	标准放电制					标准充电制		
		额定容量（A·h）	8小时放电		1小时放电		时间（h）	电流（A）	充电电量（Ah）
			电流（A）	终止电压（V）	电流（A）	终止电压（V）			
GN－60	1.25	60	7.5	1.0	60	0.5	6	15	90
GN－100	1.25	100	12.5	1.0	100	0.5	6	25	150

表8.3.1－27　**TN系列碱性铁镍蓄电池规格表**

型号	额定电压（V）	标准放电制				标准充电制		
		时间（h）	电流（A）	容量（A·h）	终止电压（V）	时间（h）	电流（A）	充电电量（A·h）
TN－10	1.25	10	1	10	1.0	7	2.5	17.5
TN－22	1.25	8	2.75	22	1.0	7	5.5	38.5
TN－45	1.25	8	5.65	45	1.0	7	11.25	78.75
TN－60	1.25	8	7.5	60	1.0	7	15	105
TN－100	1.25	8	12.5	100	1.0	7	25	175
TN－250	1.25	5	50	250	1.0	7	62.5	437.5
TN－300	1.25	5	60	300	1.0	7	75	525
TN－350	1.25	5	70	350	1.0	7	90	630
TN－500	1.25	8	62.5	500	1.0	7	125	875

9.7.2　经常充电

蓄电池经过全放电或间歇放电后，必然消耗电量，在这种情况下每月至少充电一次。

1）酸性蓄电池——应分两个阶段进行。充电电流和时间按8.3.1－25表进行。第一阶段充电使蓄电池电压上升至每个电池为2.4V左右，然后转入第二阶段充电。充电后调整其比重为1.285左右，再以第二阶段充电电流继续充电1h，使其比重上下均匀一致，整个充电结束。由于酸性蓄电池开路损失较大要进行维护性充电。维护性充电用每安时1mA的电流长期进行充电。

2）碱性蓄电池——碱性蓄电池的经常充电也分两个阶段进行。第一阶段用1/4容量的电流充电6～7h。第二阶段用第一阶段充电电流的一半充电2～3h，再校正电解液，整个充电过程结束。

9.7.3　过充电

1）对酸性蓄电池，一般充电完毕后，隔1h再改用正常充电率的一半电流充电，待冒汽泡后停止1h再充。如此重复二至三次，至电压及比重均无变化并有剧烈冒泡现象为止。

2）对碱性蓄电池，一般每工作10～12次充放电循环或每月应进行一次过充电。方法是以正常充电电流充电6h，再以正常充电电流的一半连续充电6h即可。

9.7.4　电解液的配制

1）酸性蓄电池的电解液是蒸馏水稀释纯硫酸制成的。在稀释浓硫酸时必须把硫酸缓慢地倒入水里搅拌，绝不能将水倒进硫酸中，这样会引起爆溅。配制时应戴好防护眼镜、胶皮手套

当用作滑油压力保护时，控制器的控制对象是滑油压力差，也就是保证油泵排出压力与压缩机吸入压力间有一定差值。

船舶制冷系统选用的压差控制器有JC 3.5 型、MP型和RT型等。它们的基本结构相近，工作原理也基本相同，见图 5.5.8-24。其主要技术参数见表 5.5.8-18。

表 5.5.8-18　　　　JC 3.5 型、MP型压差控制器技术参数

型　号	压力调整范围 MPa	最高工作压力 MPa	延长时间 s	适用工质
JC 3.5 B型	0.05~0.33	1.6	60±20	R 12、R 22、R 502
MP 55 型	-0.1~1.2	2.2	45、60、90、120	R 13
MP 55 A型				R 12、R 22、R 502

压差控制器的工作原理是使作用在两相对感压元件上的压力差由弹簧来平衡（见图 5.5.8-24 b)）。当此压力差值小于调定值时，通过杠杆 15 接通延时机构中的电路，使电热器 3 通电，经过约 60 s的延时后，使延时开关 12 动作，通过接触器线圈 9 自动切断电动机电源，使压缩机停车。在延时机构中设有手动复位装置，以便在故障排除后采用手动复位，使压缩机重新起动。另外，压差控制器尚设有手动试验按钮，供操作调试使用，以便检查延时机构动作的准确性和可靠性。压差控制器的压差调节范围多在 0.05~0.35 MPa（0.5~3.5 kgf/cm²）之间，以满足一般制冷系统润滑油压力必须保持为 0.15~0.3 MPa（1.5~3.0 kgf/cm²）的要求。

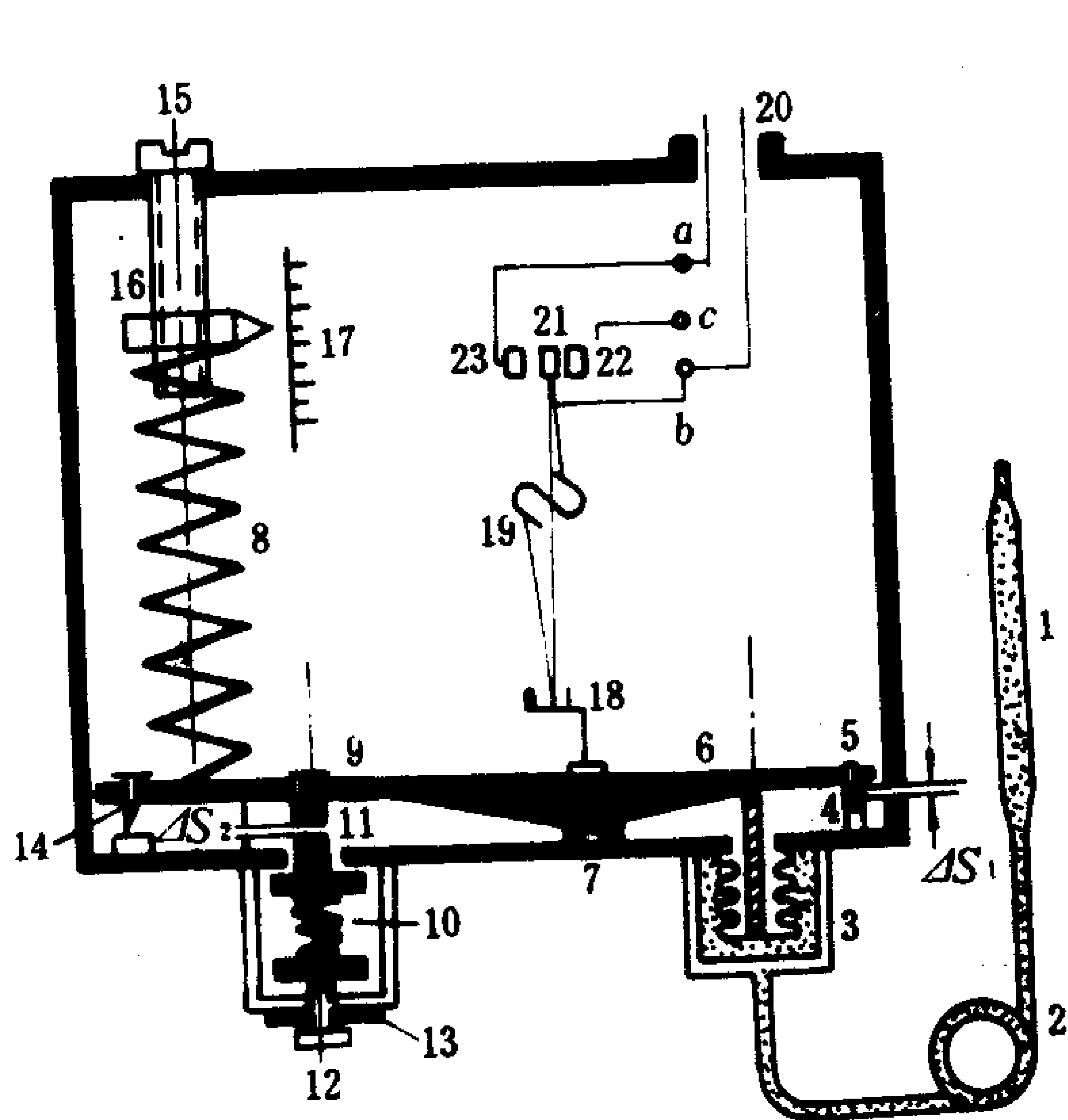


图 5.5.8-25　WT-1226 型温度控制器结构原理

1-温包；2-毛细管；3-波纹管；4-顶杆；5-止动螺钉；6-杠杆；7-支点；8-主弹簧；9-螺钉；10-幅差弹簧；11-幅差弹簧座；12-幅差旋钮；13-幅差调节刻度盘；14-限位螺钉；15-调节螺钉；16-调 节螺母；17-主标尺；18-拨臂；19-跳簧；20-接线引出孔；21-动触点；22、23-静触点

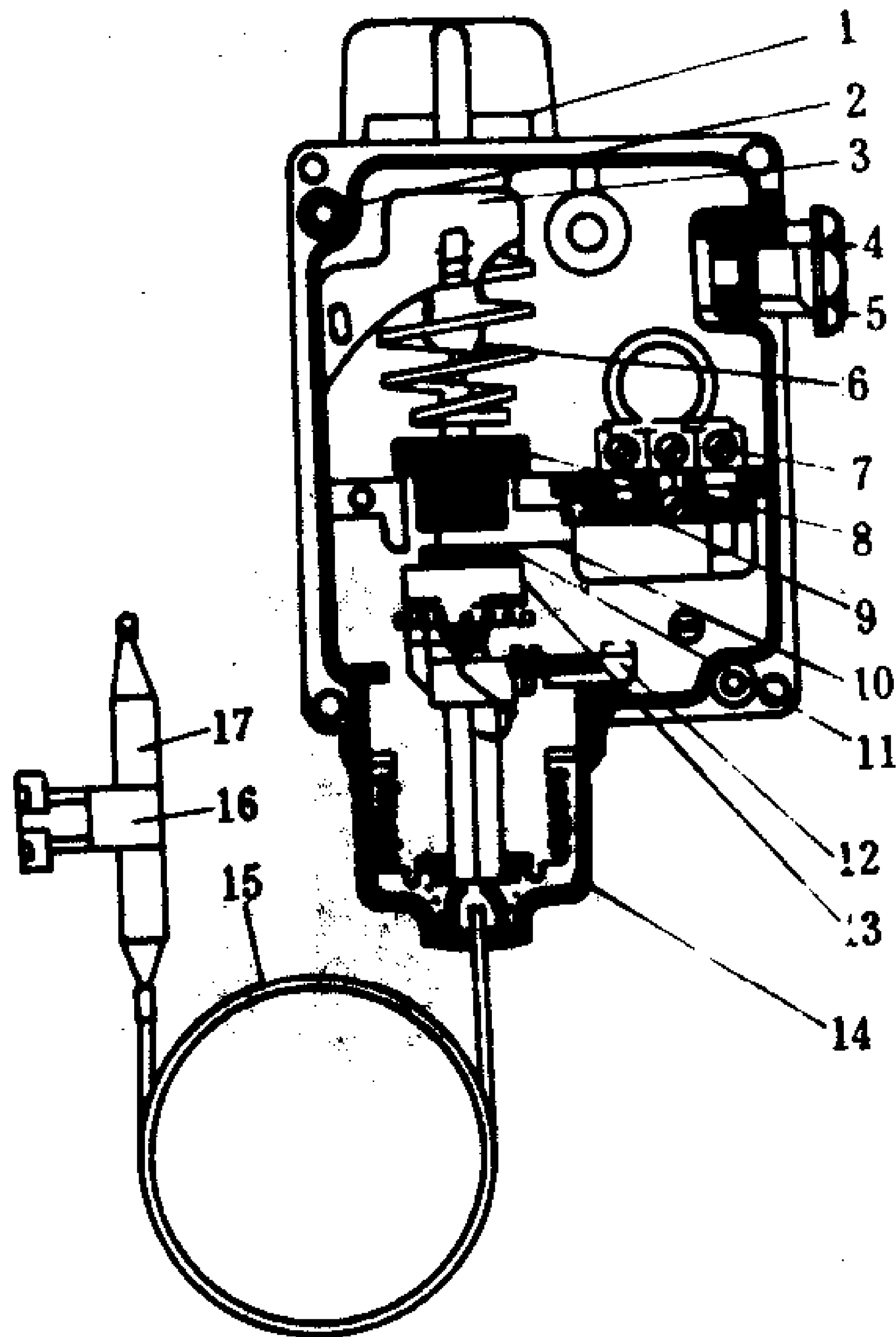


图 5.5.8-26　RT型（Danfoss）温度控制器结构原理

1-调节旋钮；2-螺钉孔；3-主标尺；4-接线引出口；5-密封压盖；6-主弹簧；7-接线柱；8-顶杆；9-微动开关；10-上导钮；11-微动开关拨臂；12-地线接线柱；13-幅差调节螺母；14-波纹管组件；15-毛细管；16-固定夹；17-温包

表 8.3.1—29　　**电刷与刷握的正常间隙表**

电刷空隙	轴向间隙 mm	转向间隙	
		刷厚由 5 至 16mm	刷厚超过 16mm
最小	0.2	0.1	0.15
最大	0.5	0.3	0.4

3)电刷对换向器的压力为 10～30Kpa 并列电刷对换向器的压力差不能超过 10%。当电刷磨损与刷握高度相等时应按相同型号进行更换。电刷更换后接触面必须与换向器相吻合。

4)检查刷握离换向器表面高度应在 1.5～4mm 范围内。

10.3　其它项目清洁和检查

1)清洁发电机定转子及空隙。

2)检查轴承有无噪声过热漏油等异常现象。

3)测量发电机的绝缘电阻,当低于规定值时应加以处理。

4)检查火花情况,当不符合要求时应加以处理。

5)当发电机长期停止运行时必须按上述要求进行维护。

10.4　交流发电机的一般性维护

1)交流发电机的一般性维护每月不少于一次。

2)清洁发电机外壳,用压力不超过二个大气压的干燥空气吹扫电机内部所有部件。

3)电刷、刷握、刷握架及滑环的检查。

(1)滑环刷握、刷架不应松动并清洁。

(2)电刷在刷握内应能上下移动,参考表 8.3.1—29。

(3)电刷压力应保持 15～20Kpa,彼此间的压力相差不应大于±10%。

(4)当电刷磨损到原始长度的 1/3 时应按同型号并与同一极性的电刷一起更换,更换后保证有效接触面不小于 70%,(用轻负载的 1/3～1/4)运转使其表面光滑。

(5)刷握与滑环之距离应保持在 2～3mm。

(6)滑环表面应保持圆滑,表面有铜绿、铁锈及灼痕时应进行研磨。

4)励磁机的维护可参照直流发电机的维护方法进行。

5)检查轴承有否异常的噪声过热及漏油现象。

6)测量绝缘电阻,若低于规定值应进行绝缘处理。

10.5　交流发电机空载电压过低或过高分析和检查方法

交流发电机空载时,出现空载电压过低或过高时,一般可从调压器方面查找原因。根据相复励自励恒压原理其励磁电流为:

$$\dot{I}_l=\frac{1}{jX_k}(K_{12}\dot{U}_f+jX_kK_{32}\dot{I}_f) \quad (8.3.1-46)$$

当空载时即 $\dot{I}_f=0$,则 $\dot{I}_l=\frac{K_{12}\dot{U}_f}{jX_k}$

WJ型温度控制器是一种空调、冷藏通用的新型控制器，其中的WJ-15型尚能用于冷风-热泵型空调装置，其技术参数见表5.5.8-21。

表5.5.8-21　　**WJ型温度控制器技术参数**

型　号	温度调节范围℃	调节柄给定位置0～270°			
		冷　端		热　端	
		停点℃	开、停点温度差℃	停点℃	开、停点温度差℃
WJ-25	−25～−13	−25±2	5以下	−13±2.5	3.5以下
WJ-20	−20～−18	−20±2		−8±2.5	
WJ-15	−15～−3	−15±2		−3±2.5	
WJ-10	−10～+2	−10±2		2±2.5	
WJ-5	−5～+7	−5±2		7±2.5	
WJ-0	0～12	0±2		12±2.5	
WJ 15	5～17	5±2		17±2.5	
WJ 10	10～22	10±2		22±2.5	
WJ 15	15～27	15±2		27±2.5	

注：WJ型温度控制器仅用于4.5 kW以下的制冷或空调装置。

WT-288型电接点式温度计，既有温度指示，又有最高、最低温度控制触点和声、光警报装置，在制冷系统中亦有采用。其基本技术参数见表5.5.8-22。

表5.5.8-22　　**WT-288型温度控制器技术参数**

型　号	测(控)温度范围℃	精度等级	工作介质	温包耐公称压力　MPa	表面直径 mm	电　源	接点功率VA	备　注
WTZ-288	−20～60 0～50 0～100	1.5	氯甲烷或氟利昂-12	1.6	100 125 150	交流50 Hz 24～380 V	不大于 10 VA	有上下限可调电接点
WTQ-288	−80～40 −60～40	1.5	氮气		150	交流50 Hz 24～380 V	不大于 10 VA	有上下限可调电接点
WTZ-280	−20～60	2.5	氯甲烷		100			无电接点
	0～50 0～100	1.5			125 150			
WTQ-280	−60～40 0～200	2.5	氮气		150			无电接点

温度控制器的温包应安置在能正确反映被测温度的处所，并与所测量的介质有良好的传热。它的设定温度的调节方法，视型式而略有不同，可如下述。

对WT型控制器，可先调节主调节螺丝15（图5.5.8-25），使在温度标尺17上指出所需要调定的下限温度，即设定的上限温度与设定幅差温度的差值。然后转动幅差调节旋钮12，使所需的幅差温度与指针对齐。观察控制器的动作，看其是否与设定值相符，必要时可再作适当调整。

RT型温度控制器的调整方法与WT型大致相同。转动主调节旋扭1（图5.5.8-26），就可改变控制温度的下限，并可由标牌3上示出温度值。然后转动幅差螺母13，使获得必要的幅差和相应的温度上限。应当注意，在这种控制器的幅差调节机构中，度盘上所标示的只是

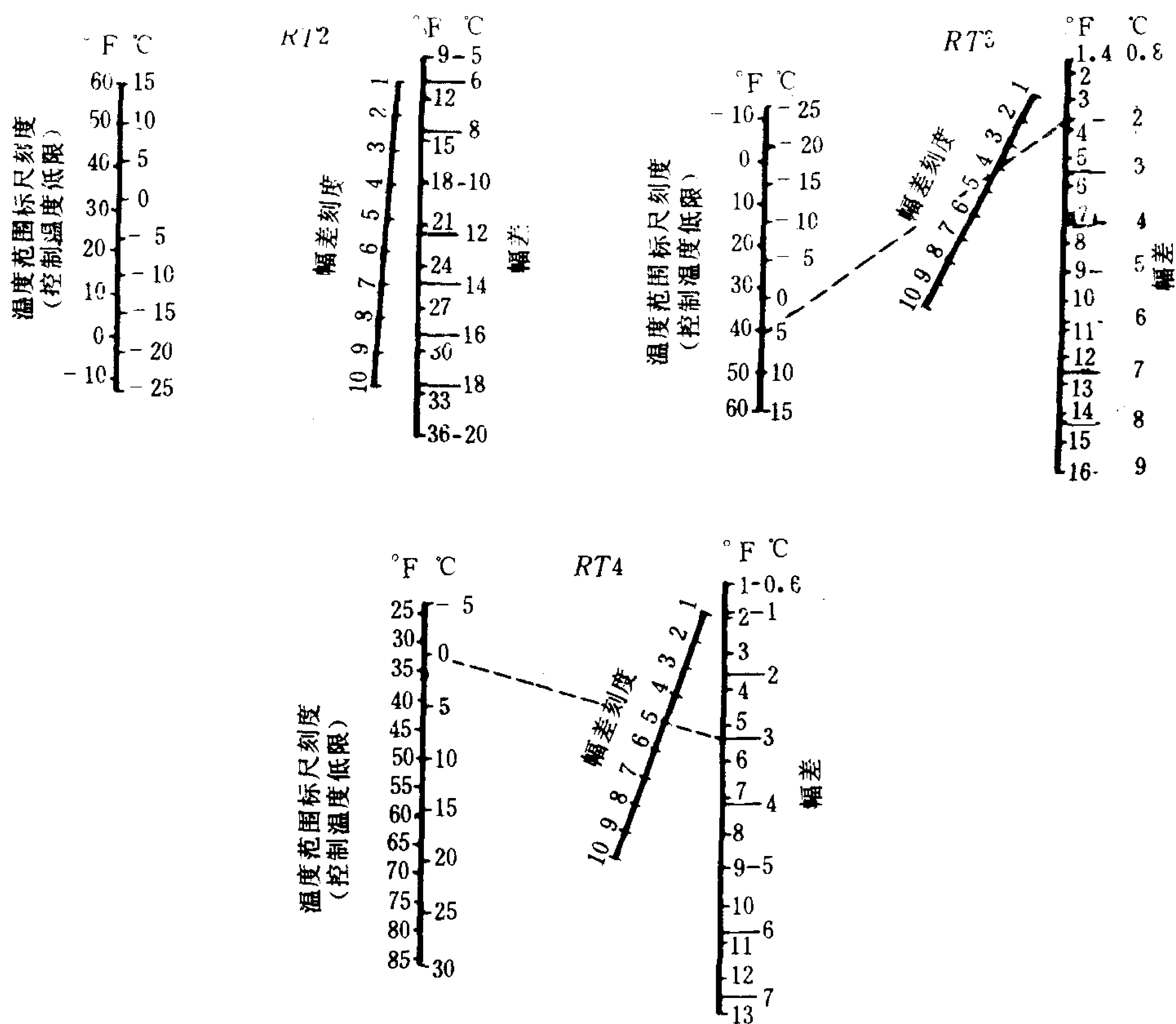


图 5.5.8-27　RT型温度控制器的幅差换算

一种相对指示值而不是实际的温度幅差，使用时应根据控制器的具体型号、控制温度下限和具体幅差，从图 5.5.8-27 中求出幅差度盘上的相应标尺。

此外，船上也还使用MP型温度控制器，在它的面板上有两行标尺和两只调节螺丝。通常右侧为主调，控制其温度的上限，而左侧则为幅差，控制温度的下限和幅差值，具体数值可直接从标盘上读得。但当作精确调节（或度盘只有相对刻度）时，尚须凭借相应的幅差调节曲线核定。

第9章 冷 藏 舱

1 概述

冷藏舱是指设有隔热结构的专用舱室，一般都有相应的降温、制冷设施，供贮藏或运输易腐货物使用。

冷藏舱按所控制的舱温，可作如表 5.5.9-1 分类。

表 5.5.9-1 冷 藏 舱 种 类

名　称	舱温℃	适装货物	特　点
冷藏舱	－5以上	水果、蔬菜	进、出风温差小，风量大(40次/时以上)，对CO_2、乙烯浓度有限制，湿度有要求，有呼吸热，要新风
冷冻舱	－5～－30	冻结的肉类、鱼类等	在冻结状态运输，只要求低温
深冷舱	－160或以下	液化气	用液化气自身保冷，隔热要求高
冷藏箱舱	－15以上	冷藏集装箱	舱内只作轻隔热或不隔热

在实际使用中，冷冻舱往往也作冷藏舱使用，两者的界限不很明显，习惯上统称为冷藏舱。

冷藏舱多见于多用途船、定期货船或客货船上。舱容自几十至几千立方米，舱数一般为1～6个，视航线和货流而定。

冷藏舱的特点：（1）有隔热结构；（2）有冷却系统；（3）有多个二层舱，舱高在2～2.5m之间；（4）有大舱口，有的达2.6×10.3m或小舱口（旧船）；（5）有多块可分别启闭的液压控制舱盖板，能方便地改变舱口开度，见图 5.5.9-1。

2 冷藏舱的隔热

隔热是减少外界热量渗入，保持货物冷藏温度的必要手段，由带隔热材料的围护结构——隔热结构来保证，其传热系数一般为 0.4～0.7 W/(m²·k)。

2.1 隔热材料

船用隔热材料应具有导热系数低、密度小、不自燃和助燃、吸水率低、无毒、不污染食物、无恶臭怪味、老化慢、不变质、有一定的机械强度、不滋生病菌、不易被虫蛀鼠咬等特点。常用隔热材料的物理性能列于表 5.5.9-2。

2.2 隔热结构

隔热结构由隔热材料和相应构件组成，应具有最少的“热桥”——热流的最短通路，不污染食物，防潮并有一定的抗挤压强度。

普通隔热舱的几种典型结构见图 5.5.9-2。

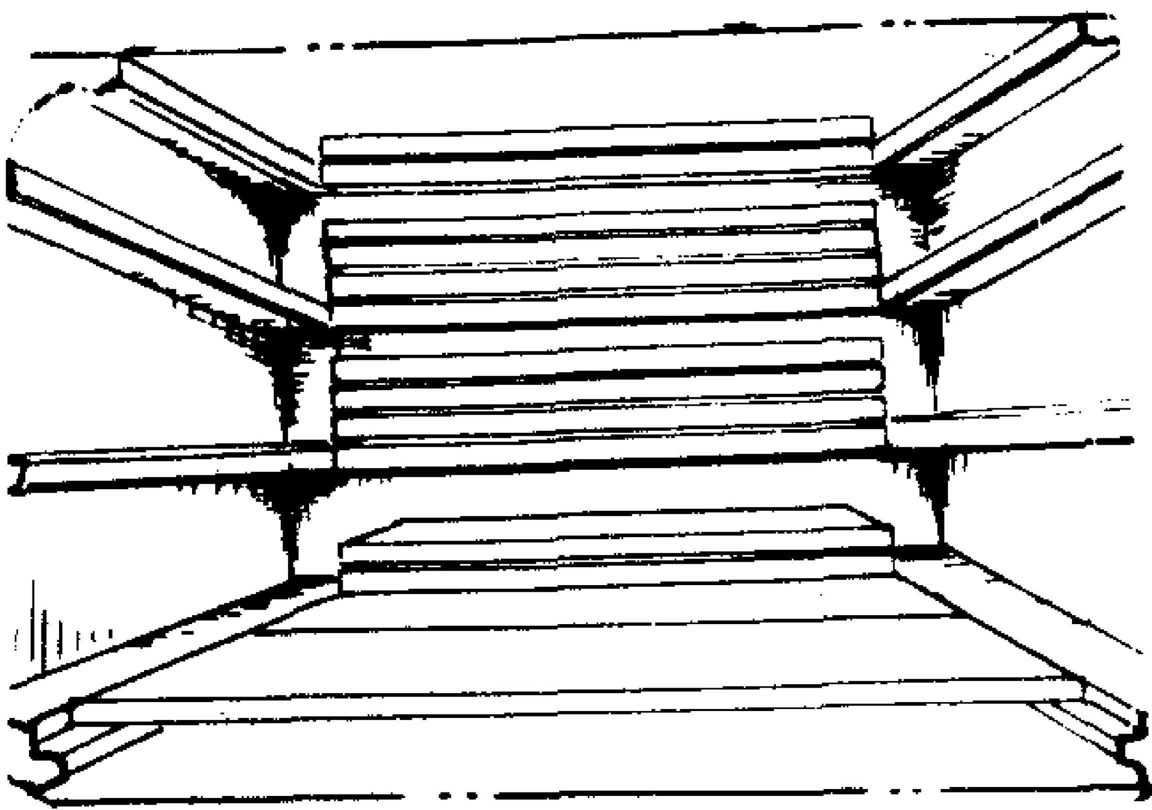


图 5.5.9-1 现代冷藏舱

（有4个二层舱，每层有4块可开启的舱盖）

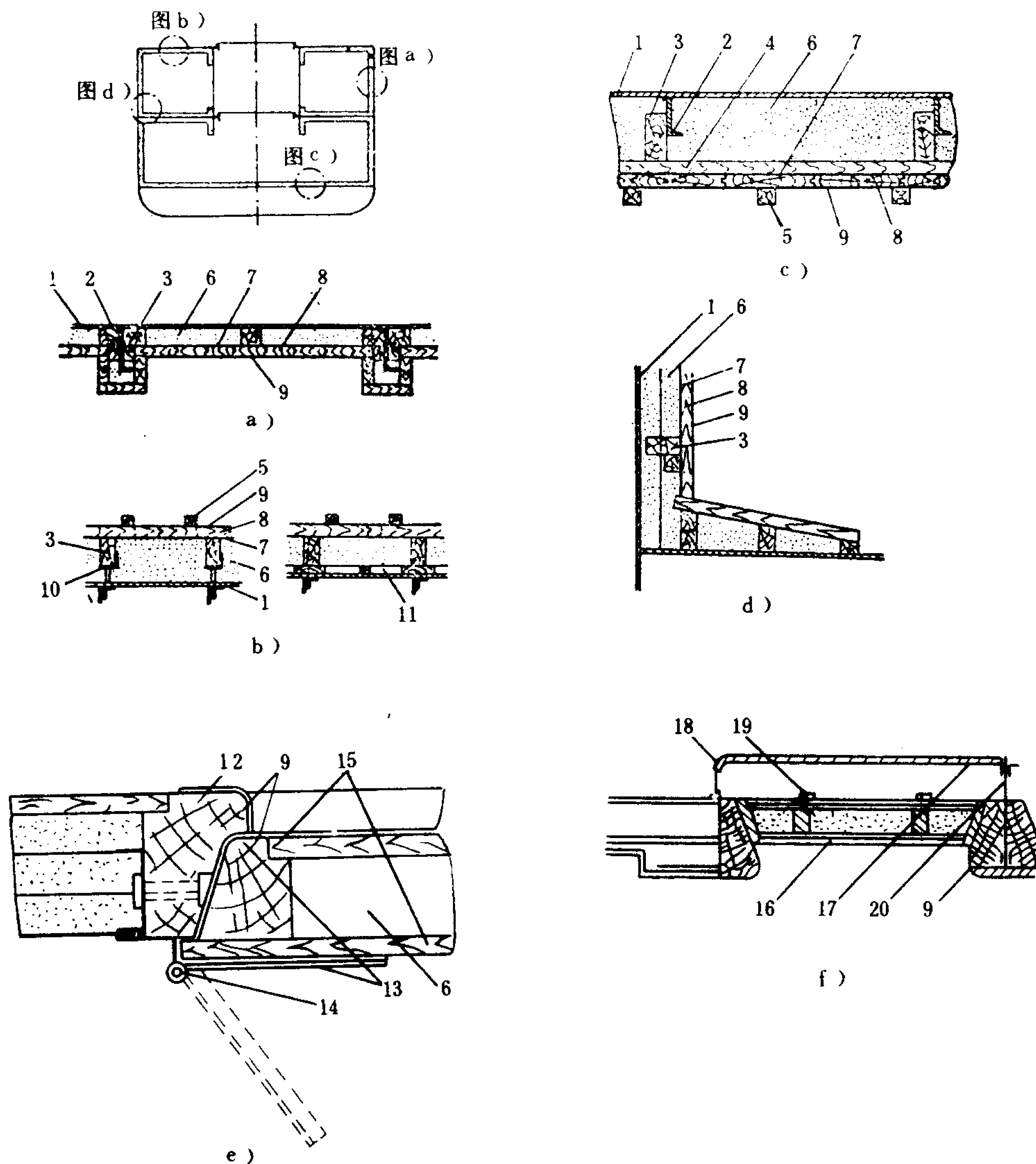


图 5.5.9-2　普通隔热舱的典型结构

a）舱顶；b）舱底；c）舷侧；d）二层甲板围带；e）冷藏门；f）露天甲板舱口

1-船体钢板；2-肋骨；3-衬木；4-木方；5-护木；6-隔热材料；7-防潮层；8-木铺板；9-镀锌铁皮；10-承重钢材；11-空气层；12-门框；13-橡皮垫；14-铰链；15-门面板；16-隔热舱盖；17-露天木舱盖；18-舱口围壁；19-吊环；20-可移动舱盖梁

表 5.5.9-2　　隔热材料的物理性能

名　　称	容重 kg/m³	导热系数 W/(m·K)	比热容 kJ/(kg·K)	吸湿率 %	吸水率 %	规格　mm
软木（板）	180 以下	0.058		3	32	914×305×(20、50 / 75、100)(上海)
	165～185	0.047～0.052	2.09	2－3	25～30	915×305×(50、8 / 76、6)(武昌)
	150～210	0.047～0.052		＜5	＜50	1000×500×(25、38、50 / 65、80、100)
矿渣棉	110～130	0.032～0.052	0.754			
沥青玻璃棉	80～100	0.04～0.052	0.754			5000×(300 / 400)×25、30、35
膨胀珍珠岩	50～160	0.019～0.047	0.837	0.2	280～950	散装
聚苯乙烯泡沫	20～50	0.035～0.047	1.465			板厚有 40、50、100 多种
硬质聚氨酯泡沫	20～50、	0.023～0.042	2.09		0.2	可现场发泡
超细玻璃棉	20	0.033	0.754			
沥青玻璃棉毡	80～100	0.035～0.052	0.754			5000×(300 / 400)×25、30、35
木材（松木、杉木）	550	0.17(垂直纹) 0.35(顺纹)	2.51			
铝箔波形纸板	235	0.063	1.46	3% (48 h)		

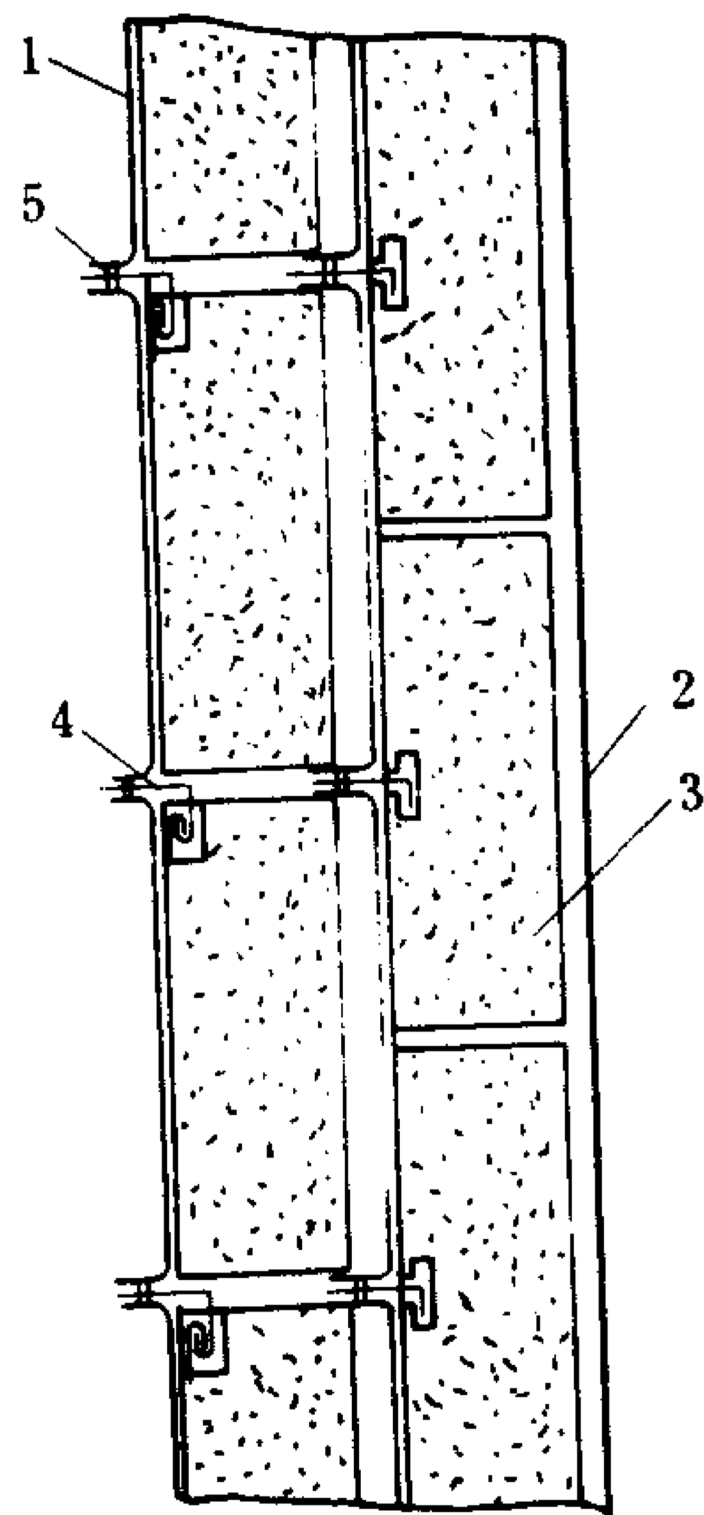


图 5.5.9-3　LNG船液舱隔热结构之一

1-薄壁；2-船体舷内板；3-隔热箱；4-连接用的薄膜板条；5-L形薄膜

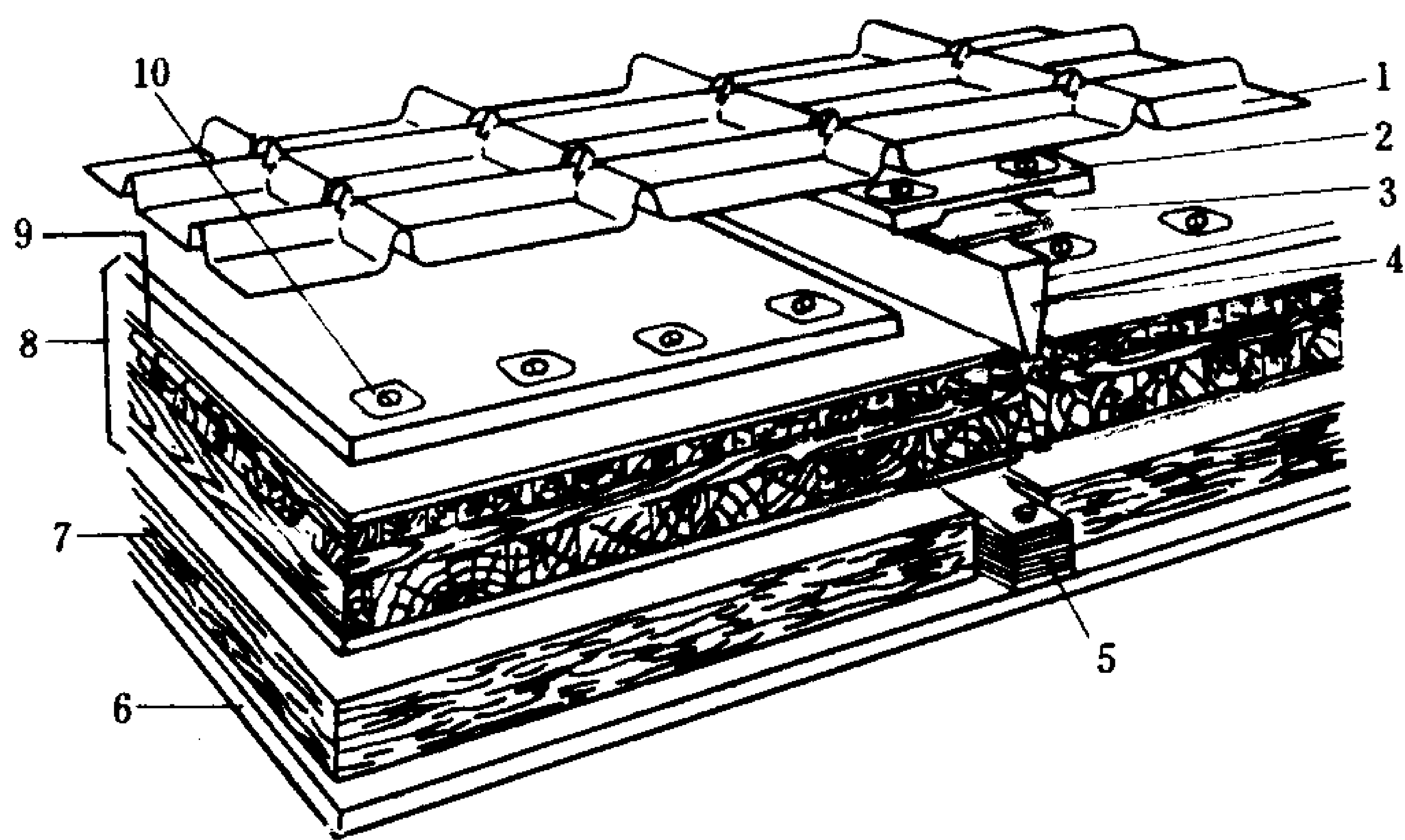


图 5.5.9-4　LNG船液舱隔热结构之二

1-薄膜内壁；2-木衬垫；3-胶合板的连结板；4-泡沫聚氯乙烯；5-木材；6-钢壁；7-玻璃纤维板；8-巴尔沙木；9-胶合板；10-定位螺钉

图 5.5.9-3 所示为液化天然气（LNG）船船舱的隔热结构，属薄膜液舱型。

整个结构分为同样的两层，以策安全。薄壁 1 由 0.5～0.7 mm、膨胀系数很小的殷钢（一种含镍 36%的钢）制成波纹板，以耐受高温差引起的变形。隔热箱 2 为盛满膨胀珍珠岩的木匣（1060×500×200 mm）。当隔热箱在舱内就位后，就可将折成L形翻边的两块殷钢薄板与隔热箱上的联接板条焊接在一起成为一个挠性接头。结构的第二层则与第一层完全相同。这种结构曾在 35～125 km³的 30 多艘液化气船上使用过。

图 5.5.9-4 是液化气船的另一种隔热结构，曾在 650、1000 m³的试验船和 40、50、75、125 km³的液化气船上使用过。内壁是冲压成波形的 0.4～0.7 mm殷钢薄板。

2.3 隔热构件的传热系数

隔热构件中的传热情况复杂，求解传热系数的方法有下列几种。

2.3.1 分区计算法

分区计算法适用于λ_I接近于λ_{II}的情况，如图 5.5.9-5 所示，其得值偏低，这时构件的传热系数为

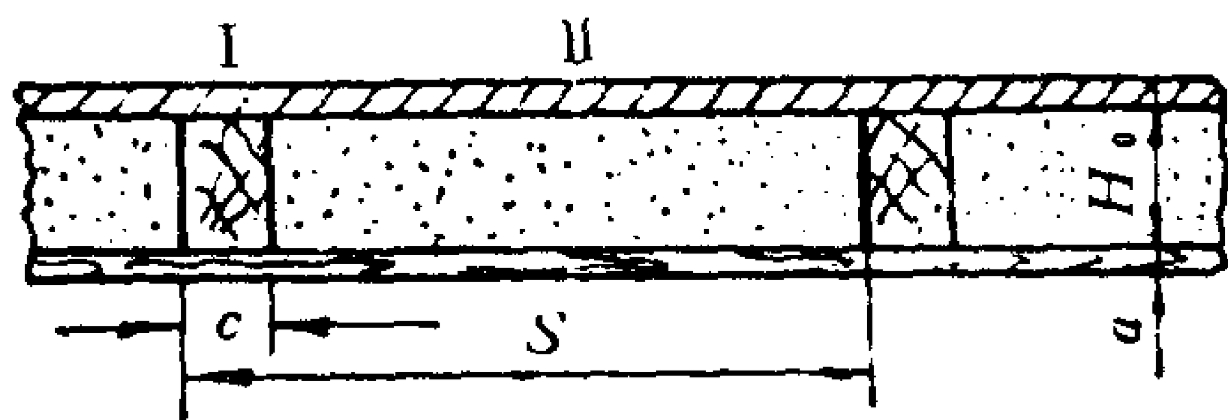


图 5.5.9-5　分区计算图

$$K=\frac{K_I c+K_{II}(S-c)}{S} \quad \mathrm{W/(m^2\cdot K)} \tag{5.5.9-1}$$

$$K_I=\frac{\lambda_I}{H_0+a} \quad \mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

$$K_{II}=\frac{1}{\dfrac{H_0}{\lambda_{II}}+\dfrac{a}{\lambda_I}} \quad \mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

式中：　λ_I——第一区材料的导热系数，W/(m·K)；

λ_{II}——第二区材料的导热系数，W/(m·K)；

S、c、H_0、a——见图，m。

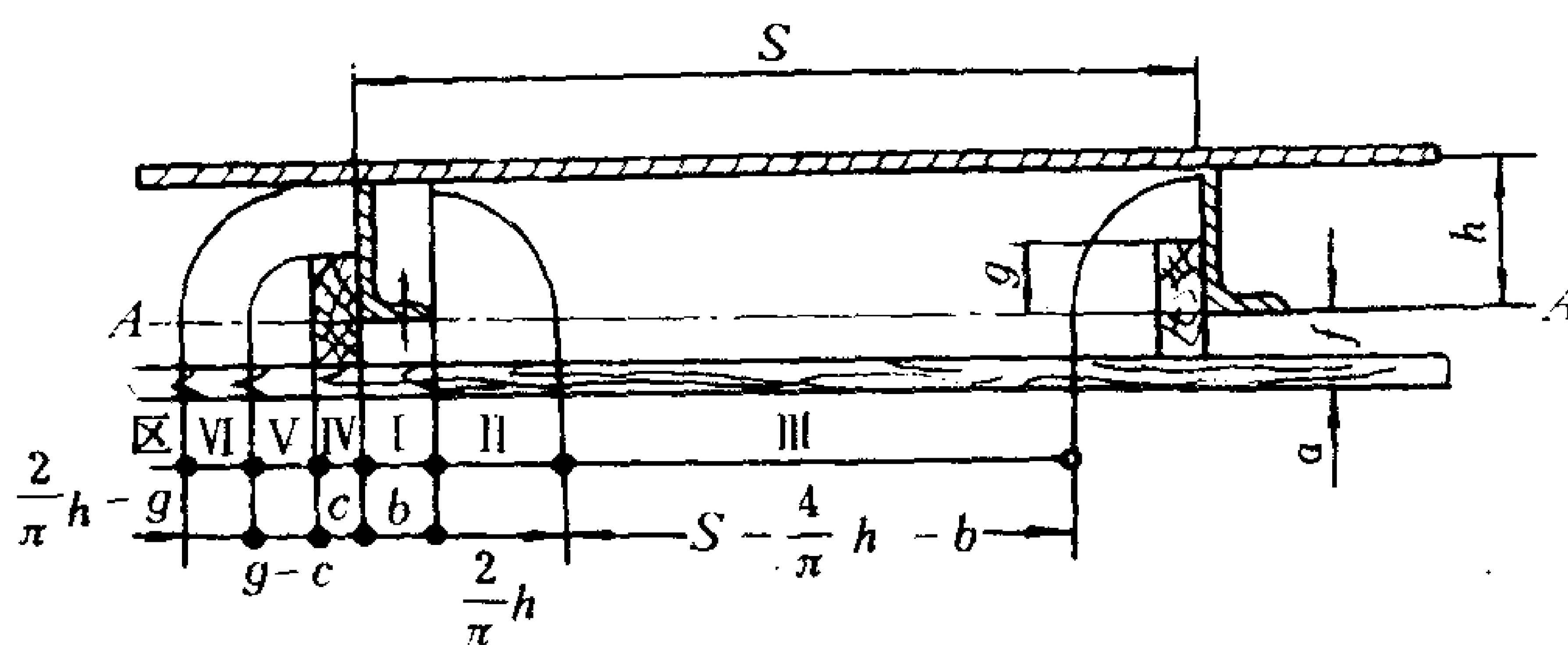


图 5.5.9-6　圆热流计算法

2.3.2 圆热流计算法

假设金属构架两侧的热流按圆弧流散，则可分成许多区（如图 5.5.9-6）进行计算，这时

是对待并发电机实现自动整步和自动合闸，即：

1)自动检测待并发电机电压和电网电压之间的频率差和频差方向(或称频差符号)。根据频差方向发出相应的"加速"或"减速"信号，以便减小频差，创造合闸条件。

2)自动检测合闸条件。当待并发电机与电网之间的电压差、频率差和相位差同时满足合闸要求时，发出合闸指令以实现准同步合闸。

因此，自动并车装置通常是由两大基本部分所组成，即调速部分和合闸控制部分。此外，各种具体的自动并车装置还有些不同的附加功能环节，如呆滞扰动和单机投入环节等等。

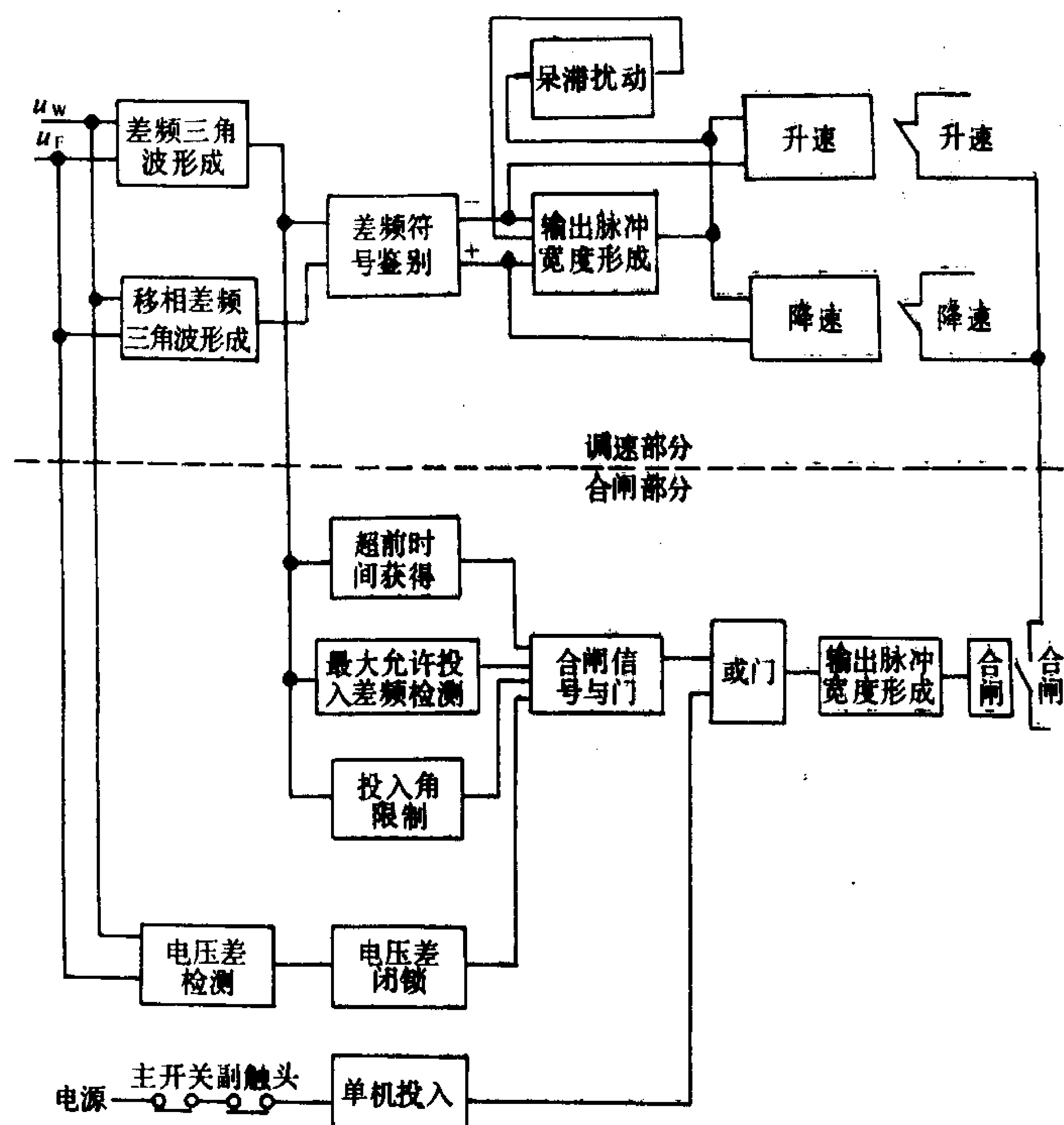


图 8.3.1—65　ZB—1(A)自动整步器方框图

图 8.3.1—65 是国产 ZB—1(A)自动整步器的方框图。图中差频电压的形成环节给合闸部分提供频差和相位差的信息；差频电压和移相差频电压向调速部分提供频差方向的信息。考虑到发电机自动开关的固有动作时间，合闸指令须提前发出，因此有恒定超前时间(如 ZB—1A)或恒定超前相角这两种不同方式的自动并车装置。ZB—1(A)自动整步器还采用"最大允许频差检测"和"投入角限制"这样双重环节来保证合闸的频差条件。

11.7　发电机与电网间的差频电压

由发电机电压与电网电压所形成的脉动差频电压 u_s(以下简称差频电压)为自动并车提供频差(或角频差 ω_s)和相位差 δ 的信息。利用各种波形的差频电压 u_s 与相位差 δ 之间的数值对应关系，可用检测电压值 u_s 来代替检测对应的相位差值 δ；利用各种波形差频电压的变化周期 T_s 与频差之间的反比关系，用检测频差周期 T_s 来代替检测频差；同时，频差方向的信息也往往来源于差频电压。以下是自动并车装置最常采用的几种差频电压波形的形成原理。

1)正弦波差频电压

图 8.3.1—66 为正弦波脉动电压形成的原理电路。将输入的发电机电压信号 U_F 和电网电压信号 u_w 反相串联形成合成电压 u，再经整流、滤波后便得到正弦脉动差频电压 u_s，设发电机电压信号(或电网电压信号)的最大值为 U_m，则：

$$U_S \approx 2U_m|\sin\omega_s t/2| = 2U_m|\sin\delta/2| \tag{8.3.1—47}$$

其波形如图 8.3.1—67 所示。应注意到图中 u_s 的大小与相位差 δ 间的一一对应关系和 u_s 的变化周期 T_s 与频差 f_s(或角频差 ω_s)间的反比关系。

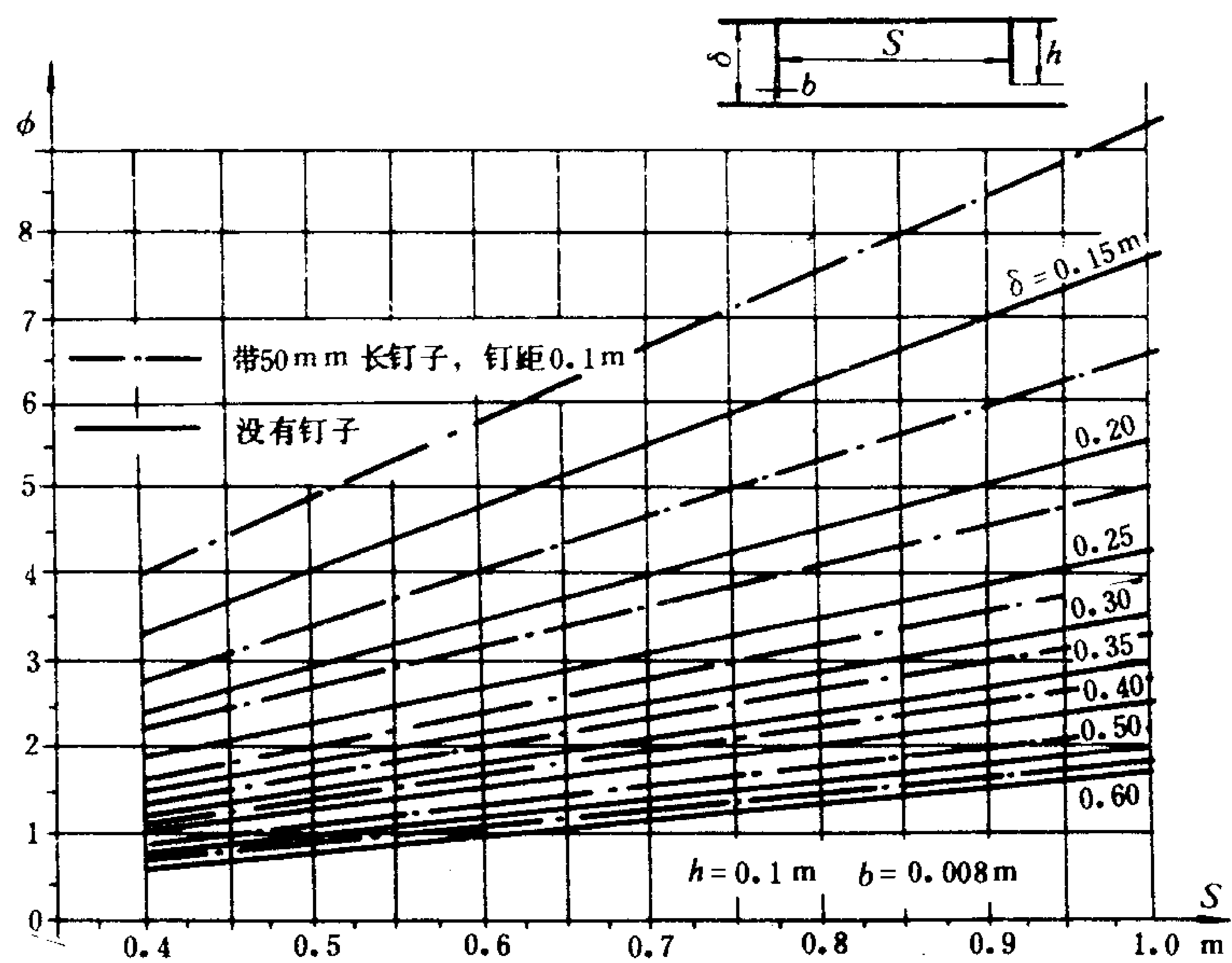


图 5.5.9-8 带直板结构（$h=0.1\,m$，$b=0.008\,m$）的Φ值

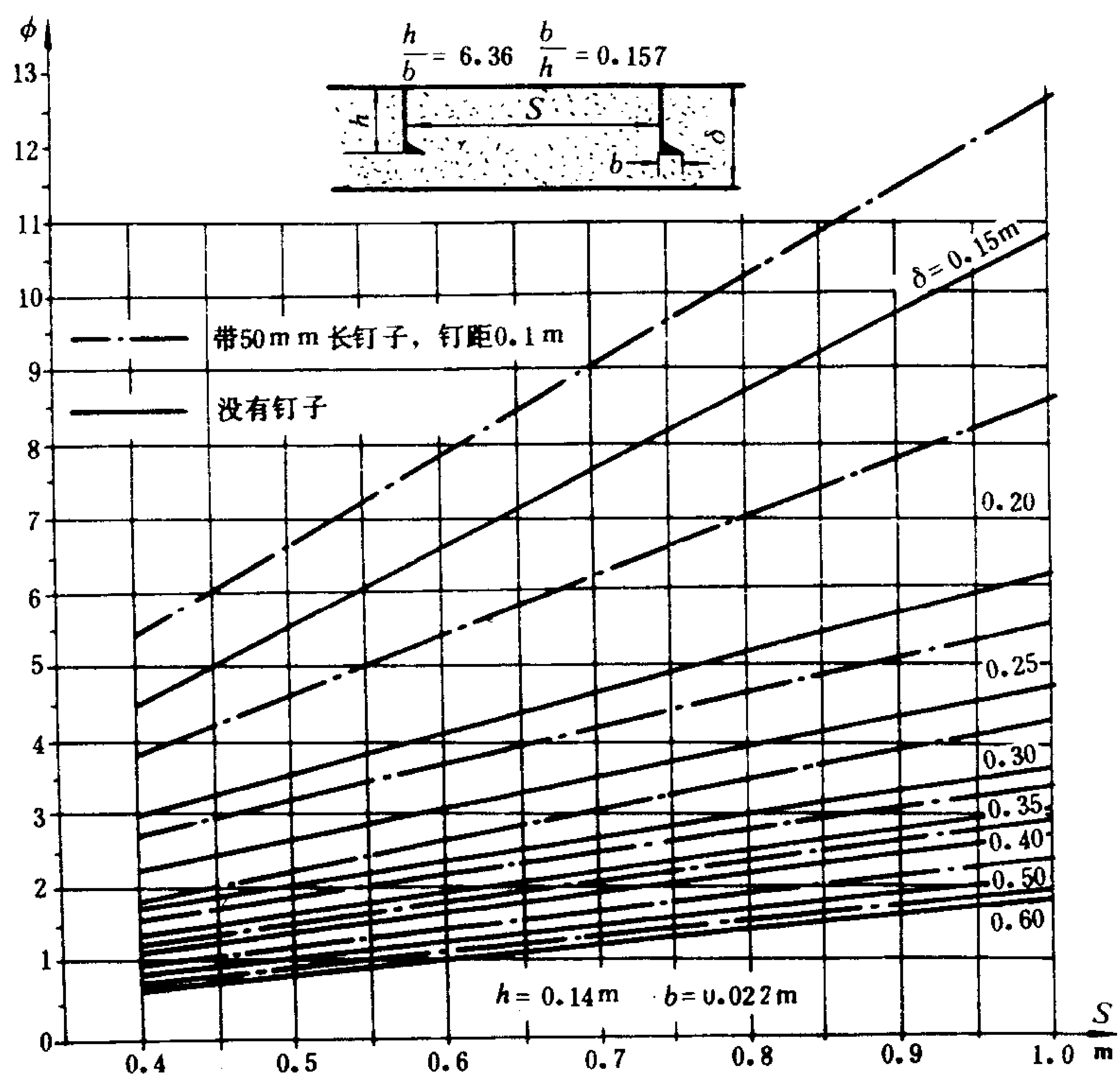


图 5.5.9-9 带球角钢结构（$h=0.14\,m$，$b=0.022$）的Φ值

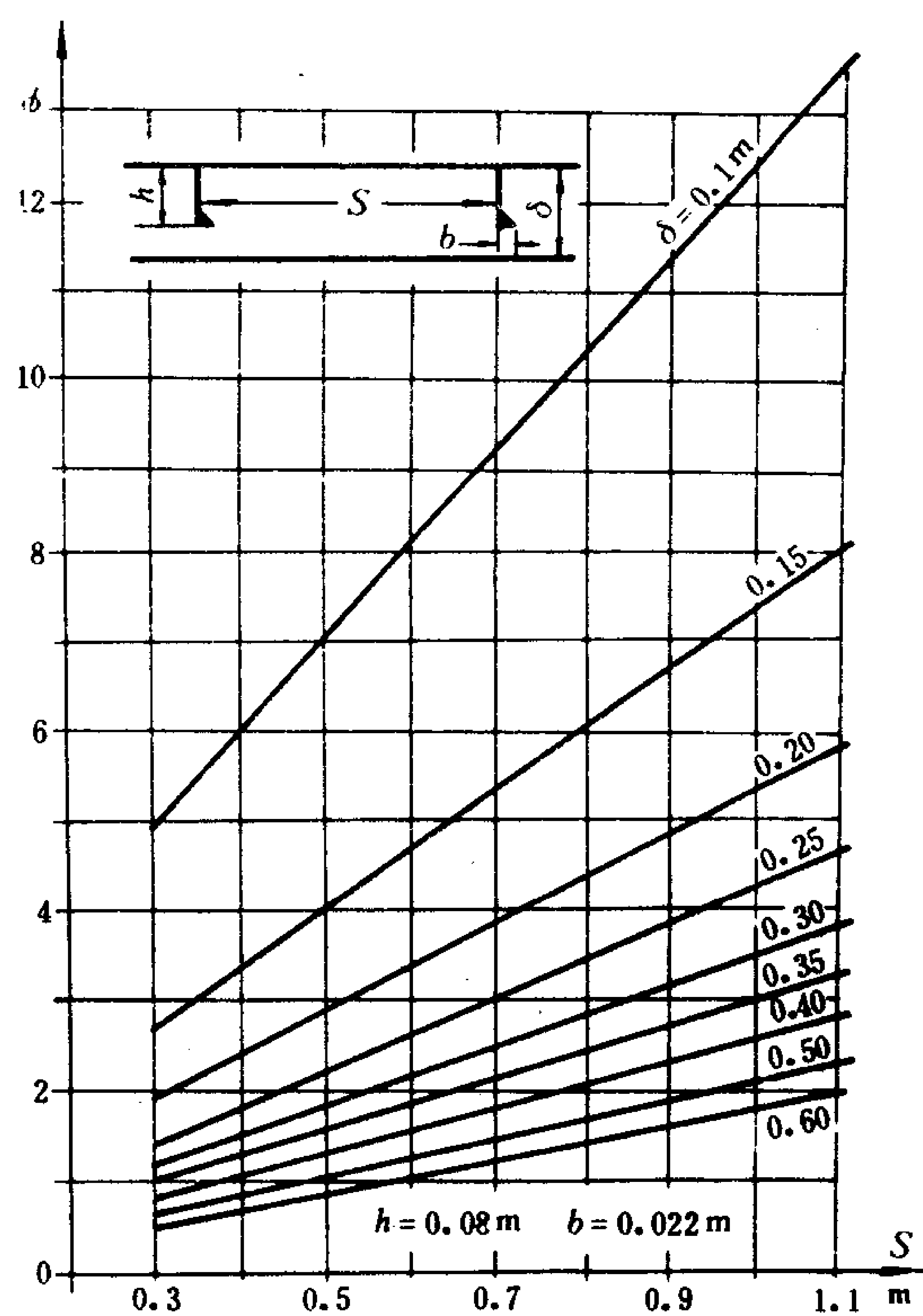


图 5.5.9-10 带球扁钢结构（$h=0.08$ m，$b=0.022$ m）的Φ值

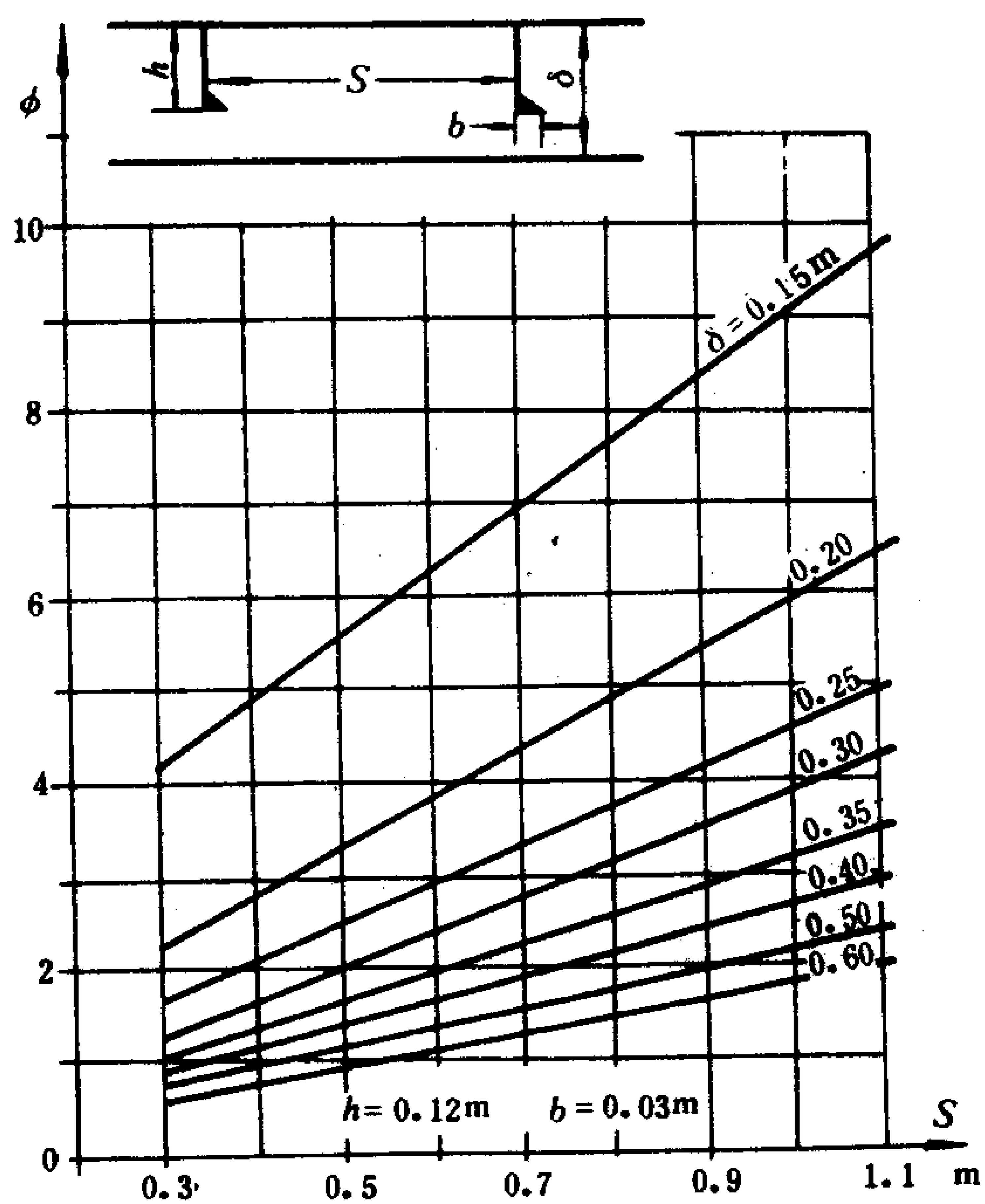


图 5.5.9-11 带球扁钢结构（$h=0.12$ m，$b=0.03$ m）的Φ值

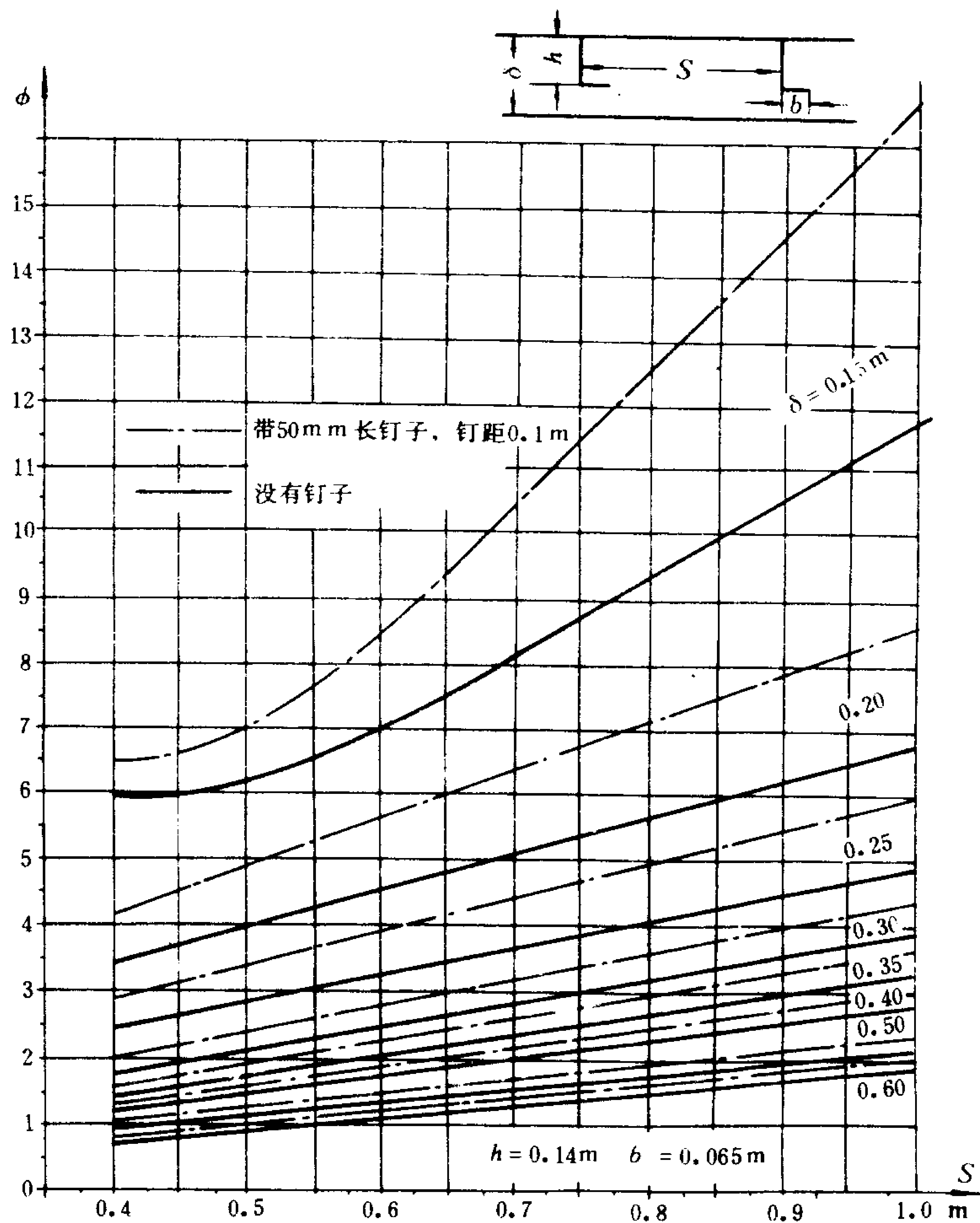


图 5.5.9-12 带角钢、槽钢、Z形钢结构（$h=0.14$ m，$b=0.065$ m）的Φ值

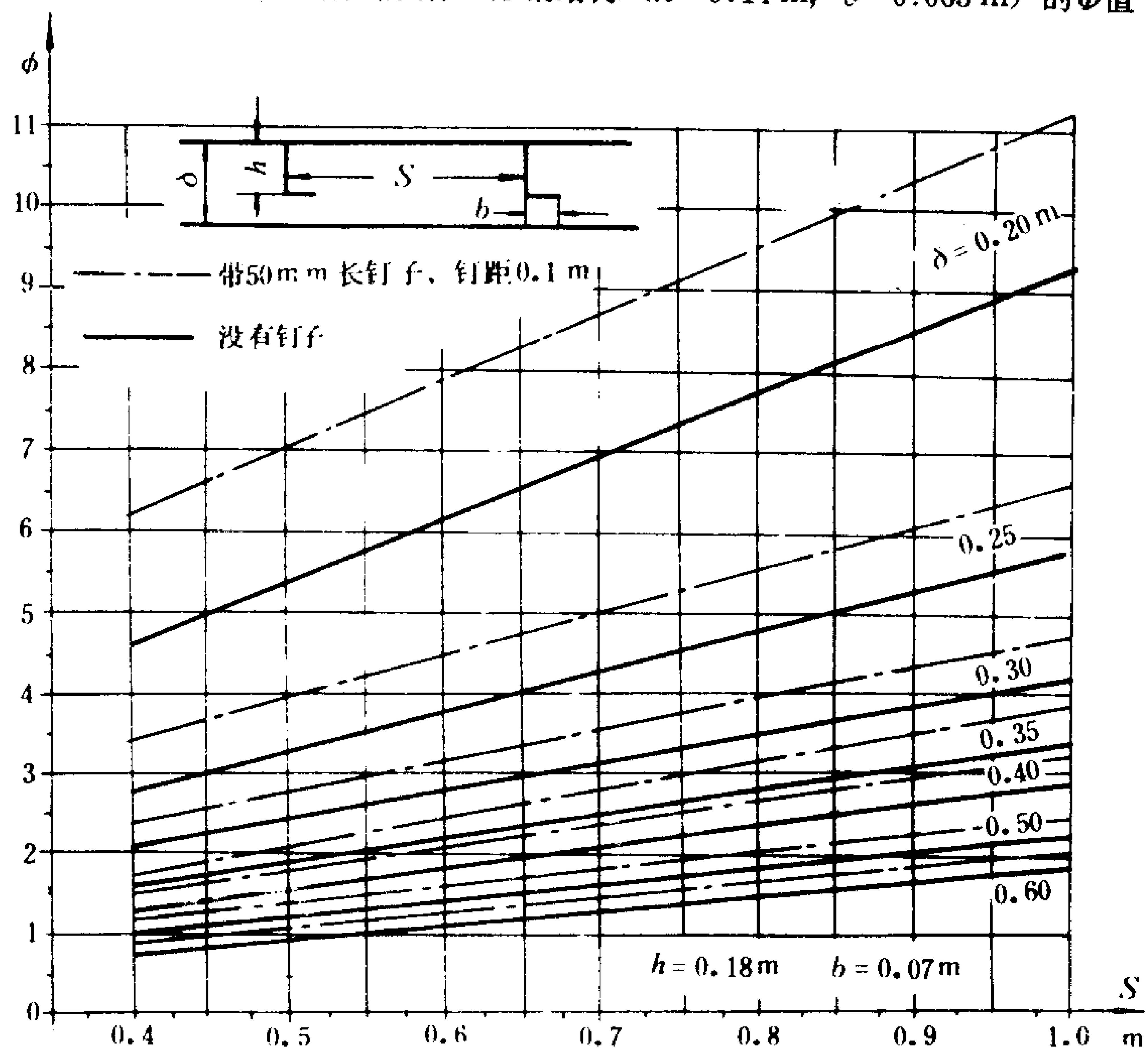


图 5.5.9-13 带角钢、槽钢、Z形钢结构（$h=0.18$ m，$b=0.07$ m）的Φ值

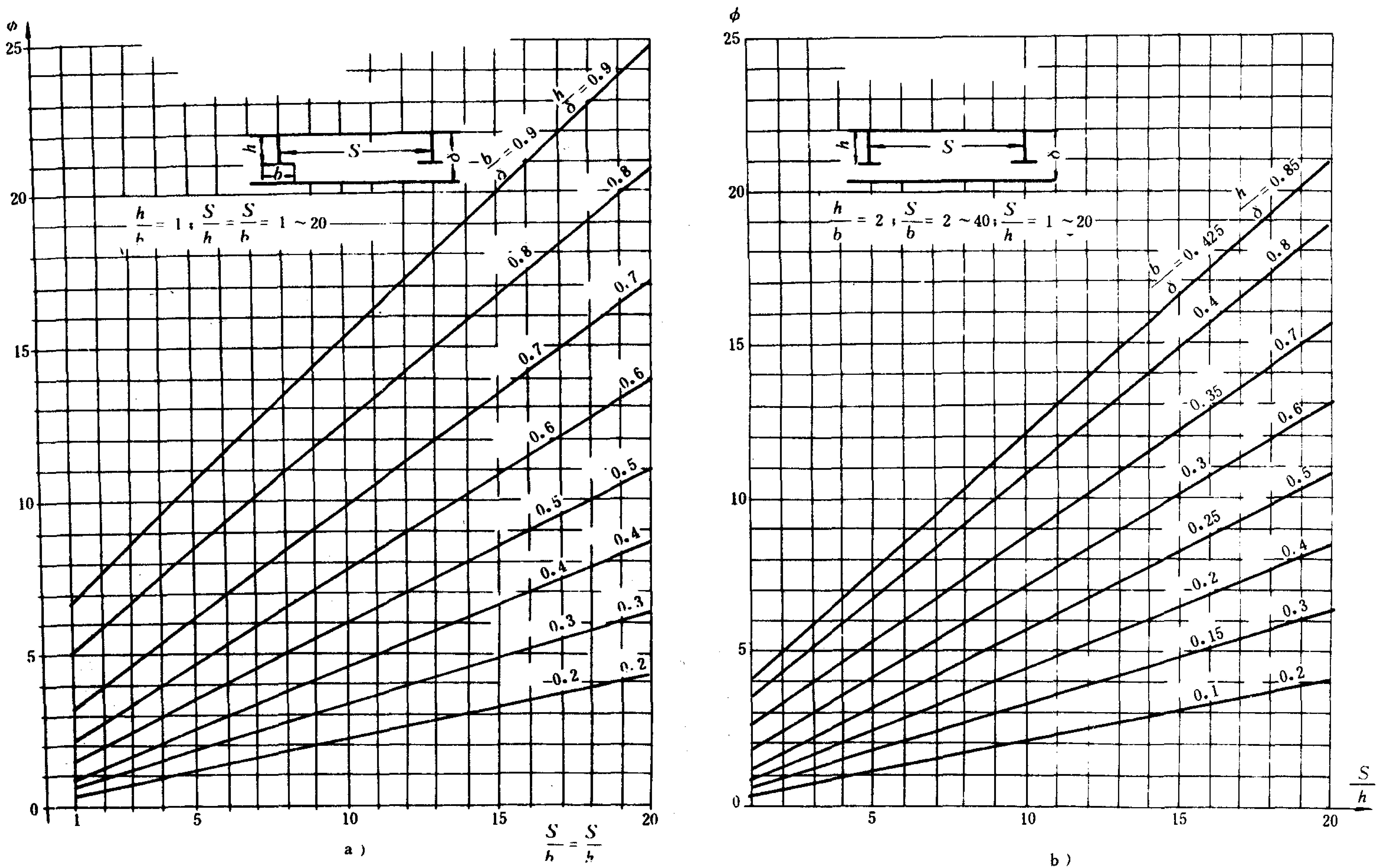


图 5.5.9-14 任意形结构的Φ值

a) $h/b=1$; b) $h/b=2$

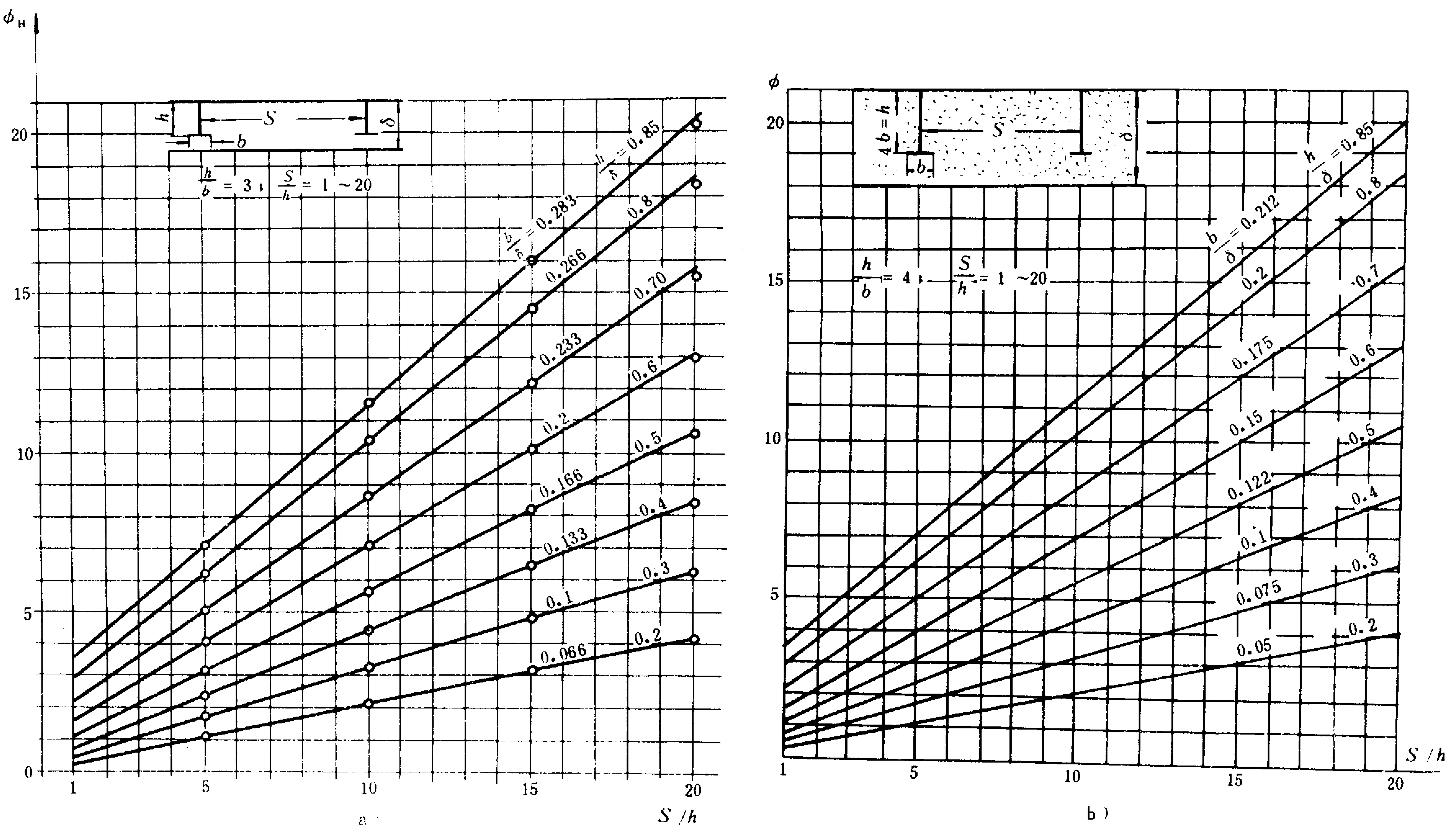


图 5.5.9-15 任意形结构的Φ值

a) $h/b=3$；b) $h/b=4$

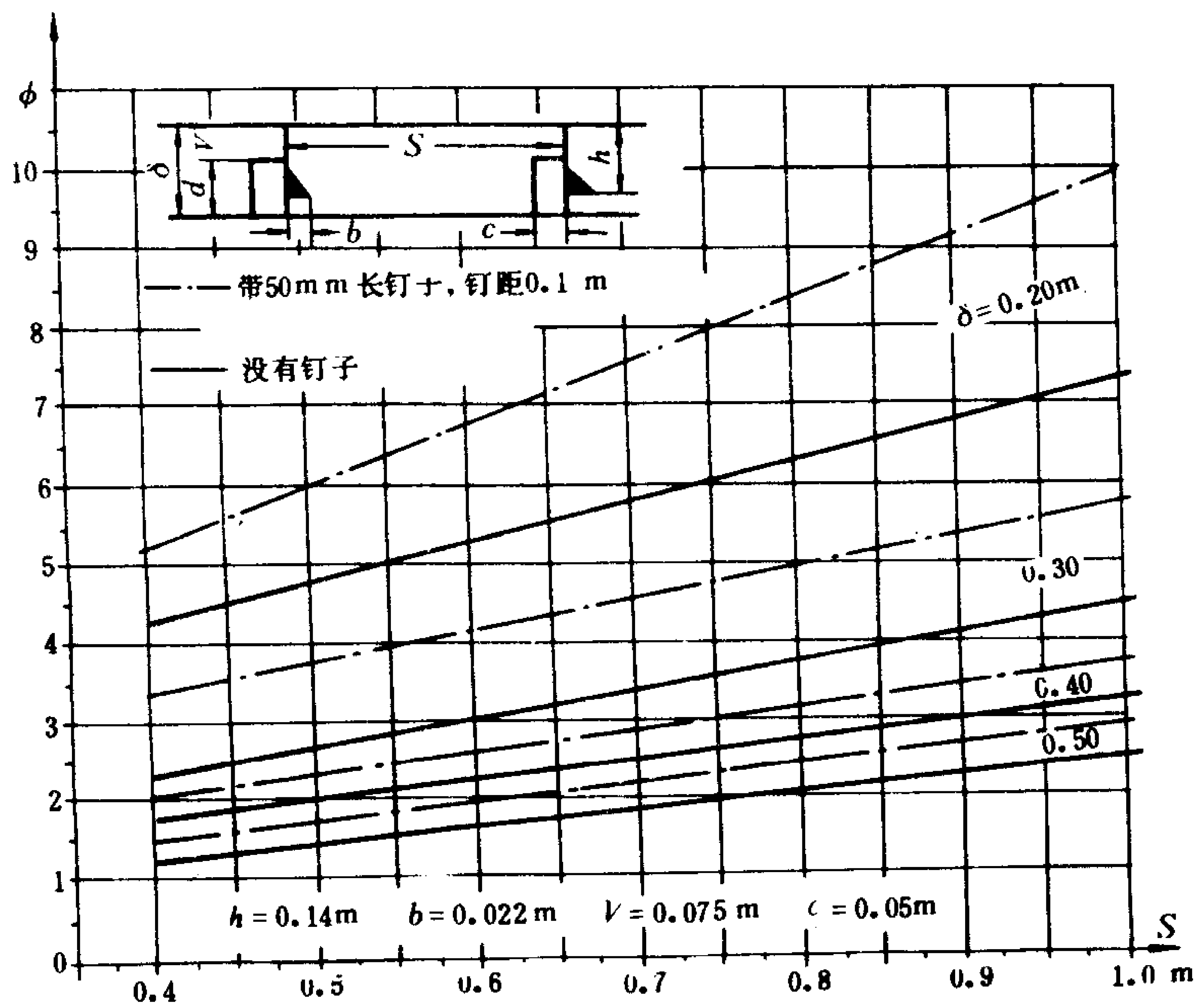


图 5.5.9-16 带钢构件和木梁（h=0.14 m，b=0.022 m）的Φ值

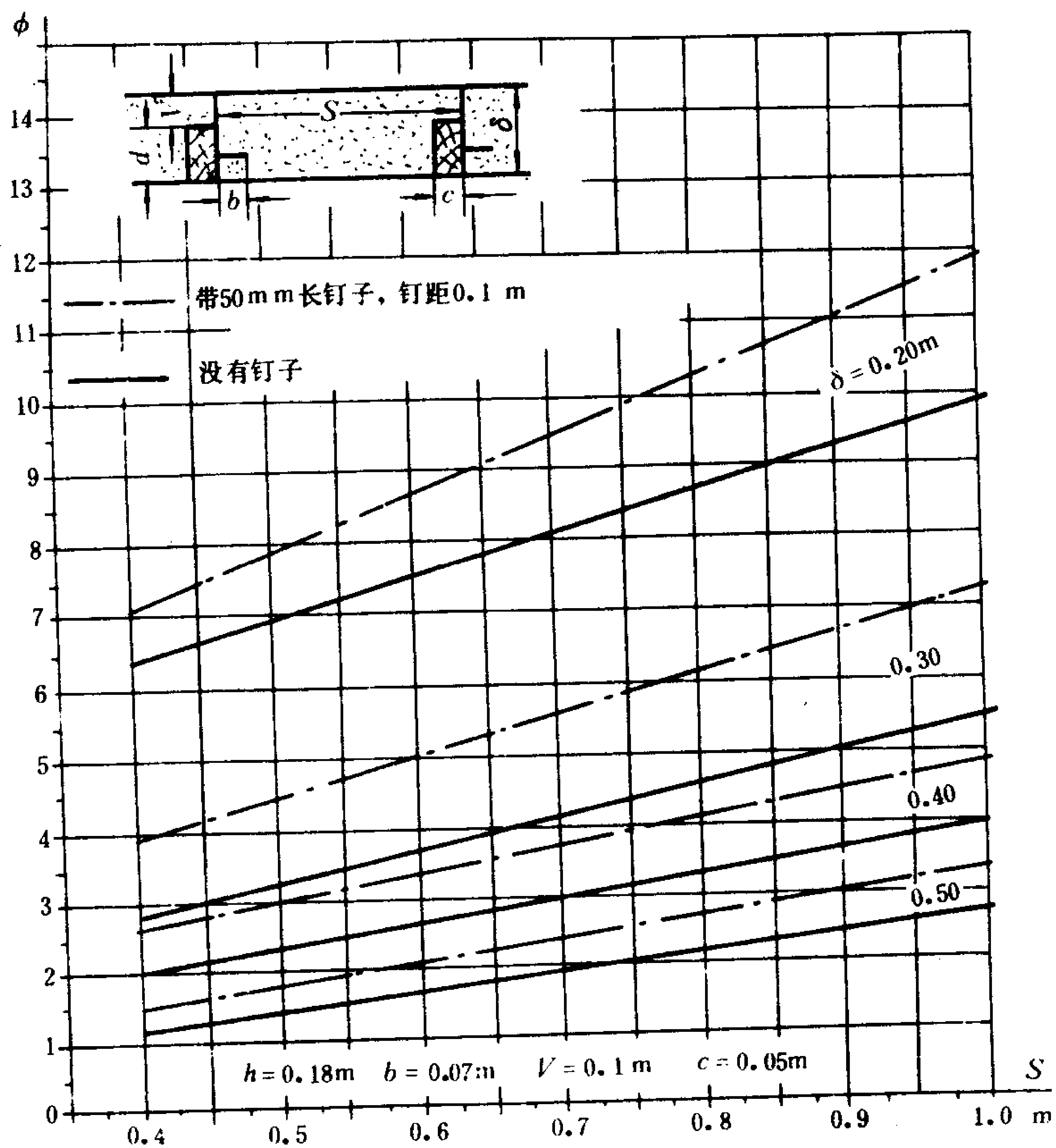


图 5.5.9-17 带钢构件和木梁（h=0.18 m，b=0.07 m）的Φ值

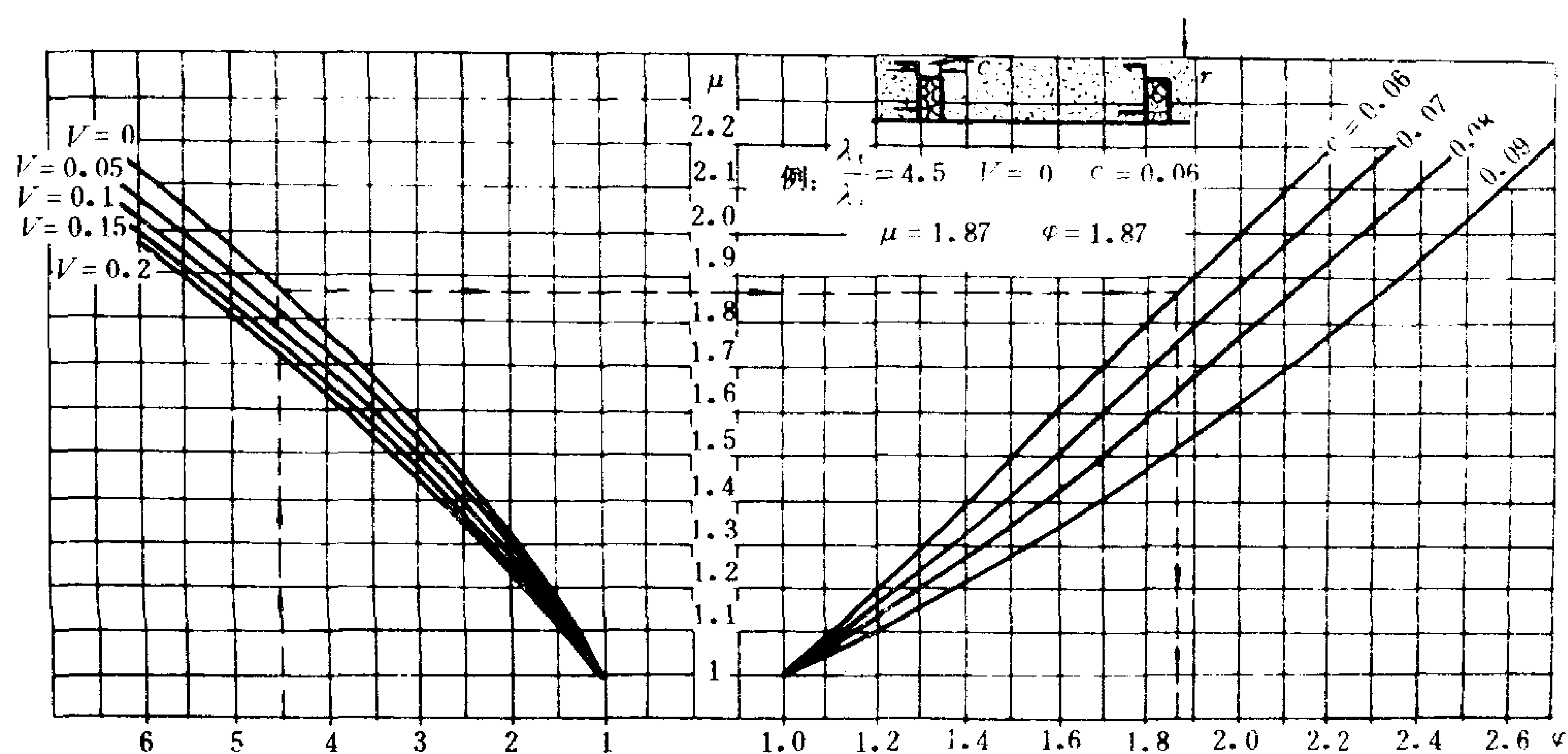


图 5.5.9-18 μ、φ修正系数

图 5.5.9-19 算例图

图 5.5.9-20 Φ_s值

例题：试计算图5.5.9-19所示结构的传热系数。已知：$h=0.18\text{m}$，$b=0.07\text{m}$，$i=0.05\text{m}$，$a=0.02\text{m}$，$S=0.62\text{m}$，$S_b=1.0\text{m}$，$c=0.06$，$\lambda_i=0.05\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$，$\lambda_b=0.225\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$（木梁），$\lambda_t=0.15\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$（木板）

解：1）把结构划分为带木梁的I区和不带木梁的II区；

2）分别求出它们的当量厚度：

$$\delta_I=\frac{\lambda_i}{\lambda_t}a+\frac{\lambda_i}{\lambda_b}\cdot i+h+\frac{\lambda_i}{\lambda_o}+\frac{\lambda_i}{\lambda_r}$$

$$=\frac{0.05}{0.15}\times0.02+\frac{0.05}{0.225}\times0.05+0.18+\frac{0.05}{25}+\frac{0.05}{7}$$

$$=0.21\text{ m}$$

$$\delta_{II}=\frac{\lambda_i}{\lambda_t}a+i+h+\frac{\lambda_i}{\lambda_o}+\frac{\lambda_i}{\lambda_r}$$

$$=\frac{0.05}{0.15}\times0.02+0.05+0.18+\frac{0.05}{25}+\frac{0.05}{7}$$

$$=0.246\text{ m}$$

式中：λ_o，λ_r——外界和室内空气对壁面的换热系数，$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$。

3）查取形状系数Φ（此时可不考虑木梁的存在），按图5.5.9-13（必要时用图5.5.9-18的系数修正）得

$$\Phi_{II}=4.2,\quad \Phi_I=6.25$$

4）按各区相对宽度B_i计算K值：

$$K=\frac{\lambda_i\sum_1^n B_i\Phi_i}{S\sum_1^n B_i}$$

$$=\frac{0.05\times[0.06\times6.25+(1-0.06)\times4.2]}{0.62\times(0.06+0.94)}$$

$$=0.36\quad \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

对于各种带纵桁或强横梁的隔热结构（见图5.5.9-23 a)～e)），其形状系数Φ可按有关变量：$S=S_1=\frac{S}{h}$，$M=\frac{m}{h}$，$B=\frac{b}{h}$，$F=\frac{f}{h}$，$L=\frac{l}{h}$，$N=\frac{n}{h}$（s、m、b…诸参数的函义见图5.5.9-24）由图5.5.9-20至图5.5.9-23查出。图中数字1～9的注释见图5.5.9-21。

这时，$K=\frac{\lambda_i\Phi_S\Phi_B\Phi_L\Phi_N}{S}\quad \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ （5.5.9-6）

对于不同于图示形状的一些结构，可采用由两半图形拼接的方法来解决，这时

$$\Phi_S\Phi_B\Phi_L\Phi_N=\frac{1}{2}\left[\Phi_{S1}+\Phi_{B1}+\Phi_{L1}+\Phi_{N1}+\Phi_{S2}+\Phi_{B2}+\Phi_{L2}+\Phi_{N2}\right]$$

例题：试计算图5.5.9-24所示结构的传热系数。已知：$\lambda_j=0.05\text{ W/m}\cdot\text{K}$，$\lambda_t=0.15\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

解：1）求当量厚度

$$m=150+\frac{0.05}{0.15}\times36=150+12=162\text{ mm}$$

$$l=50+\frac{0.05}{0.15}\times36=50+12=62\text{ mm}$$

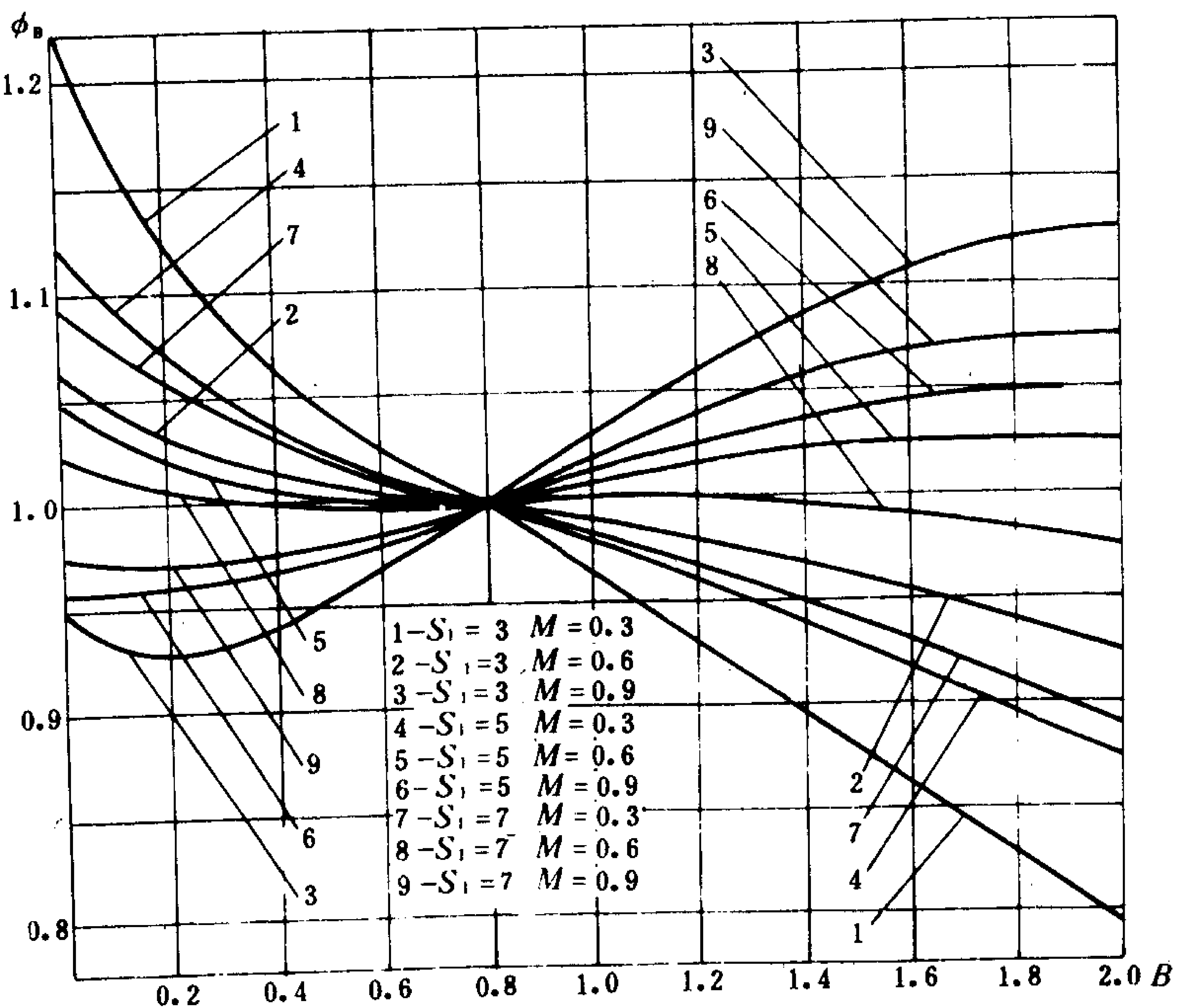


图 5.5.9-21 Φ_B值

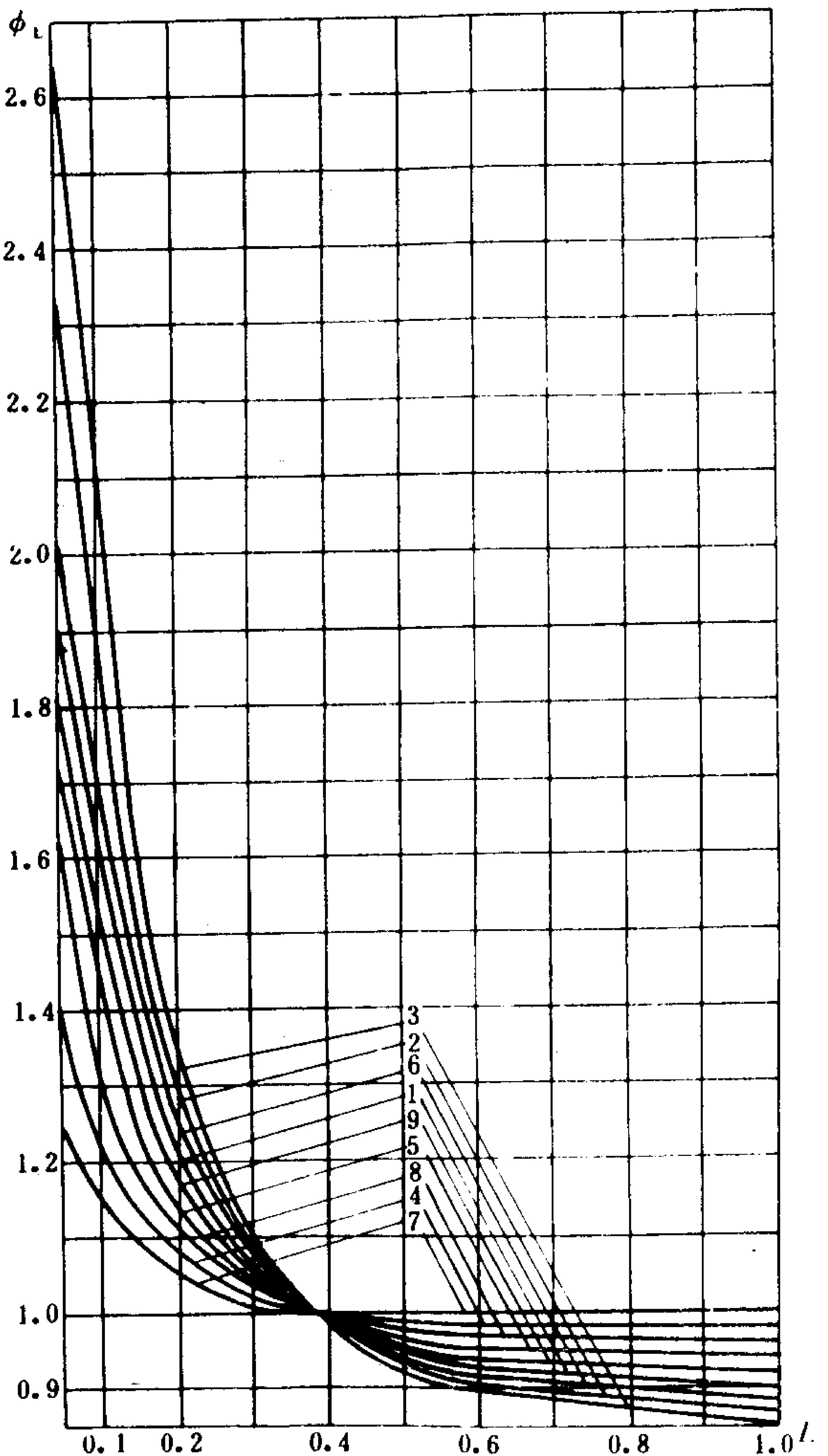
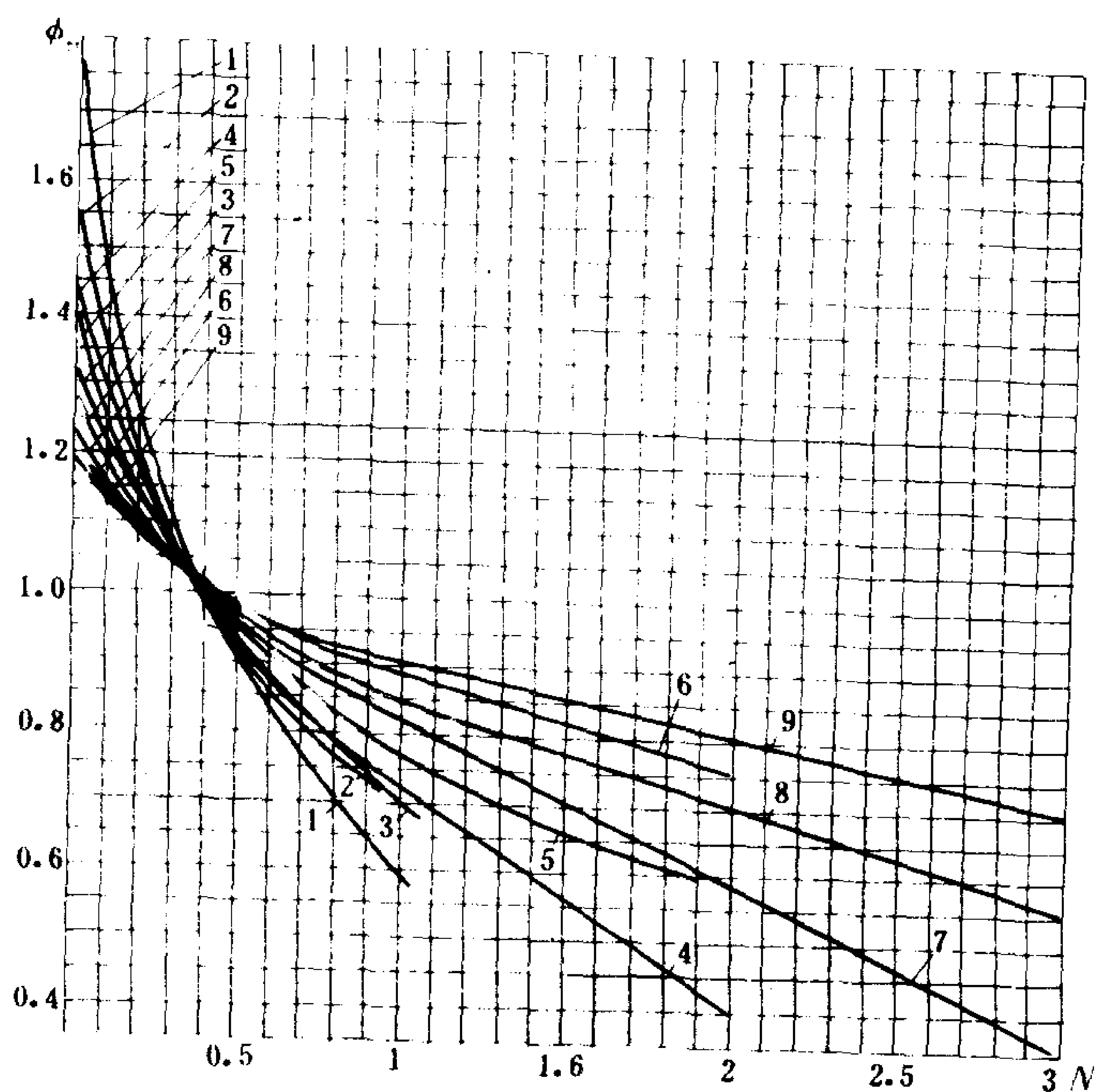


图 5.5.9-22 Φ_L值



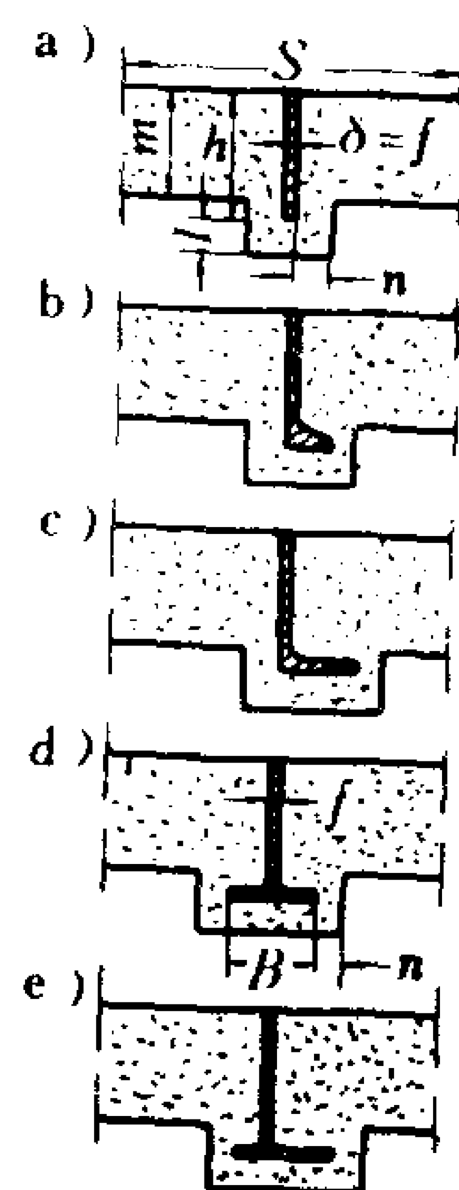


图 5.5.9-23　Φ_N值

$$n=73.5+\frac{0.05}{0.15}\times36=85.5$$

2）求出各相对值

$$S=\frac{800}{330}=2.42;$$

$$M=\frac{162}{330}=0.49;$$

$$B=\frac{120}{330}=0.363;$$

$$L=\frac{62}{330}=0.188;$$

$$N=\frac{85.5}{330}=0.259$$

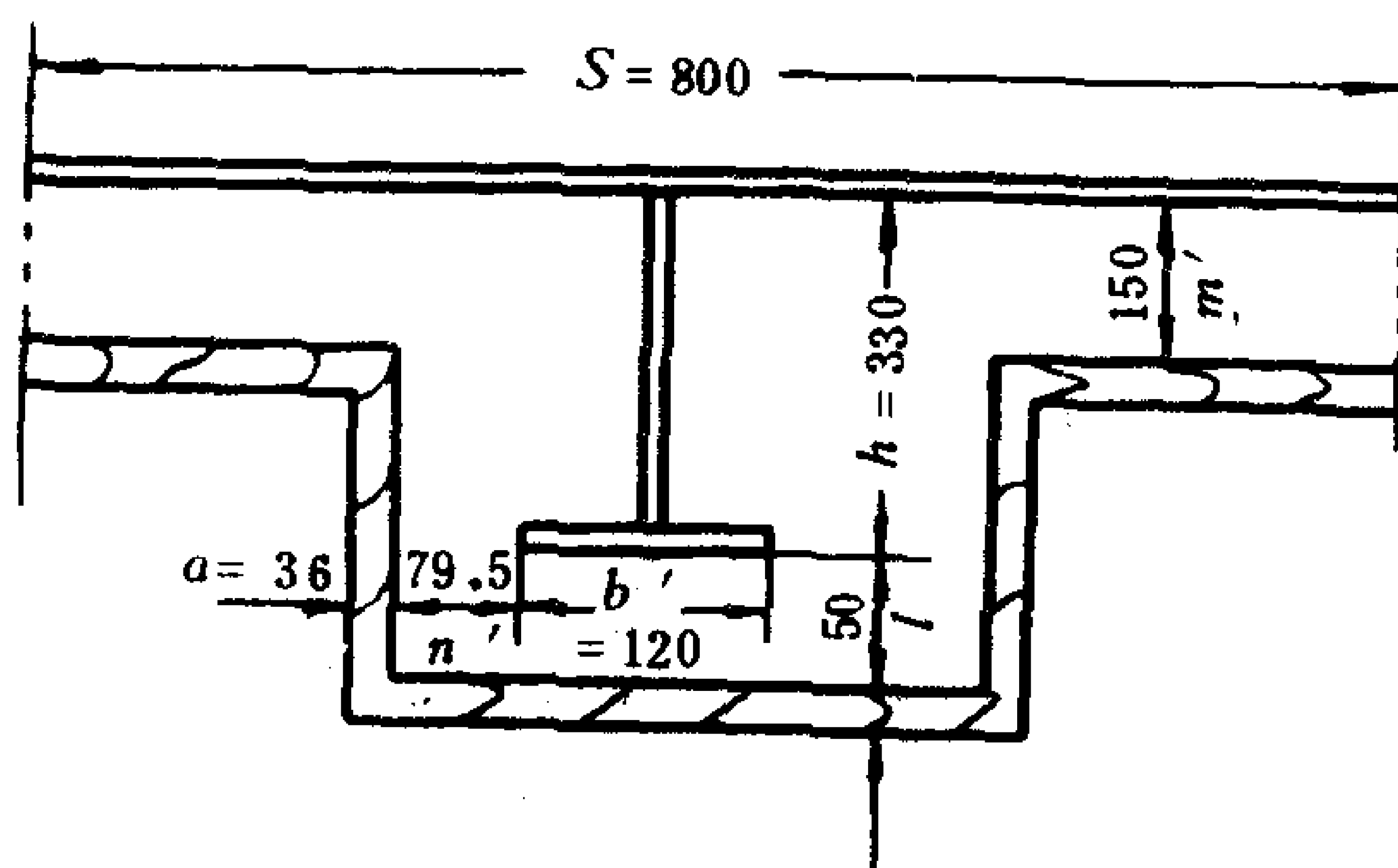


图 5.5.9-24　算例图

3）查图得

$\Phi_S=6.88$，$\Phi_B=1.04$，$\Phi_L=1.24$，$\Phi_N=1.16$

4）$K=\dfrac{0.05\times6.88\times1.04\times1.24\times1.16}{0.8}=0.645$　　W/(m² · K)

2.4　构件边缘渗入热的传热系数

热量不仅可从那些与外界相接的表面渗入舱内，而且还可通过边缘与外表面相接的构件渗入。例如，可以通过中间甲板与外壳板的焊接边传至中间甲板再漏入舱内。这时，传热系数就按每米边缘长计算，称为线传热系数。

中间甲板或中间围壁的线传热系数K_l计算如下：

1）当中间甲板上、下侧都设有隔热结构时，中间甲板的总（线）传热系数为

$$Kl=\eta\ (K_1+K_2)\qquad \text{W/(m·K)}\tag{5.5.9-7}$$

中间甲板对于上舱和下舱的线传热系数为

$$Kl_1=\eta K_1\qquad \text{W/(m·K)}\tag{5.5.9-8}$$

$$Kl_2=\eta K_2\qquad \text{W/(m·K)}\tag{5.5.9-9}$$

式中：K_1、K_2——中间甲板上、下隔热结构的传热系数，W/(m·K)；

$\eta=\sqrt{\dfrac{a\lambda}{K_1+K_2}}\text{th}B\sqrt{\dfrac{K_1+K_2}{a\lambda}}$，可由图5.5.9-25查得；

$a=\delta+\dfrac{f}{S}$——中间甲板的当量厚度，m；

δ——甲板厚，m；

f——结构中横梁等骨材的截面积，m²；

S——骨材的间距，m；

B——冷藏舱的半宽，m。

2）当一面完全隔热，一面只沿边缘设隔热环带时，总传热系数为

$$K_L=\eta_1\ (K_1+K_2)\qquad \text{W/(m·K)}$$

$\eta_1=\sqrt{\dfrac{a\lambda}{K_1+K_2}}\text{cth}G\sqrt{\dfrac{K_1+K_2}{a\lambda}}$，可从图5.5.9-26中查得。

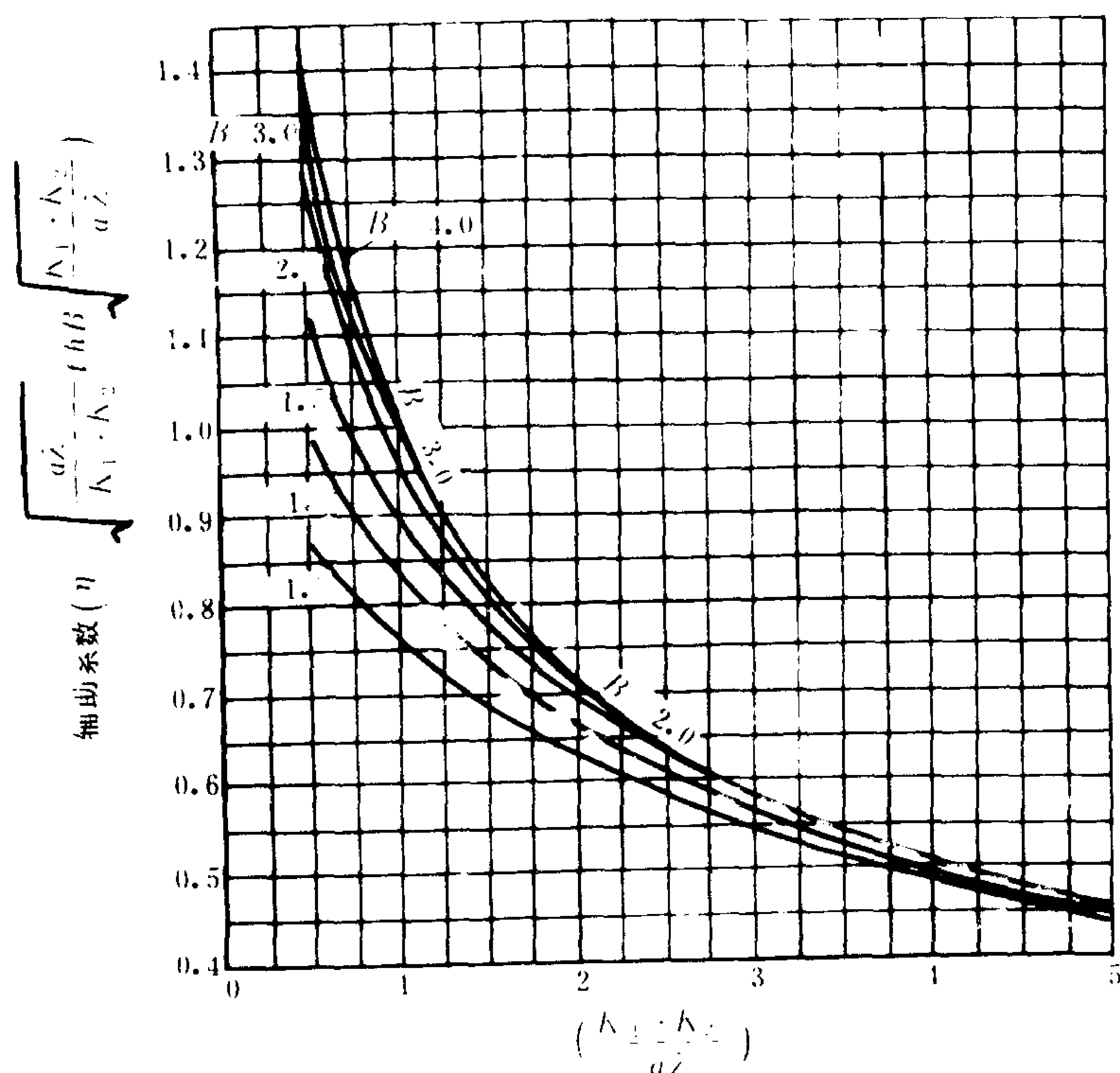


图5.5.9-25　$\eta-\dfrac{K_1+K_2}{a\alpha}$曲线

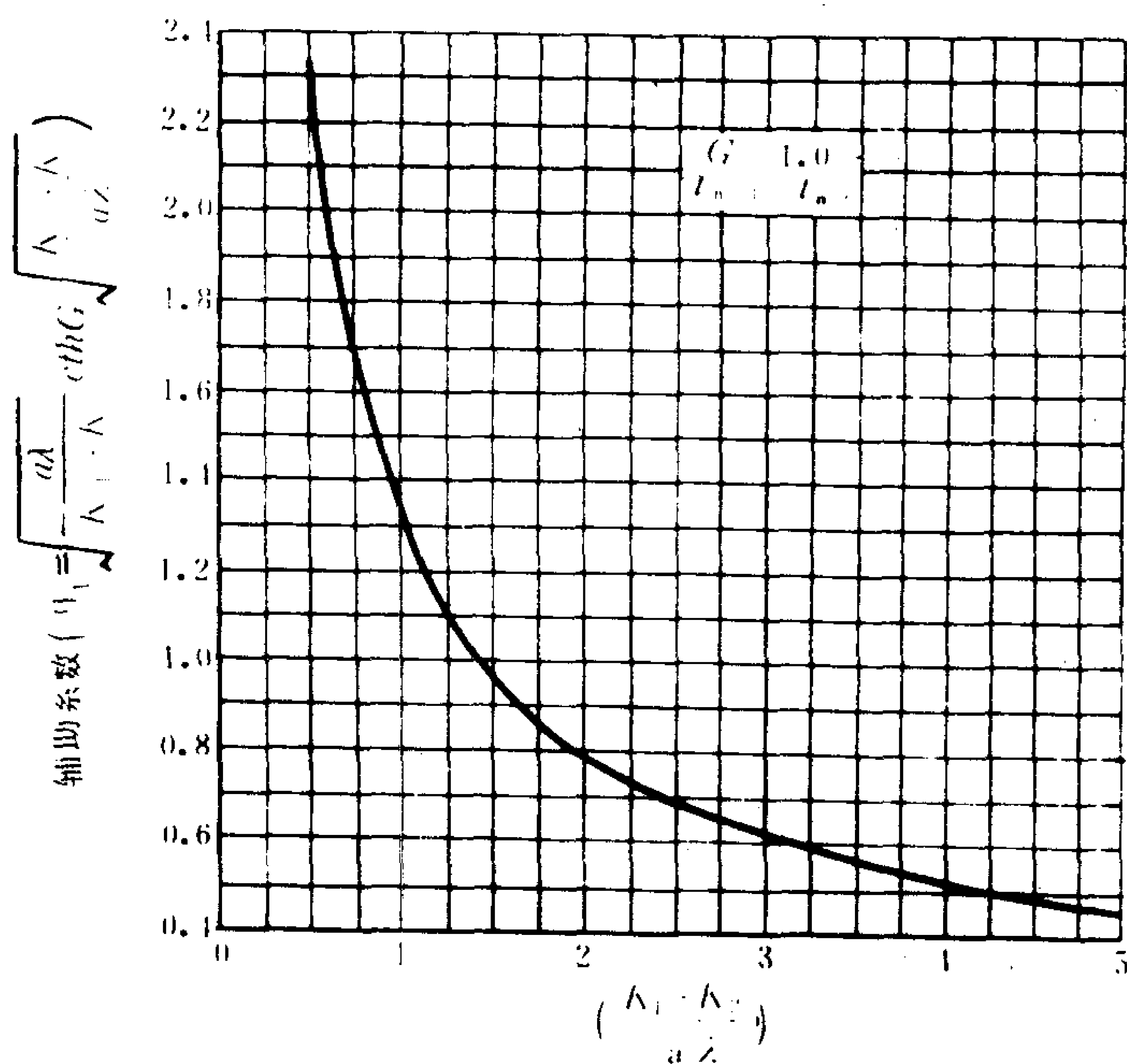


图 5.5.9-26　η_1曲线

式中：G——围带宽度（常取$G=1$），m。

3　冷藏舱的冷却

3.1　排管冷却

冷却排管（图 5.5.9-27）由光管或翅片管制成，利用自然对流进行冷却，风速很低，货物干耗少，适用于装运鱼类、食品、花卉(可避免被冷风吹落或折损)，但K值低，温度均匀性差。

排管可以是直接蒸发冷剂的蒸发器，也可以是由冷媒进行冷却的冷却器，一般多为横向布置(也可竖向，此时常做成直管联箱式，并设有放气口)。排管一般都沿舱壁布置(墙排管)或挂设在舱顶上(顶排管)。顶排管对防止顶部货物超温有利，但结露或融霜时所产生的水滴则会滴落到货物上，造成货损，应特别注意。

在直接蒸发式排管中，由于位置差而造成的液位差往往会影响蒸发温度，这在低蒸发温度时更不容忽略。如将蒸发器做成如图 5.5.9-28 所示的形状，则影响可大大减轻。

排管的传热系数（按外表面计）可按下式确定：

$$K=\frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i}+r_i\right)\frac{f_o}{f_i}+\frac{\delta}{\lambda}\cdot\frac{f_o}{f_m}+r_o+\frac{1}{\alpha_o}} \tag{5.5.9-10}$$

式中：f_o、f_i、f_m——管子的外、内、平均表面积，m^2；

δ——管壁厚度，m；

λ——管壁的导热系数，W/(m·K)；

r_i、r_o——管壁内、外的污垢系数，见表 5.5.9-3；

α_o、α_i——管壁外、内表面的换热系数。

对氟利昂

$$\alpha_i = 1.293y\frac{m^{1.4}}{d_i^{0.5}},\ \mathrm{W/(m^2 \cdot K)}，当 m > Aq^{0.538}\ \mathrm{kg/(m^2 \cdot s)} 时；$$

$$\alpha_i = 1.293 \cdot \frac{B}{\varphi^{0.7}} \cdot \frac{m^{0.1}q^{0.7}}{d_i^{0.5}},\ \mathrm{W/(m^2 \cdot K)}，当 m < Aq^{0.538}\ \mathrm{kg/(m^2 \cdot s)} 时。$$

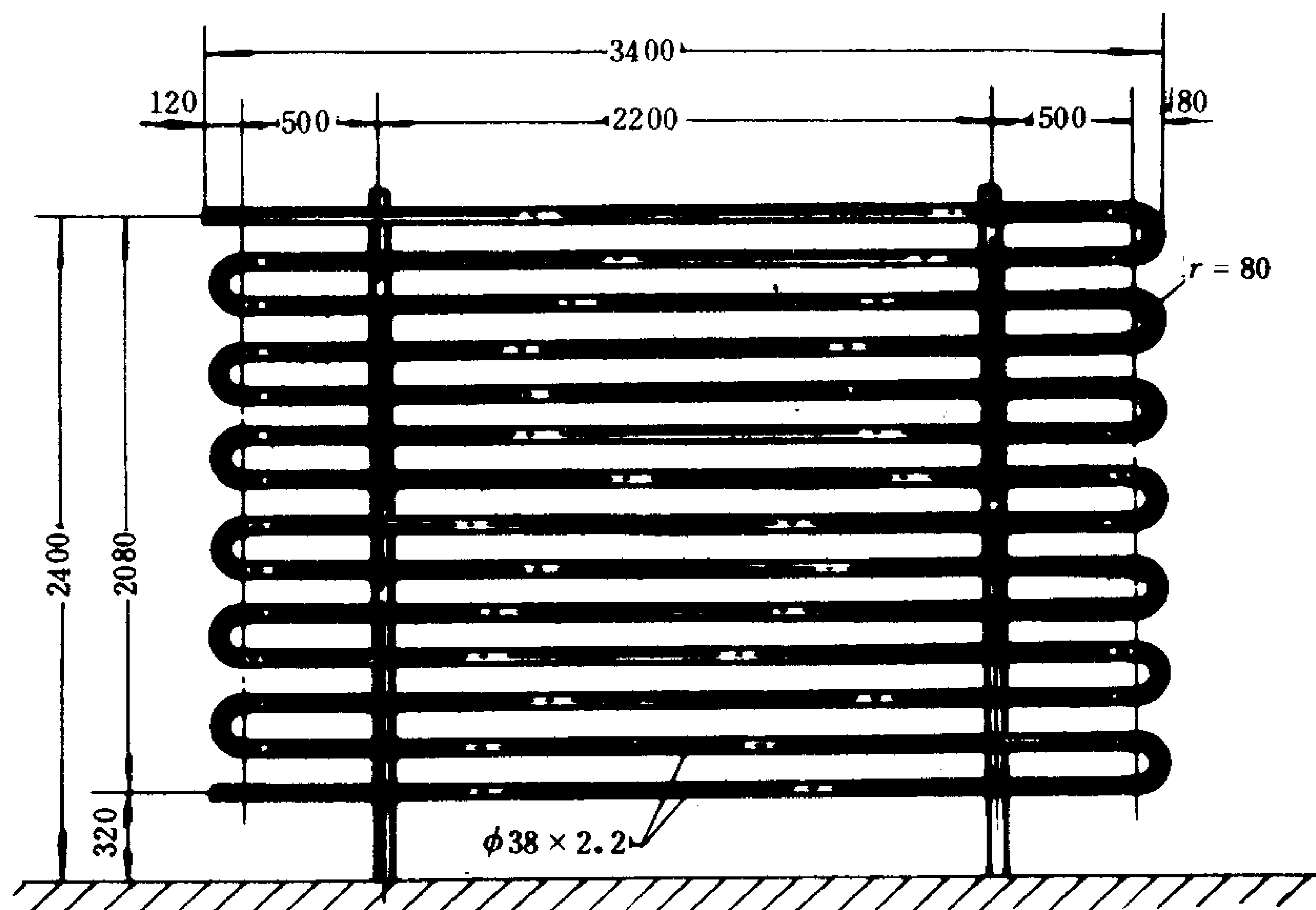


图 5.5.9-27 冷却排管

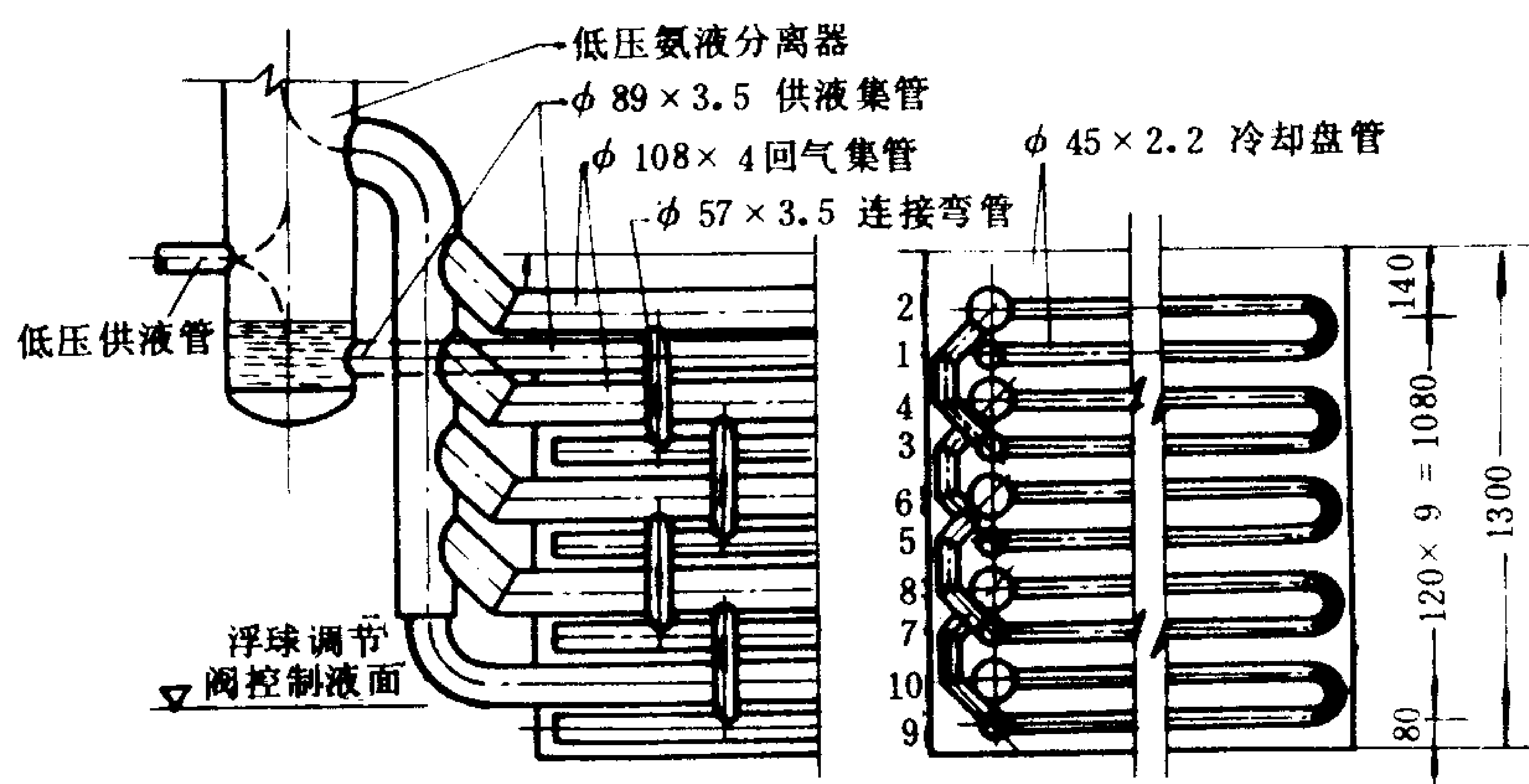


图 5.5.9-28 阶梯式蒸发排管

其中：A、B、y——物性数，见表 5.5.9-4；

m——质量流速，$kg/m^2 \cdot s$；

q——管子内表面的热流强度，$kcal/m^2 \cdot h$；

φ——管子内外表面积比；

d_i——管子内径，m；

$$\alpha_o = 1.448\left(\frac{\Delta t}{d_o}\right)^{0.25} + \Delta\alpha, \quad W/(m^2 \cdot K)$$

Δt——壁面与空气的温度差，K；

d_o——管子外径，m；

$\Delta\alpha$——上方排管的加强系数，见表 5.5.9-5。

表 5.5.9-3 **换热面的污垢系数**

名　称	系　数　$m^2 \cdot K/W$
氟利昂（铜管）	0.05×10^{-3}
氨（钢管）蒸发器	0.6×10^{-3}
氨（钢管）冷凝器	0.43×10^{-3}
盐水、海水	0.17×10^{-3}
冷却水（铜管）	0.07×10^{-3}
冷媒水	0.05×10^{-3}

表 5.5.9-4 ***A*、*B*、*y*值**

蒸发温度℃		−50	−40	−30	−20	−10	0	10
A $kg \cdot h^{0.538}/(kcal^{0.538} \cdot m^{0.024} \cdot s)$	R12	0.316	0.417	0.515	0.615	0.793	0.966	1.118
	R22	0.292	0.384	0.499	0.634	0.787	1.023	1.205
B $kcal^{0.3} \cdot m^{0.1} \cdot s^{0.1}/(kg^{0.1} \cdot h^{0.3} \cdot ℃)$	R12	0.136	0.147	0.152	0.158	0.167	0.173	0.180
	R22	0.149	0.158	0.165	0.173	0.183	0.202	0.205
y $kcal \cdot s^{1.4} \cdot m^{1.3}/(kg^{1.4} \cdot h \cdot K)$	R12	0.610	0.464	0.360	0.297	0.226	0.181	0.146
	R22	0.738	0.546	0.407	0.316	0.250	0.196	0.161

表 5.5.9-5 **多根排管时α的加强值$\Delta\alpha$**

竖向排数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\Delta\alpha$	0	0.05	0.1	0.17	0.25	0.35	0.46	0.60	0.79	1

对蒸发氨的单列横管或光滑墙排管

$$K=9.024c_1\left(\frac{0.038}{d_o}\right)^{0.16}\cdot\left(\frac{T_r}{255}\right)^x\cdot\left(\frac{\Delta t}{10}\right)^y\cdot\left(\frac{n}{10}\right)^z\cdot\varepsilon \qquad (5.5.9\text{-}11)$$

而对单列和双列光滑顶排管，则

$$K=7.897c_2\left(\frac{T_r}{255}\right)^x\cdot\left(\frac{0.038}{d_o}\right)^{0.18}\cdot\left(\frac{\Delta t}{10}\right)^{0.15}\cdot\varepsilon \qquad (5.5.9\text{-}12)$$

式中：c_1、c_2——构造系数，见表 5.5.9-6；

$x=(T_r-212)\cdot 0.06$；

$y=(0.155-0.5d_o)+0.003(10-n)$，当$\Delta t<10$℃时；

$y=(0.135-0.5d_o)+0.003(10-n)$，当$\Delta t\leq 10$℃时；

$z=0.1(n+2)\cdot(d_o+0.16)$；

n——高度方向上的横管数；

T_γ——冷藏舱内的平均气温，K；

Δ_t——排管的实际计算温差，K；

ε——霜层影响因素。当霜层厚为 3 mm，$\varepsilon=0.89$；当霜层厚为 6 mm时，$\varepsilon=0.81$。

表 5.5.9-6 **构造系数c_1、c_2**

相对中心距S/d_o	2	4	
排　数	1	1	2
c_1	0.9873	1	
c_2	0.975	1	0.95

翅片排管在温差为 10℃时的传热系数K_{10}列于表 5.5.9-7。对其他温差可取

$$K=1.163K_{10}\left(\frac{\Delta t}{10}\right)^{0.22}\quad \mathrm{W/(m^2\cdot K)} \qquad (5.5.9\text{-}13)$$

排管的传热性能较差（光管$K=9\sim 12\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$，翅片管$3.5\sim 6\ \mathrm{W/(m^2\cdot K)}$），所占的空间和重量都较大，近年来除特殊需要外，在船上已较少采用。

表 5.5.9-7 **$\Delta t=10$°C时排管的传热系数**

形　式	工　质	K_{10}　W/(m²·K)	
		$t_r=0$℃	$t_r=-18$℃
5 根墙排管	NH_3	4.2	3.3
	盐水	4.0	3.1
10 根墙排管	NH_3	3.9	3.1
	盐水	3.6	2.8
双排顶排管	NH_3	5.2	4.1
	盐水	5.0	3.9

3.2 风机盘管（冷风机组）冷却

风机盘管与排管相比，具有传热系数较高，设备较轻小，循环风量大（可达 70～90 次/时），进出风温差小，舱温波动小，舱内温度分布较均匀，能有效地进行换风以满足装运果蔬的需要，便于设置新、排风换热器（图 5.5.9-29）以节能，冷剂管路短，风温可采用变冷量和变风量调节，易于获得多种制冷温度等优点。它的缺点是风机本身的功耗，增加了冷藏舱的热负荷。

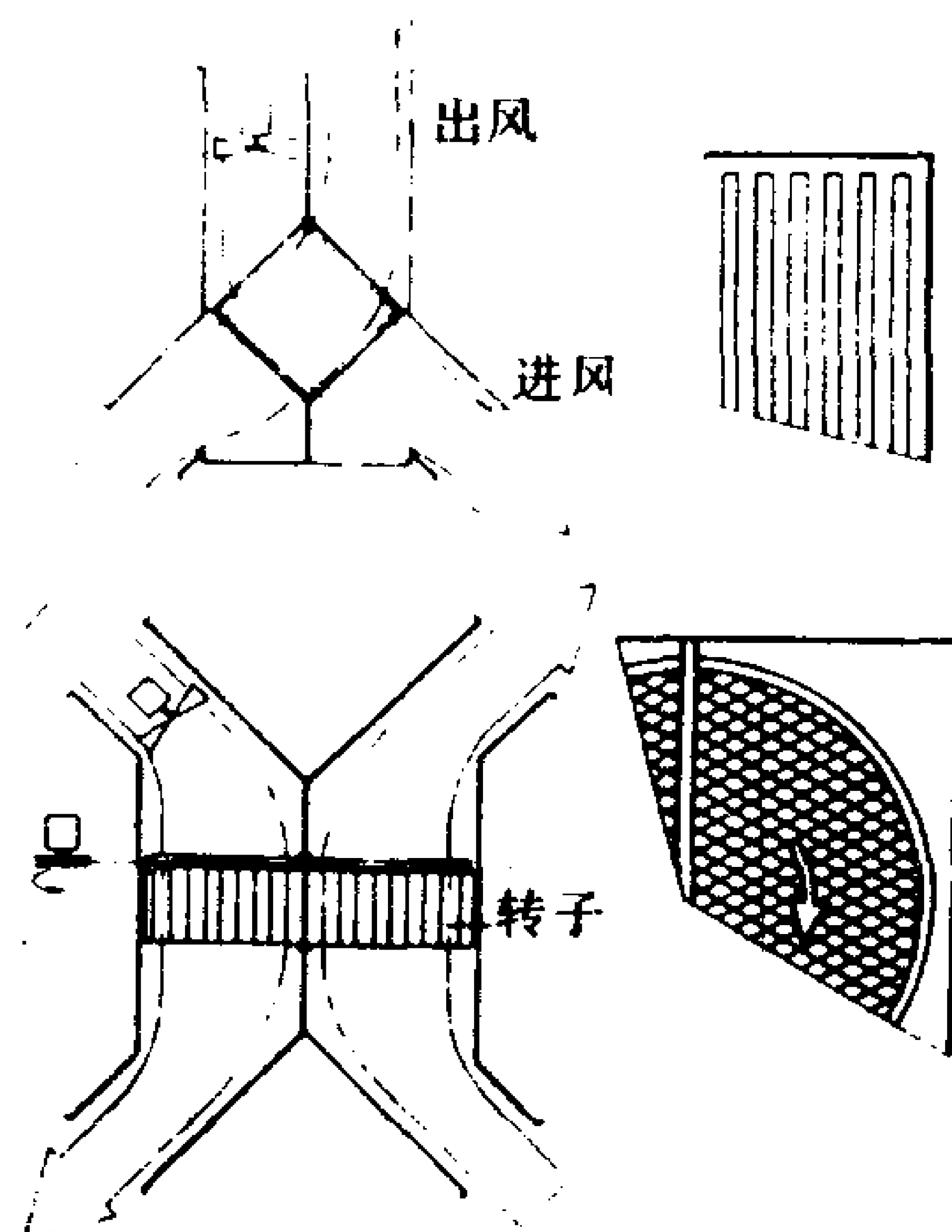


图 5.5.9-29 新、排风换热器

冷风机组可以靠隔舱壁布置（图 5.5.9-30），也可沿舷侧布置（图 5.5.9-31）。送风方式可以是侧送侧回（图 5.5.9-30 中的a））和侧送中回（图 5.5.9-30 中的b））的横向水平式，也可以是顶送底回（图 5.5.9-32）或底送顶回的纵向垂直式（图 5.5.9-33）等。垂直通风的风道一般较短，而当底送顶回时，冷却效果更好些，但顶层舱的顶部湿度将因甲板传热的影响而偏高，这就不如顶送底回时有利。为了避免进、回风侧货温不均，可采用定期转换送风方向的办法来弥补。

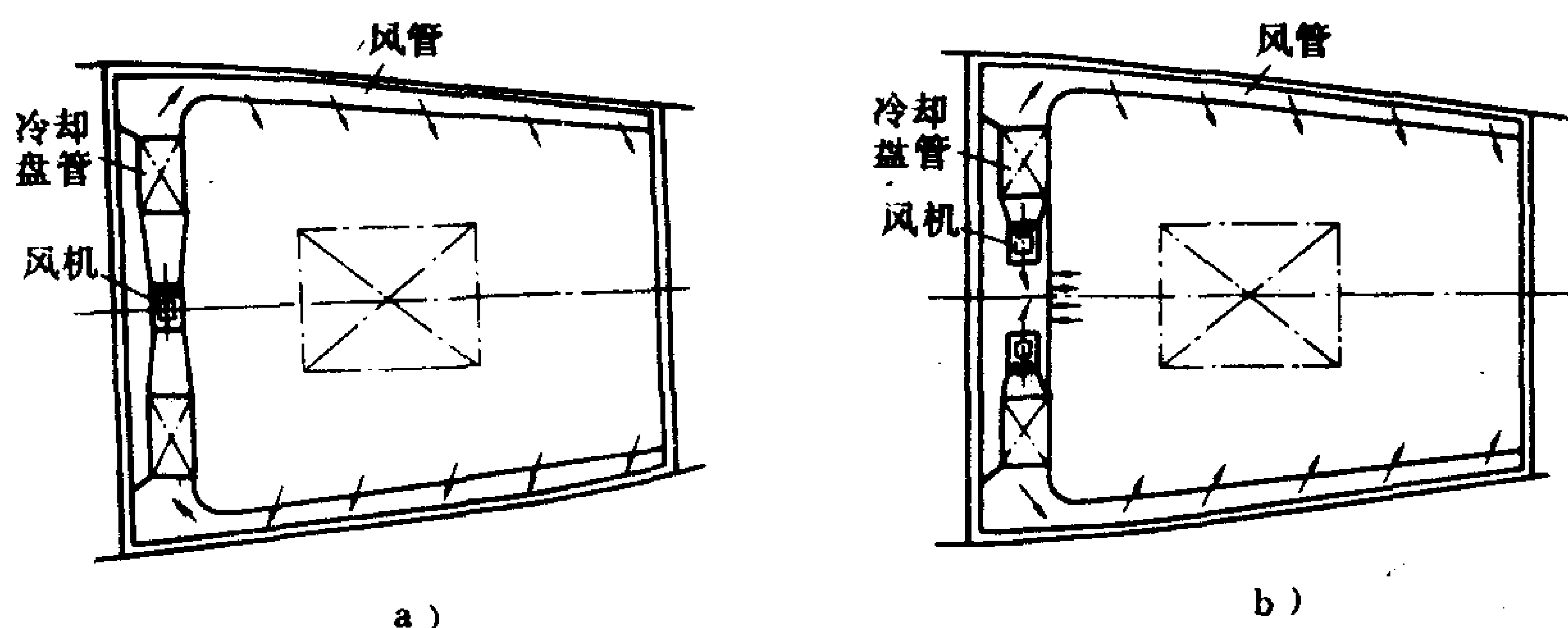


图 5.5.9-30 风机靠隔舱壁布置的冷风系统

a）侧送侧回；b）侧送中回

3.3 风机盘管的制冷能力

盘管的制冷能力与管外侧的换热系数 α_0'有关：

$$\alpha_0' = \alpha_0 \varepsilon_r \eta \qquad \mathrm{W/(m^2 \cdot K)} \qquad (5.5.9\text{-}14)$$

式中：ε_r＝空气总放热量/干空气放热量，用来考虑湿汽的影响，称析湿系数；

η——考虑水膜或霜层影响的系数，$\eta = 0.8 \sim 0.9$。

除计算确定外，也可用每根管的最大热负荷（见表 5.5.9-8）乘上相应的修正系数（见表 5.5.9-9）来估计它的制冷能力。表上所列管长，包括弯头的当量长度（见表 5.5.9-10）。

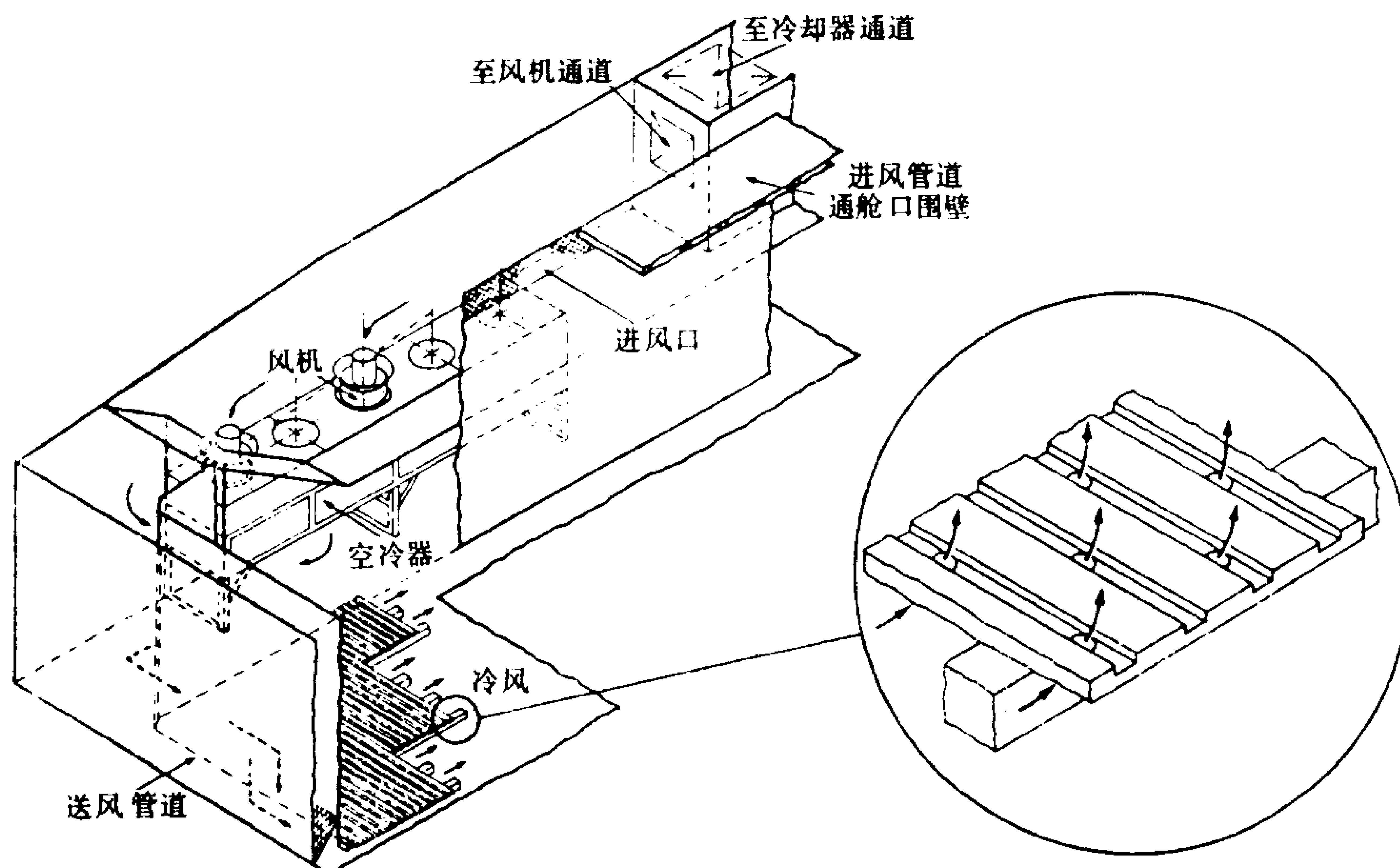


图 5.5.9-31　风机组沿舷侧布置的冷风系统

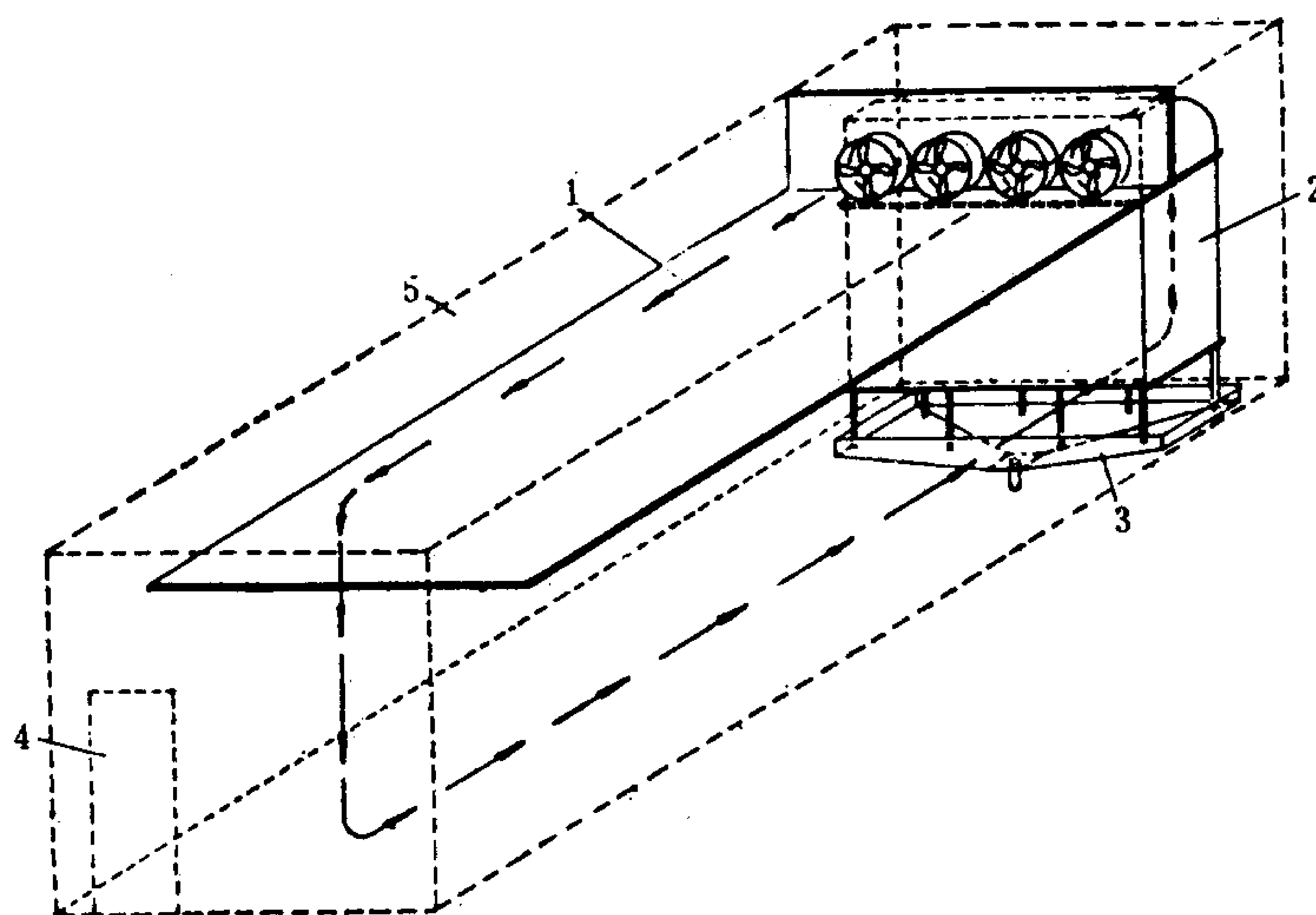


图 5.5.9-32　顶送底回系统

1-吊顶；2-冷风机；3-冷风机水盘；4-门；5-冷藏舱

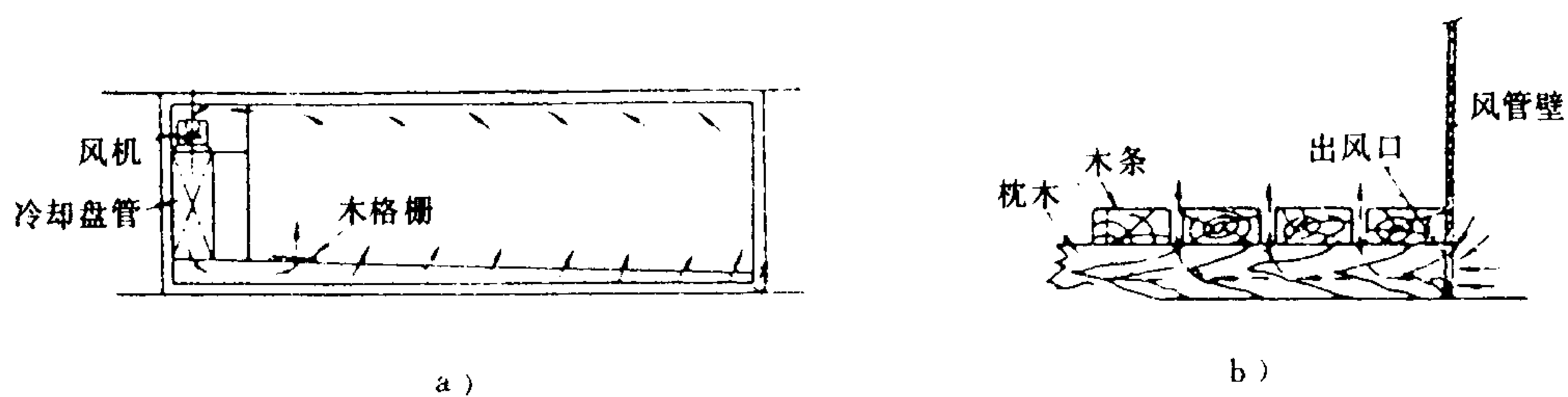


图 5.5.9-33　底送顶回系统

表 5.5.9-8　R 12 蒸发器每根盘管的最大热负荷 W　$t_0=-15°C$　$\Delta t_m=4.5°C$

管　长	管　径　mm						
m	10×1	12×1	15×1	18×1.5	24×1.5	26×1.5	28×1.5
10	353						
15	298	600	1150	1660			
20	256	547	1075	1560	2940		
25	228	488	1010	1450	2800	4630	
30	212	450	930	1340	2660	4150	4150
35	194	415	856	1240	2520	3940	3940
40	182	388	796	1160	2370	3730	3820
45	170	364	749	1090	2215	3480	3710
50	160	353	715	1040	2120	3300	3580
60	150	306	645	940	1925	2990	3320
70	139	288	603	868	1795	2780	3100
80	129	271	563	814	1670	2560	2980
90	122	256	530	771	1580	2440	2710
100	115	241	500	723	1470	2305	2550
120	106	220	467	658	1375	2120	2330
140	98	203	423	610	1270	1970	2160
160	92	190	387	565	1170	1810	2020
200	82	167	348	505	1060	1645	1820

表 5.5.9-9　**最大热负荷修正系数**

温　差	蒸　发　温　度　t_0℃							
Δt_m ℃	−30	−25	−20	−15	−10	−5	0	5
4	0.50	0.65	0.80	0.96	1.23	1.47	1.70	2.00
6	0.67	0.84	1.10	1.22	1.46	1.72	2.01	2.25
8	0.78	0.98	1.19	1.41	1.69	1.98	2.30	2.55
10	0.91	1.10	1.35	1.58	1.90	2.28	2.64	2.93
12	0.99	1.22	1.46	1.75	2.10	2.51	2.92	3.33
14	1.05	1.35	1.61	1.91	2.28	2.72	3.22	3.65

表 5.5.9-10　**单个弯头的当量长度**

管　径mm	10×1	12×1	15×1	18×1.5	24×1.5	26×1.5	28×1.4
当量长度 m	0.4	0.5	0.5	0.6	0.6	0.8	0.8

R 22 盘管的最大热负荷，可在R 12 管的基础上加乘 1.3～1.5。

4　冷藏舱的热负荷

冷藏舱的热负荷包括下面几个方面:

4.1　周壁渗入热Q_1

$$Q_1=\sum KF\ (t_0-t_i)\qquad W \tag{5.5.9-15}$$

式中：　K——隔热壁的传热系数，应计及材料的老化，约为 0.4～0.8　W/(m²·K)；

F——隔热壁的表面积，m²；

t_0——隔热壁外侧的气温,℃，见表 5.5.9-11 和表 5.5.9-12;

t_1——舱内温度,℃，视货种、货架期（到港至售完前的时间）和有关规定而定。对冻货可在 −12～−25℃之间选取。从节能观点出发，运输温度有升高的趋势。

表 5.5.9-11 舱外气、水参数

航　区	外气温　℃	外湿度　%	水温　℃	露天甲板当量温度 ℃①	干舷部分　℃①
黄、渤海	32	70	28	58	48
南海	34	64	30	60	42
长江	36	58	33	62	44
远洋	35	60	32	61	43

① 与辐射系数有关。当涂成白色时，可比气温高 4～13℃，而当涂其他颜色时，可高 8～26℃。

表 5.5.9-12 邻舱温度取值

名　称	机炉舱	辅机舱	厨房	通风的货舱	双层底舱	空调舱室
温度　℃	50	40	40	外气温	水温	空调温度

4.2 货物热 Q_2

货物热是指将货物温度降低到运送温度所放出的热，计算如下：

$$Q_2=\frac{G\ (h_1-h_2)}{3600z}+\frac{g\cdot c\ (t_1-t_2)}{3600z}\qquad \text{kW} \tag{5.5.9-16}$$

式中：G——装入的货物量，kg;

h_1、h_2——货物降温前后的焓值，kJ/kg;

z——降温时间，h;

g——包装材料的质量，kg;

c——包装材料的比热容，kJ/(kg · K);

t_1、t_2——降温前后的温度,℃。

4.3 呼吸热 Q_3

呼吸热是水果、蔬菜等在延续生命活动过程中放出的热量，视货物种类和贮存温度而定。

$$Q_3=\frac{Gq}{3600\times24}\qquad \text{kW} \tag{5.5.9-17}$$

式中：G——所装生鲜货物的质量，kg;

q——货物的呼吸热（见表 5.5.9-13），kJ/(kg · 24 h)。

表 5.5.9-13 货物呼吸热

品　名	温度 ℃	CO_2排出量 mg/(kg · h)	呼吸热 J/(kg · 24 h)
苹　果	0	3～4	691～921
	4.4	5～8	1151～1842
	15.6	20～30	4605～6910
	29.4	30～70	6910～16116
梨	0	3～4	691～921
	15.6	40～50	9210～13814

品　　名	温度 ℃	CO_2排出量 mg/(kg·h)	呼吸热 J/(kg·24 h)
桃	1.7 15.6 26.7	7～9 30～40 70～100	1612～2051 6910～13814 16116～23023
桔　　子	1.7 15.6 26.7	2 8 15	461 1842 3454
葡　　萄	1.7 15.6 26.7	3～6 10～30 25～70	691～1381 2302～6910 5756～16116
马铃薯	0 10(15) 21.1(20)	2～5 4～8 (13.9) 10～16	461～1151(510～938) 691～1842(1281～2060) 2302～3684(2562～4186)
洋　　葱	0 10 21.1(20)	3～5 8～9 (24.9) 14～19	691～1151(351～1281) 1842～2072(2051～2344) 3223～4374(3588～4869)
香蕉(青) 香蕉(熟) 已熟香蕉	10.2 20 20	15 38 42	3453 8749 9670
豆类(青)	0 4.44 15.6		6614～7283 10800～13478 38009～52325
花　　菜	0 4.44 15.6		8791 13730 40018
卷　心　菜 (甘兰)	0 4.44(5) 15.6(15) (21)	91.5	1415(938) 1967(1946) 4814(4765)
樱　　桃	0 4.44 15.6		1561～2080 12977～15656
胡　萝　卜	0 4.44(5) 15.6(15)	6	(2486) 1465(4044) (9412)
玉　　米	0 4.44 15.6		7682 10093 45418
黄　　瓜	0 4.44 15.6		2001 3014 17163
蕃茄 (熟)	0 4.44(10) 15.6(15)	48.9	1106 1490 6656

品名	温度 ℃	CO_2排出量 mg/(kg·h)	呼吸热 J/(kg·24 h)
草莓	0 4.44 15.6	15～17 22～35 49～68	3474～3935 5107～8121 11386～15781
柚	0 4.44 15.6		544 1264 3273
柠檬	0 4.44 15.6		686 944 3516
莴苣	0 4.44 15.6		13395 18837 51420
西瓜	0 4.44 15.6		1561 2319 10046
蘑菇	0 4.44 15.6		7284 26037 68650
豌豆（青）	0 4.44 15.6		9628 15614 46466
青椒	0 4.44 15.6		3223 5567 10005
菠菜	0 4.44(5) 15.6(10) (15)	269.8	5023～5735 9293～13270 42027～45000
四季豆	0 5 15 25		

注：括号内数字为北京农大资料。

4.4 换气热Q_4

换气热又称新风热，是为降低舱内CO_2浓度或开门时，因空气置换而带入的热量。

$$Q_4 = Q_{41} + Q_{42} \quad \text{kW} \tag{5.5.9-18}$$

$$Q_{41} = \frac{z_1}{3600\times 24} V\rho_a (h_1 - h_2) \quad \text{kW} \tag{5.5.9-19}$$

$$Q_{42} = q_d z_2 n / 3600 \quad \text{kW} \tag{5.5.9-20}$$

式中：V——冷藏舱容积，m^3；

z_1——换气次数，次/24 h；

对果蔬，$z=\frac{2.84G\chi}{V}$

G——舱内载货量，t；

χ——CO_2排出率（见表 5.5.9-13）；

ρ_a——空气密度，kg/m³；

h_1、h_2——舱外、内空气焓值，kJ/kg；

q_d——舱门开启 1 h的耗冷量（见表 5.5.9-14），kJ/h；

z——每天开门时数，h；

n——条件系数（见表 5.5.9-15）。

表 5.5.9-14　　**q_d 值**　kJ/h

内温＼外温	34	32	30	28	26	24	22	20
0	667	587	514	446	384	328	279	233
−5	777	694	619	549	480	420	369	318
−10	889	801	722	647	577	515	460	406
−15	987	898	815	739	666	599	542	483
−20	1088	997	913	833	759	691	631	574
−25	1192	1100	1012	933	855	785	724	665

表 5.5.9-15　　**n 值**

条　件	有常温缓冲间	有低温缓冲间	外气 $\varphi\leq 50\%$	门口宽$B>1.2$ m
$n=$	0.9	0.5	0.88	B/1.2

4.5 操作热Q_5

$$Q_5=Q_{51}+Q_{52}+Q_{53}\quad \text{kW} \tag{5.5.9-21}$$

式中：Q_{51}——人体热，见表 5.5.9-16；

Q_{52}——照明热，$Q_{52}=P_l$，kW；

Q_{53}——风机热，$Q_{53}=P_f=0.000278\frac{VH}{\eta_f\eta_m}$，kW。

其中：P_l、P_f——照明、风机功率，kW；

V、H——风机风量（m³/h）和总压头，kPa；

η_f、η_m——风机、电动机效率。

表 5.5.9-16　　**人体散热量Q_{51}**

库　温	℃	5	0	−5	−10	−18
散 热 量	kJ/(人·h)	879	963	1047	1256	1381

4.6 冷藏舱、库的总热负荷

冷藏舱、库的基本热负荷为

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4+Q_5\quad \text{kW} \tag{5.5.9-22}$$

为了弥补计算中可能出现的误差，应考虑适当的裕量，即

$$Q_0=(1.1\sim1.2)\ Q\quad \text{kW} \tag{5.5.9-23}$$

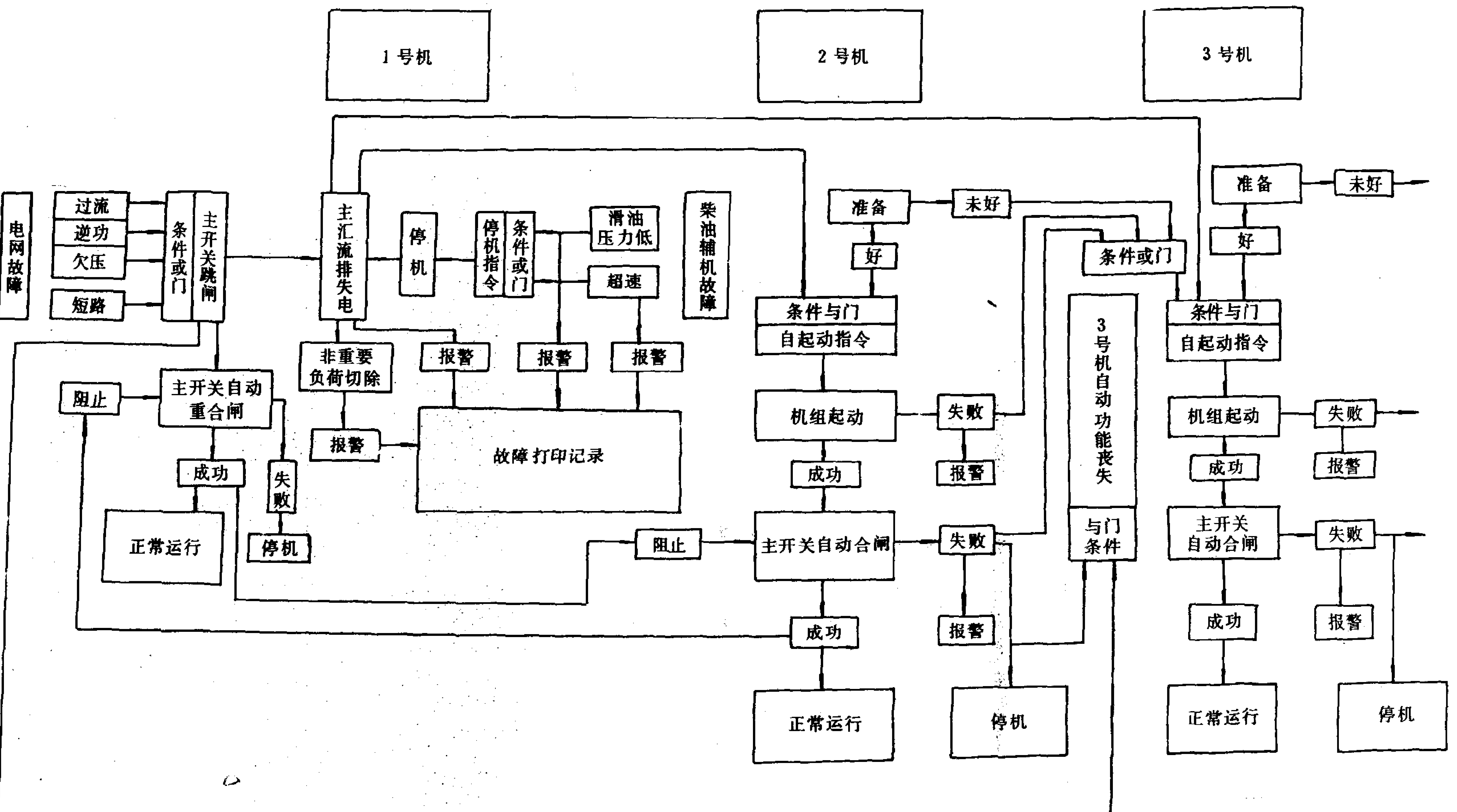


图8.3.1—100 “广河”船电站自动化系统方框图

⑤自起动成功。起动达点火转速时切断起动电源。经延时投入滑油压力监视。达额定电压时进行自动合闸。若合闸失败，则按程序向另一备用机发出自起动信号。

⑥自起动失败。三次起动均未达点火转速时发出起动失败信号，并使机组自起动通道阻塞。查出失败原因并排除后，需先把操作方式开关扳到“机旁”位置，然后再扳回“自动”位置进行复位。

⑦自起动功能丧失。短路故障时，第一备用机自动合闸又失败，则通过与门使第二备用机自起动功能丧失。

(2)故障自动停机

①主开关跳闸且重合闸失败或备用机合闸成功阻止重合闸时，运行机自动停机。

②运行柴油辅机本身故障，自动停机。

③备用机起动成功10s后主开关未合闸或重合闸成功阻止其合闸时自动停机。

4)故障自动巡检、报警和打印记录。包括故障和不正常运行共有26个测点。

5)自动控制系统模拟试验。柴油辅机静止，通过模拟试验开关可对控制系统自检。

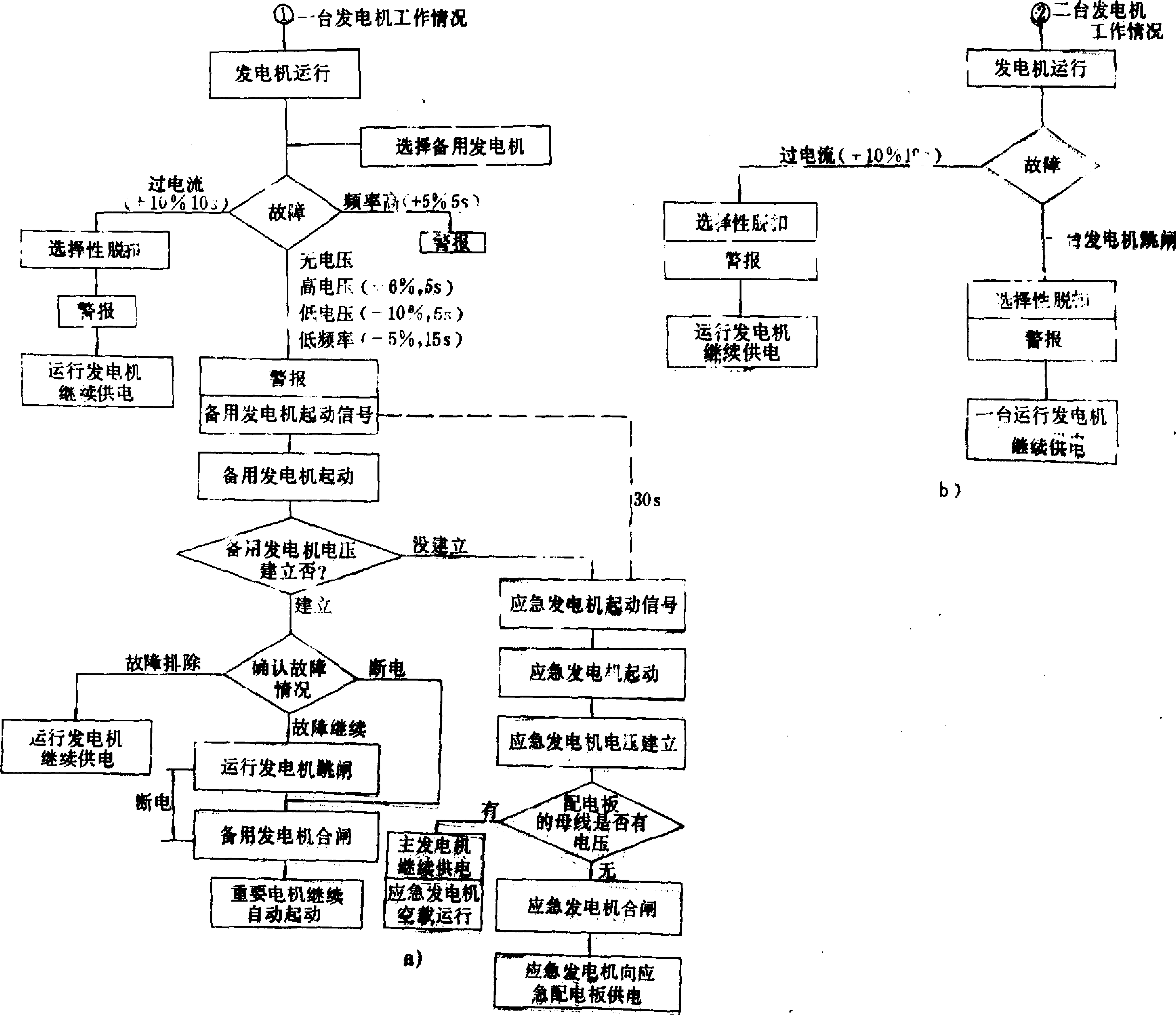


图8.3.1 101 “大城”号电站自动化系统方框图

a)一台发电机工作情况；b)二台发电机并联工作情况

11.26 "大城"船电站自动化系统

"大城"船电站自动化系统是日本设计制造的。电站设有三台柴油发电机组和一台应急发电机。正常航行时一台运行，靠离码头或作业时两台并联运行。该船电站自动化系统方框图如图8.3.1—101所示。其构成和功能如下：

1)一台发电机工作情况

(1)当主母线出现失压、高压(+6%,5s)、低压(—10%,5s)、低频(—5%,15s)时，发出警报及备用机自起动指令。备用机自起动建压后，如原运行机故障排除，则原运行机继续供电，备用机空转手动停车；如故障继续，则运行机自动跳闸，备用机自动合闸，实现断电自动切换。从自起动到换接约25s。换接后重要电动机可自起动。如备用机自起动失败，则在故障发生30s后应急发电机自起动、建压后，如母线无电，自动合闸，由应急发电机供电；如母线有电，则主发电机供电，应急发电机空转。

(2)当运行机出现过载时(+10%,10s)，发出警报，同时自动有选择性的卸去次要负载，保证运行机继续供电。

(3)当出现高频(+5%,5s)时，只发出警报，通知值班人员设法排除。

2)两台发电机并联工作情况

(1)如运行机过载(+10%,10s)，发出警报，同时自动有选择性的卸掉次要负载，使发电机继续保持并联运行。

(2)如其中一台运行机因故障自动跳闸，则另一台运行机必然过载，这时除发出警报外，并立即卸去次要负载，保持一台机继续运行。这时需手动起动第三台发电机，并手动并车。

3)自动应急停车及报警。当柴油辅机出现滑油压力低、超速或冷却淡水高温时，发出警报并同时自动停车。

4)为保证备用机自起动，柴油辅机经常用主机冷却淡水暖机，并自动地周期性预润滑。

5)该电站自动化系统中除自动调压外还设有自动调频调载装置并可自动转移负荷。

11.27 GENA—S 船舶电站自动化系统

GENA—S 船舶电站自动化系统是瑞典 ASEA 公司生产的，它可以控制四台发电机组(其中一台可以是汽轮发电机组)。它由组件构成，各组件按功能制成，根据需要可独立完成简单功能，也可组合起来实现功能相当完善的系统。

1)组件及其功能

(1)QHFG101基本组件：它包括自动保护可编程序；8个监控报警通道，可编为低压、高压、低频、滑油压力低、超速、起动故障、合闸故障、预润滑故障等；自动预润滑程序；自动起动和停机程序；汇流排失电备用机自起动建压后自动合闸；并车自动合闸；故障自动跳闸。

(2)QHFG102同步和负载分配组件：它包括自动同步；自动恒频；自动均功；过载报警。

(3)QHFG103附加监控组件：当所需监控通道超过基本组件的8个监控通道时，可加用附加监控组件。

(4)QHFG104～107中心组件：104、105具有按负载自动增减运行机组的功能。当电站只有柴油发电机组时，选用104。当含有汽轮发电机组时，选用105、106、107，它们具有按负载自动增减机组和重载询问功能。只有柴油机组时选106，含汽轮机组时选107。

(5)QHFG111、113继电器组件：它包括输出继电器和电源变压器。111为101的输出继电器

5.4 露点记录仪

露点记录仪是测量露点即空气含温量d的仪器，也可用来测量定湿度，其工作原理见图5.5.9-39。

$$\varphi=\frac{d}{p_s\ (623-d)}\cdot B \qquad (5.5.9\text{-}25)$$

式中：B——大气压，Pa；

p_s——与干球温度相对应的饱和蒸发压力，Pa。

感温元件基本上是一支电阻温度计 4，但外面经套管 6 裹以浸有氯化锂饱和溶液的被复物 5，在被复物外绕有加热电阻 2、3，后者经常通电对被复物加热。加热的温度正比于吸湿速率或当地的水蒸气分压力，亦即正比于露点。因此电阻 4 感受到的即是相应于当地空气的露点温度。该温度信号经电桥放大后即可指读或记录。测读时要注意加热电流稳定，使指示灯亮度处于强弱不变的稳定状态。

露点湿度计应设在风速低于 0.5 m/s、距壁板 20 cm以外处，不应有水滴沾染或灯光直射。

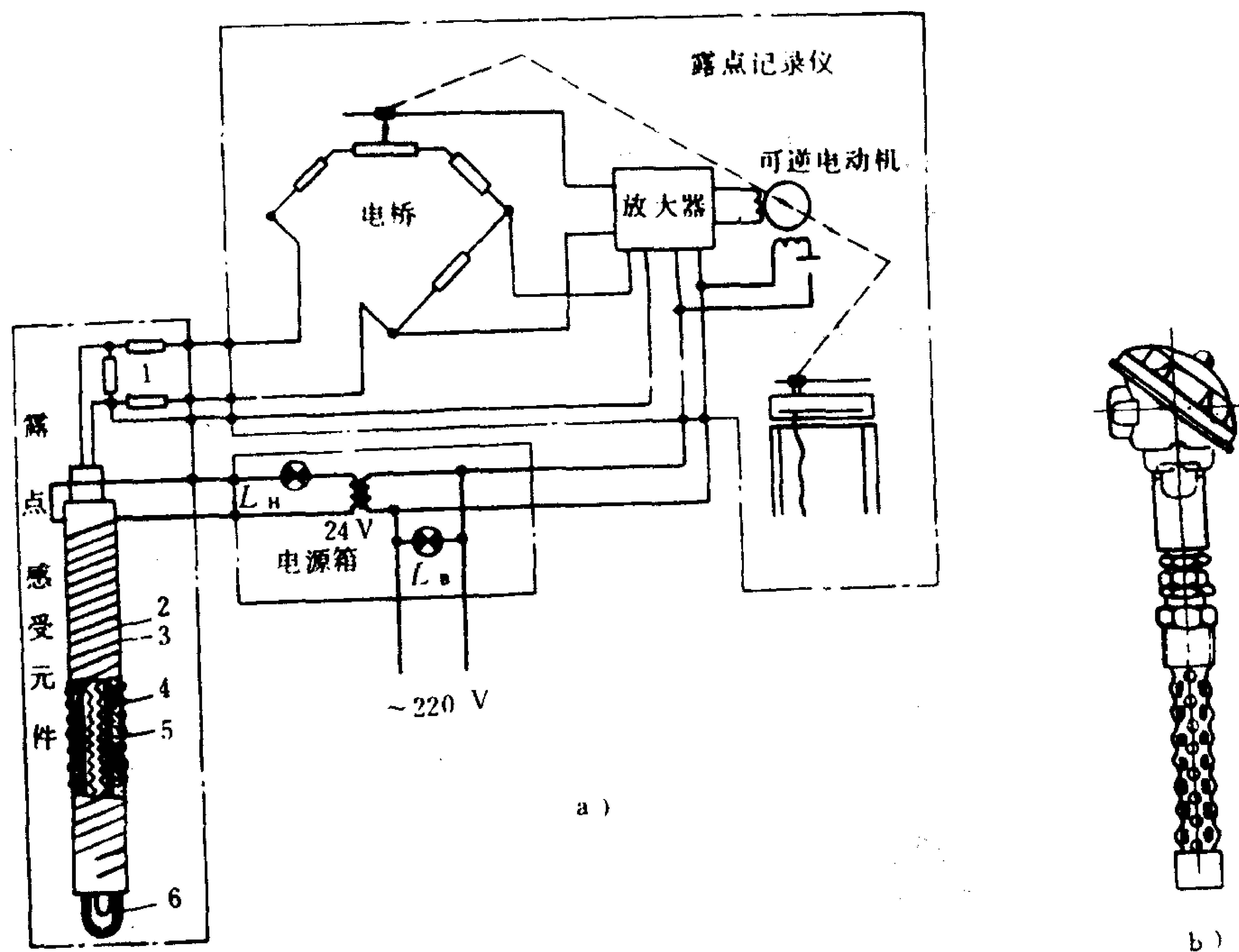


图 5.5.9-39 露点记录仪

a）原理；b）外形

1-校正电阻；2、3-加热电阻；4-感温电阻；5-浸有LiCl饱和溶液的被复物；6-玻璃管套

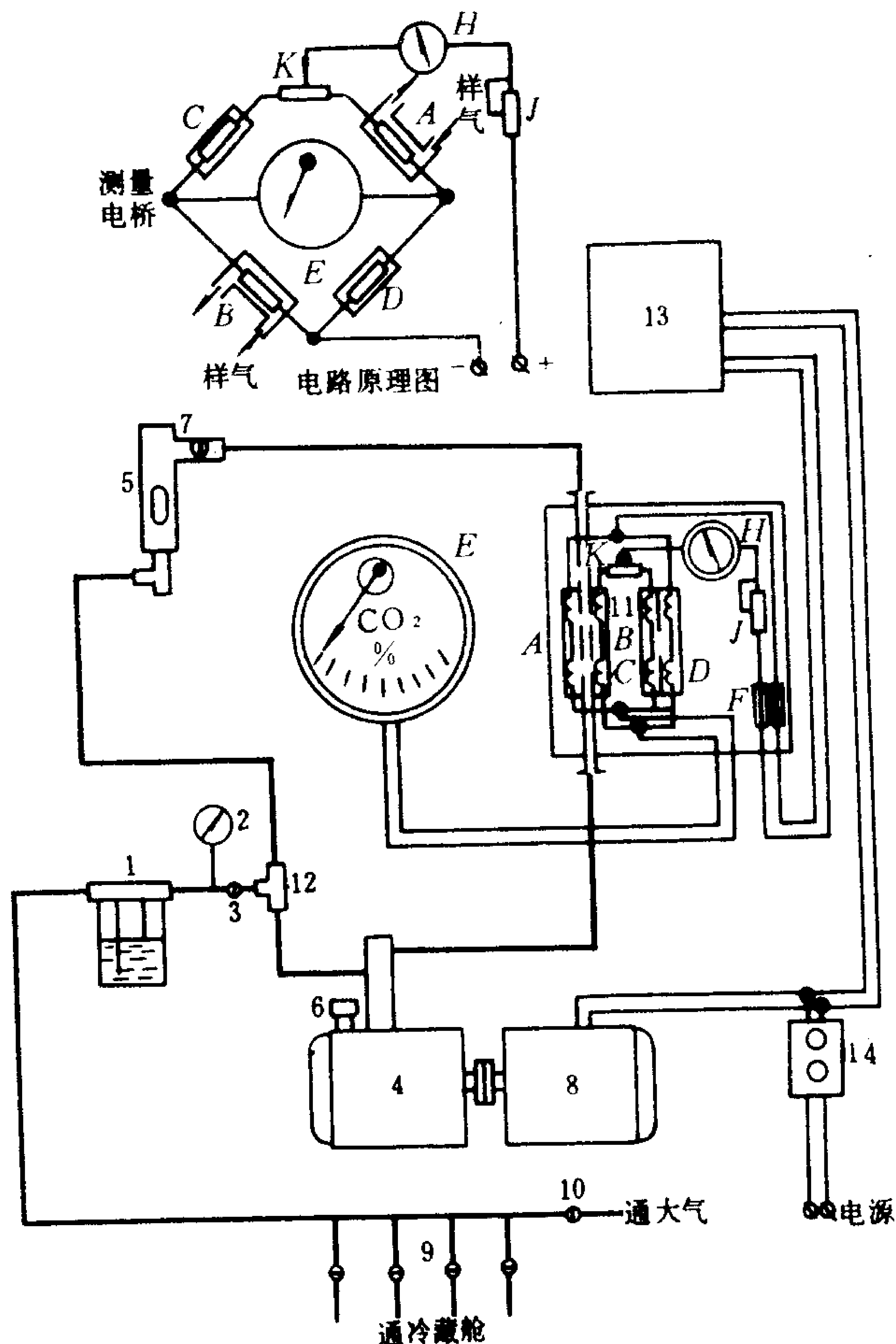


图 5.5.9-40 CO_2测定仪原理

1-水过滤器；2-真空压力表；3、7-旋塞；4-真空泵；5-棉花滤器；6-真空泵排气罩；8-电动机；9-各舱取样旋塞；10-通大气 旋塞；11-测量电桥；12-节流孔；13-降压整流器；14-电源开关；K-调零电阻；A、B、C、D-测量桥臂；E-二氧化碳指示；F-保险丝；H-毫安表；J-调节电阻

5.5 CO_2测定仪和记录仪

二氧化碳在空气中的含量可以通过它的密度变化或传热系数变化来测定，后者的工作原理见图 5.5.9-40。各被测舱的空气，在真空泵 4 抽吸下，经采样旋塞 9、水过滤器 1、旋塞 3、过滤器 5、调节旋塞 7 在测量管中的加热电阻A、B间流过。当空气中的CO_2含量改变时，电阻A、B的放热量也就改变，温度和阻值也跟着发生变化，通过与桥路上的另外 2 只（通空气的）电阻相比，就可定出CO_2的浓度。

使用时，应先在不通电和不通采样空气的情况下将表头指针调至零位，然后起动真空泵（但不开旋塞 3）调节电阻J，使H指定在规定值（红线）上，打开旋塞 10、3，此时指针读数应为 0，否则应调节K予以纠正。关闭阀 10，仪器即可使用。使用时，应保持足够长（约 1 ～ 2 min）的换气间隔时间，以免管内留有别舱气体而影响读数。

如果将电桥输出信号放大，就可做成CO_2记录仪。

5.6 臭氧发生器

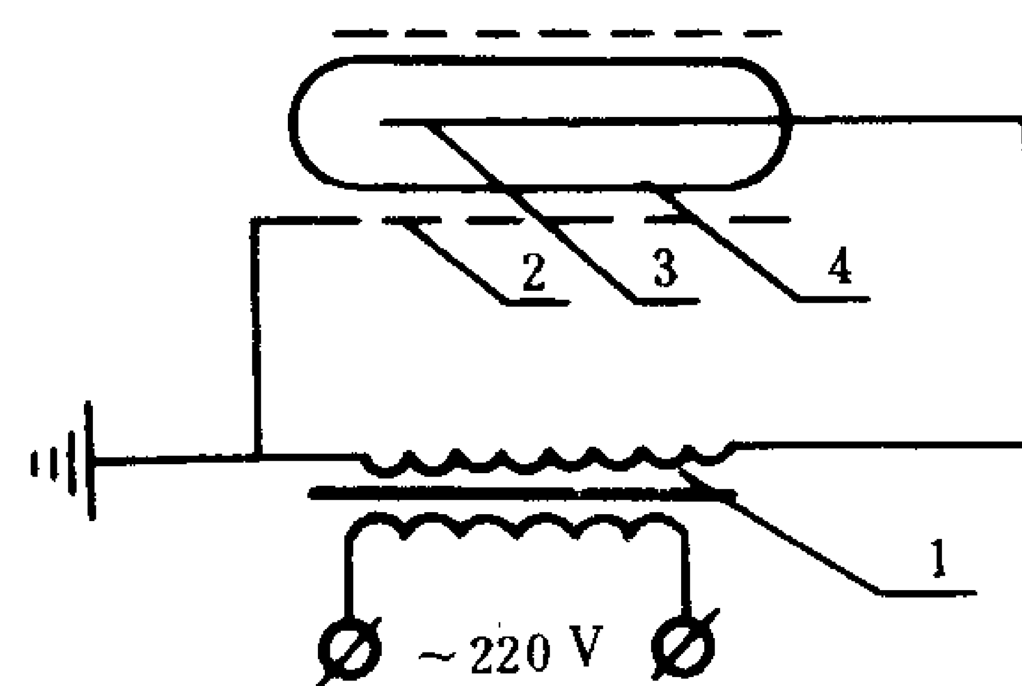


图 5.5 9-41 臭氧发生器原理

1-升压变压器；2-铝丝网；3-镍丝；4-发生管（内充氩气）

这是一种利用高压放电生成臭氧，以供冷库消毒或帮助货物保鲜的设备。它的工作原理见图 5.5.9-41。电极（镍丝）3 装在充有氩气（或汞气）的发生管 4 中，管外用接地的铝丝网 2 屏蔽。当升压变压器 1 将次级电压升高到 3000～10000 V时，电极与铝网之间就会发出紫色辉光而放电，将流过的一部分空气变成臭氧。臭氧的发生量与管子功率、所用管数和工作时间有关。为了保证工作效率，发生器应定期（2 个月左右）拆下铝网、滤器等加以清洁，并防止变压器因受潮而使绝缘变坏。

6 冷藏舱的检验

为了确定冷藏舱的隔热性能，应进行各种检验或试验。

6.1 效能试验

效能试验也叫效用试验或保温（冷）试验，用来检验隔热结构和制冷装置的综合性能，看其能否适合实用需要。试验时先用制冷机对空舱降温，使之达到规定的温度，然后以± 1℃左右的幅差保持 12 h。这时，制冷机应有一定的停歇时间。凡能满足这一要求的，即算合格。如果当时外气温比设计温度或实用最高气温低很多，则可采用相应的措施（如对舱内加热），以补偿漏热的不足。

效能试验一般都在装货前进行，有时还要请检验部门监督认可。

6.2 热平衡试验

热平衡试验用来测定隔热结构的K值。试验时，使空舱处于正常封闭状态，然后起动制冷机降温，使舱内达到稳定状态①，持续 8 h（可用部分机组工作）。在此期内，每小时测取内、外温差Δt和制冷量Q各 1 次，取平均值按下式计算：

$$K=\frac{Q}{\Delta tF} \quad \mathrm{W/(m^2\cdot K)} \qquad (5.5.9\text{-}26)$$

式中：F—舱室周壁总表面积，m^2。

这种试验费时较多，影响因素也多，较难控制，一般只在交船或大修后进行。

6.3 温升试验

温升试验也叫隔热效能试验，曾用来检测隔热结构的性能。常在降温试验或热平衡试验使舱温降到设计温度以下后进行。此时，应停机 6 h以上，然后测定 6 h内的温升值。按照《钢质海船入级与建造规范》，该值不应超出表 5.5.9-17 的规定。

表 5.5.9-17 **隔热性能试验标准**

库温与外温的初始温差℃	60	55	50	45	40	35	30	25	20	15
6 h内允许的库温上升值℃	14.4	13.2	12	10.8	9.6	8.4	7.2	6	4.8	3.6

另外，按日本海事协会规定：

$$\frac{\Delta t}{\delta z}\leq 5\sim 6\% \qquad (5.5.9\text{-}27)$$

式中：Δt——温度上升值，℃；

δ——初始内外温差，℃；

z——升温时间，h。

事实上，实际温升率可近似地表达成：

$$\frac{\Delta t}{E}=\frac{t_0-t_i}{E}\cdot e^{\frac{-KFE}{W}} \quad ℃/h \qquad (5.5.9\text{-}28)$$

式中：E——升温测定时间，h；

t_0、t_i——测量时的外气温和初始内气温，℃；

---

① 判定方法可参照《保温集装箱的技术条件和试验方法》GB 7392—87。

K——隔热结构的传热系数，W/(m²·K)；

F——传热面积，m²；

W——隔热结构的当量热容量，kJ/K。

上式表明：温升率与冷藏舱的热容量有关，因此，在评判指标中略去它的影响是不合适的。所以本方法已为一些国家所放弃。

6.4 Q/K检验

这是拟议中的一种新方法，具有综合、定量评价热性能的特点，可利用舱温记录进行，便于管理人员自检。

检验可从空舱降温开始。在舱温降至预定温度前，测取某1h内的温度变化，分别记为t_A、t_B，然后让温度继续下降到某一设定值（如给定的舱温）保持一段时间，然后停机，让舱温自然上升。记下温度从t_B上升至t_A的时间，设为T_M（见图5.5.9-42）。

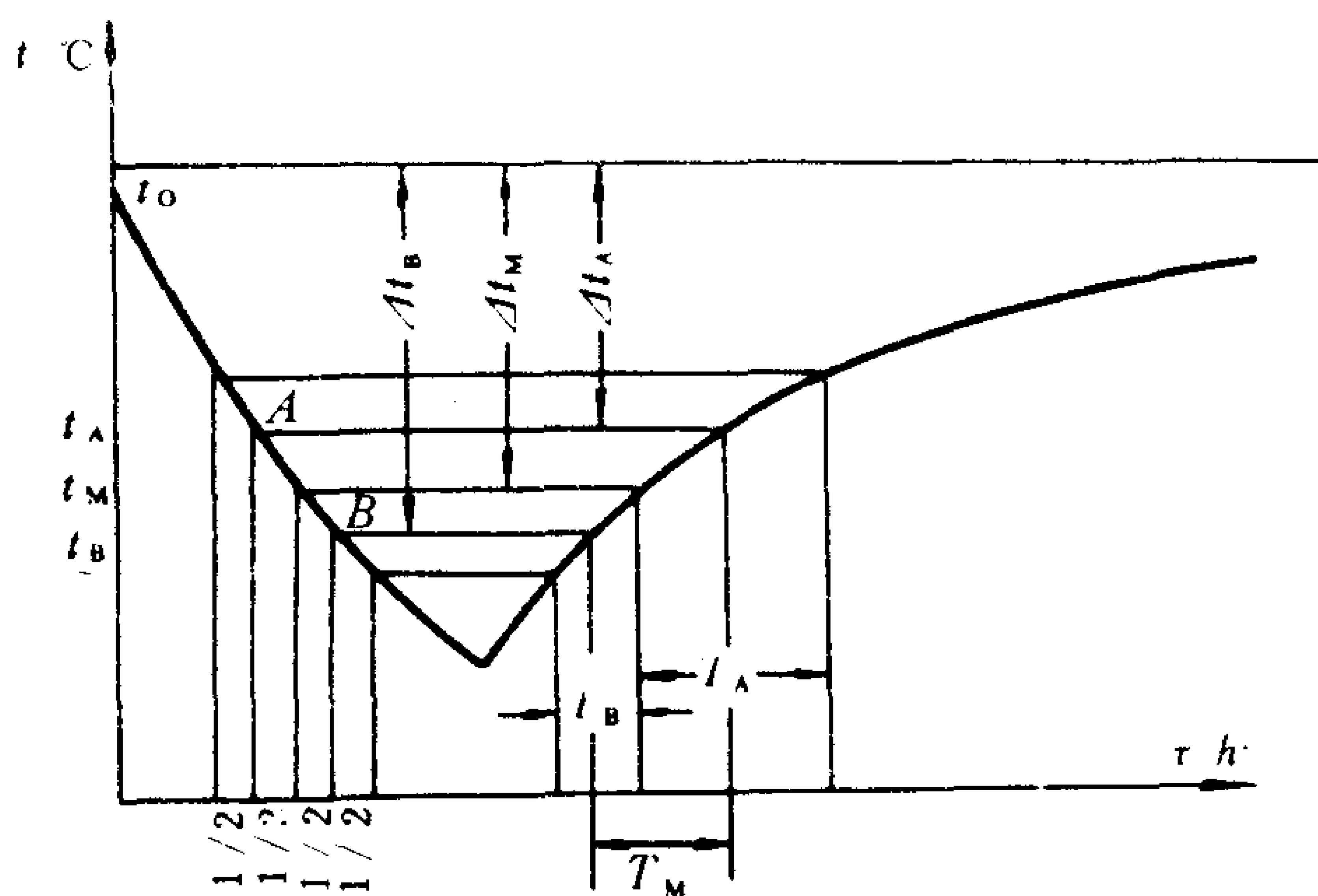


图5.5.9-42 t-τ曲线

计算实际评价指数：

$$T_a=\beta T_M \qquad (5.5.9\text{-}29)$$

式中：$\beta=\zeta\chi-(\xi-1)/T_M$；

$\zeta=Y+Z\beta\ (T_A\Delta t_A-T_B\Delta t_B)/\ (t_A-t_B)$；

$\chi=1+[GV\ (t_A-t_B)]/F\Delta t_M T_M$；

$\xi=1-E\beta T_M\ [(1+\beta T_A)\ \Delta t_A-(1+\beta T_B)\ \Delta t_B]/[D\ (t_A-t_B)]$；

D、G、E、Y、Z——常数，见表5.5.9-18；

T_A、T_B、T_M、Δt_A、Δt_B、Δt_M——见图5.5.9-42。

表5.5.9-18 **D、G、E、Y、Z 值**

α_0	K	D	G	E		Y		Z	
				α_i=5.81	17.4	5.81	17.4	5.81	17.4
23.26	0.58	0.512	0.62	0.025	0.008	0.903	0.967	0.097	0.032
	0.46	0.510	0.78	0.020	0.006	0.922	0.974	0.078	0.026
	0.35	0.507	1.04	0.015	0.005	0.941	0.981	0.059	0.019
11.63	0.58	0.525	0.62	0.025	0.008	0.905	0.953	0.095	0.031
	0.46	0.520	0.78	0.020	0.006	0.924	0.962	0.076	0.025
	0.35	0.515	1.04	0.015	0.005	0.942	0.971	0.058	0.019

再按下式计算T_c值：

$$T_c=\frac{Q_c}{Q_d}\cdot\frac{\Delta td}{\Delta tc}\left(1+\mu+\frac{1+\mu}{KF\cdot\Delta t_d}\cdot\Sigma Q\right)^{-1} \qquad (5.5.9\text{-}30)$$

式中：Q_c、Q_d——制冷机在试验工况和设计工况下的制冷量，W；

$\Delta t_c\cdot\Delta t_d$——试验时和设计条件下的内外温差；℃；

μ——设计时的安全系数；

$\sum Q$——除渗入热以外的热负荷，W，$\sum Q = Q_2 + Q_3 + Q_4 + \cdots$。

将T_a与T_c作比较，就可判定实际性能与设计时的差别，以便定量地确定是否适合投运。

6.5 漏气率试验

参看冷藏集装箱。但目前多不进行，而将损失包含在传热系数之中。

7 冷藏舱、室管理

7.1 装货前的准备

装载前，应保证冷藏舱（包括舱口盖、门等）的隔热完好、通风换气、排水孔等工作正常（排水孔应予水封或关闭），舱内应清洁卫生，必要时应申请检验，取得有关部门认可。

制冷设备应处于良好的工作状态。在装货之前，应以试验和提供文件的方式取得装舱证书，并在装货前将空舱温度降至货物运输温度以下 2 ～ 3℃。

装货前应请商品检验部门检验，并获取检验报告。要注意装入货物的温度和质量。

7.2 装货中的管理

货物在舱内的堆装，应保证有良好的空气循环通路：顶部空隙应不小于 20～30 cm；上下层货物之间应相隔 1 cm 左右；两货堆之间应相距 8 ～10 cm。货舱的容货量可按表 5.5.9-19提供的比容计算。

表 5.5.9-19　**各种货物的装载密度和比容**

货　　名	装载密度 1000 kg/m³	装载比容m³/1000 kg	装载方式
冻猪肉（半片）	0.28～0.4(0.375)	2.5～3.5	堆装
冻猪精肉	0.53	1.9	纸箱装
冻猪内脏	0.44	2.25	纸箱装
冻去骨牛肉	0.53	1.9	纸箱装
冻羊肉	0.26(0.30)	3.96	堆装
冻兔（带骨）	0.39～0.42	2.4～2.55	纸箱装
冻去骨兔肉	0.42～0.44	2.27～2.4	纸箱装
冻鸡	0.32～0.35	2.83～3.1	纸箱装
冻北京填鸭	0.32	3.1	纸箱装
冻鹅	0.44	2.25	纸箱装
一般冻鱼	0.33～0.4(0.45)	2.5～3.0	纸箱装
冻无头对虾	0.59	1.7	纸箱装
冻海螺、赤贝	0.4	2.55	纸箱装
鲜蛋（带壳）	0.15(0.32)	6.7	纸箱装
冰蛋	0.6～0.64	1.56～1.7	纸箱装
平果	0.2～0.33	3 ～ 5	纸箱装
柑	0.4	2.5	纸箱装
香蕉	0.17～0.2	5～6	纸箱装
香蕉	0.25	4	松堆
速冻蔬菜	0.25～0.26	3.4～ 4	纸箱装
新鲜蔬菜	0.25～0.28	3.6～ 4	柳条筐装
土豆	0.5～0.6	1.7～ 2	箱装或袋装
奶油	0.33	3	箱装或桶装

7.3 温、湿度控制

货物在运输中应保持的温度，随货架期而变。例如：对于鱼类，当货架期分别为1、3、6个月时，冷藏温度相应为－18、－20、－23、－29℃。但实际的贮运温度通常都由货主指定，否则可参照一般公认的合宜贮藏温度选用，见表5.5.9-20。

表5.5.9-20 **各种食物的适宜冷藏温度和湿度**

类别	品名	冷藏温度 ℃	冷藏湿度 %	冻结温度 ℃	冷藏期
肉类和家禽类	冷冻猪肉	－18～－9.5	90～95		4～8月
	鲜冷猪肉	－1.0～＋1.2	85～90	－2.2～－1.6	3～10天
	冷冻牛肉	－18～－9.5	90～95		5～12月
	鲜冷牛肉	－2.5～－1	85～90	－5～－1.6	1～6周
	冷冻羊肉	－18～－9.5	90～95	－1.6	8～10月
	冷冻内脏	－18～－7.8			3～4月
	冷冻家禽	－18～－9.5	85		10月
	鲜冷家禽	0～1.1	85～90	－2.8	1周
	冷冻兔肉	－18～－9.5	90～95	－1.7	6月
	鲜冷兔肉	0～＋1	80～90		5～10天
	香肠	－1.1～0			
	冷冻野味	－12	80		3月
	鲜冷野味	＋0.5	70	－1.7	2周
水果类	平果	－1～＋1(＋3)	85～88	－2	3～5月
	香蕉	＋11～＋13(11.7)	75(80～85)	－3.3	1～2月
	樱桃	－0.5～0	80～85	－1.5	10～14日
	葡萄	－0.5～0	80～85	－1.5	6～8周
	柚	＋11～＋12	85	－2	3～12月
	柠檬	＋11～＋12	85	－2	1～4月
	西瓜	＋2～＋4	85～90	－1.7	2～3周
	甜瓜	＋7～＋10(0～1)	85～90	－1.7	2～4周
	温州蜜桔	0～＋1.1	85～90	－2.8	8～10周
	蕉柑	8	—		
	柑(甜橙)	＋4～＋4.5	85	－2	
	梨	－0.5～1.5	85～90	－2.8	1～6月
	菠萝(成熟)	＋4.5～＋7.2	85～90	－1.1	3～4周
	菠萝(未熟)	＋10～＋16	85～90	－1.1	
	杏子	－0.5～0	80～85	－2	1～2周
	草莓	－0.5～0	80～85	－0.5	7～10日
	桃子	－0.5～＋1	80～85	－1.5	2～4周
蔬菜类	芦笋	0～＋1	85～90	－1	3～4周
	甜菜	0～＋1	85～90	－2.8	
	蘑菇	0～＋2	80～85	－1	
	青刀豆	＋4.5～＋7.2	85～90	－1	
	大白菜	0～＋1	90～95	0	
	卷心菜	0～＋1	85～90	－0.5	1～3月
	胡萝卜	0～＋1	90～95	－1	2～5月
	花菜	0～＋1	90～95	－1	2～3周
	芹菜	0～1(－0.5～0)	90～95	－1	2～4月
	黄瓜	＋4.5～＋7.2(0.5～1)	80～85	－1	10～14天
	豌豆	0	85～90	－1	2～3周

1)主汇流排失电而不是短路时,主用机自起动,起动成功并建压后主开关自动合闸。若三次起动失败,按追随起动方式自动转换到第一、第二备用机自起动。

2)运行机滑油压力低、冷却水温高时发出报警信号。同时备用机自起动,起动成功并建压后自动并车。故障机自动转移负荷、自动解列、自动停机。单机运行时实现了不断电自动切换。并联运行时还进行自动分配负荷。

3)柴油辅机滑油压力过低、冷却水温过高、超速、超载或发电机过电流、逆功率时,自动紧急停车并报警。若单机运行,通过主开关自动跳闸失电,备用机自起动。若并联运行,负载转移给另一台运行机。

4)自动增机。在单机运行情况下,负载达额定功率的80%时,经长延时,备用机自起动,起动成功并建压后自动并车、自动均功。负载达100%时,经短延时,备用机自起动、自动并车、自动均功。

5)自动减机。并联运行时,总负载下降至单机额定功率的60%时,按程序有一台机自动转移负载、自动解列、自动停机。

6)重载询问。大功率负载投入前,先按重载询问钮,如电网功率不够,将使备用机自动起动、自动并车、自动均功,然后投入重载;如电网功率够,则给出指示,不起动备用机。

7)自动卸载。单机运行时,负载达115%时,又无机可增,经延时将次要负载自动卸掉。

8)自动周期性定时预润滑,每隔1h 润滑5min。

9)自动重合闸。当汇流排短路时,可进行一次自动重合闸,但不发出备用机自起动指令。

11.31 EEA22船舶电站自动化系统

EEA22船舶电站自动化系统是西门子公司设计制造的。它可以控制柴油发电机、废气涡轮发电机和轴带发电机,并使涡轮发电机和轴带发电机具有最佳能量利用。EEA22船舶电站自动控制系统如图8.3.1—106所示。该系统也是微型组件式的,可满足不同要求。其构成和功能如下:

1)发电机自动控制装置(SGA22)。它包括:发电机和电网故障自动保护;主开关自动跳闸;单机自动合闸;并联自动同步并车、自动均功;自动恒频。

2)电压频率监视器。当电压和频率低时发出备用机自起动指令。

3)起动网络。它包括:机组起动程序编制;电网和柴油机故障自起动指令形成。

4)自动减机网络。它包括自动停机程序编制;按负荷自动减机时自动转移负荷、自动解列、自动停机指令形成。

5)自动增机及重载询问装置。它包括按负荷自动增机时起动指令形成;重载询问时自起动指令形成。

6)柴油机自动控制装置(SDA22)。它包括起动前准备;三次起动程序;起动成功程序;起动失败程序;故障报警和起动备用机指令;自动停机程序;内部模拟和试验设备。

7)汇流排短路时,系统自动转换到“手控”位置。

8)轴带发电机和柴油机可持久并联运行。

参考文献

〔1〕船舶设计实用手册（冷藏通风），国防工业出版社，1975

〔2〕湖北工业设计院：冷藏库设计，中国建筑工业出版社，1980

〔3〕制冷工程设计手册，中国建筑工业出版社，1978

〔4〕大连海运学院辅机教研组：船舶冷藏和空气调节装置(上、下)，人民交通出版社，1979

〔5〕尉迟斌等：船舶制冷装置，国防工业出版社，1980

〔6〕张祉佑：制冷原理与设备，机械工业出版社，1987

〔7〕石友三等：制冷及低温技术，机械工业出版社，1981

〔8〕大连海运学院辅机教研组：船舶辅机下册，人民交通出版社，1974

〔9〕姚蕴芳：新型船舶，国防工业出版社

〔10〕М.Г. Хетагуров: Изоляция судовых холодильных помещений, Морской транспорт, 1961

〔11〕В.Л.Зайцев: Рефрижераторные суда, Судпромгиз, 1963

〔12〕Cargo system, 1979

〔13〕M.E.R.1984

〔14〕Refrigeration of perishable products for distant markets, Inter. Inst. of Refrigeration, 1982

〔15〕ASHRAE: ASHRAE Journal 1979 NO.3

〔16〕舰船特辅机电设备编辑组：舰船特辅机电设备，1981

第 10 章　冷藏集装箱和冷藏集装箱船

1　概述

冷藏集装箱是专门贮运冷冻（藏）货物的集装箱，它的主要优点有：

1）可用多种交通工具进行连续运输而无需换装货物，使货物的冷藏环境不被间断或破坏。

2）可进行从产地到销售点的“门到门”直达冷藏运输，为保证货物新鲜度提供最佳条件。

3）装卸效率高，运输费用合宜。

4）容积、重量适中，调度灵活，使用方便，可深入内地，有利于开拓冷货市场。

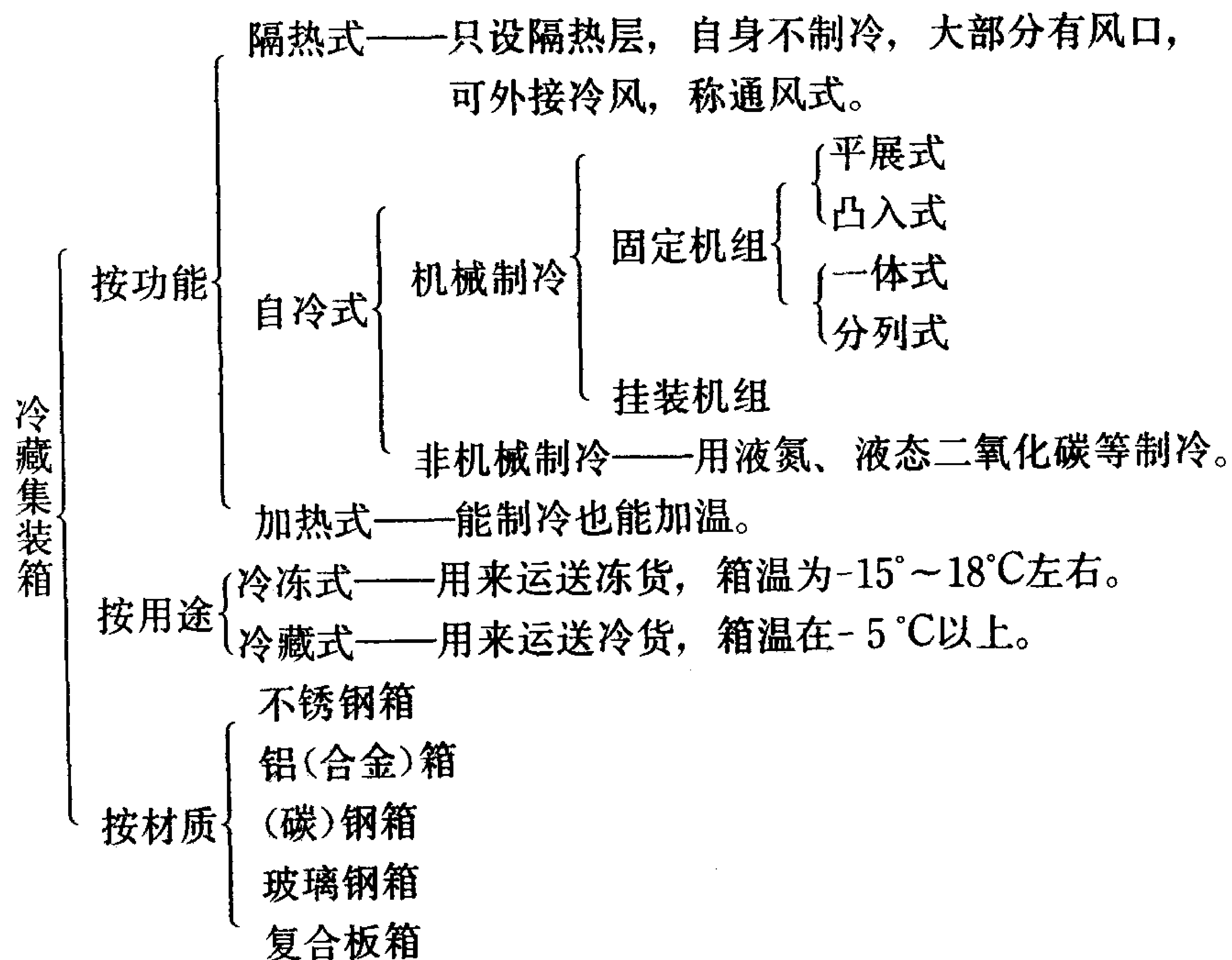
5）可当作移动式冷库，贮藏－18℃左右的货物。如果每天开门次数不多于 10 次，一般可使箱温保持恒定。

冷藏集装箱出现在本世纪 30 年代，近 20 年来发展迅速。以船舶拥有的冷藏箱箱位而言，1983 年已达到近 20 万TEU(20 英尺箱换算箱数)，比 1970 年增加 30 多倍，其中自冷箱约占 38%。在同一时期，冷藏箱的产量约增加 9 倍左右。由冷藏箱运载的货物，也由传统的冻肉发展到新鲜水果（含香蕉、柑桔）、蔬菜、苗木、花卉乃至药品、动物精液等等。

冷藏集装箱船是专门运输冷藏集装箱的特种集装箱船。

2　冷藏集装箱的类型和尺度

2.1　冷藏集装箱的种类



此外，还有气调（冷藏）集装箱以及减压集装箱等等。

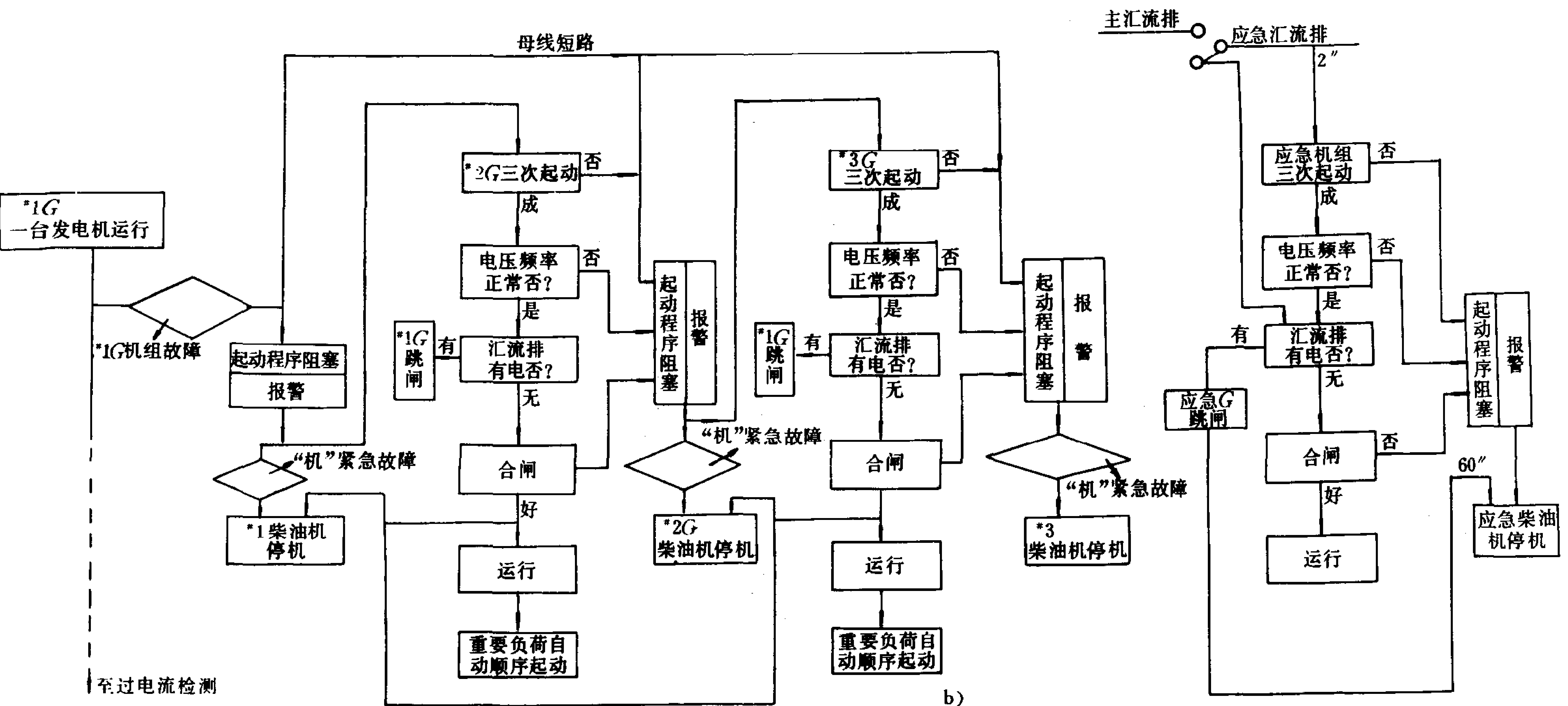


图8.3.1—107

b)机组起动顺序;

验方法》以及《冷藏集装箱检验规范》的有关规定。

3 冷藏集装箱的制冷

冷藏集装箱的制冷可分为机械制冷和非机械制冷（即用现成冷源如液氮制冷）两大类。后者可以不设制冷机械，但连续制冷时间往往受到限制；初投资较少，但营运费用则相对较高，因此一般认为适宜于作近距离运输。冷藏集装箱的制冷方法有：

3.1 水冰或冰盐制冷

这种方法主要利用冰或冰盐的融解热制冷，在本世纪三、四十年代曾在意大利、苏联等国使用过。箱体的外尺度约为 2100×2400×1300 mm，隔热壁厚 100～110 mm，每次装冰约 300～400 kg，制冷温度为－4～0℃，用来贮运冷货。

3.2 干冰制冷

图 5.5.10-1 所示为曾被使用过的干冰冷藏箱（美国）。干冰先装在小匣子里，通过旁侧小门装入箱内，利用自然对流进行冷却。箱子的长度除图示者外，还有 2440 和 10670 mm等几种。

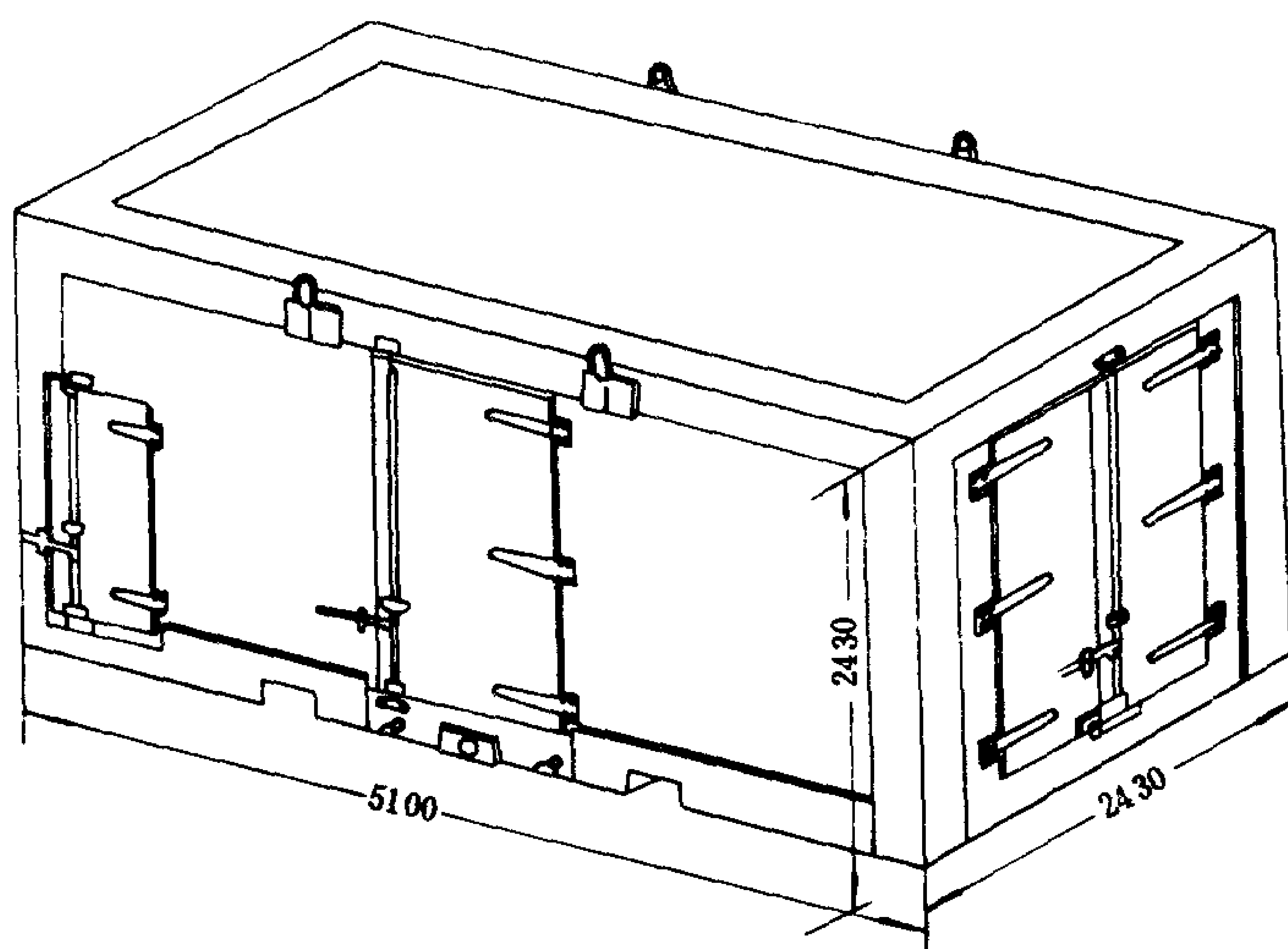


图 5.5.10-1 干冰冷藏集装箱

3.3 冷冻板制冷

冷冻板即共晶板，是一种低温蓄冷器件，可做成固定的或可取换的，需要有相应的充冷站与之配合，方可进行较长距离运输。

3.4 液态二氧化碳或液氮制冷

图 5.5.10-2 示出液氮制冷系统。液氮贮存在液氮瓶 9 中，经电磁阀 7 和喷嘴 8 直接向箱内货物上方喷出。喷出量和喷出持续时间，按货物的制冷温度（所需要的制冷量）可由电磁阀 7 和温度开关自动控制，也可通过按钮 2 手动控制。

液氮瓶为双层容器，有良好隔热性能（日蒸发率应在 1％左右）。瓶上的管路附件见图 5.5.10-3。为了防止使用时因瓶内压力下降而影响液氮流出，采用了增压系统，利用部分液氮在夹套中加热汽化，从而使内筒压力保持在 200 kPa左右。

液态二氧化碳也常被用作冷源，其系统与液氮相似，但它的汽化温度比液氮高，耗能也较低。表 5.5.10-3 列出它们的主要热物性。

用液态二氧化碳制冷的冷藏火车见图 5.5.10-4。当液态二氧化碳喷出时，将有 46％左右变成固态，然后再转化成蒸气。

液氮和液态二氧化碳的价格较高，因此要求冷藏箱有更好的隔热（K＝0.25W(m^2·K)左右）。液氮耗量对U＝23W/℃的冷藏箱，在 t_o＝32℃，t_i＝－18℃时，约为 11 kg/h。

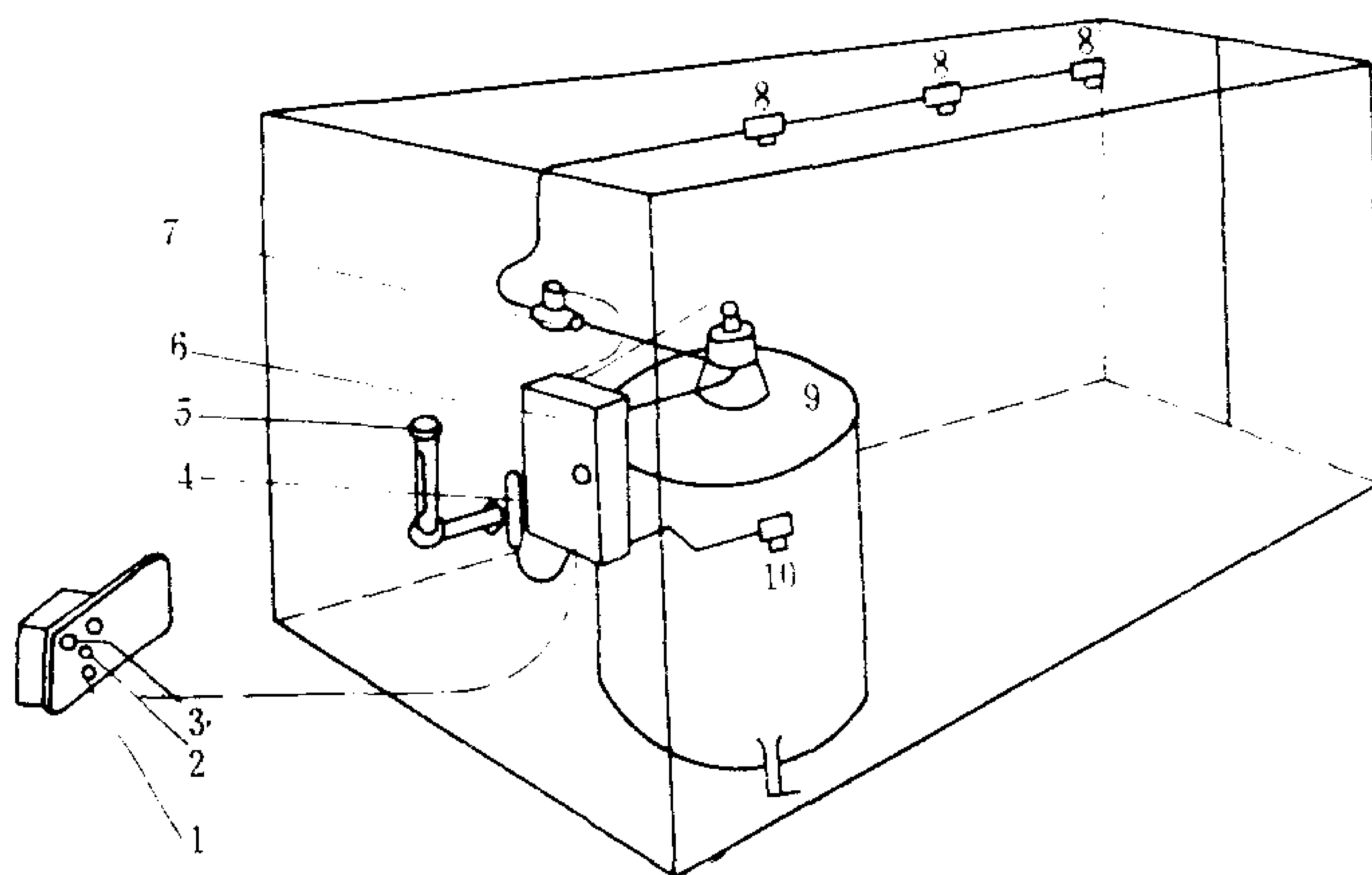


图 5.5.10-2 液氮制冷系统

1-电源开关；2-按钮开关；3-指示灯；4-感温管；5-温度计；6-控制盒；7-电磁阀；8-喷嘴；9-液氮瓶；10-喷嘴(备用)

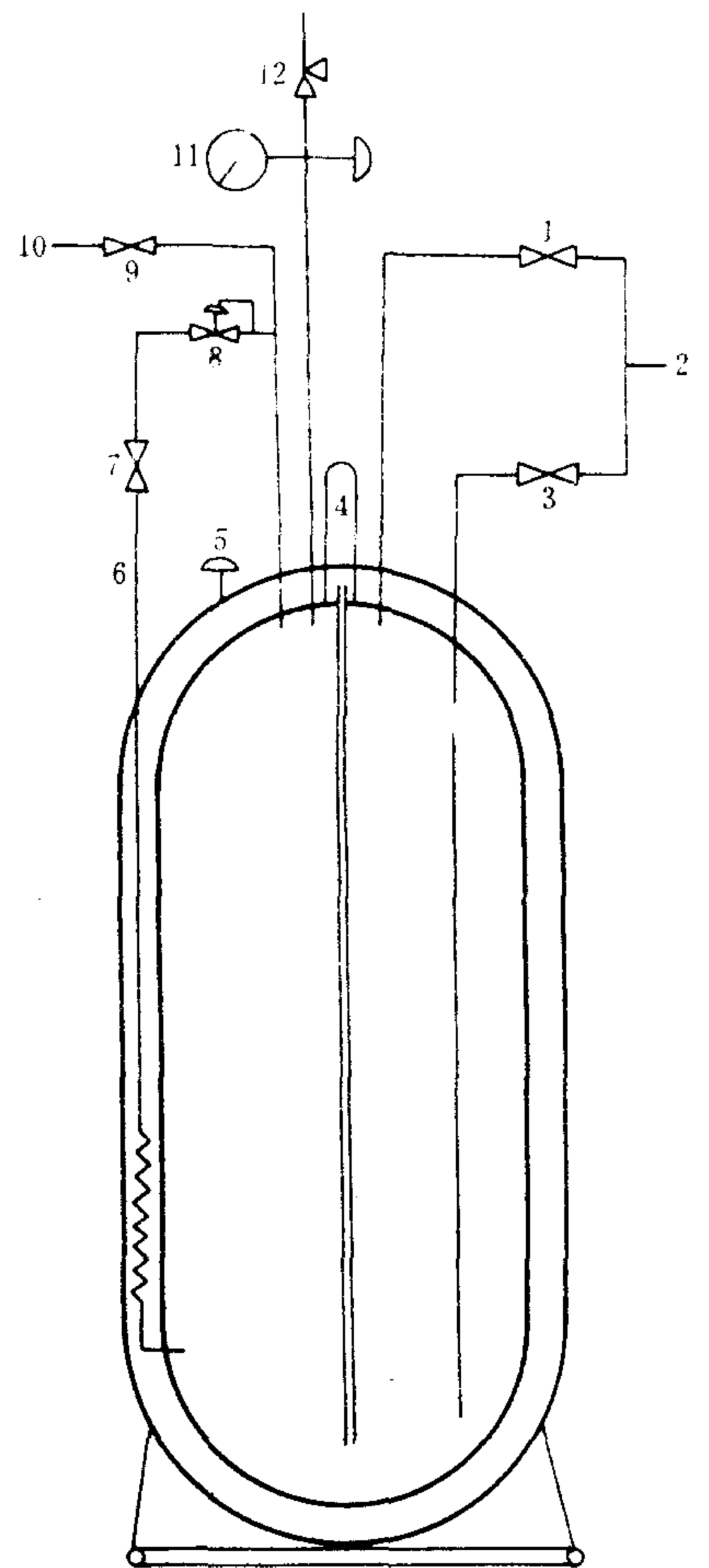


图 5.5.10-3 液氮瓶

1-顶部充液阀；2-充、取液口；3-取液阀；4-液面计；5-外筒防爆器；6-增压蒸发器；7-增压截止阀；8-减压阀；9-放气阀；10-放气口；11-压力表；12-安全阀

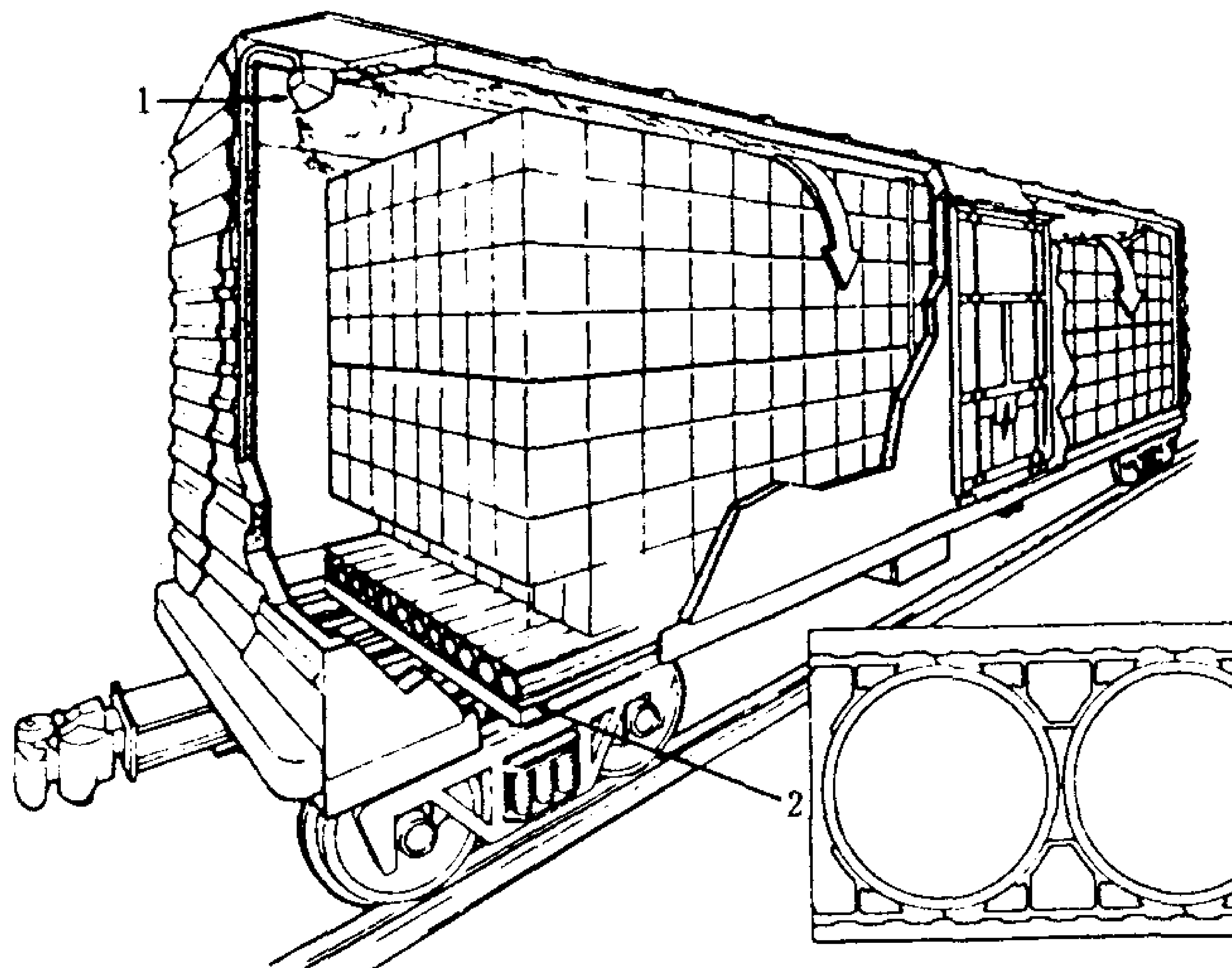


图 5.5.10-4 液态二氧化碳制冷系统

1-喷注器；2-设在地板下的液态CO_2贮缶

表 5.5.10-3 液氮、液态二氧化碳的热物性

名　称	常压下汽化温度℃	比热容Cp kJ/(kg·K)	汽化潜热 kJ/kg	－18℃时制冷量kJ/kg	贮运压力 MPa	液态密度 kg/m³
液态二氧化碳	－78.5	0.7438	313(－18℃)	313	2.07	
液　氮	－196	1.04 (15.6℃)	199.3	384.5		810

N_2和CO_2气都有遏制果、蔬生长的作用，因此这些系统有利于果蔬保鲜(CO_2含量不能太高，以免引起病害)。但对人体都有窒息危害。因此，在这些冷藏集装箱箱门附近的显眼处，都应张贴警告，以防人们在箱子未经充分通风之前进入箱内。

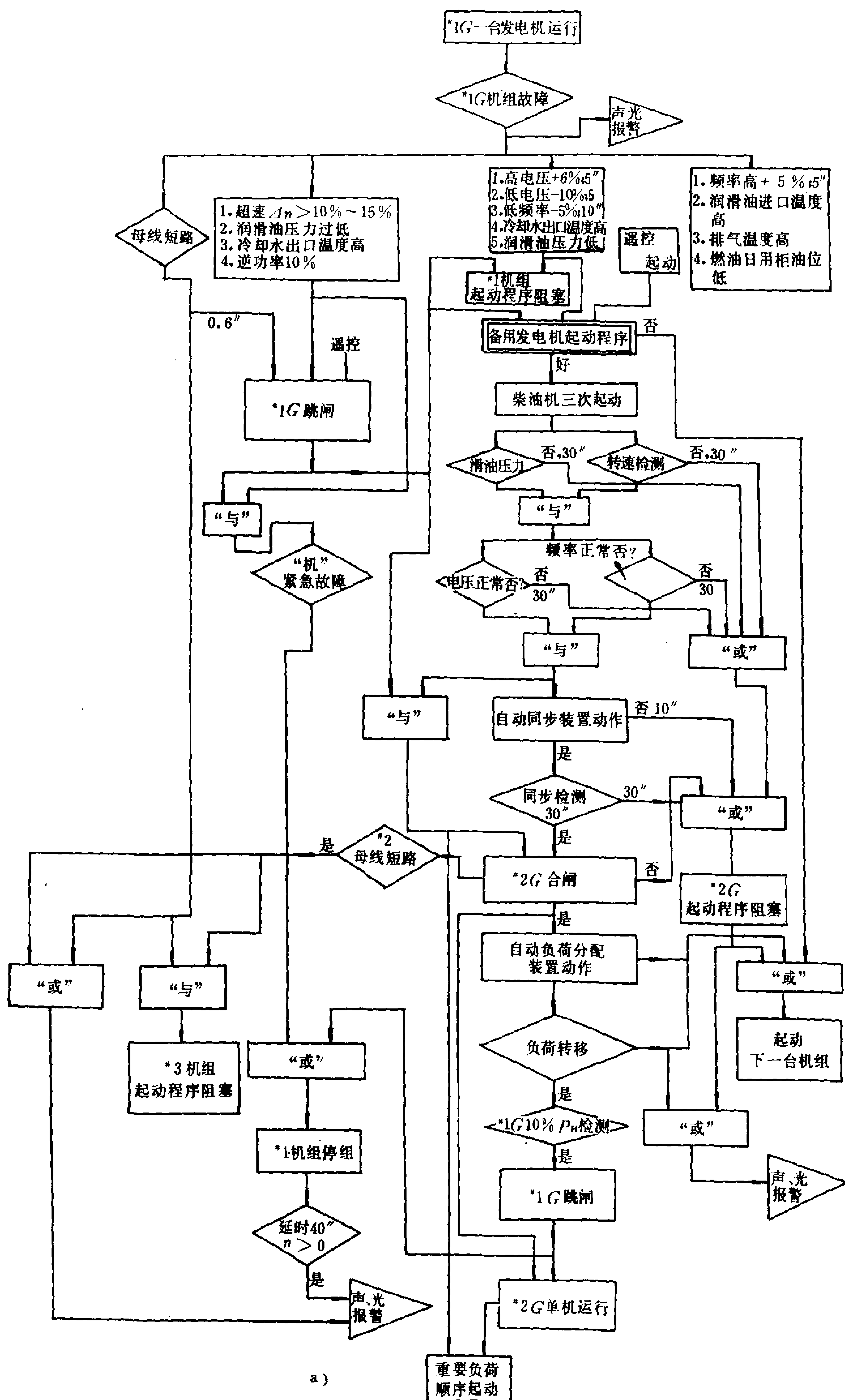


图8.3.1 108

a)单机运行;

3.6 冷剂涡轮压缩制冷

这也是一种利用余热的制冷方法，但发生器用来向涡轮供气，再带动压缩机制冷，如图 5.5.10-6 所示。其制冷系数为

$$\varepsilon=\varepsilon_{kad}\eta_{Tad}\eta_{tad}\eta_{kad}\cdot\frac{1}{1+\frac{P_p}{P_k}+\frac{P_v}{P_k}} \quad (5.5.10\text{-}1)$$

式中：ε_{kad}——绝热压缩制冷循环的制冷系数；

η_{Tad}——绝热膨胀循环的热效率；

η_{tad}——涡轮机的绝热效率；

η_{kad}——压缩机的绝热效率；

P_k——压缩机的输入功率；

P_v——风机的输入功率；

P_p——冷剂泵的输入功率。

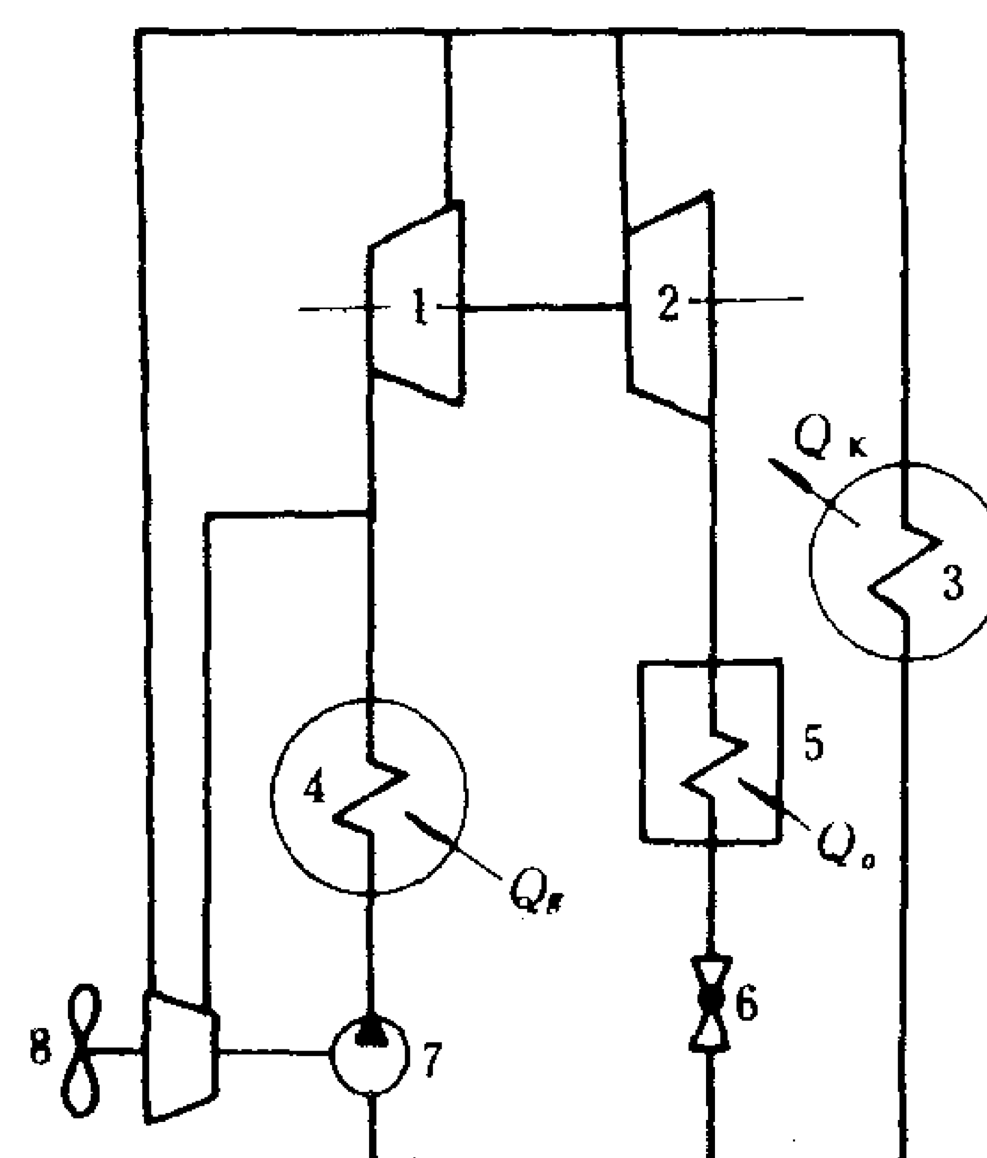


图 5.5.10-6 涡轮压缩机制冷循环
1-涡轮；2-压缩机；3-冷凝器；4-发生器；5-蒸发器；6-节流阀；7-泵；8-风机

3.7 蒸汽压缩制冷（见本篇各章）

4 冷藏集装箱的机械制冷装置

4.1 特点

1）制冷量一般为 3 ～ 5 kW，使用半封闭或封闭式单级活塞式制冷机组（早期的为开式），风（或风/水）冷式冷凝器。

2）电力拖动，能适应 220V、400V级以及 50 和 60Hz的电源。陆上运输时，用附加的柴油发电机组（或内燃机）驱动。

3）风冷式蒸发器，风机常可作有级变速。

4）以R 12 或R 502 为冷剂。

机械制冷装置可分为冷冻制冷装置和冷藏制冷装置两大类。

4.2 冷冻制冷装置

各种冷冻制冷装置的性能见表 5.5.10-5，相应的制冷系统和电路原理见有关产品。

4.2.1 大金产品（Daikin Industries Co）



图8.3.1—108　国外某船电站自动化系统方框图

c)并联运行

续上表

型　号	工作温度 ℃	制冷量 ×1.163 W	加热量 ×1.163 W (kW)	电源 V(Hz)	电流 A	压缩机 型式、功率 kW	冷剂种类 和充注量 kg	滑油牌号 和充注量 kg(L)	风机用途、台数、功率 W 和风量 m^3/min	高×宽×深 mm	重　量 kg	生产厂	备　注
CF 50-45 SG	−17.8/37.8 1.7/37.8	2395 5920	5040							2235×2026×410	528	热王	
CF 60-45 SG	−17.8/37.8 1.7/37.8	2650 6800	6300							2235×2026×514	574	热王	
CF 11-	−17.8/37.8 1.7/37.8	3150 5796	4662			4.5/7				2235×2026×350	585	热王	
CWE 50-45 SG	−17.8/37.8 1.7/37.8	2645 6930	5050							2096×1372×610	454	热王	
CF 75-45 SG	−17.8/37.8 1.7/37.8	3275 7810	6300							2235×2026×514	574	热王	
CWE 75-45 SG	−17.8/37.8 1.7/37.8	4670 8950	5030							2096×1372×610	476	热王	
CPE 50	−20/35 4/35	2250 5500	(5.2)			LH 50 H 3.75	R 12, 8.5	Suniso 3 G(3.51)	C-2×80 E-2×200 50	2296×2096×435	530	三菱	新风 30 m^3/h
CPE 5	−18/35 4/35	2450 5250	405	220,380 415,440 (50.60)		LH 50 H 3.75				2235×2026×413	565	三菱	新风 30 m^3/h
TWF 5	−20/35 4/35	2250 5500	(5.2)	415 200(50/60) 220,440 (60) 380(50)	19(220) 10(440)	LH 50 H 3.75	R 12 8.5	Suniso 3 G(3.51)	C-2×200 E-2×200 50	2296×2096×435	690 (515)	三菱	新风 30 m^3/h
CPE 51- 3 BW 1	-8/38 4/38	2600 5250	4500	220,380 415,440 (50,60)	13.1 78.4(起)	LH 50 Cl 3.75	R 12	SUNISO 3 GS(3.2)	C-3×150 E-3×500 50	2235×2026×300	590	三菱	新风 15 m^3/h 69 dB(A)

续上表

型　号	工作温度 ℃	制冷量 ×1.163 W	加热量 ×1.163 W (kW)	电源 V(Hz)	电流 A	压缩机型式、功率 kW	冷剂种类和充注量 kg	滑油牌号和充注量 kg(L)	风机用途、台数、功率 W 和风量 m^3/min	高×宽×深 mm	重量 kg	生产厂	备　注
TWF 75	−18/38 4/38	3800 7500	6000			5.5（半封）			C-3×200 E-3×200 70	2200×2096×435	620	三菱	新风 30 m^3/h
TEL 75-45 TE	−20/35 4/35	3900 7800	(8.9)			5.6（半封）					715	三菱	
TWL 75-45 TA	−20/35 4/35	3550 7800	(8.88)			5.6(半封)					805	三菱	
NT 40	−17.8/37.8 1.7/37.8	4032 7308	3000	190/230 380/460	17.6+4 +2.3	06 DR 8.2 10	R 12 3.6~5.2	Te×aco WF 32 4	2×735(双) E-60 C-2×550	2018×2026×416	535~ 626	凯利亚	新风O-150
NR 40	−17.8/37.8 1.7/37.8	4032 8568	5544			8.2 10	R 12		E-5947/60	1372×2089×736	486	凯利亚	
NT 20	−17.8/38 1.7/38	2898 6426	4032	190/230 380/460		06 DR, 728 515, 7.0	R 12 3.6~5.2	TEXACO WF 32	E-2, 51 C-1×550	2235×2026×414	514 (+21)	凯利亚	控温 0.25℃ 新风 10-200
TNE 550	−17.8/38 1.7/38	2417 4788	3024	190/230 380/460		MRB 8	R 12	TEXACO WF 32		2235×2025×330	511	约克	
TNE 255	−17.8/37.8 1.7/37.8	4536 8820	4750			E-68 H×2 7.8 12.2				1262×2108×648	543	约克	
TNE 500	−17.8/37.8 1.7/37.8	4453 8568	4500			6.7 12.0				2235×2013×409	659	约克	
TNE 400	-17.8/37.8 1.7/37.8	4580 8820	4500			5.5 12.0 E 68×2				2235×2025×435	659	约克	
TM 1	−17.8/40.6	3528				5 HP·2 HP			C-500 E-1250	2311×1829×1829	1429	M C ALPINE	箱堆 机组
TM 2	−17.8/40.6	7056				2 ×TM			C-2×500 E-2×1500	2440×1830×1830		M C ALPINE	箱堆 机组

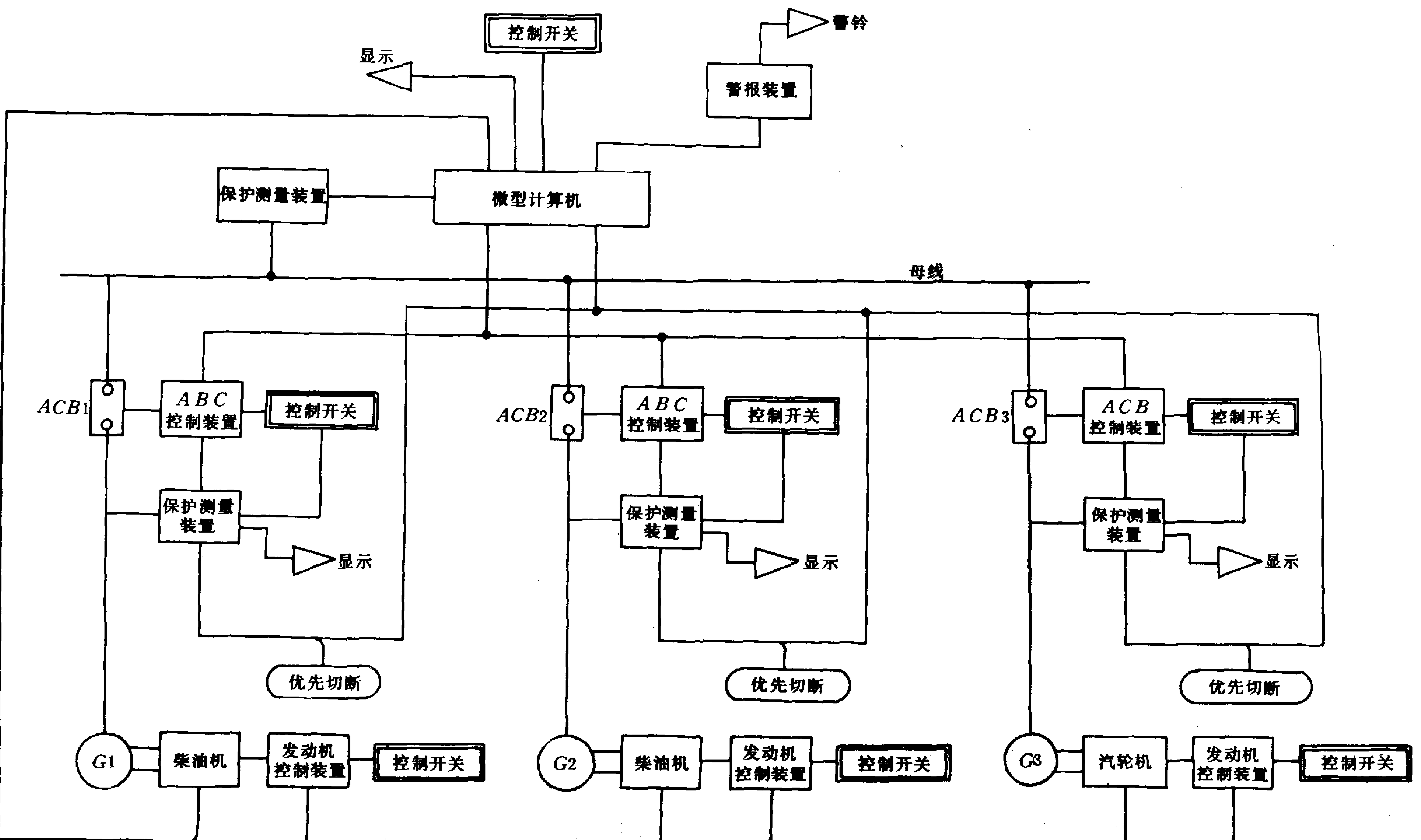


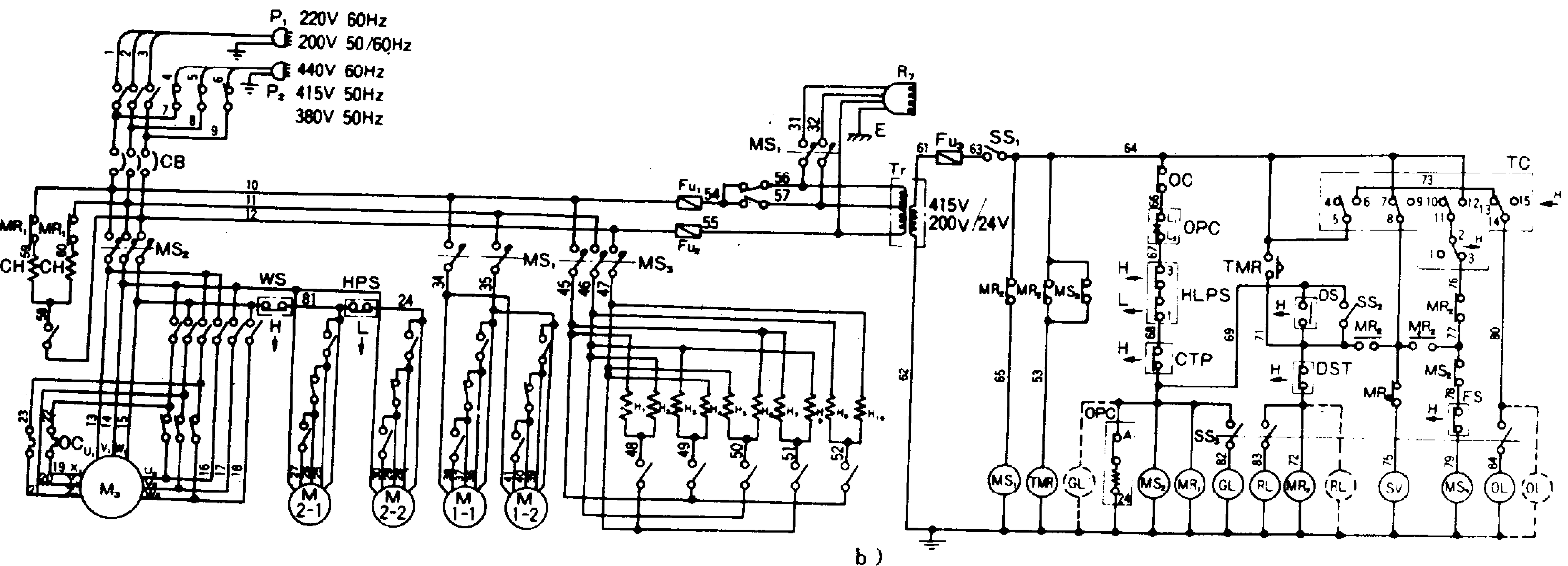
图8.3.1—110 ERA—11控制的船舶电站自动化系统构成图

200/400 V
手动切换开关位置

⌐	380～440	开
⌐	200～220	开

图 5.5.10-8　LAKEN 5 BD（LKAE 8 CD）型电路图

P-电源插头；52 C 1、2-断路器；88 C-压缩机接触器；88 F-蒸发器风机接触器；88 H-加热器接触器；2 X-辅助继电器；MC-压缩机电机；MF 1、2-蒸发器、冷凝器风机电动机；H_1～H_6-蒸发器盘管加热器；H_7、H_8-泄水盘加热器；T_r-变压器；3-88-制冷装置开关；3-30 L-灯开关；3 D-手动融霜开关；23 D-融霜终止恒温器；26 AH-过热保护；23 A 1-电子温度控制器；GL、RL、OL-绿、红、橙色指示灯；51 C-过电流继电器；HM-计时器；49-压缩机保护开关；20 S-电磁阀；2 DX-融霜定时器；63 QL-油压保护开关；63 HL-高低压开关；63 DA-融霜起动开关；C-电容；23 A 2-出风保护恒温器（低温）；20 BS-热气旁通电磁阀；监视插头接线；A-地线；B-运行（绿）；C-融霜（红）；D-停机保温（橙）；虚线-外部连线



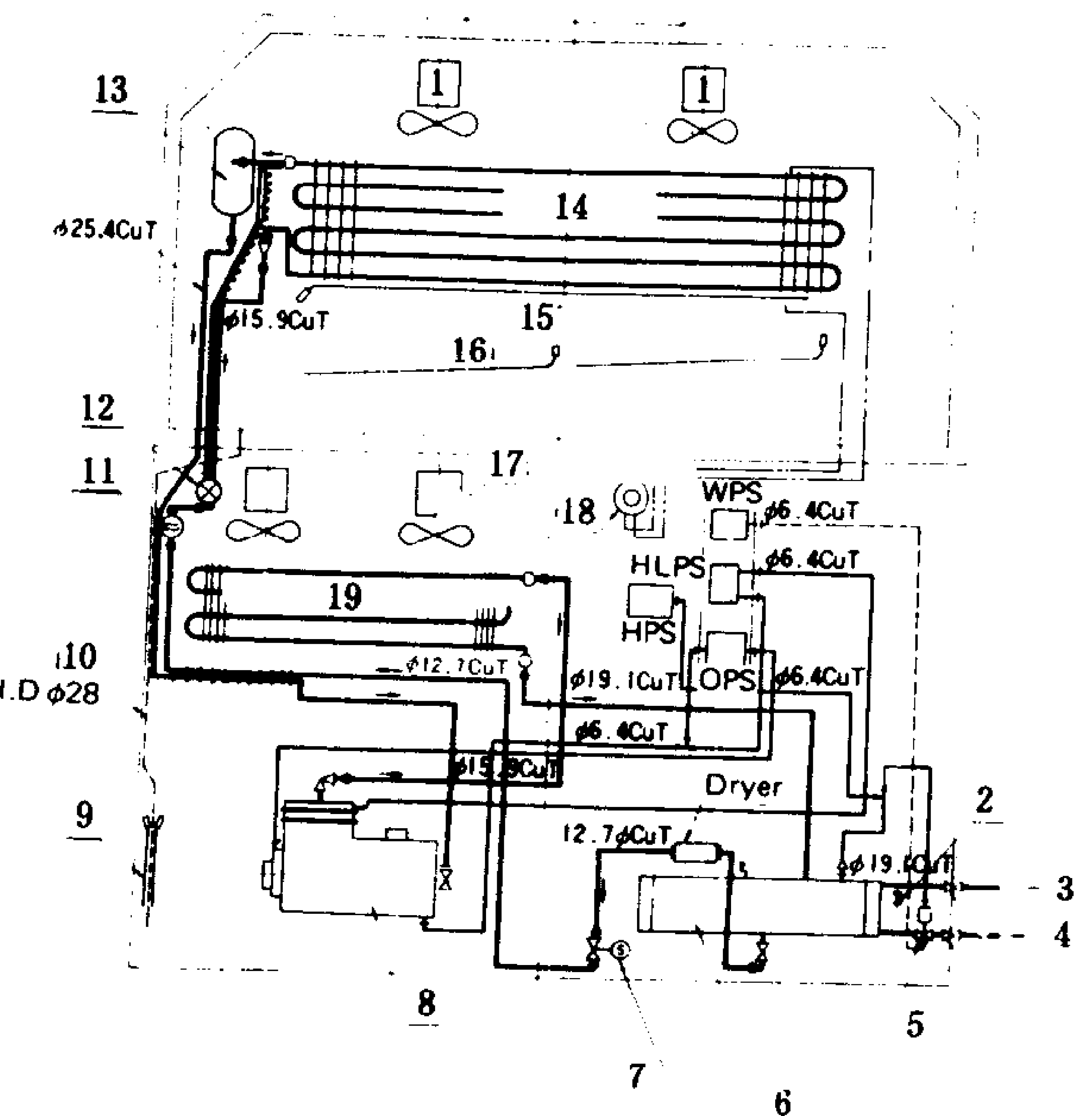
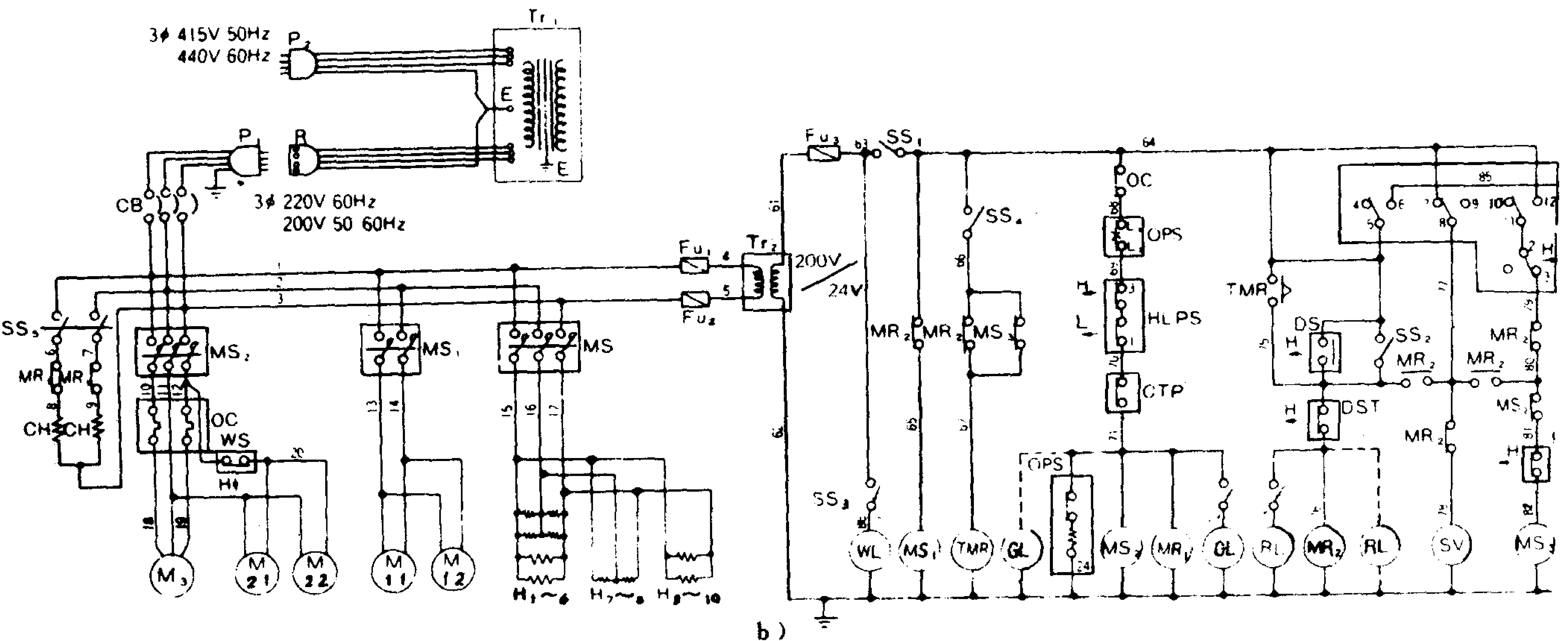


图 5.5.10-9　LK 501 D型制冷系统图和电路a）制冷系统；b）电路原理

HLPS-高低压开关；OPS-油压保护开关；WPS-冷却水压力开关；HPS-高压控制开关；1-蒸发器风机；2-泄水阀；3-冷却水出口（阴插口）；4-冷却水进口（阳插口）；5-水量调节器；6-水冷冷凝器；7-电磁阀；8-压缩机；9-泄水管加热器；10-泄水管；11-视流镜；12-膨胀阀；13-汽液分离器；14-蒸发器；15-融霜加热器；16-泄水盘加热器；17-冷凝器风机；18-差压开关；19-空冷冷凝器；20-干燥器；P_1、P_2-插头(220 V、400 V)；CB-空气断路器；CH-曲轴箱加热器；OC-过电流继电器；M_1、M_2、M_3-蒸发器、冷凝器风机和压缩机的电动机；WS-水压开关；HPS-高压开关；$H_{1\sim6}$-蒸发器加热器；$H_{7\sim8}$-泄水盘加热器；$H_{9\sim10}$-泄水管加热器；$F_{U1、2}$-电路保险丝；FU_3-控制电路保险丝；SS_1-开关；SS_2-手动融霜开关；SS_3-灯开关；$MS_{1、2、3}$-蒸发器风机、压缩机、电加热器的接触器；$MR_{1、2}$-继电器；OPC-油压保护开关；HLPS-高低压开关；CTP-压缩机电机保护器；TMR-融霜定时器；DS-融霜开关；TC-温度记录控制器；SV-电磁阀；GL-指示灯（绿）；RL-指示灯（红）；OL-指示灯（橙）；T_r-变压器；R_7-插座



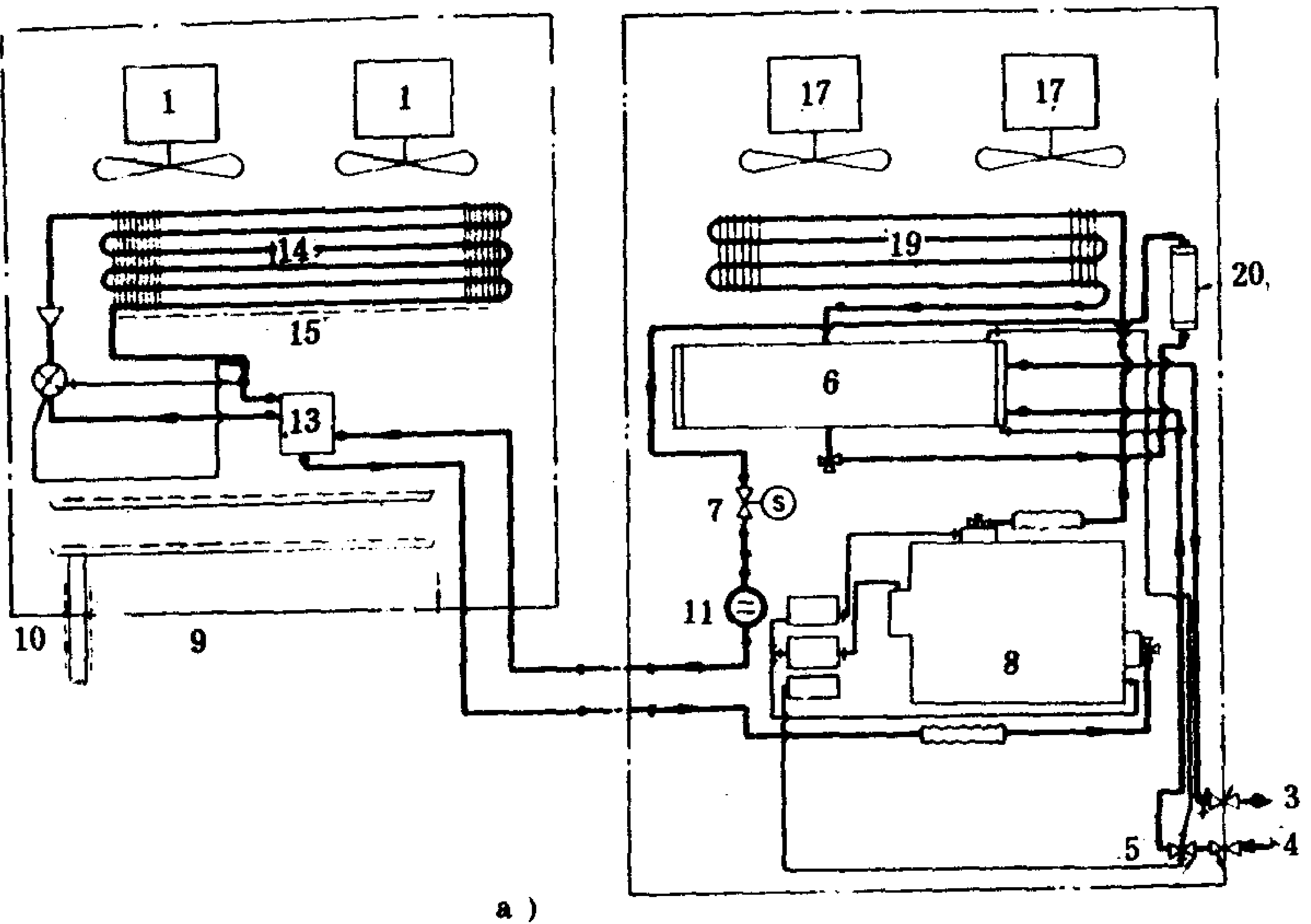


图 5.5.10-10　LKS 502 TY型制冷系统和电路原理

图注同图 5.5.10-9

图 5.5.10-11 LK 5 AD型制冷系统

图注同图 5.5.10-9

a)

b)

图 5.5.10-12 LK 80 1D型制冷系统和电路原理

图注同图 5.5.10-9

各型机组（见图 5.5.10-7 至图 5.5.10-12）的特点是能承受周期为 13 s的 30°横摇，周期为 8 s 的 6 °纵摇，周期为 8 s、幅度为 2.2 m（旧型为 9 s、2.3 m）的升沉，以及 5 °的斜倾。

机组外壳板耐海水腐蚀，并有必要的防水设施。

压缩机为半封闭式，转向不限。冷凝器和蒸发器的风机均由单相诱导式电机驱动。

220 V级与 400 V级电源的切换，应在插头插入前，通过手动切换开关来完成。

LKAEN 5 BD型和LKAE 8 CD型机组，都设有热气旁通能量调节装置和相应的控制设备，可运送果、蔬类冷货。

4.2.2 三菱（Mitsubishi）产品

图 5.5.10-13 TWF 75 型制冷机组

1-冷凝器风机电机；2-膨胀阀；3-电缆（220 V）；4-水冷冷凝器；5-电缆（400 V）；6-泄水口；7-压缩机；8-变压器；9-风冷冷凝器；10-风机；11-蒸发器风机

三菱公司生产的冷藏箱制冷装置、有TEL、TWL、TWF、CPE、CSE等型式（图 5.5.10-13～图 5.5.10-16），获得了ABS、BV、LR、NZS、NK、SAA、TIR等船级社的认可，其中CPE 5 型为端壁式结构，底送风（其余为顶送），CSE 50 型则为蒸发器，压缩机分列式。该公司的产品除配有常规控制、保安设备外，还可加选热气旁通能量调节装置，供运送果，蔬使用。监控设备有三菱电子控制系统（MEC system），其功能与 4.2.1 节所述相仿。压缩机亦为半封闭式，有LH 50 H型（3.75 kW）、 9 RBI-0760-IFC型（5.5 kW）以及LH 50 S型（max 6.7 kW）等，转向不拘。

4.2.3 凯利亚（Carrier）产品

凯利亚的主要产品有NT型和NR型等，其中NT 40、NT 20 型为“薄型”，NR 40 型为拼装式，参数见表 5.5.10-5，制冷系统见图 5.5.10-17。系统采用 06 DR型半封闭压缩机，配有液态冷剂注入管路和温度控制器，以便在阀 3 关闭后配合阀 4 的调节以保证电机的冷却和防止吸气温度过高。蒸发器采用双速风机以节能。压缩机和风机可分时起动，以减少峰值电流。机组还可留有空位供挂装柴油发电机。

温度的显示、控制和记录，都采用固态电子器件，精度可达 0.1℃，融霜间隔定为 3 、6 、12 或 24 h。

4.2.4 约克（York）产品

表 8.3.2－3　船用电缆绝缘材料及耐热性能[4]

绝缘类型		型号举例	工作温度（C）			
			长期	短期	过载	短路
聚氯乙烯塑料	普通	CVV,CVV32	65	80	130	待定
	耐热	CVV－80,CVV32－80	80	95	130	
橡胶	天燃丁苯	CF,CF31 CF32 CV CY CY31 CY32 CYR CFR	70	80	130	150
	丁基	CDF,CDF31,CDF32 CDY,CDY31,CDY32 CDYH CDYH31 CDYH32 CDYR CDYHR	80	95	160	230
	乙丙	CEF,CEF31,CEF32,CEY CEY31 CEY32 CEFR CEYH,CEYH31,CEYH32 CEYR,CEYHR	80	100	160	230

3)防护套

防护套覆于电气绝缘层之外，它主要是作为保护电缆免受油、水、化学腐蚀和机械损伤之用，有的还具有防燃性能。船用电缆常用的防护套材料及性能见表 8.3.2－4。

表 8.3.2－4　船用电缆防护套材料及其性能[3]

防护套材料	保护性能
氯丁橡胶	有较高的机械强度和不延燃性，但耐大气，日光的老化，耐化学腐蚀和耐油性能较差
丁腈聚氯乙烯胶复合物	有良好的耐油水性，耐磨性和不延燃性，机械强度较高，但耐大气、日光老化的性能较氯丁橡皮为差
聚氯乙烯	具有优良的耐化学腐蚀和耐油性能，机械强度高，但易老化和受鼠害
铅护套	不受损伤时具有良好的密封性和防油水性能，还具有电屏蔽作用，但它的机械强度差，很易碰损。

4)铠装

有些船用电缆在防护套外面还加上一层铠装层，以增加抗机械损伤能力或起电屏蔽作用。采用的铠装种类见表 8.3.2－5。

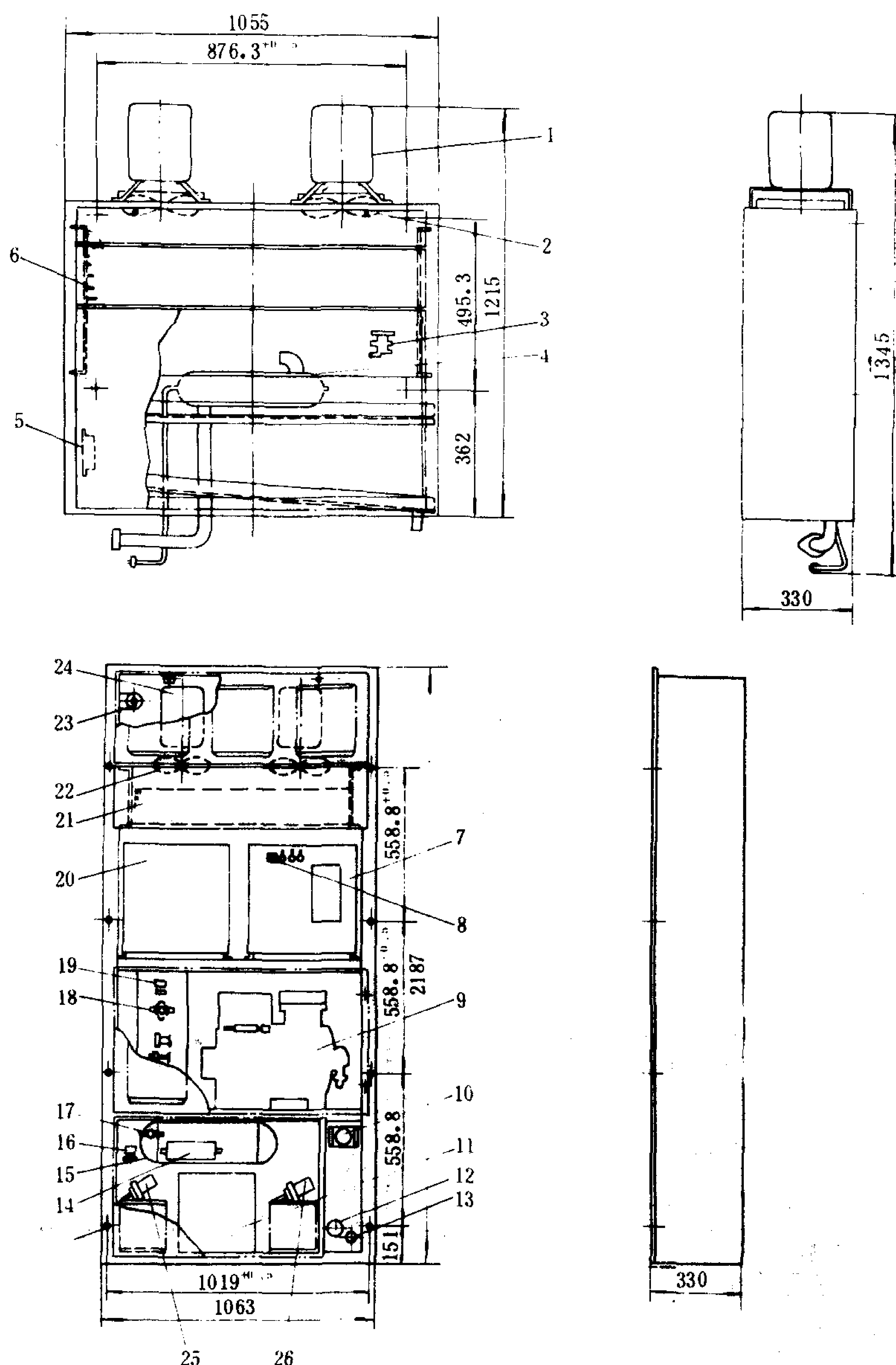


图 5.5.10-16 CSE型制冷机组

1-蒸发器风机电动机；2-蒸发器风机；3-膨胀阀；4-回热器；5-接线盒；6-蒸发器；7-控制箱；8-遥测电线插座；9-压缩机；10-200 V级电源插座；11-变压器（可不带）；12-冷却出水接头；13-冷却水进水接头；14-干燥器；15-贮液器或水冷冷凝器；16-电磁阀（液体）；17-含水指示器；18-热气旁通阀（可不设）；19-热气旁通电磁阀；20-开关箱；21-风冷冷凝器；22-冷凝器风机；23-压差开关；24-风机电机；25-400 V级电源线；26-200 V级电源线

约克公司生产的机组有TNE 255、400、500、550 等几种，参数见表 5.5.10-4，其中 255 系列是一个双机组系列，如图 5.5.10-18 所示，所用的压缩机一般都设有减缸装置。当第 1 组压缩机减缸时，能耗可降低 40%（平均值）。比热气旁通、液体注入式为优。蒸发器风机为双速型。当温度高于−6.7℃时，控制送风温度，而当低于−6.7℃时，控制回风温度。机组也可采用水冷。电源可用 230/60、190/50、460/60、380/50 等

续上表

序号	型号	名称	主要用途
30	CFR	船用橡皮绝缘氯丁护套软电缆	同 CF 型,连接移动电器设备用
31	CYR	船用橡皮绝缘硫化丁聚护套软电缆	同 CY 型,连接移动电器设备用
32	CDFR	船用丁基橡皮绝缘耐热氯丁护套软电缆	同 CDF 型,连接移动电器设备用
33	CDYHR	船用丁基橡皮绝缘磺化聚乙烯护套软电缆	同 CDYH 型,连接移动电器设备用
34	CDYR	船用丁基橡皮绝缘硫化丁聚护套软电缆	同 CDY 型,连接移动电器设备用
35	CEFR	船用乙丙橡皮绝缘耐热氯丁护套软电缆	同 CEF 型,连接移动电器设备用
36	CEYHR	船用乙丙橡皮绝缘氯磺化聚乙烯护套软电缆	同 CEYH 型,连接移动电器设备用
37	CEYR	船用乙丙橡皮绝缘硫化丁聚护套软电缆	同 CEY 型,连接移动电器设备用

2)确定电缆芯线的截面和芯数

电缆芯线截面是由它所载电流的大小而定。根据电流的热效应,电缆的允许最大载流量不应小于该电缆的最大可能的工作电流。

船用电力电缆的载流量(环境温度+45℃时)见表 8.3.2—7 至表 8.3.2—14[4]。

表 8.3.2—7　**船用橡皮绝缘电缆连续使用时的额定电流(A)**

芯线温度	70℃			80℃			85℃		
芯数(根) / 标称截面(mm²)	1	2	3	1	2	3	1	2	3
0.75	13	11	10	16	13	11	17	14	12
1	16	13	11	19	16	13	20	17	14
1.5	20	17	14	24	20	17	25	21	18
2.5	26	22	19	32	27	23	34	28	24
4	35	26	25	42	35	30	44	37	32
6	44	37	32	53	45	38	56	48	41
10	61	51	44	72	62	52	77	66	56
16	81	68	58	97	82	70	100	87	74
25	105	90	77	130	110	92	135	115	98
35	135	110	94	160	135	115	170	140	120
50	165	140	120	200	165	140	215	180	150
70	205	170	145	245	205	175	260	220	170
95	250	210	180	300	250	215	320	270	230
120	290	245	205	350	290	250	370	310	265
150	335	—	240	400	—	285	430	—	305
185	385	—	—	460	—	—	490	—	—
240	465	—	—	545	—	—	580	—	—
300	525	—	—	630	—	—	670	—	—
400	625	—	—	750	—	—	800	—	—

表 8.3.2－8　　船用橡皮绝缘多芯电缆连续使用时的额定电流(A)

芯线温度	70℃				80℃				85℃			
标称截面(mm²) / 芯数(根)	0.75	1.0	1.5	2.5	0.75	1.0	1.5	2.5	0.75	1.0	1.5	2.5
4	9	10	13	18	11	12	16	21	11	13	17	22
5	8	10	12	16	10	12	15	20	10	12	16	21
7	7	9	11	15	9	10	13	17	9	11	14	18
10	7	8	10	13	8	9	12	16	9	10	13	17
14	6	7	9	12	7	8	10	14	8	9	11	15
19	5	6	8	11	6	8	9	13	7	8	10	14
24	5	6	8	10	6	7	9	12	6	8	10	13
30	5	6	7	9	6	7	8	11	6	7	9	12
37	4	5	6	9	5	6	8	10	6	7	8	11
44	4	—	—	—	5	—	—	—	5	—	—	—
48	4	—	—	—	5	—	—	—	5	—	—	—

表 8.3.2－9　　船用塑料绝缘电缆连续使用时的额定电流(A)

芯线温度	65℃			80℃		
蕊数(根) / 标称截面(mm²)	1	2	3	1	2	3
0.75	11	9	8	15	12	12
1	13	11	9	17	14	13
1.5	16	14	12	22	18	16
2.5	22	18	16	29	24	21
4	29	24	21	39	32	28
6	36	30	27	49	41	35
10	50	41	36	68	55	48
16	67	55	47	91	74	64
25	88	72	62	120	97	84
35	110	88	76	150	120	100
50	135	110	96	185	150	130
70	170	135	120	230	185	160
95	205	165	140	280	220	190
120	240	190	165	325	260	220

机组共有两对（4个）通风接口，可同时与两只箱子对接。联接通过手操气动阀进行。机组还设有CO_2取样接头和新风置换阀门，能适应果蔬集装箱的需要。机组的其他部分则与常规冷藏箱相似。

4.2.7 挂装机组

图5.5.10-21、图5.5.10-22分别表示整机挂装（供C型箱）和柴油发电机组挂装机组，参数见表5.5.10-7。

表5.5.10-7　　挂装机组参数

型号	温度 ℃	制冷量 kW	加热量 kW	压缩机功率 kW (hp)	蒸发器风机功率kW、风量m^3/h	冷凝器风机功率kW、风量m^3/h	功率 kW	电压 V	存油量	生产厂
COR-500	−18/38 0/38	3.66 7.00	3.6	3.729 (5)	2～0.55，2340	1～11，3650				Paul
COG-301							15 12.5	460 (60) 380 (50)	150	Cling
69 YG/GC							15			Carrier

4.3 冷藏制冷装置

这类装置适用于贮运水果、蔬菜、花木。与冷冻制冷装置相比，它有下列特点：

1）制冷温度较高，箱温一般在0℃左右或以上；

2）温度容许的波动幅度较窄，对进、回风温度的控制要求较高；

3）往往有较大的制冷量，以吸收果、蔬的呼吸热和田间热；

4）有换风装置以保证箱内CO_2和乙烯浓度不致过高；

5）循环风量大。

常用的系统有热气注入和液态冷剂注入等。

4.3.1 热气注入系统

本系统最先由英国船东冷货研究会（SRCRA）提出并使用。它通过温度控制器，按送风温度控制三通调节阀开度，调节注入蒸发器的热气量，来改变蒸发温度和制冷量。一般能在0～100%范围内使送（出）风温度达到预定的要求，误差不超过±0.25℃。系统的主要缺点

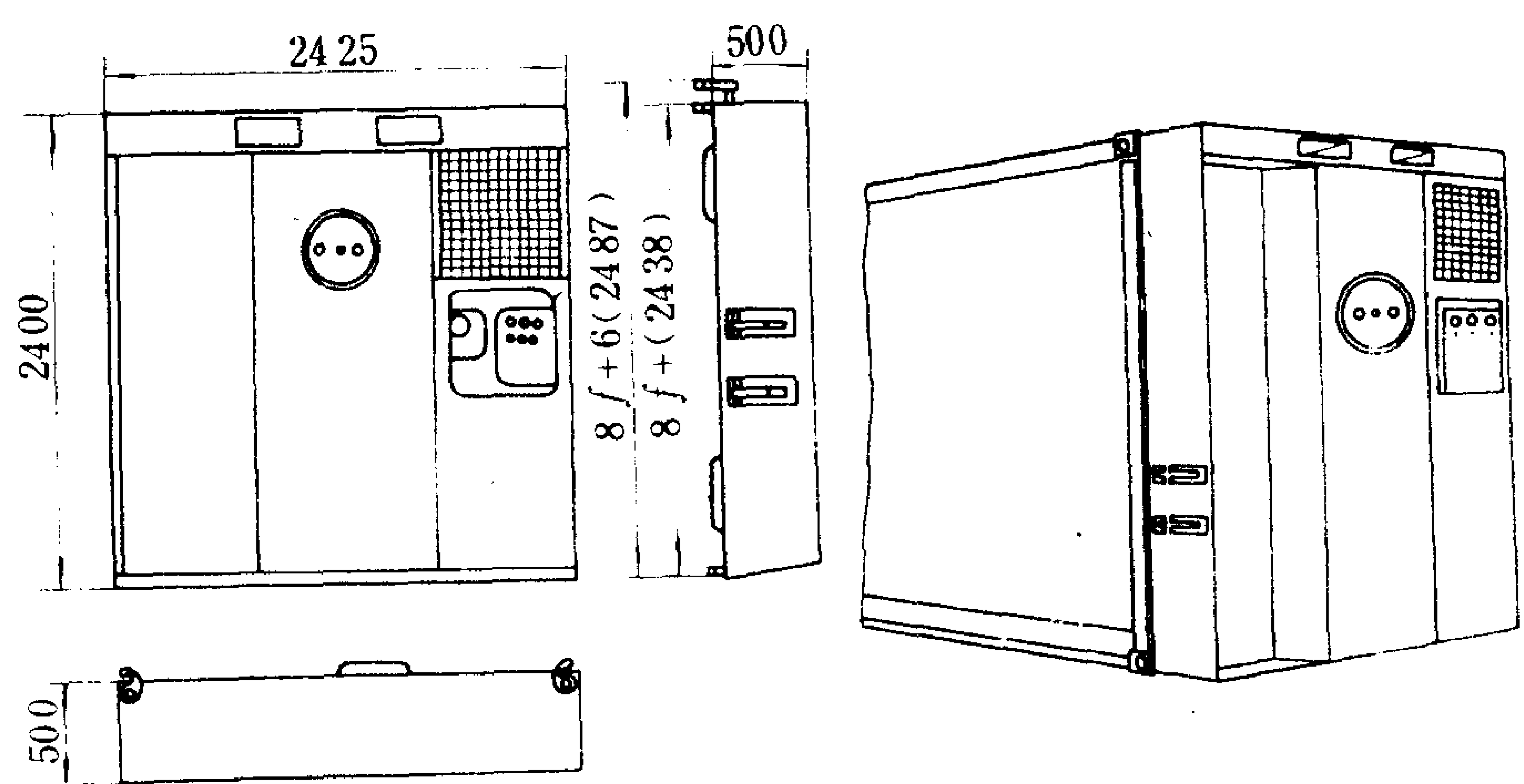


图5.5.10-21　挂装式制冷机组

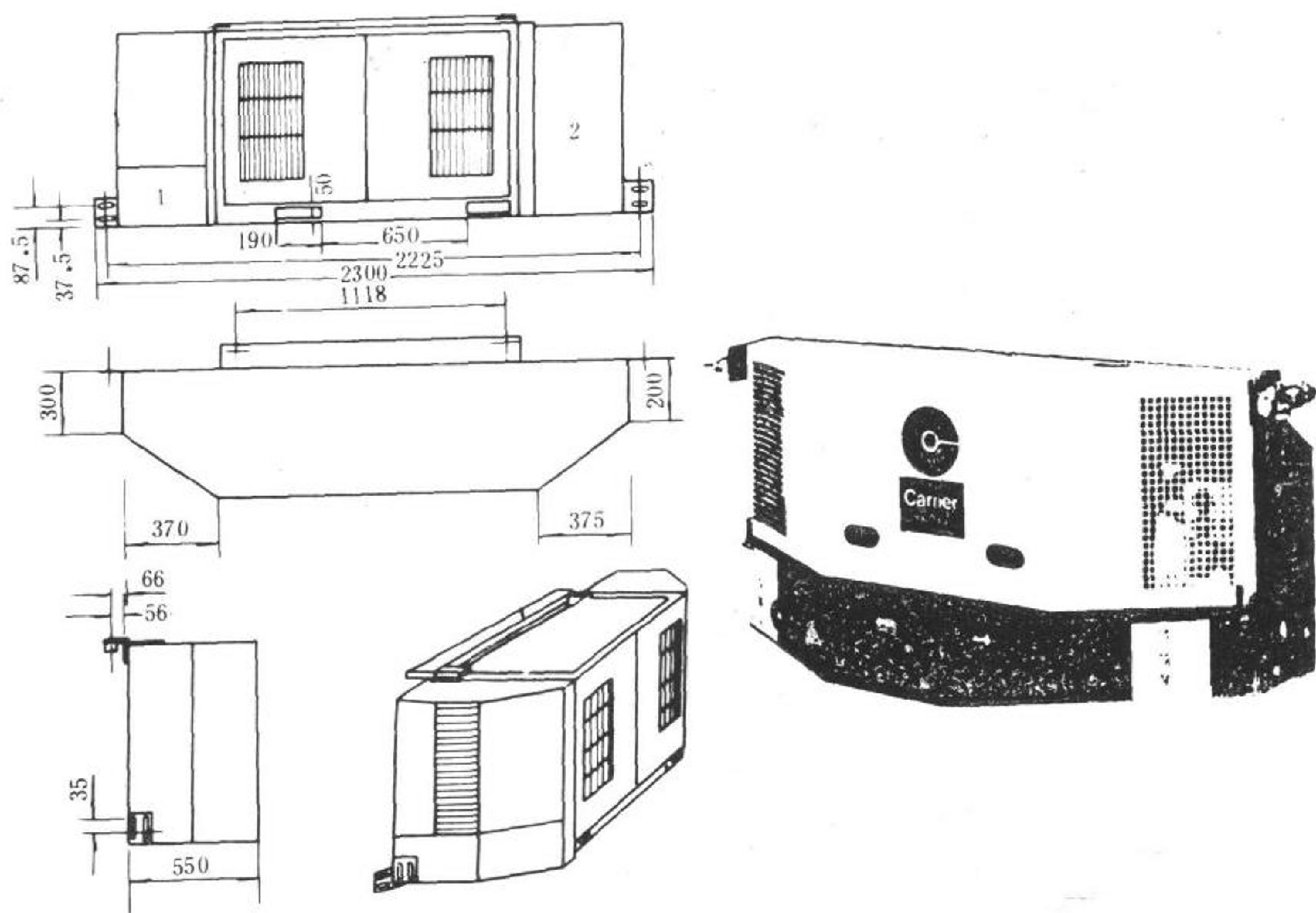


图 5.5.10-22　挂装式柴油发电机组
1-蓄电池；2-油箱

是低负荷时经济性差。

图 5.5.10-7 所示即为这种系统的实例。它采用 1 只温度控制的电磁阀 3 和 1 只受吸气压力调节的注气阀 2 来调节注气量，从而达到控制能量的目的。

4.3.2　液态冷剂注入系统

这是一种比较经济的系统，如图 5.5.10-17。它通过控制背压阀 4 的开度来调节制冷量。当送风温度过低时，在温度控制器的作用下，使背压阀开度减小，蒸发压力和蒸发温度提高，制冷量就减少。这时，如果出现吸入温度过高或吸入压力过低，控制器就会同时控制注液电磁阀 10 的开度，向吸入总管注入适量液态冷剂来调整。

4.3.3　其他系统

风温也可采用调节压缩机的排气量等方法来调节，但冷藏集装箱所用的制冷机一般较小，只有少数产品带有无级的能量调节装置。

5　冷藏集装箱的监控仪表

5.1　温度记录器

温度记录器用来记录箱内货温随时间的变化，是运输质量的一种凭证，每个冷藏集装箱都必须装设，型式较多。

5.1.1　机械式温度记录器

如图 5.5.10-23 所示，机械式温度记录器主要由记录笔 2 、感温管 38、记录纸 25、小电

机 7 等组成。感温管 38 为充气式，受箱温作用推动记录笔 2 在纸 25 上记录温度。记录纸由螺帽 31 和夹头 15 固定在记录盘上，并借小电机 7 推动，以定速旋转来区分时间。这种仪器一般能在 −25～25℃ 范围内，以每格 1～2℃ 的精度记录 30 至 31 天的箱内温度变化。在更换记录纸时，应通过托臂 30 将记录笔抬起。换纸后，应将当时日期与时间定标 26 上的记号对齐，然后将纸铺平，用夹头 15 和螺帽 31 固定。

5.1.2 温度控制-记录器

温度控制-记录器兼有记录、控制两种功能，见图 5.5.10-23。上面除记录笔外，还有温度控制等设备，可经温度设定旋钮 22 设定箱温，以控制箱内的温度。

5.1.3 电子记录/读出器

图 5.5.10-24 示出凯利亚公司推出的数据记录/读出器，它是一种微电子系统，能自动地

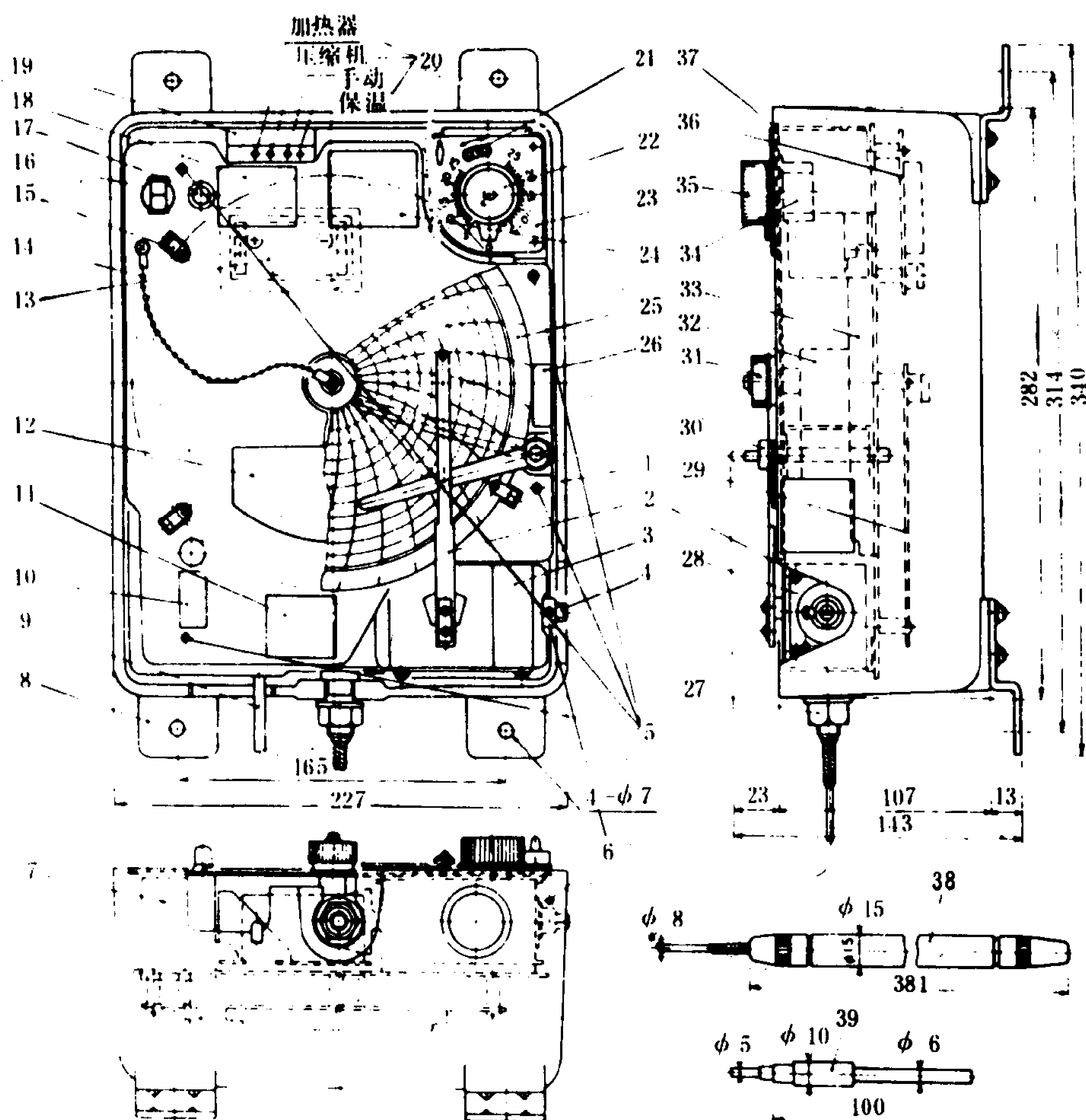


图 5.5.10-23 机械式温度控制-记录器

1-外壳；2-记录笔；3、10、18、24-说明板；4、6-螺栓；5-螺丝；7-石英马达；8-托架；9-导线；11-铭牌；12-接线图；13-电池；14-链；15-夹头；16-电压指示器；17-开关；19-指示灯功能牌；20-指示灯；21-调节螺丝；22-旋钮；23-度盘；25-记录纸；26-时间定标；27-螺母；28-元件；29-底板；30-记录笔提升臂；31-螺帽；32-托架；33-接线排；34-调节器；35-设定旋钮；36-继电器板；37-记录板；38-感温管；39-传感器

每隔 30 min记录（存储）一次送风和回风的温度，达 62 天。也能记下停电时间、温度整定值的变化和融霜周期等数据。读出器则能从记录器中取出所存贮的数据，并予打印。

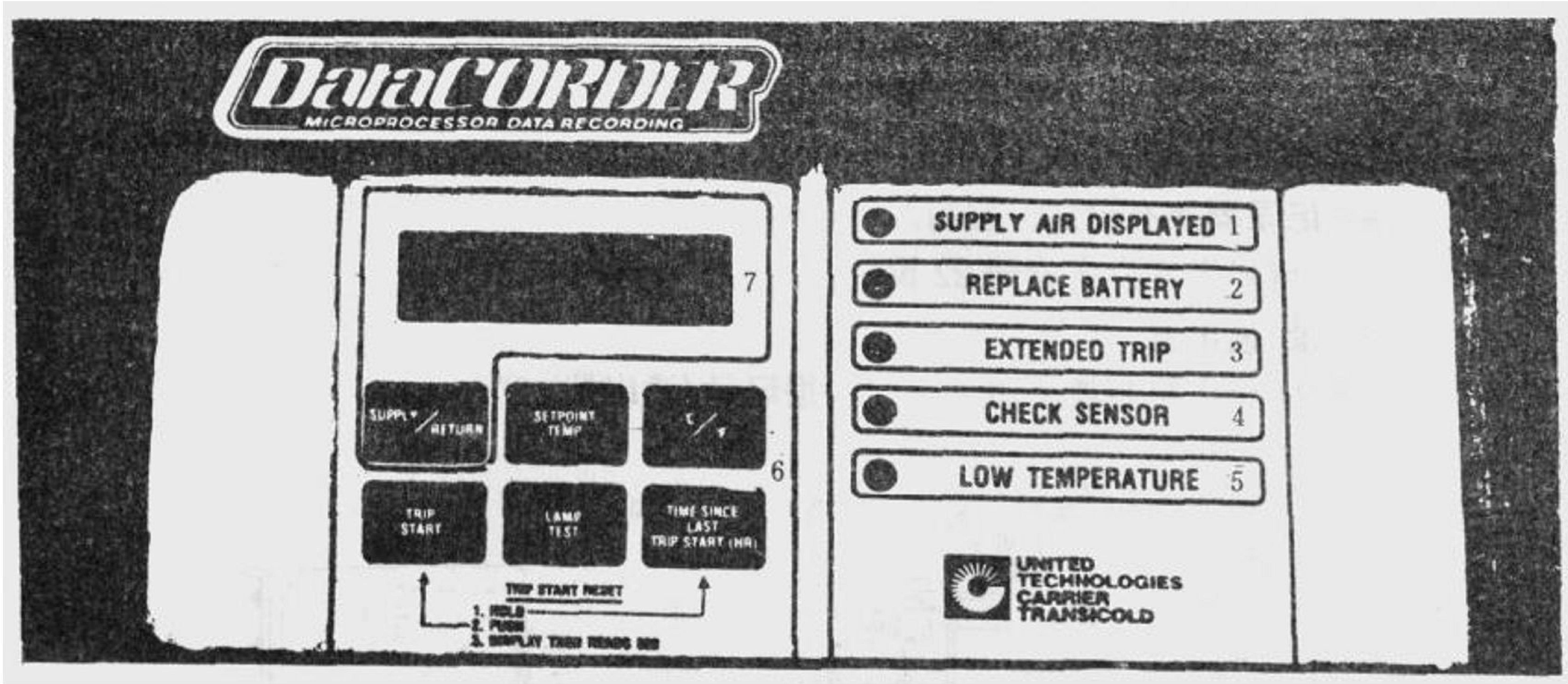


图 5.5.10-24　数据记录/读出器

1-送风显示；2-更换电池；3-航次持续；4-传感器校核；5-低温；6-功能键；7-显示器

5.2　温度控制器

温度控制器用来控制箱内温度。箱温可通过整定旋钮 22（图 5.5.10-23）来设定。当感温管 38 感受到设定温度时，仪器即会使机组停止制冷。指示灯所指的工作状态为：绿灯——正在运行，橙色——制冷停止，但箱温处于控温范围之内；红灯——正在加热融霜。仪器普遍使用固体电路。

三菱的电子控制器（MEC）与上述相仿，但设定值由数字显示，有 2 个传感器分别控制进、回风温度，一旦回风温度传感器失灵，进风温度传感器就接替工作，使进风温度保持在设定值以下 2 ~ 8 ℃的任一温度上（误差±0.5℃）。如果两种传感器都不起作用，则在冷冻工况时，制冷机将继续朝降温方向工作。在冷却工况时，机器就自动停止，以防冻坏货物。同样，在控制回风温度时，如果进风温度比整定值低 3 ~ 5 ℃，系统也会自动停止工作。大金的电子控制器（DECOS）与MEC相似，控制精度达±0.3℃。

5.3　电子监控和记录系统

图 5.5.10-25 示出约克公司的电子监控和记录系统。它由电子记录器和数据回收器以及相应的显示、打印和接线箱组合而成。记录器装在集装箱上，当联接成图示系统时，就可用于监控。这时箱上的记录器通过导线和回收器与显示器、键盘和打印机接通，工作人员就可对已接入系统的任一只箱上的信息进行监控和存取。记录器能记录：

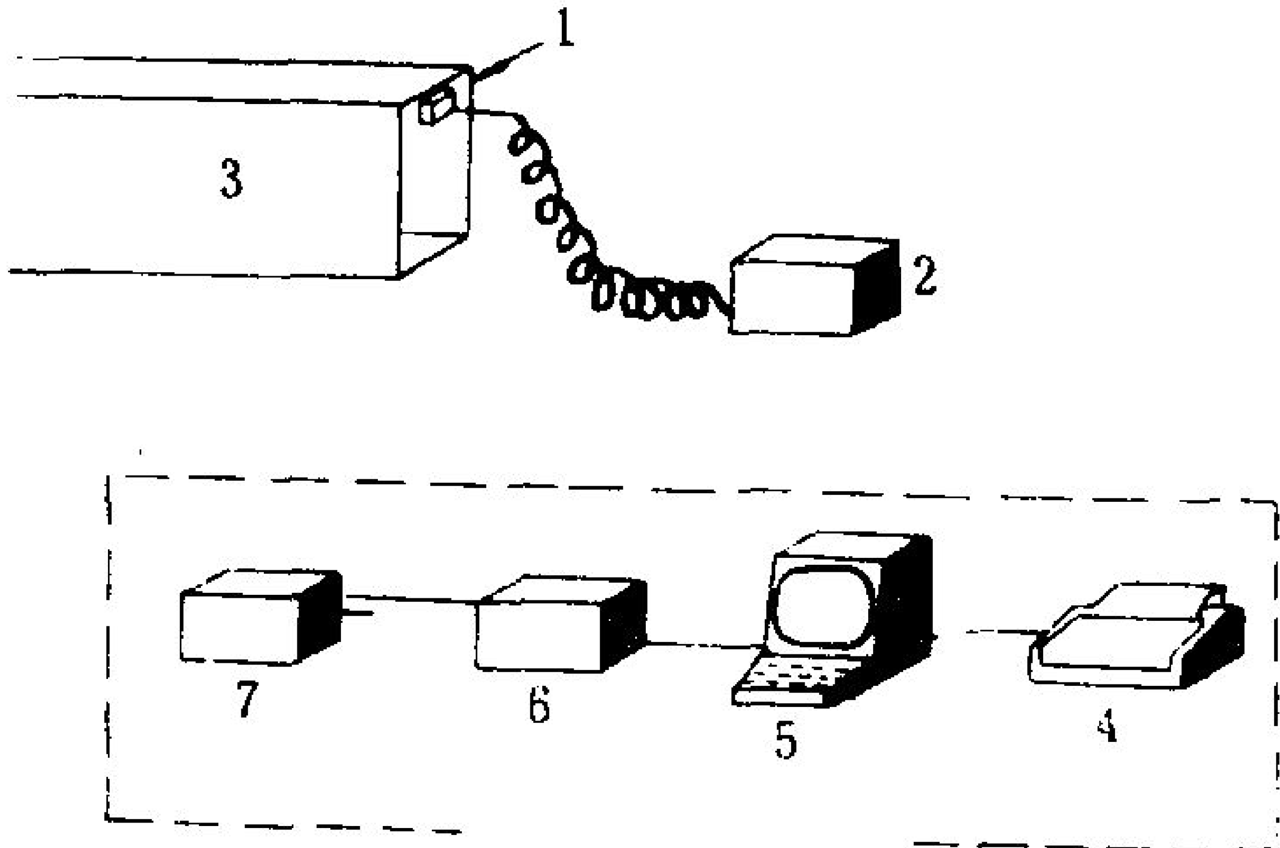


图 5.5.10-25　电子监控记录器

1-数据记录器；2-数据回收器（移动式）；3-冷藏箱；4-打印机；5-显示器；6-数据回收器；7-电源

表 8.3.2－16 **环境温度修正系数**

绝缘材料	环境温度校正系数			
	40℃	45℃	50℃	55℃
一般聚氯乙烯	1.15	1.0	0.82	—
耐热聚氯乙烯	1.08	1.0	0.91	0.82
乙丙橡皮	1.06	1.0	0.94	0.87
硅橡皮	1.05	1.0	0.95	0.89

(2)电缆在管内敷设时的修正

当电缆敷设在管内，其长度超过 1.3m 时，可选择电缆载面的计算电流比实际工作电流增加 25%左右。

(3)电缆成束敷设时的修正

我国尚未对成束敷设的电缆的载流量应如何修正作出规定，表 8.3.2－17 是国外所采用的修正系数。

表 8.3.2－17 **各国船规对成束敷设修正系数的规定**[2]

国家或机构名称	IEC (1977)	英国 1975	日本 1976	苏联 1975	西德 1971	法国 1971	美国 (1974)
修正系数	0.85						电缆束排列大于二层时每增加一层额定电流减少 5%
前提条件	6 根以上的电缆成束敷设						

4)船舶电网电压降的确定

选择电缆时还需根据用电设备允许的电压损失验算所选用的电缆截面是否符合规范的要求。表 8.3.2－18 列出了船舶电网电压降容许值。[4]

表 8.3.2－18 **船舶电网电压降容许值**

船舶电网名称	允许电压降(5%)	
	直　流	交　流
发电机至总配电板	1	1
动力网络	7	7
照明网络，110V 及以上	7	7
照明网络，24V 以下	不计	不计
24V 可携器具及照明	不计	不计

电压降计算公式汇总于表 8.3.2－19。

(1)表 8.3.2－19 为集中负载(如图 8.3.2－9 所示)的电压降计算公式

表 8.3.2－19 **电压降计算公式表**[1]

网络分类	以伏表示		以百分数(%)表示	
	已知电流 (A)	已知功率 (kW)	已知电流 (A)	已知功率 (kW)
直流网络	$\frac{2IL}{\gamma S}$	$\frac{2PL}{\gamma SU}\times 10^3$	$\frac{2IL}{\gamma SU}\times 100$	$\frac{2PL}{\gamma SU^2}\times 10^5$

续上表

网络分类	以伏表示		以百分数(%)表示	
	已知电流 (A)	已知功率 (kW)	已知电流 (A)	已知功率 (kW)
单相交流网络	$\frac{2IL}{\gamma S}\cos\varphi$	$\frac{2PL}{\gamma SU}\times10^3$	$\frac{2IL}{\gamma SU}\cos\varphi\times100$	$\frac{2PL}{\gamma SU^2}\times10^5$
三相交流网络	$\frac{\sqrt{3}\,IL}{\gamma S}\cos\varphi$	$\frac{\sqrt{3}\,PL}{\gamma SU}\times10^3$	$\frac{3IL}{\gamma SU}\cos\varphi\times100$	$\frac{3PL}{\gamma SU^2}\times10^5$

注：L——电缆和电线的长度，m；

s——电缆和电线的截面积，mm^2；

γ——导电率，铜 20℃时的 $\gamma=54.4m/\Omega、mm^2$；

P——负载功率，kW；

U——负载电压，V；

I——负载电流，A；

$\cos\varphi$——负载的功率因数。

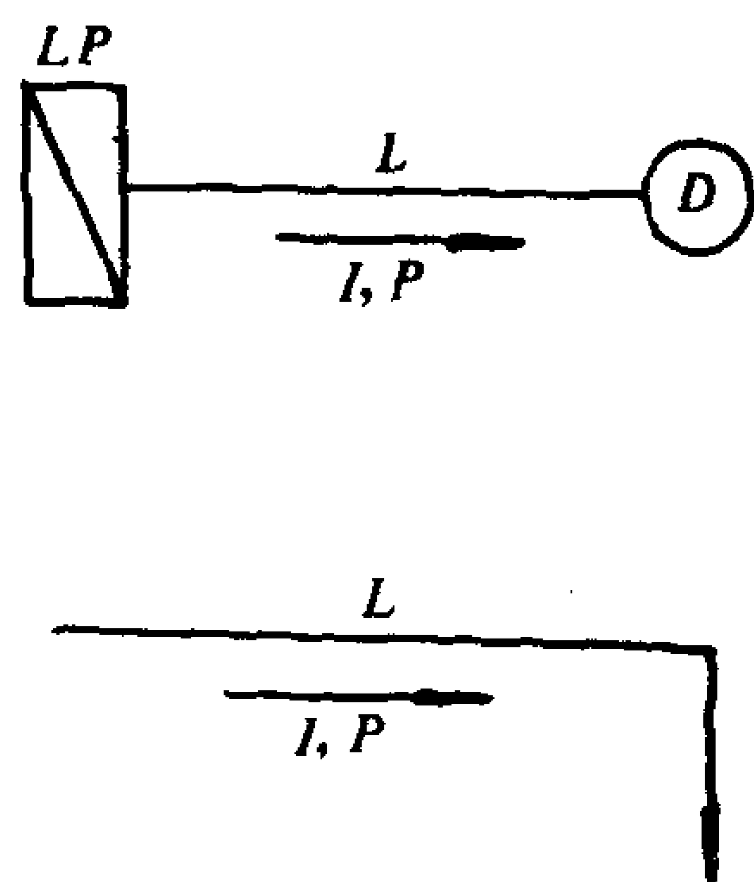


图 8.3.2－9 集中负载电压损失计算

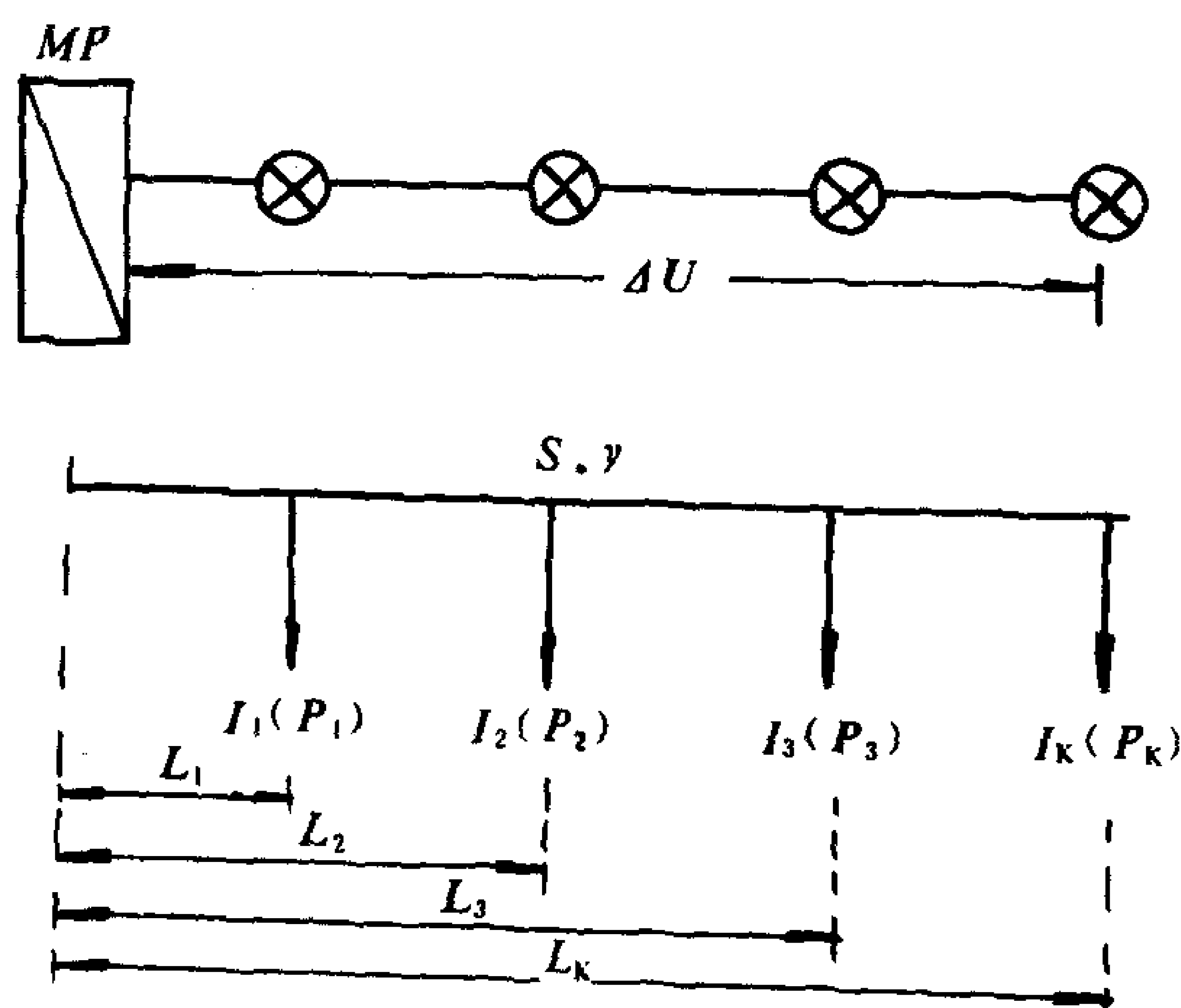


图 8.3.2－10 照明网络

(2)计算分配电板电网电压降时，其干线负载电流应考虑同时使用系数，对交流电网功率因数 $\cos\varphi$ 应取各分支功率因数按功率计算的平均值，即：

$$\cos\varphi=\frac{P_1\cos\varphi_1+P_2\cos\varphi_2+\cdots+P_n\cos\varphi_n}{P_1+P_2+\cdots+P_n}$$

(3)分散负载的电压降计算[5]

例如计算照明网络电压降时，假定沿线整个长度具有相同的截面，可以利用功率矩 PL 或电流矩 IL 公式直接计算出电缆或电线总的电压降 ΔU。如图 8.3.2－10 所示的照明网络：

$$\Delta U\%=\frac{200}{\gamma su}\sum_1^k I_k L_k \quad 或\ \Delta U\%=\frac{2\times10^5}{\gamma su^2}\sum_1^k P_k L_k$$

5.2 常用船用电缆、电线型号规格及用途[4][5]

船用电缆型号的符号说明见表 8.3.2－20；船用电缆型号与用途见表 8.3.2－6；船用电缆的规格见表 8.3.2－21；船舶常用电缆交流电阻及电抗值见表 8.3.2－22；电线在船上主要用作电气设备的内部接线和一部分生活舱室的照明线路。一般说来，电线是船上陆上通用的，

有关电线的型号、性能和主要参数见表 8.3.2—23 和 8.3.2—24[4]。

表 8.3.2—20　　**船用电缆型号的符号说明**

C	船　用	H	仪表、控制通信、电话	B	布　线	S	同轴射频
绝缘符号		护层符号		铠装符号		防腐层及其它符号	
E	乙丙橡胶	F	氯丁橡皮	31	镀锌钢丝编织	V	聚氯乙烯防腐层
		YH	氯磺化聚乙烯橡皮			P	各线芯屏蔽
V	聚氯乙烯	V	聚氯乙烯	32	镀锡铜丝编织		
XG	硅橡胶	B	玻璃丝编织			PP	成缆外总屏蔽

表 8.3.2—21　　**船用电缆的规格**[4]

型　号	芯　数	标称截面(mm^2)
CF,CY,CDF,CDYH,CDY,CEF,CEYH,CEY	1	0.75～400
CF_{31},CY_{31},CDF_{31},$CDYH_{31}$,CDY_{31},CEF_{31},CEY_{31}	2	0.75～120
$CEYH_{31}$ CF_{32}, CY_{32}, CDF_{32},CDYH32, CDY_{32},CEF_{32}	3	0.75～150
$CEYH_{32}$, CEY_{32},CV	4～37	0.75～2.5
	44～48	0.75
CFR,CYR,CDFR,CDYHR,CDYR,CEFR,CEYR,CEYHR		
	1,2,3	0.75～120
CVV,CVV－80,CVV_{32},CVV_{32}－80	4～37	0.75～2.5
	44～48	0.75

注:4～48 芯的序列为:4,5,7,10,(12),14,(16),19,24,(27),30,(33),37,(41),44,48。括号内芯线为老产品保留规格,不推荐采用。

表 8.3.2—22　　**乙丙橡皮绝缘、聚氯乙烯绝缘船用电缆交流电阻及电抗值**

标称截面(mm^2)	50 Hz				60Hz			
	电抗 Ω/km			20℃时导体电阻	电抗 Ω/km			20℃时导体电阻
	单芯		二芯及三芯		单芯		二芯及三芯	
	○○○	○○○			○○○	○○○		
1.0	0.163	0.178	0.126	18.2	0.196	0.214	0.151	18.2
1.5	0.154	0.168	0.118	12.2	0.185	0.202	0.142	12.2
2.5	0.142	0.151	0.110	7.56	0.170	0.187	0.132	7.56
4	0.134	0.149	0.106	4.70	0.161	0.179	0.127	4.70
6	0.126	0.140	0.100	3.11	0.151	0.168	0.120	3.11
10	0.119	0.134	0.0957	1.84	0.143	0.161	0.115	1.84
16	0.112	0.126	0.0921	1.16	0.134	0.151	0.111	1.16
25	0.107	0.121	0.0885	0.734	0.128	0.145	0.106	0.734
35	0.101	0.116	0.0871	0.529	0.121	0.139	0.105	0.529
50	0.097	0.112	0.0845	0.391	0.116	0.134	0.101	0.391
70	0.094	0.109	0.0821	0.270	0.113	0.131	0.0985	0.270

续上表

标称截面（mm²）	50 Hz				60Hz			
	电抗 Ω/km			20℃时导体电阻	电抗 Ω/km			20℃时导体电阻
	单芯		二芯及三芯		单芯		二芯及三芯	
	○○○	○○○			○○○	○○○		
95	0.0919	0.106	0.0809	0.195	0.110	0.127	0.0971	0.195
120	0.0892	0.104	0.0786	0.154	0.107	0.125	0.0943	0.154
150	0.0885	0.103	0.0773	0.126	0.106	0.124	0.0928	0.126
185	0.0875	0.102	—	0.100	0.105	0.122	—	0.100
240	0.0855	0.100	—	0.0773	0.103	0.120	—	0.0777
300	0.0850	0.0995	—	0.0620	0.102	0.119	—	0.0626
400	0.0837	0.0982	—	0.0492	0.100	0.118	—	0.0499

注：单芯电缆作“○○○”敷设时，只适于交叉换位线路

表 8.3.2—23

常用电线的型号及性能

型号 标称截面（mm²）	名称	用途	使用条件		额定电压（V）		芯数（单线根数）
			环境温度（℃）	芯线长期允许工作温度（℃）	交流（50赫）	直流	
AV （0.2～0.6）	聚氯乙烯绝缘仪表安装线	无线电仪表及电话机等弱电设备线路作安装接线用	−40～+50		250	500	1～3
AVR （0.025～6）	聚氯乙烯绝缘安装软线	低压弱电流电器、仪表和无线电设备作柔软安装接线用	−40～+50	+60	250	500	7～98
AVP－14 （0.35）	聚氯乙烯绝缘及护套屏蔽安装电缆	电信设备作为固定安装连接线	−40～+70		380	500	14
ASTVV （0.5;0.75	聚氯乙烯绝缘多芯安装电缆	适用于电气设备作为成束固定安装连接线	−40～+70		380	550	2～14
SBVR （0.035）	聚氯乙烯绝缘电缆（小型）	适用于半导体、收音机、小变压器作引出线或类似电气设备作线路连接线	−40～+40				（7）
SBVP （0.03～1.5）	聚氯乙烯绝缘镀锡铜丝屏蔽电缆	适用于作弱电流的电器、仪表及电信设备的连接线	−15～+50				1～2
BV （0.8～95）	聚氯乙烯绝缘铜芯线	适用于作室内干燥场所的电气设备、仪表及照明装置的连接线	−40～+50	+60	500	1000	（1～19）
BVV （0.8～10）	聚氯乙烯绝缘和护套铜芯线	适用于作室内干燥及潮湿场所的电气设备、仪表及照明装置的连线	−40～+50	+60	500	1000	（1～7）
BVR （0.8～50）	聚氯乙烯绝缘铜芯软线	适用于作室内干燥场所要求比较软的电气设备仪表及照明装置的连接线	−40～+50	+60	500	1000	（7～133）

8　冷藏集装箱船

通常将专门装运带通风接口的隔热箱的冷藏船称为冷藏集装箱船或全冷藏集装箱船。这类船舶所拥有的承运冷藏箱的能力约占各种冷藏箱总数的68%以上。

全冷藏集装箱船的特点如下：

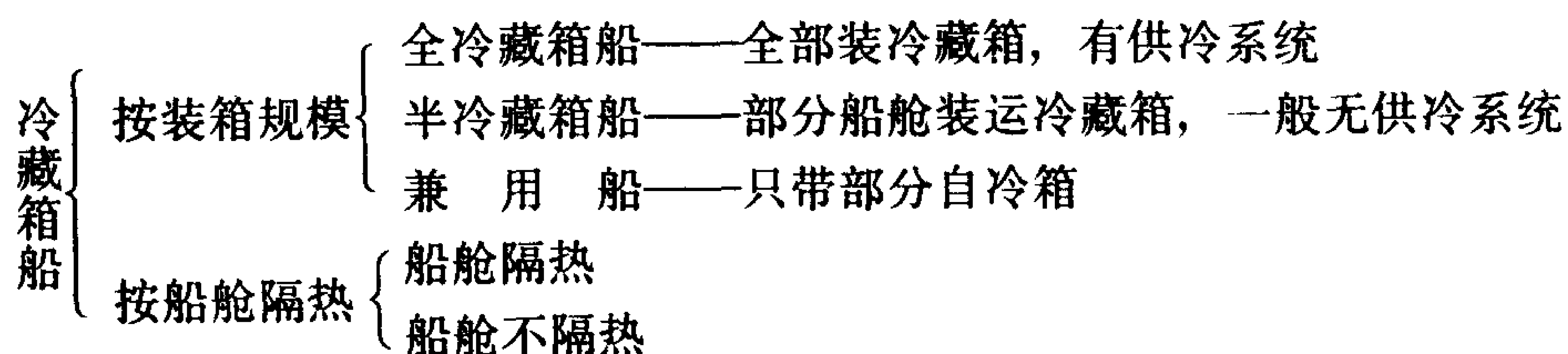
1）货舱开口大，并做成2或3排并列，其总宽度约为船宽的70～80%，总长度几乎与舱长相等；

2）上甲板平直，无拱弧，舱盖和甲板上有固定集装箱的设施，可在甲板上装载集装箱；

3）船上一般没有起吊设备，舱内则有由角钢立柱和横向桁材组成的箱槽。槽的上端做成坡口，以利箱子装卸；

4）航速较高，一般在15 kn以上，有的则高达35 kn。

8.1　冷藏集装箱船的种类



8.2　冷藏集装箱船的冷风系统

8.2.1　横向集中供风（CCS）系统

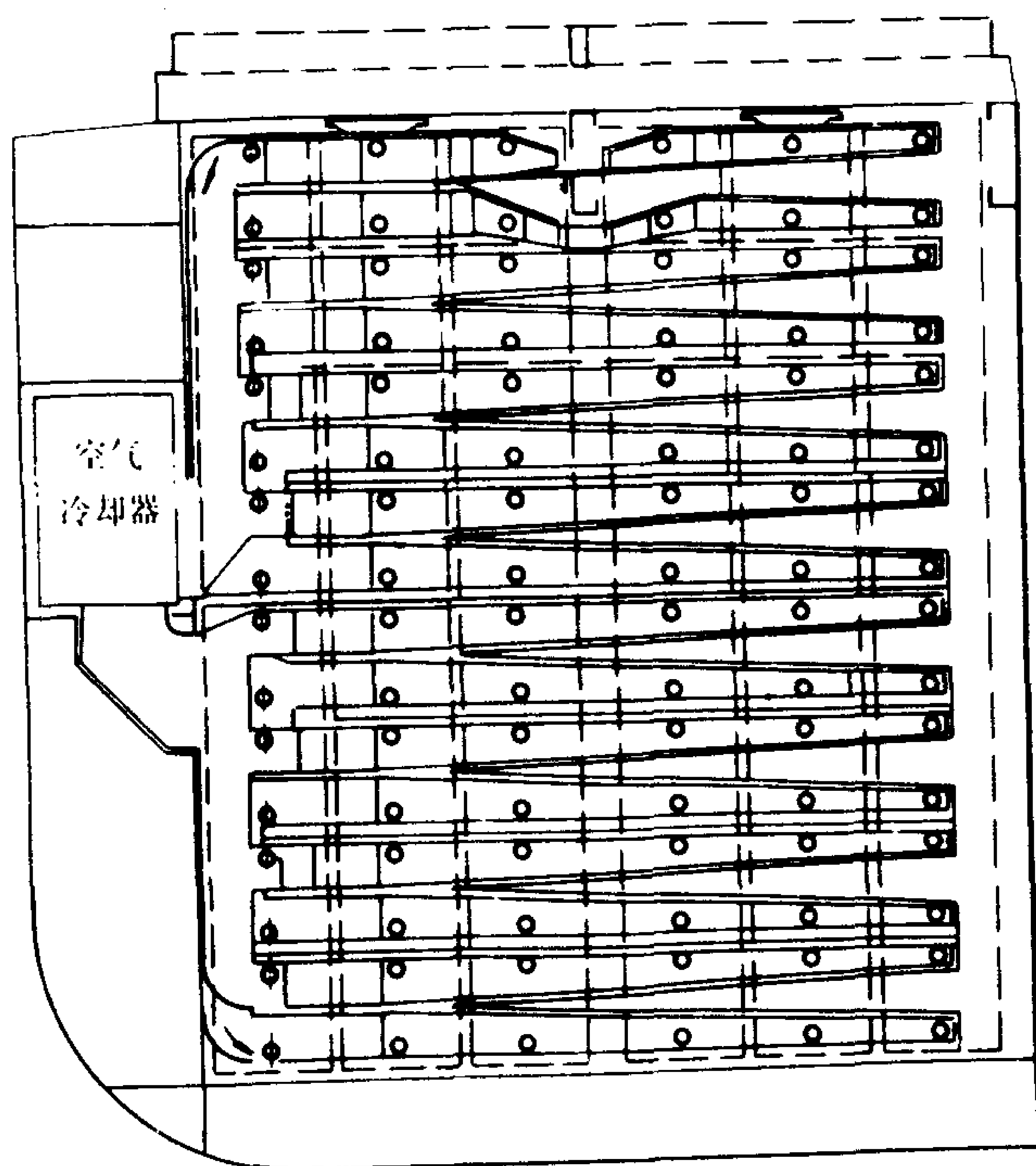


图5.5.10-27　“指状”供风系统

这种系统亦称“指状”系统，见图5.5.10-27。

冷风由一个冷风机组集中送出，沿横向分送至各集装箱，然后汇集流回。这种系统可利用船边走道安排冷风机组，少占船长方向的有用空间。风管长度一般也较竖向系统为短。每组冷却器可向24～48只箱子供风。但对货温要求不同的箱子，则缺乏适应能力。

当用于不隔热船舱时，对舱盖下方各箱，需采用较大的通风量，约40～60次/时。

8.2.2　竖向集中供风系统

图5.5.10-28示出一种改进过的竖向供风系统，（原称“长杆”（Sea Rod）系统，亦称Con Air系统）。它将每一箱槽中的冷藏箱联在一起，由一个冷风机组供风，风速一般较高，每立方米箱容耗功约40 W。各组的温度可通过制冷

量（盐水或冷剂量）来调节，监控也比较方便，对不同货温的适应性较横向系统为佳。

8.2.3 集中-分散供风系统（竖向）

这是竖向集中供风系统的一种改进。它在每个箱子的回风口与竖管的连接处，设一抽风机，以便按需要向箱内供风，而又不使风机热带入，有利于货物温、湿度的保持（可使 $\varphi=85\%\sim95\%$），功耗可降至 $25\sim30\ W/m^3$（净容）。

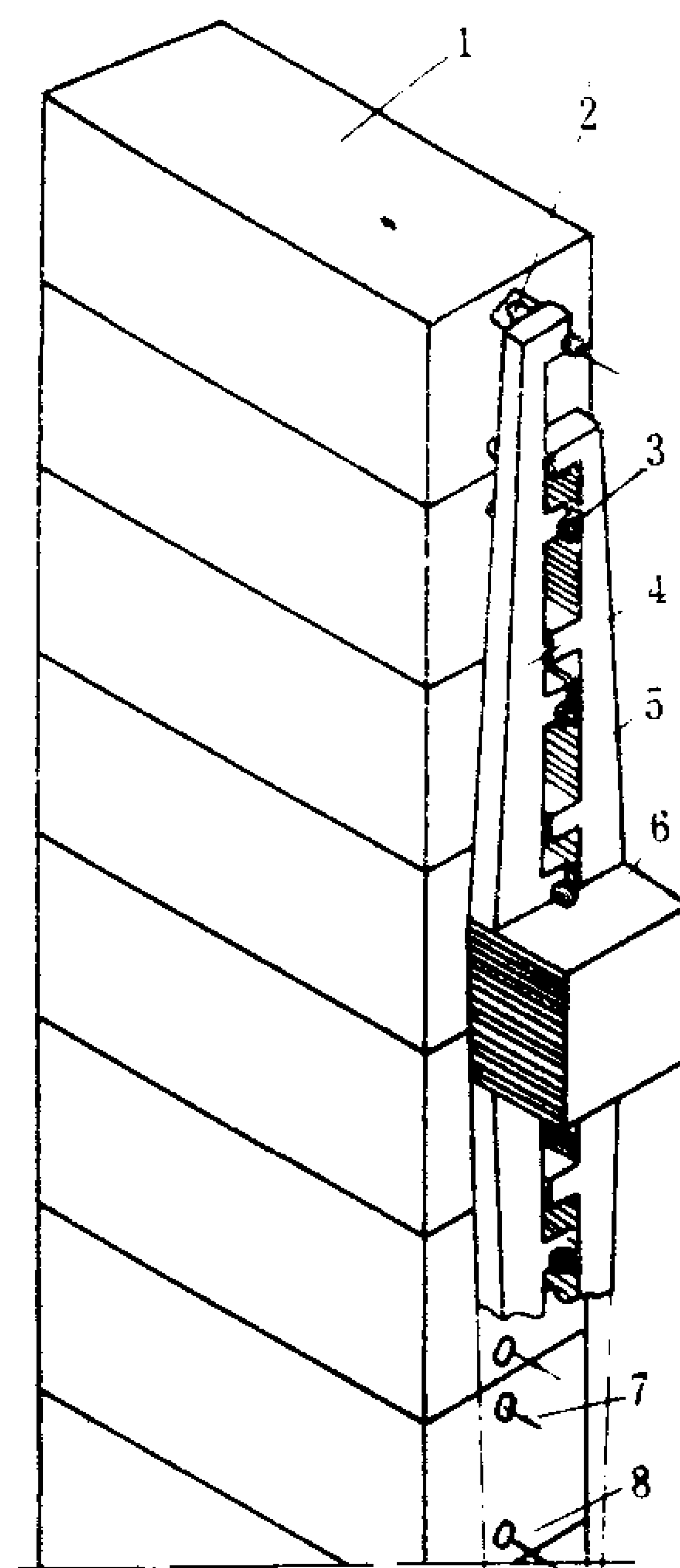
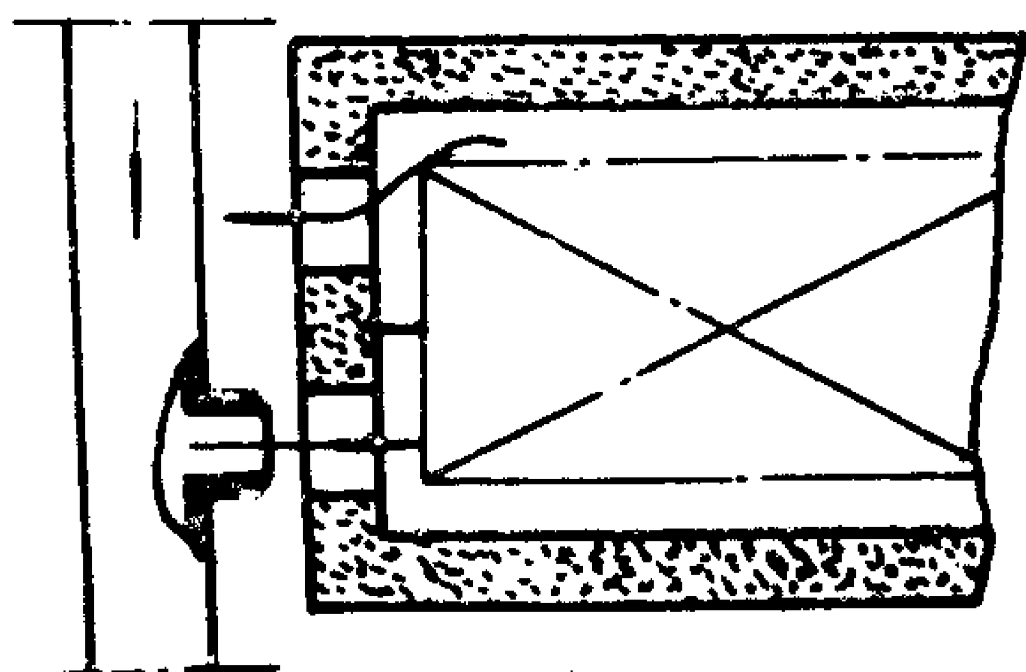


图 5.5.10-28 （竖向）集中供风系统
1-集装箱组；2-空气管接头；3-风机马达；4-回风管；5-进风管；6-冷风机；7-回风；8-进风

8.2.4 冷风机组供风系统

这是一种控温灵活性最好的系统。它在每个冷藏箱的通风接管上布置一个冷风机组，包括一个不大的封闭式隔热壳体、一个冷却器或蒸发器、一台风机、残水盘以及融霜装置和监控设备等。这种系统可以避免长风管，风机功耗也可减至最少，约 $20\ W/m^3$（净容）。但设备较多，造价也高，适合在一些装箱不多、货种分散的箱船上使用。

8.2.5 无接口供风系统


图 5.5.10-29 无接口供风系统
1-冷藏集装箱；2-送风道；3-送风口

这种系统的前身是无风道系统，用在有隔热的船舱中。由风机向箱子通风口吹风。改进后的设计如图 5.5.10-29 所示。这种系统适宜在多用途船上供运送不需要新风的冻货。

8.3 箱堆的堆码系数

为了确定冷藏箱船制冷装置的热负荷，需要确定冷藏箱装船后各壁面外的实际气温。但在集装箱船的箱堆中，上、下箱间的实际温度往往难以确定。根据一些实船的试验研究结果，认为它可采用“堆码系数”来折算。

$$\text{堆码系数}\ \xi=\frac{\sum \text{各实际表面积}\times\text{各表面的实际温差}}{\text{总表面积}\times(\text{外温}-\text{内温})}$$

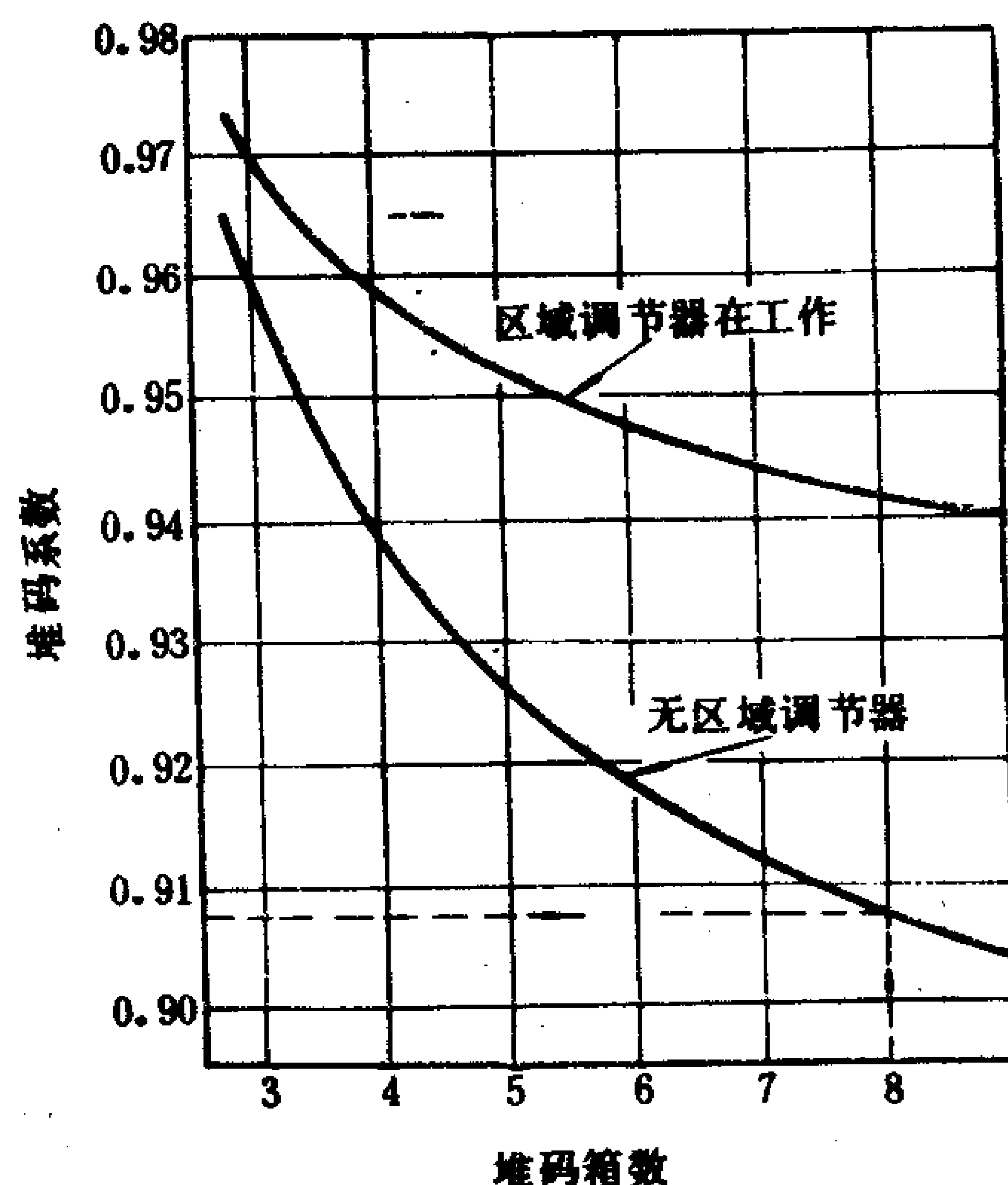


图 5.5.10-30 堆码系数

堆码系数与堆码箱数的关系见图

5.5.10-30。

参考文献

〔1〕ISO 1496/II, Series I part II Thermal containers, 1977

〔2〕保温集装箱的技术条件和试验方法，国家标准局，1988

〔3〕C.R. Scrine etc.: Long distance refrigerated transport: Land and sea, Int. Inst. of Refrigeration, 1985

〔4〕Daieking Co.: Refrigerated container instruction, 1985

〔5〕Carrier Corporation: Operation and service manual container refrigeration unit, 1986

〔6〕中国制冷学会第4专业委员会等:
新冷源冷藏运输学术交流会论文集，1986

〔7〕三菱（日）：集装箱冷藏机组

〔8〕G.Lorentzen ete: Refrigeration of perishable products for distant markets, Int. Inst.of Refrigeration, 1982

〔9〕合肥通用机械研究所：制冷机，机械工业出版社，1987

〔10〕Mc Alpine Co. Refrigeration unit for Containers

〔11〕Thermoking Co.: Iustructions for container refrigeration unit.

〔12〕Containerization, 1975～1985

〔13〕Cargo system, 1973～1984

第11章 船舶制冷系统

制冷系统是船舶冷藏舱、室的冷源所在，关系着它们的热性能和所贮运货物的质量。

船舶制冷系统的工作参数，随所服务舱、室的用途而变，见表5.5.11-1，其调节幅度一般较宽，以适应装运不同货物的需要。

表5.5.11-1 船舶制冷系统的工作参数

参数	范围	适用处所
制冷温度 ℃	12～−30 −23 −40～−50 −165	一般通用舱室 某些速冻食品 金枪鱼舱 液化天然气
控温精度℃	±1～±0.1	小值适用于果蔬
通风次数 次/h	20～80	大值适用于果蔬

按照获得冷量的方式，船舶制冷系统可分为直接式和间接式两种。

直接式系统由制冷剂的直接蒸发来制冷，所以冷剂管路较长，充入量较多，发生制冷剂漏泄的可能性较大，但能量损失相对较少，适宜在中小型系统中使用，并可按实际需要采用集中式直接冷却或分散式直接冷却。

间接式系统利用中间介质即冷媒传递冷量对舱室制冷，因此需另加冷媒和冷媒输送泵、换热器等设备，热损失较大，也较笨重。但由于它有较大的蓄冷能力，外负荷变化引起的舱温波动就较小。此外，系统各分支温度的单独调节也比较灵便，适宜在大型系统中应用。

直接式和间接式系统的技术经济比较见表5.5.11-2

表5.5.11-2 直接、间接式制冷系统技术经济比较

项目 指标 / 系统名称	造价 %	重量 %	动力消耗%		冷剂(R 22)充注量%
			打冷时	保温时	
集中式直接系统	100	100	100	100	100
分散式直接系统	135	105	115	90	95
集中式间接系统	130	115	120	135	90(35)

注：括号内数字系采用干式蒸发器时的充注量。

1 食品冷库制冷系统

1.1 概述

船舶食品冷库的库房种类、容积大小和库温高低等项的最低指标，见表5.5.11-3。一些远洋船舶，尤其是一些发达国家船舶的食品冷库，除表列各库外，往往还设有乳品库、饮料库、土豆库、粮食库、干货库以及必要的加工室等等，而且对库的数目和库温都有较高的要求。

电器 SJ 亦动作，经延时使断路器 ZK 的失压脱扣器失电后断路器断开岸电，从而防止了电动机单相运行。另外岸电供电还应设相序保护(参见本章第 18 节)。

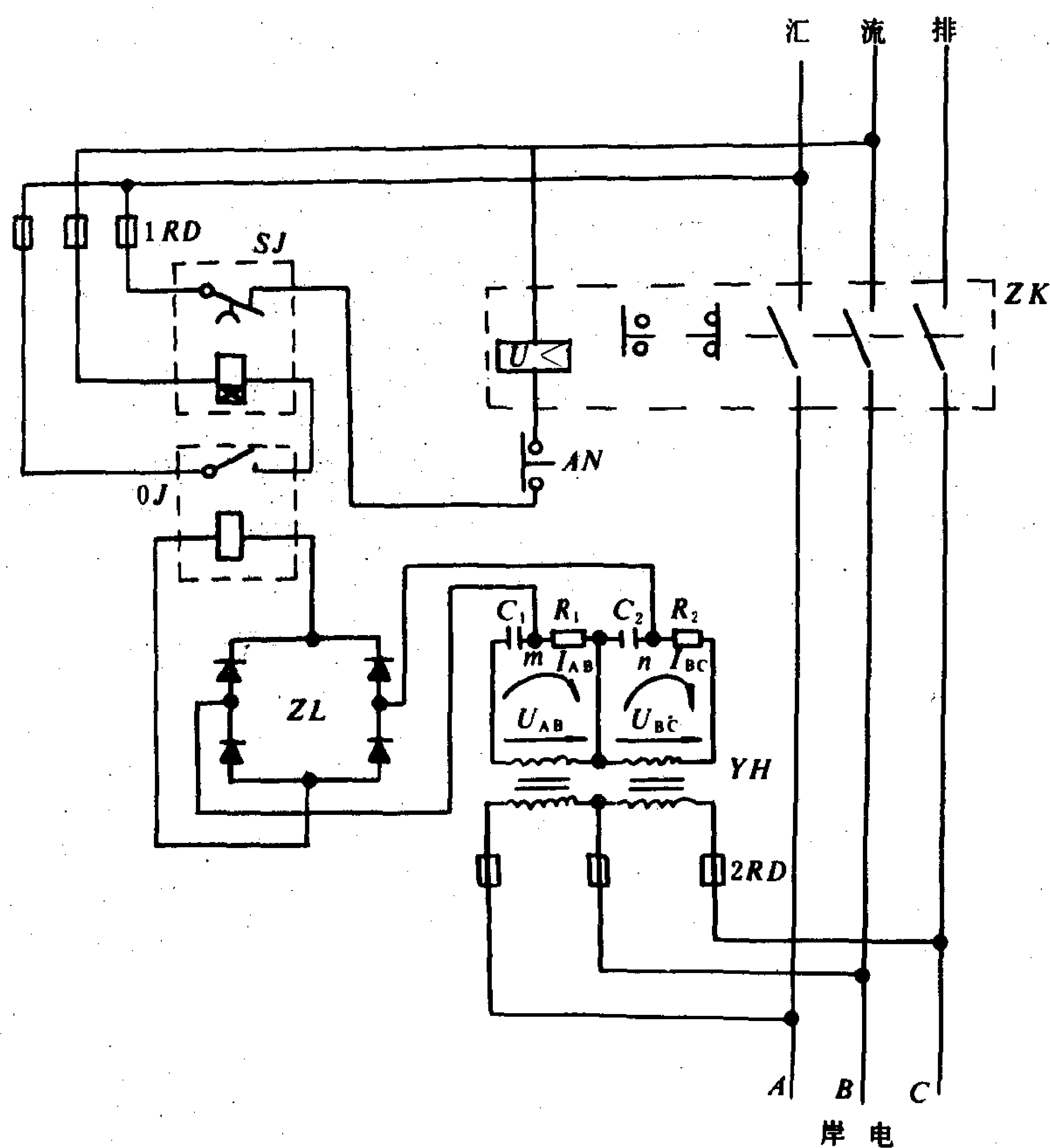


图 8.3.2—15 逆序继电器原理接线图

逆序电压过滤器：$C_1=C_2$ 24μF $R_1=225\Omega$；$R_2=75\Omega$

7 区域配电板

由主配电板、应急配电板或其它区域配电板供电，并向其它区域配电板、分配电板或功率较大的最后分路或用电设备供电进行控制的开关板。

关于区域配电板和分配电板在我国尚没有统一的界限，因此习惯上通称为分配电板。

8 分配电板(箱)

由一个或一个以上的过载或短路保护电器组成的集合体，用于向成组的用电设备进行配电。

1)按用电设备性质分为：

(1)电力分配电板；

(2)照明分配电板；

(3)无线电分配电板；

(4)助航通信分配电板。

2)按结构型式分为：

(1)防护式

用钢板或穿孔钢板制成外壳，只能防止工作人员触及带电部分，不能防止水滴的渗入，适于安装在干燥舱室和内走道。如 FDL1 型和 FDL2 型分配电箱，其外形如图 8.3.2－17 所示。

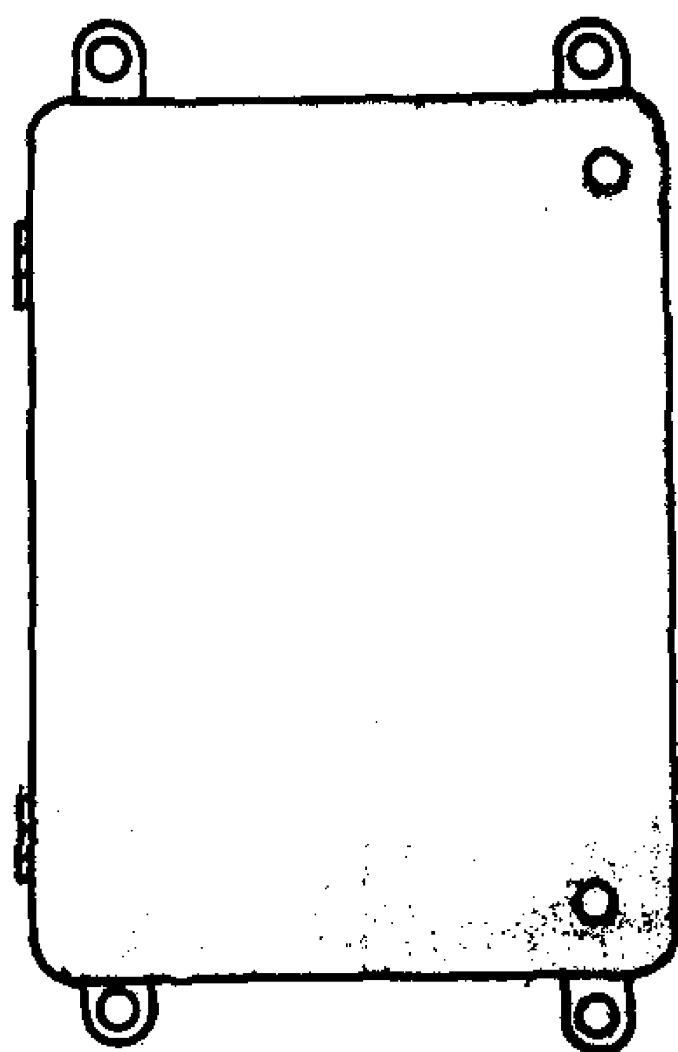


图 8.3.2－17　防护式配电板

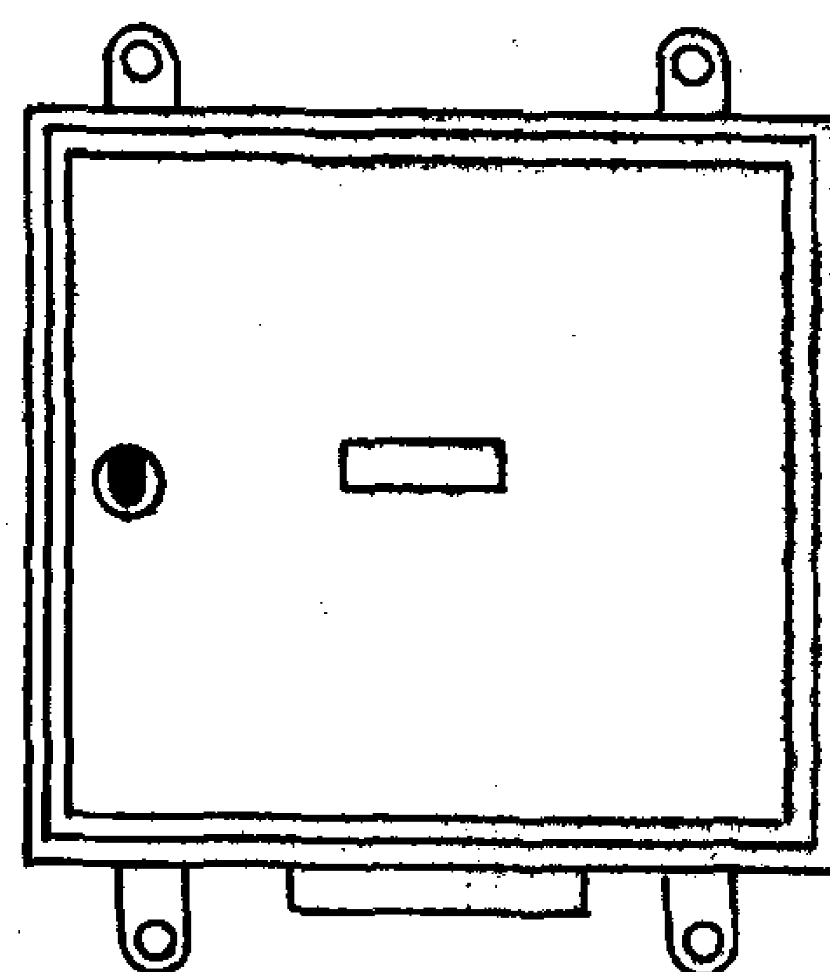


图 8.3.2－18　防滴式配电板

(2)防滴式

用钢板制成外壳，能防止与垂线成 45°角的下落水滴的侵入，适于安装在机械舱室。它采用在箱盖处开一凹形槽或顶部加装防滴挡板的方法来防止水滴的侵入。如 FD1 型和 FD2 型，其外形如图 8.3.2－18 所示。

(3)防水式

配电板(箱)外壳能经受 4～10m 水柱的集中水流从各方向进行喷射 15min 而不致有水滴渗入箱内，适于露天或较潮湿的处所安装。其特点是其箱盖四周具有橡皮垫圈，压紧后能防止水滴渗入。电缆引入箱体处应装有水密填料函。如 FS 型分配电箱，其外形如图 8.3.2－19 所示。

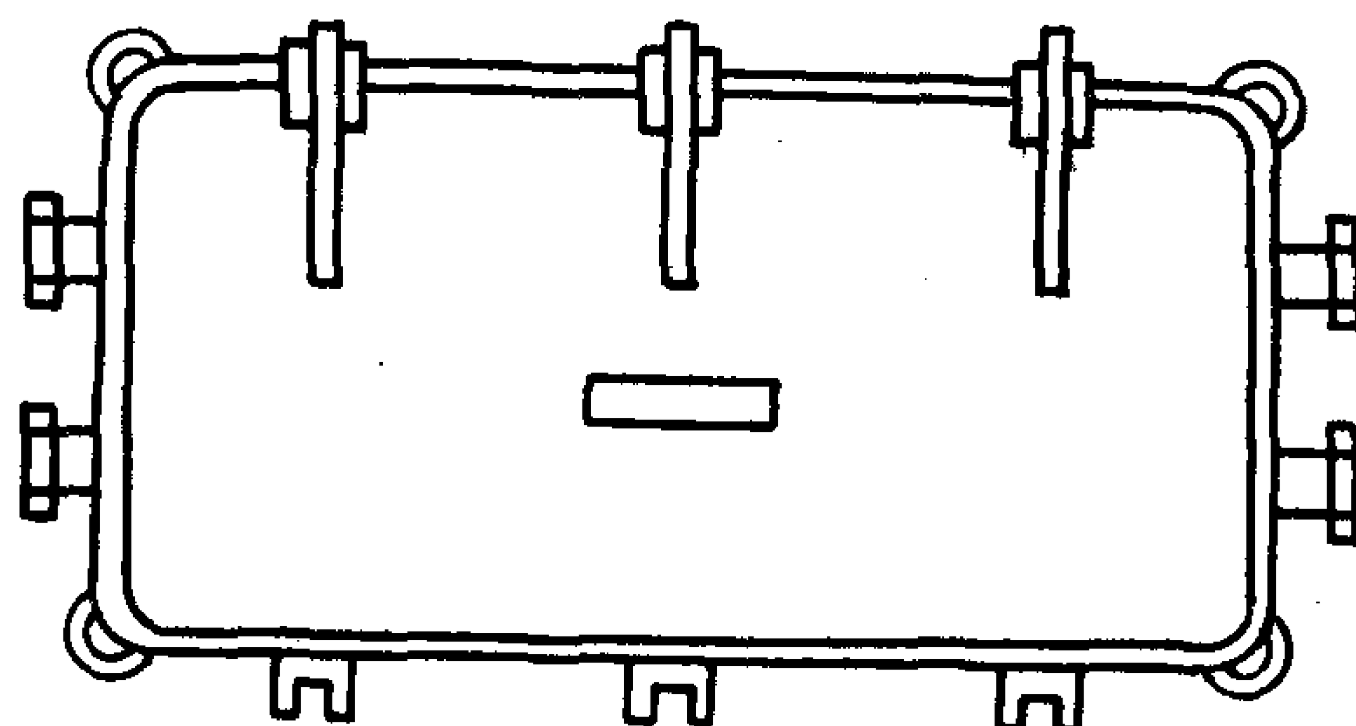


图 8.3.2－19　防水式配电板

常用的分配电板(箱)系列见表 8.3.2－26。

表 8.3.2—26 **分配电板(箱)系列**[1]

型号	结构型式	适用电制	所装电器			分路	用途
			熔断器型号	开关型号	自动开关型号		
FS	防水式	交值流两线制	RL93			FS—A 型的干线为双芯线；FS—B 型的干线为单芯线;按总组数分 2,4,6,8,10,12 组六种	要求防水处所的电力分配电板
FDI	防滴式	三相交流	RL93			按总组数分 2,4,6,8,10 组五种	三相交流系统电力分配电板
FDK1	防滴式	三相交流	RL93	HZ910		装 HZ910—10/3 型开关的分 4,6,8,10,12 路五种 装 HZ910—25/3 型开关的分 2,4,6,8,10 路五种 装 HZ910—60/3 型开关的分 2,4,6,8 路四种	
FDK2	防滴式	三相交流			DZ1 DZ4 DZ5	装 DZ1—100/330 型开关的分 2,4,6 路三种 装 DZ4—25/330 型开关的分 2,4,6,8 路四种 装 DZ5—20 型开关的分 4,6,8,10,12 路五种	
FD2	防滴式	交值流两线制	RM10			装 RM10—15 型熔断器的分 2,4,6,8,10 路五种 装 RM10—60 型熔断器的分 2,4,6,8 路四种 装 RM10—15 和 RM10—60 型熔断器的分 1/1，2/2,4/2，2/4,6/2,4/4,2/6,8/2,6/4,4/6,2/8 路十一种	电力分配电板
FDK3 FDKL2	防滴式	交值流两线制	RM10	HZ910		装 HZ910—10/2 型开关的分 4,6,8,10,12 路五种 装 HZ910—25/2 型开关的分 2,4,6,8,10 路五种 装 HZ910—60/2 型开关的分 2,4,6,8 路四种	电力及照明分配电板可以做成 1. 三相进、单相出 2. 三相四线进、单相出 3. 单相进、单相出 FDKL2 型为铝质箱体
FDK4	防滴式	交值流两线制	RL93	HZ910		同 FDK3	

续上表

型号	结构型式	适用电制	所装电器			分路	用途
			熔断器型号	开关型号	自动开关型号		
FDT1 (FDL1)	防滴式	交值流两线制	RM10			装 RM10—15 型熔断器的分 2,4,6,8 路四种 装 RM10—60 型熔断器的分 2,4,6,8 路四种	小船使用电力分配电板
FDT2 (FDL2)	防滴式	低压系统	JB(BZ—1)			分 4,6,8,10 路四种	低压应急照明分配电板
FDKT1 (FDLK1)	防滴式	低压系统	JB(BZ—1)	JK2—1		分 2,4,6,8 路四种	低压照明分配电板
PMK	防滴式(明式)	交流两线制			单板	分 6,8,10,12 路四种	照明配电板
PMKA	暗式						

9 交流配电板(直流制船舶)[1]

在直流电制的船舶上,需要供给交流用电设备的电源(如通信导航设备等),可安装直流电动机——交流发电机(变流机组),由交流配电板进行控制和配电。

交流配电板通常与交流机组安装于同一舱室中。在较大型的船舶上,设有专门的变流机室。在较小的船舶上,可安装在机舱内。

直流制船舶上的交流配电板应具备以下几点功能:

1)配电板上应装有电压表和电流表,较大容量的变流机,尚需安装频率表,用以测量各种必要的电气参数;

2)由于变流机组所供电的设备(如通信导航设备),要求得到连续供电,因此一般设置两台变流机组。在一台发生故障时,应发出警报信号,警报装置可设在驾驶室和机舱内;

3)在一台变流机发生故障后,另一台变流机能迅速起动和接入电网。在驾驶室和机舱内,应有遥控起动和接入按钮及信号灯等装置;

4)在轮换变流机组时,最好能瞬时并车,使供电不致中断;

5)交流配电板应考虑在接用交流岸电时,亦能获得电源。

图 8.3.2—20 为变流机组(直—交)配电板原理图,图中示出两台变流机组、可轮换使用,其转换采用瞬时并车方式,使供电不致中断。当 1 号发电机供电时,按下按钮 AN_2,接触器 2JC 通电,使 2 号发电机接入电网并与 1 号发电机并车,这时继电器 YJ 亦通电,使接触器 1JC 断电(AN_2 需一直按住,不使 2JC 断电),1 号发电机就退出电网,此时放开 AN_2,电网由 2 号发电机继续供电。

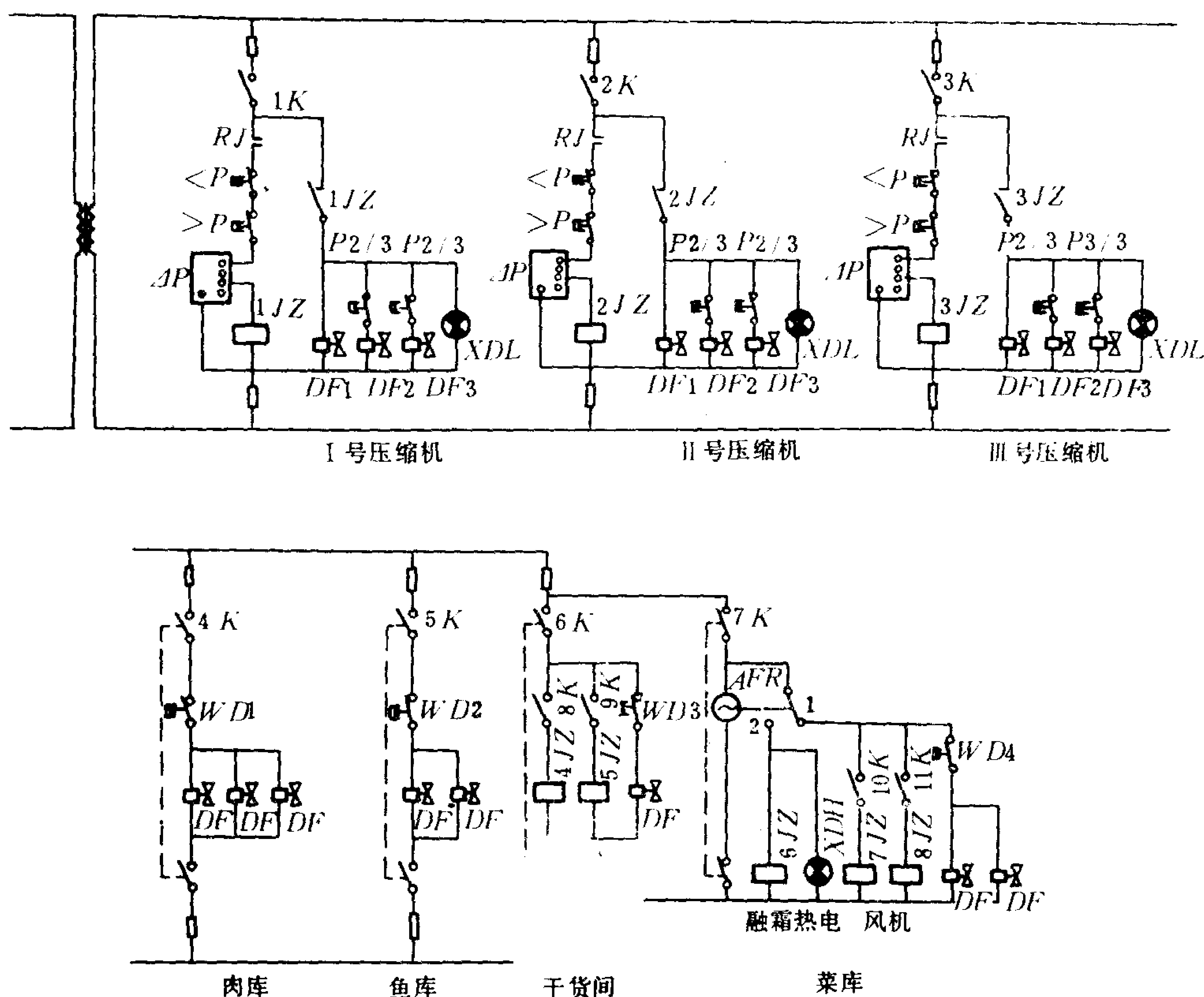


图 5.5.11-4　多温单机制冷系统控制电路

1*K*、2*K*、3*K*-压缩机控制电源开关；4*K*、5*K*、6*K*、7*K*-菜、肉、鱼、干货库控制电源开关；8*K*、9*K*、10*K*、11*K*-风机控制电源开关；RJ-过载保护；<*P*-低压开关；>*P*-高压开关；Δ*P*-压差开关；*P*2/3、*P*3/3-能量调节开关(压力型)；1*JZ*、2*JZ*、3*JZ*-压缩机控制继电器；4*JZ*、5*JZ*、7*JZ*、8*JZ*-风机控制器；6*JZ*-融霜继电器；*DF*1-注液电磁阀；*DF*2、*DF*3-旁通电磁阀；*DF*-供液电磁阀；*AFR*-融霜定时器；*WD*-温度继电器；*XDH*-融霜指示灯(红色)；*XDL*-压缩机

本系统原型的技术数据如下：

制冷压缩机	PKO 16 型	共 3 台
制　冷　剂	R22	
制冷量(−10/25℃)	26.2	kW/台
电动机功率	6.5	kW
能量调节	低压压力继电器控制排气管通调节(1/3、2/3、3/3)	
库　　温	鱼、肉库	−10℃
	菜库	+2℃

系统中的鱼、肉库采用逆流热气融霜，由于热膨胀阀并联有单向回液阀，因此融霜时的冷凝液可经此阀流出供其他冷库使用。菜库的融霜采用电热，由定时器控制进行。干货库中的空冷器主要为了除湿，一般无需融霜。图 5.5.11-4 为该系统的控制电路。

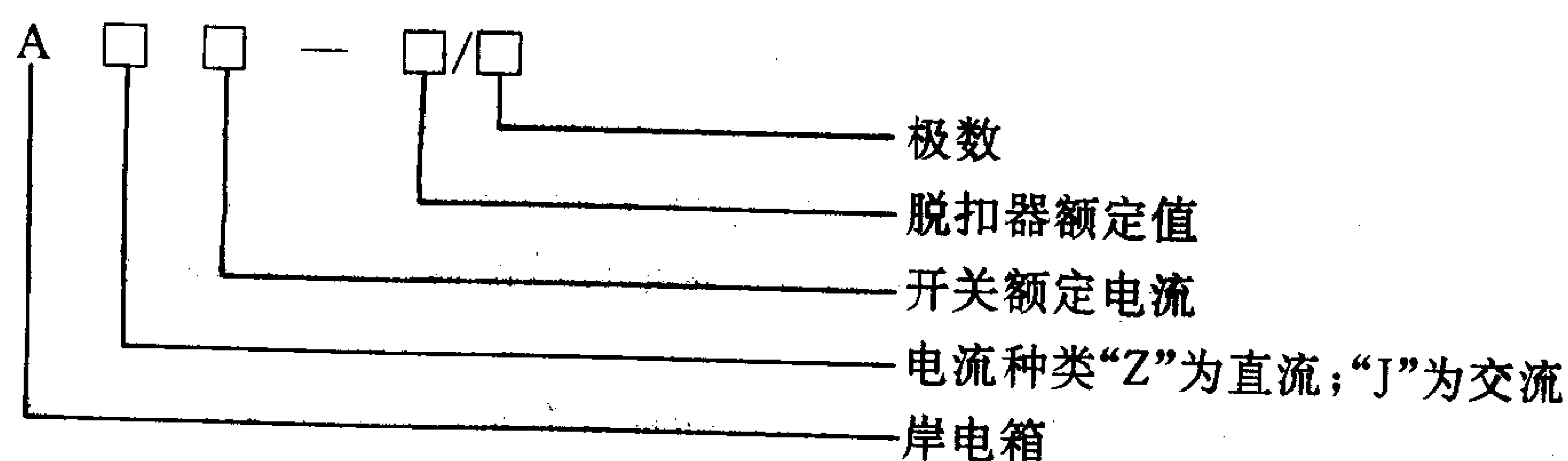
1.2.3　全冷风机系统

本系统包括 4 种温度的各种冷库 5 间，全都采用冷风机组——风机盘管空冷器供冷，如

表 8.3.2—27　　岸电箱的型号、类型、基本参数

序号	型　号	电流种类	极数	额定电压(V)	开关额定电流(A)	脱扣器额定电流(A)
1	AZ20—10/2	直流	正负双极	220	20	10
2	AZ20—20/2					20
3	AZ100—30/2				100	30
4	AZ100—50/2					50
5	AZ100—80/2					80
6	AZ100—100/2					100
7	AZ 250—140/2				250	140
8	AZ 250—200/2					200
9	AZ250—250/2					250
10	AZ600—300/2				600	300
11	AZ600—400/2					400
12	AZ600—600/2					600
13	AJ 20—10/2	交流单相	双极	220	20	10
14	AJ20—20/2					20
15	AJ100—30/2				100	30
16	AJ100—50/2					50
17	AJ100—80/2					80
18	AJ100—100/2					100
19	AJ20—10/3	交流三相	三极、可接中性线	380	20	10
20	AJ20—20/3					20
21	AJ100—30/3				100	30
22	AJ100—50/3					50
23	AJ100—80/3					80
24	AJ100—100/3					100
25	AJ250—140/3				250	140
26	AJ250—200/3					200
27	AJ250—250/3					250
28	AJ600—300/3				600	300
29	AJ600—400/3					400
30	AJ 600—600/3					600

岸电箱型号说明如下：



常用交流单相岸电箱线路见图 8.3.2—21 所示。

1.3 制冷能力估计

食品冷库所需要的制冷量，除可进行详细计算外，还可根据冷库净容积，由图 5.5.11-6 查得。图上所列制冷量是按压缩机每天工作 12 h考虑的。

制冷装置的实际制冷量，在没有性能曲线可查的情况下，可根据活塞排气量，按表 5.5.11-4估定。

表 5.5.11-4　　实际制冷量的估定值

活塞排气量 m^3/h		29	44	59	75	113	150
制冷量 kW R12 $t_k=40°C$	$t_0=-15°C$	7.3	11.2	15.0	19.0	27.9	36.9
	$t_0=-18°C$	6.4	9.8	13.1	16.7	24.0	31.1
	$t_0=-23°C$	5.1	7.8	10.5	13.4	17.9	23.0
	$t_0=-28°C$	3.6	5.5	7.4	9.5	12.4	15.7
轴功率($t_0=-5°C$) kW		3.4	5.2	6.9	8.8	13.3	17.7
配用电机功率 kW		3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	19.0

注：t_k—冷凝温度，°C；t_0—蒸发温度，°C。

2 冷藏船、舱的制冷系统

2.1 常规冷藏船、舱的制冷系统

现代冷藏船舱往往需要适应多货种的需要，库温的调节范围因而也就很广，从运送香蕉等热带水果(12～14°C)，到运送一般冻货(－15～－18°C)乃至更低深冻货的运输(－25～－30°C)。通风次数也随货种的不同，可高达70～90 次/h。换风量也可达 2 ～ 3 次/h，并要求尽可能减少人工操作，力求做到自动、可靠。为了适应这些需要，冷藏船、舱的制冷系统可分成下列几种基本型式。

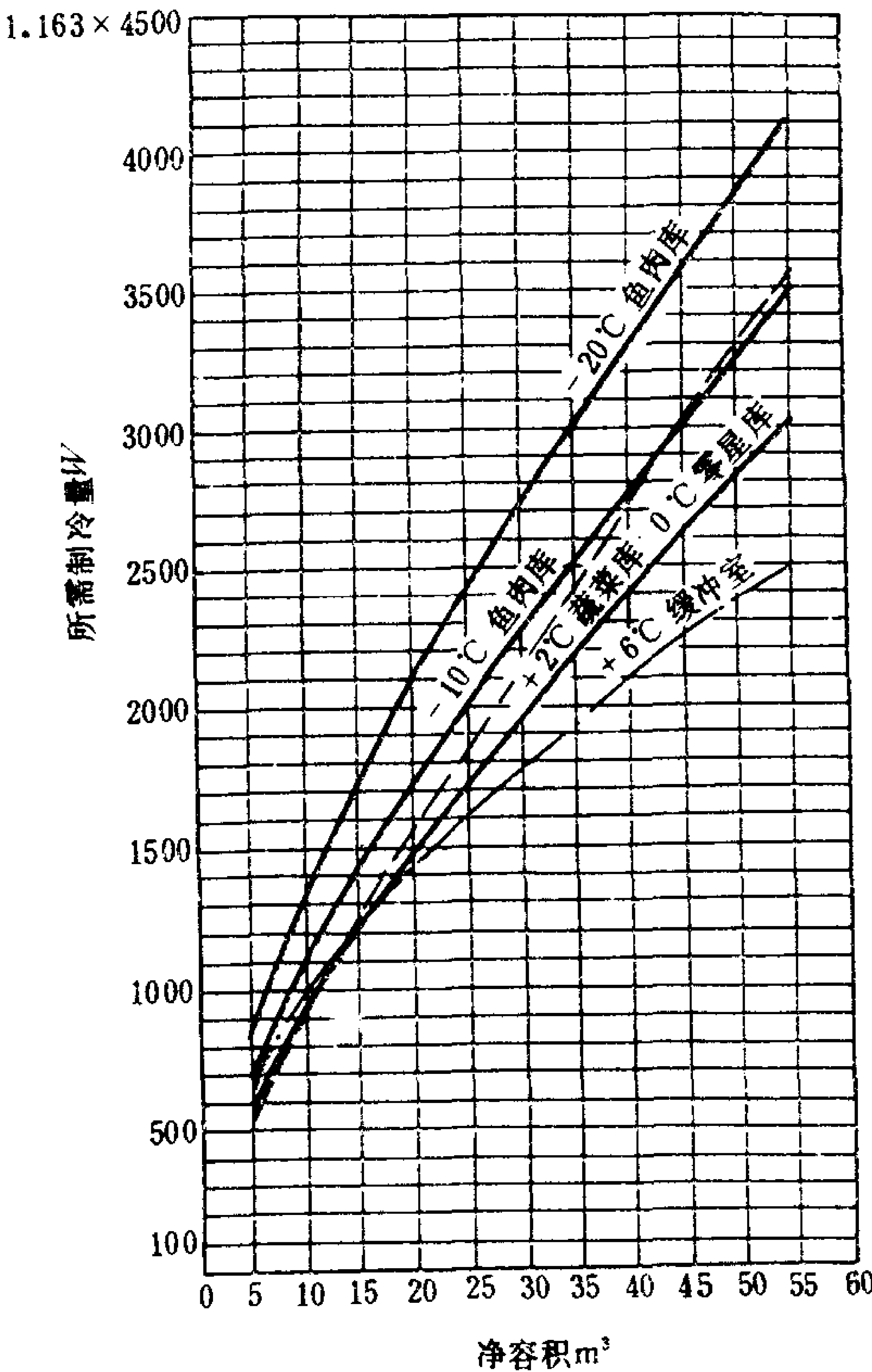


图 5.5.11-6　冷库容积(净)与所需机器的制冷量

2.1.1 间接式(盐水)制冷系统

这种系统采用盐水(或其他冷媒)作为传递热量的中间介质，适用于多货舱、多库温的场合。盐水循环在盐水冷却器(即制冷机的蒸发器)和各用冷处所的散冷器——冷却排管或风机-盘管(冷风机组)之间，如图 5.5.11-7 所示。图上共设有 4 个盐水冷却器 10(其中 1 个为空调制冷系统专用)，可分别产生几种不同温度的冷盐水，供果蔬、冷藏货和冻藏货的冷却。为了适应不同冷却温度的需要，送至各库的盐水温度可通过水温调节阀 4 用兑入适量低温盐水的方法作最后调节。各舱、室的温度则通过流经冷风机组的盐水流量(一般用盐水回水管路

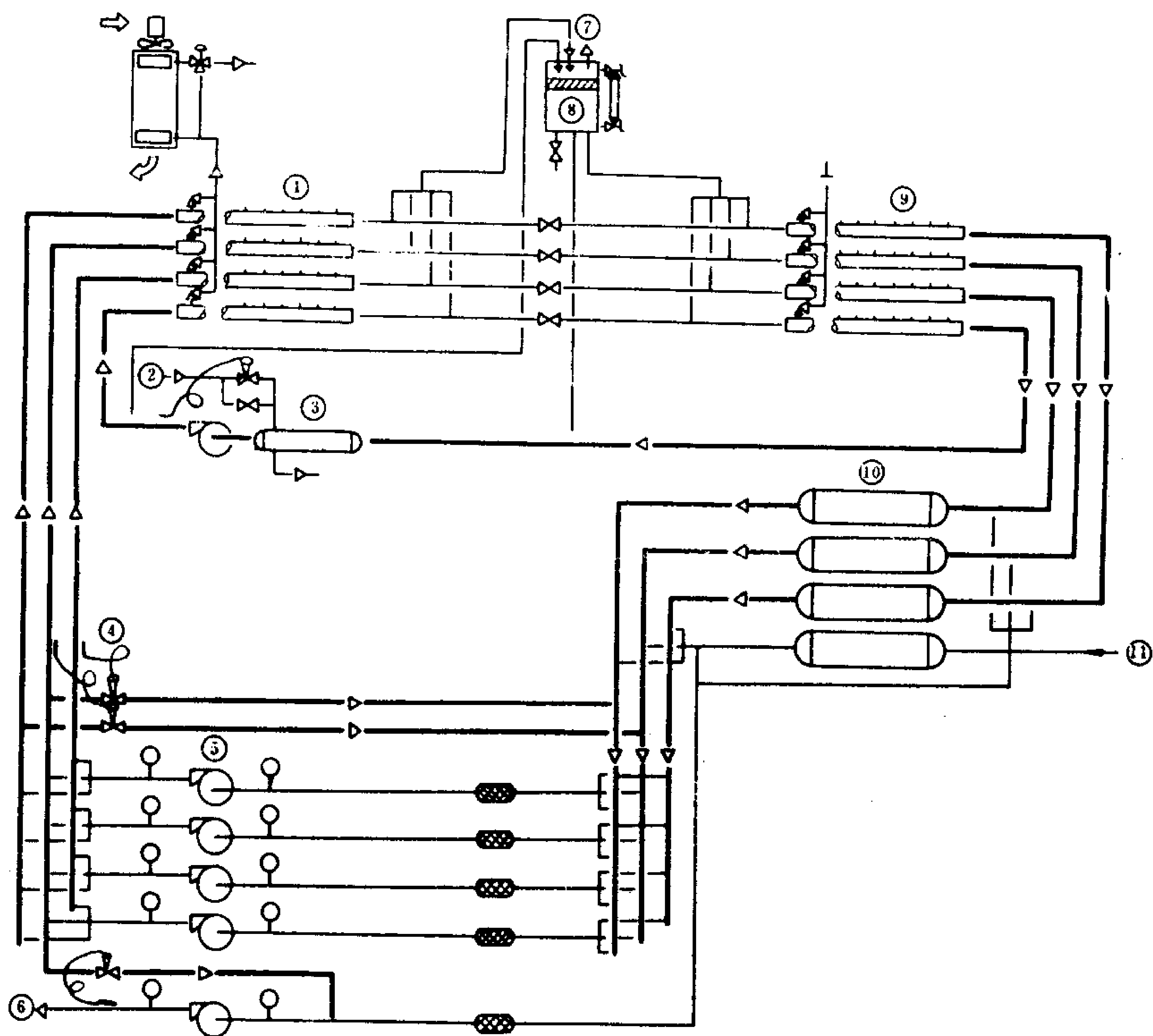


图 5.5.11-7　间接式冷却系统

1-盐水供水总管；2-加热蒸汽；3-盐水加热器；4-盐水温度调节阀；5-盐水循环泵；6-空调冷却系统供水；7-放气管；8-盐水混合器兼膨胀箱；9-盐水回水总管；10-盐水冷却器；11-空调冷却系统回水

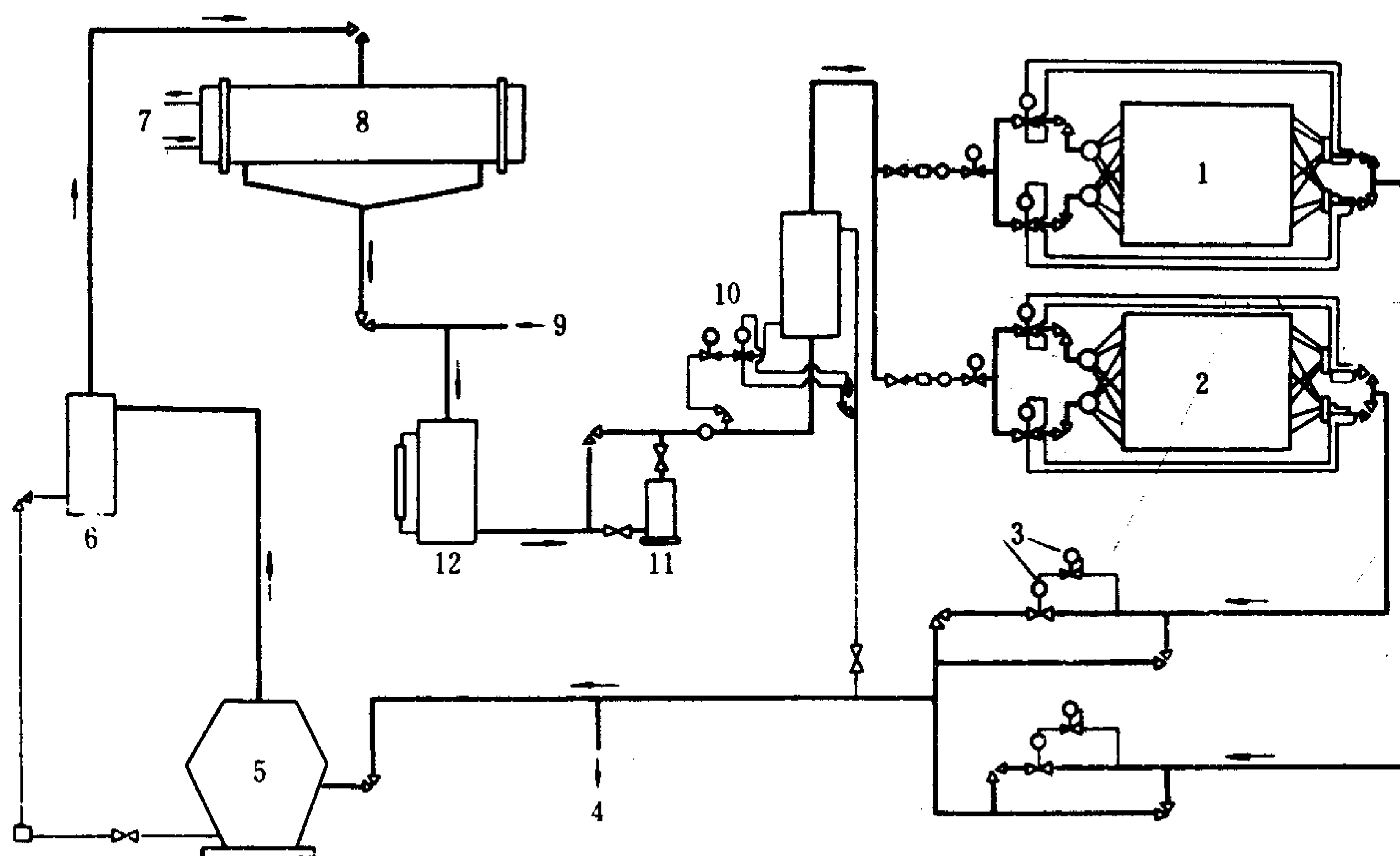


图 5.5.11-8　直接式冷却系统

1、2-1号、2号冷却排管；3-背压调节阀(由导阀控制)；4-接至备用压缩机；5-压缩机；6-分油器；7-冷却(海)水；8-冷凝器；9-来自备用压缩机；10-液态冷剂冷却器(过冷器)；11-干燥器；12-贮液器

表 8.3.2—28 **PS1型电工试验板组装元件表**

序号	代　号	名　称	数量	规　格	附　注
1	A	交流电流表	1	63L10—A 0～30A	
2	V_1	交流电压表	1	63L10—V 0～450V	
3	V_2	直流电压表	1	63C11—V 0～300V	
4	LH	电流互感器	2	LQG—0.5 30/5ATH	
5	LW_1	转换开关	1	LW95—15P 5626/2TH	
6	LW_2	转换开关	1	LW95—15E 1132/TH	
7	HZ_1	组合开关	1	HZ910—10S/2	板后接线
8	XB	调压变压器	1	R6001,0.5KVA220V/0～250V	
9	DZ_1	自动空气开关	1	DZ5—20Y/330TH20A	
10	DZ_2	自动空气开关	1	DZ5—20Y/330TH10A	
11	HZ_2	组合开关	1	HZ910—10/2	板后接线
12	LD_1	指示灯	1	XD7—380TH/H	白色
13	LD_2	指示灯	1	XD7—220TH/H	白色
14	LD_3	指示灯	1	XD5—24TH/H	白色
15	ZL_1	30W 日光灯整流器	1		船用
16	ZL_2	20W 日光灯整流器	1		船用
17	ZL_3	8W 日光灯整流器	1		船用
18	D_{1-4}	二极管	4	2CZ5/600	
19	RD_1	熔断器	10	RL93H—6	
20	RD_2	熔断器	2	RL93H—15	
21	S	日光灯启动器	1	4—40W 250V	
22	CZ	三线暗式插座	4	220V5A	
23	E_1	灯座	1	E—27	
24	E_2	灯座	1	2C—15	

12　船舶电网的维护和常见故障排除方法

船舶航行的安全，要求船舶电站供电有高度的连续性、可靠性和安全性。它在很大程度上取决于船舶电网的绝缘状况的好坏。船舶电网的绝缘降低或损坏，会造成漏电乃至击穿，可能引起舵失灵，总(主)配电板跳闸，甚至引起人员触电和火灾。因此，对船舶电网的最低允许绝缘电阻有一定的规定，见表 8.3.2—29。

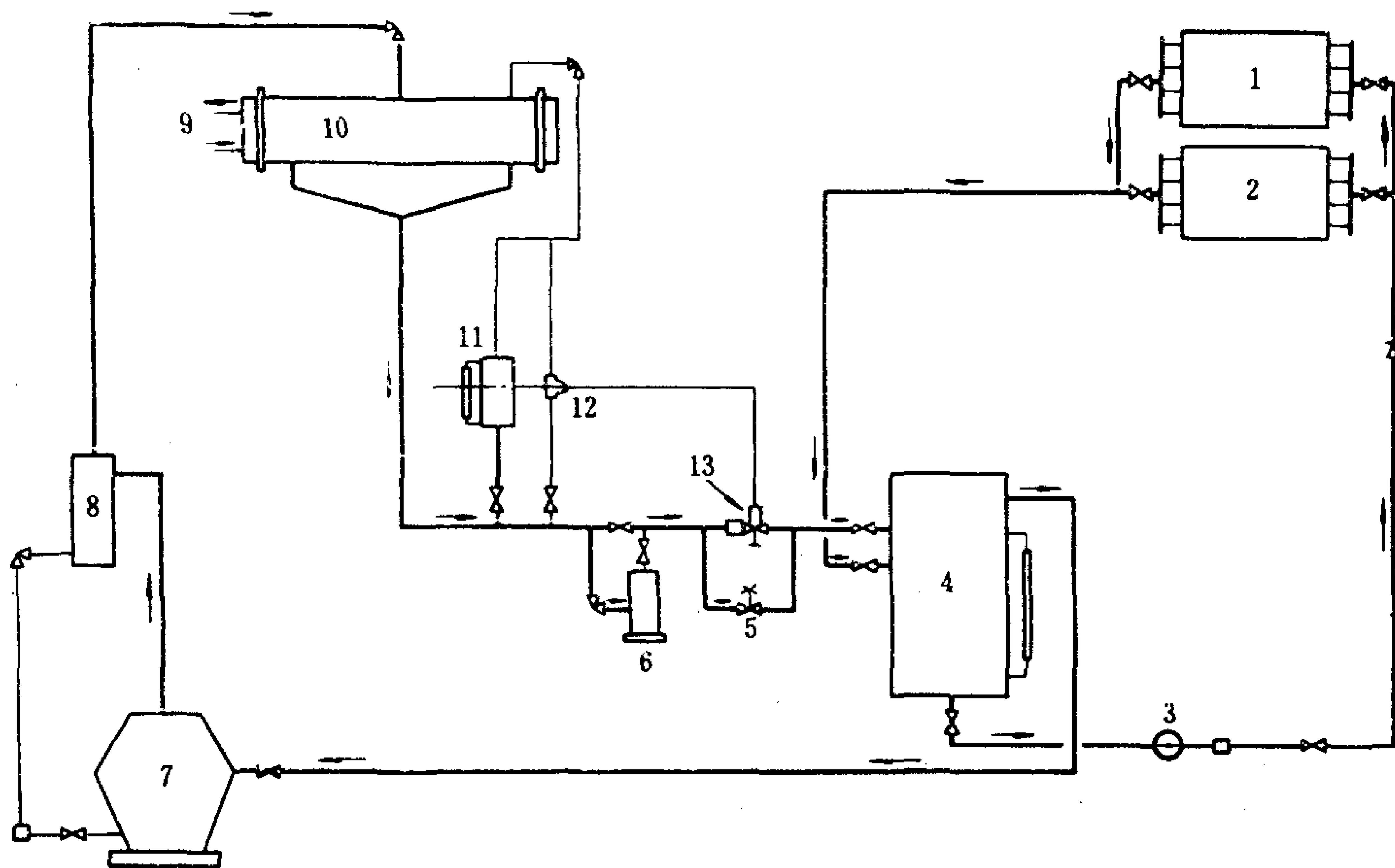


图 5.5.11-9　带冷剂循环泵的制冷系统

1、2-1号、2号冷却排管；3-冷剂循环泵；4-低压筒(汽液分离器)；5-手动调节阀；6-干燥器；7-压缩机；8-分油器；9-冷却水；10-冷凝器；11-液位控制器；12-导阀(液位控制用)；13-调节阀(受导阀控制)

3)融霜自动调节

系统的自动融霜可通过时间程序或按结霜厚度自动进行。前一种控制方式的原理如图5.5.11-10所示(可兼作温度控制)。图上画有两种不同的融霜介质——热水和热氨气，可以单独或同时使用。融霜的程序指令由时间程序控制器按设定值发布，具体如下：

当热气融霜时：

(1)融霜准备　　关闭回气阀组 *ZCHA*，停止风机，关闭供液阀，开启排液阀；

(2)融霜　　开启热气阀；

(3)融霜完毕　　关闭热气阀，关闭排液阀；

(4)复原　　开启回气阀，开启供液阀，开启风机。

当热水融霜时：

(1)准备　　停止供液，停止风机；

(2)淋水　　起动融霜水泵，开启供水电磁阀，关闭放余水阀；

(3)融毕　　关闭供水阀，停止水泵，开启放余水阀；

(4)复原　　开启供液阀，开启风机。

不论采用热水或热气融霜，各程序之间都应有一定的时间间融，其数值可预先设定。

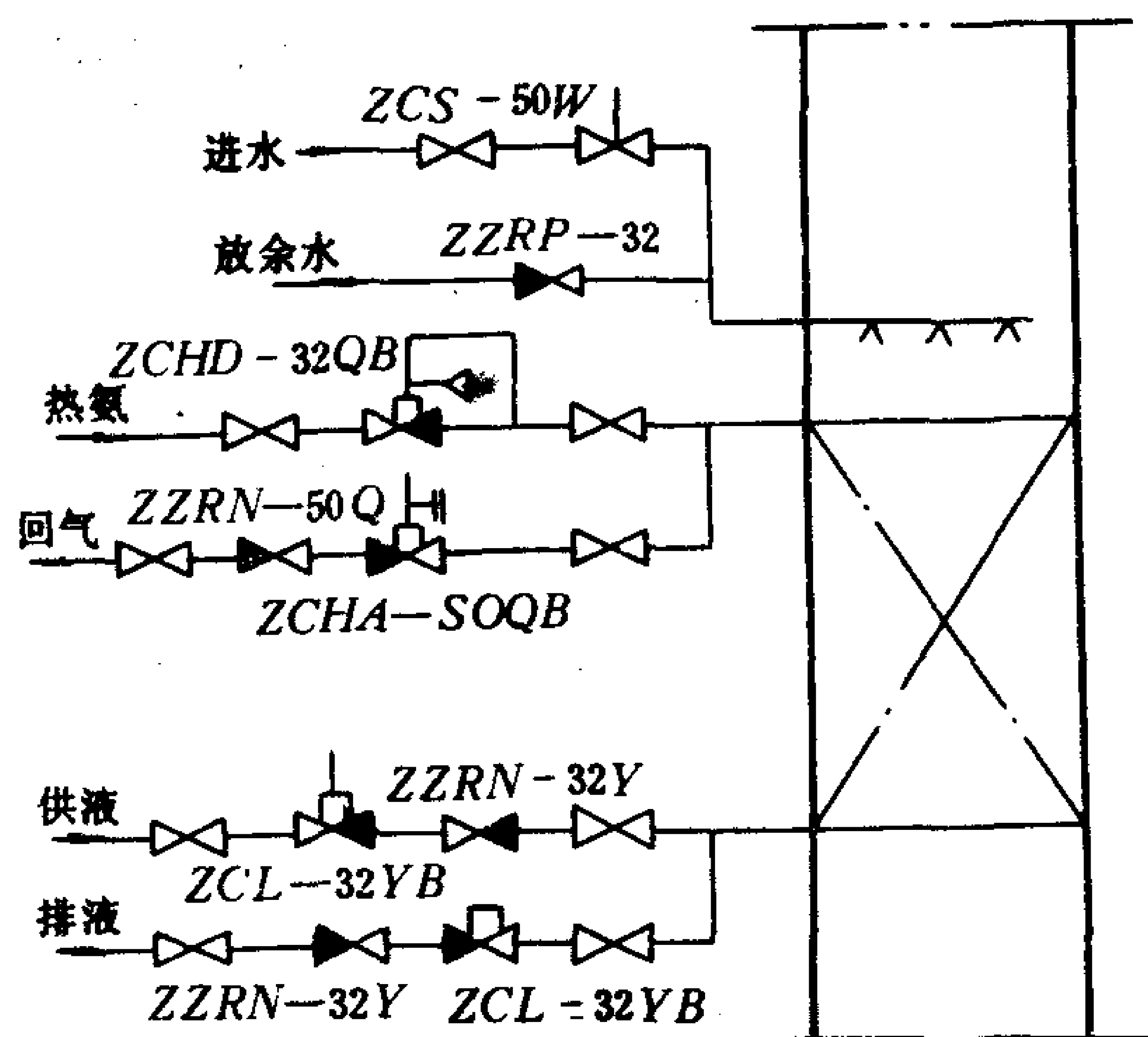


图 5.5.11-10　融霜和温度自动控制原理

ZCS、*ZCL*-水、冷剂电磁阀；*ZZRP*-超压自动旁通阀；*ZCHD*-电磁恒压主(反)阀；*ZCHA*-电磁恒压主阀；*ZZRN*-单向阀

如果指令的融霜时间超过了实际需要，该过程就会根据管壁温度的升高程度，提前发出停止融霜的指令。

4）制冷量自动调节

冷藏舱、库的温度调节，往往需要制冷量的变化与之配合。此外，调节机器的制冷量也是节能的需要。调节的方法，除第3章已介绍的以外，还可采用程序控制或微电子技术使机器在既定的吸入压力（蒸发温度）范围内自动地进行。

程序调节由程序控制器完成。控制器由伺服电机2（见图5.5.11-11）、凸轮轴5和微动开关3等组成。

当冷藏舱的热负荷减少时，压缩机的吸入压力下降，压力开关1（见图5.5.11-12）就会感受信号，在压力降低到设定的减缸（载）值的下限时，接通触头A、B，使伺服电机5带动凸轮轴旋转，其速度约为5 ~ 6 r/min。因此，在不长的时间之后，它就会使其中的一组电磁阀（如阀4）断电，从而导致一组气缸卸载，使制冷量减少。如果减缸后的制冷量正好与当时的实际

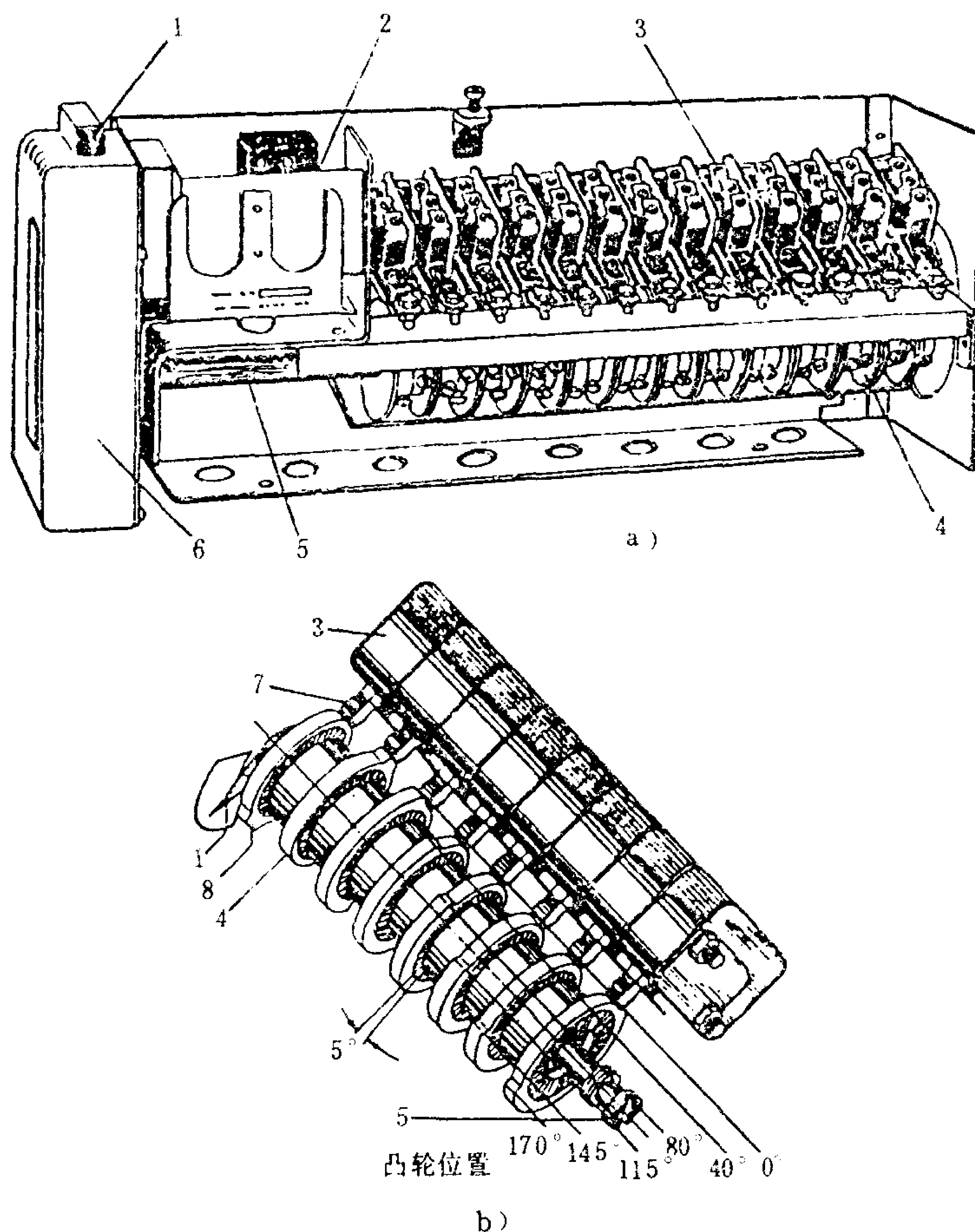


图5.5.11-11　凸轮式程序控制器

a）整体结构；b）凸轮部位

1-凸轮转角指示器；2-伺服电机；3-微动开关；4-凹轮；5-凸轮轴；6-减速箱；7-微动开关触臂；8-凸轮的凸起部分

热负荷相应，那么，机器的吸入压力就将回升，越过减缸设定值的上限，断开已闭合的触头A、B、停止伺服电机的继续运行，使机器保持在减去一组气缸的状态下工作，如果这时的热负荷继续减少，控制器就将在已经减去一组工作气缸的基础上，重复上述过程，再次减去一组乃至数组气缸的工作，直到制冷量与外负荷相适应时为止。一旦热负荷增大，吸气压力就将超出正常数值，直至越过增缸设定值的上限时，触头B、C就被接通，伺服电机将按反向（增缸方向）运转，使凸轮退离原来位置，将已断开的电磁阀如阀4接通，使被减去的那组气缸恢复工作。在这种情况下，由于吸气量增加，吸气压力就会趋于下降，如果这时的制冷量与外负荷基本一致，那么，吸气压力就将降至正常，并在越过增缸设定值的下限时，切断B、C联结，停止凸轮轴的转动。如果增缸后的制冷量仍然不敷需要，那么吸入压力将继续增高，增缸的工作将按上述过程继续进行，直到负荷平衡或全部气缸都投入工作时为止。

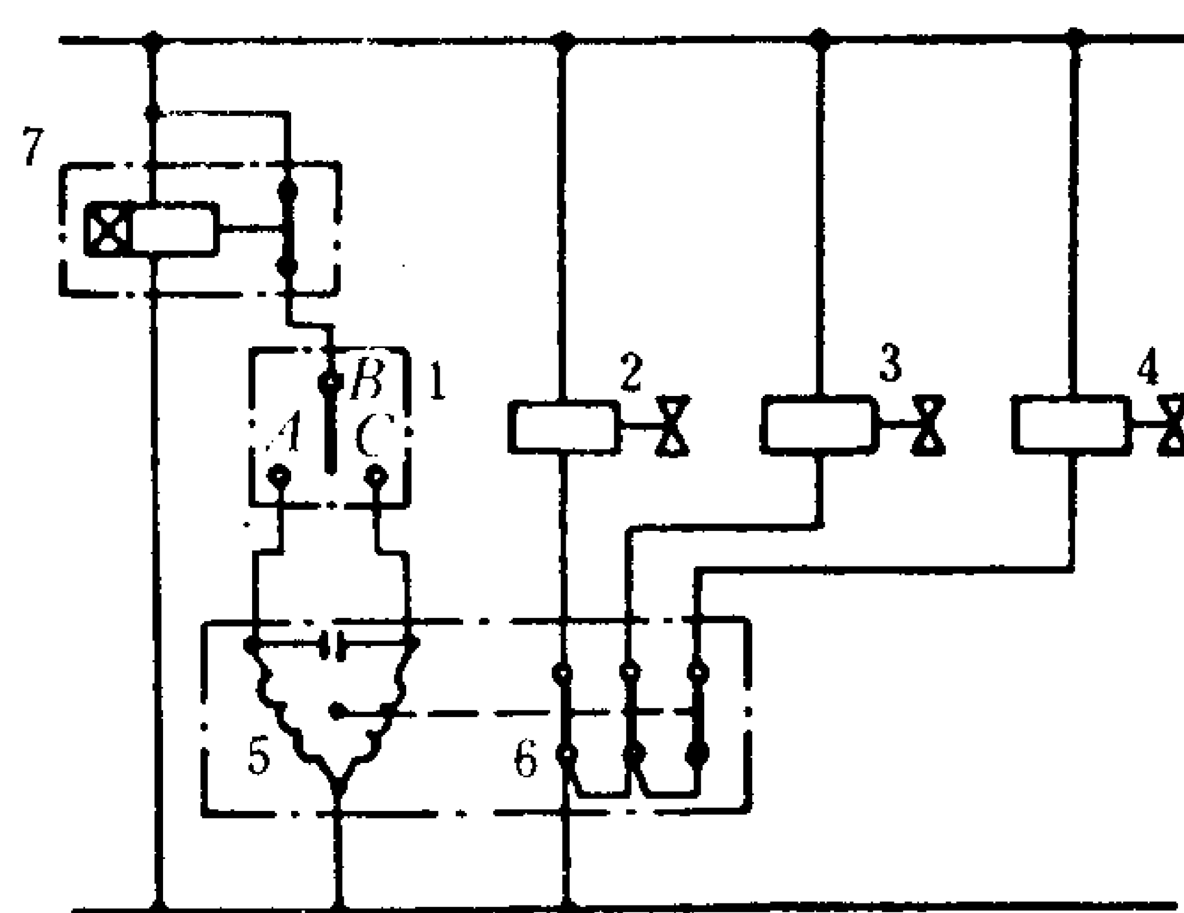


图 5.5.11-12　程序控制原理

1-浮动式继电器；2、3、4-压缩机气缸卸载机构的压力油缸电磁阀；5-程序指令器的伺服电机；6-指令器的凸轮开关；7-脉冲发生器

这种程序控制的特点是：

（1）减缸和增缸时的吸气压力与所减、增的缸数无关；

（2）设定的减缸和增缸间的吸气压力差值，可通过继电器进行调整；

（3）减缸和增缸动作的滞后时间，可通过凸轮和轮轴上的定位细齿（每齿为5°），用改变凸轮相对位置的办法来调节。

程序控制器的工作也可由温度信号来触发，其原理与用压力触发时相同。

采用微型计算机或单片机控制的现代冷藏船的制冷系统，可如图 5.5.11-13 所示。图上的控制对象是一艘水果冷藏船的制冷系统。它的基本设计参数如下：

外气温	45℃
水　温	35℃
舱　温	−20～+12℃
循环风量	80次/h，当舱温高于0℃时；25次/h，当舱温低于0℃时
最大新风量	60次/h
单位舱容耗冷量	183.8 W/m³，当运香蕉时
制冷机型号	J 809 S（Linde 公司）
制冷机台数	47台

主计算机是一台可编程序的计算机，能根据需要对程序和参数进行调整。备用计算机则只能按固定程序工作。

整个系统共有参数测点96个，按其重要程度分为两类。第一类较为重要，它们的采样周期较短，其数据由1号检测器进行检测后，经转换器送入主计算机（主计算机不工作时则送入备用机）。第二类包括第一类以外的所有其余参数，由2号巡回检测器进行检测，然后送入主计算机（不能送入备用机）。计算机根据送入信号进行运算——将实测值与各设定值进行比较，判断是否有故障，显示、存贮、打印记录有关参数，然后按程序向选择器发出指令。

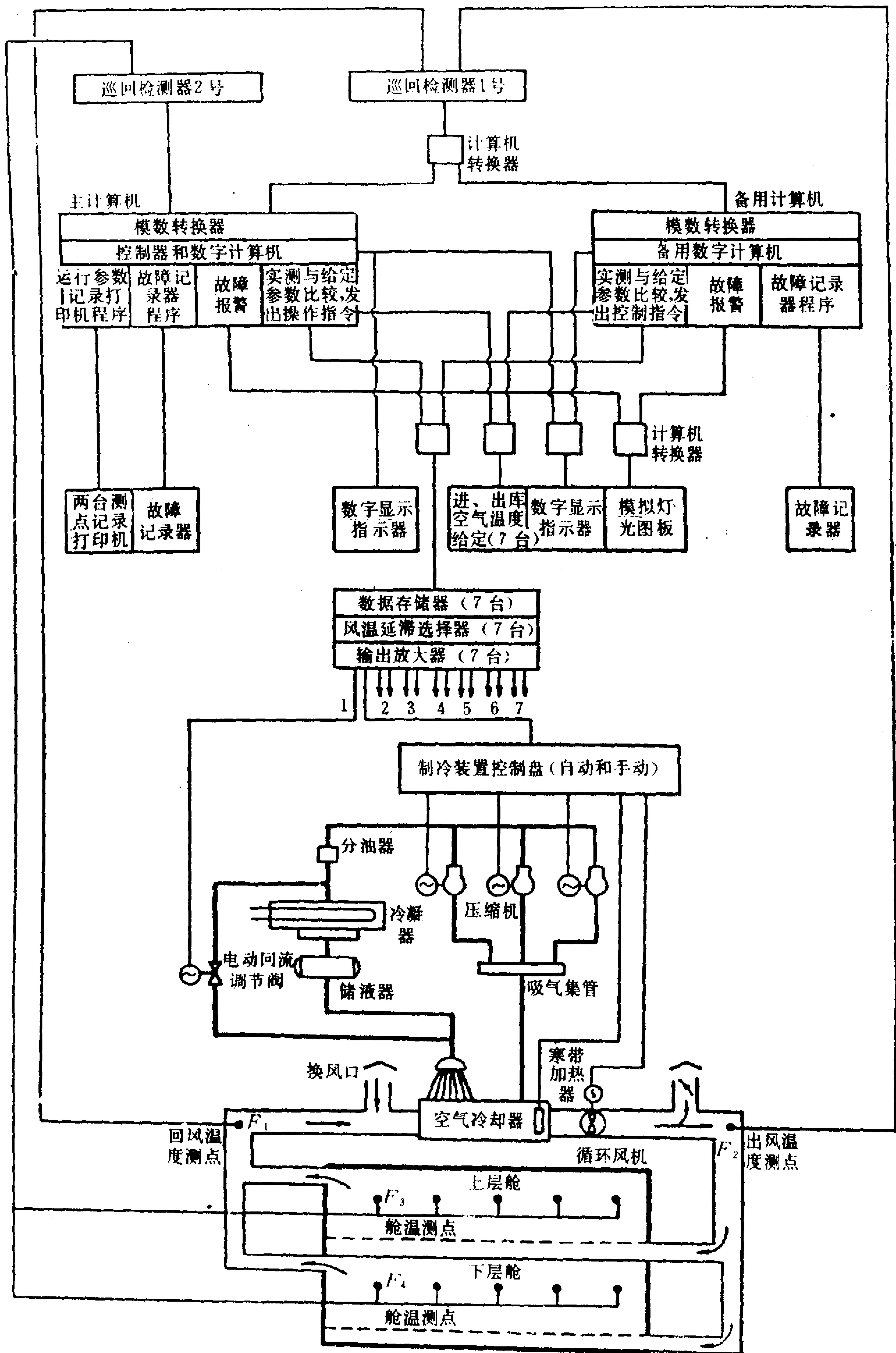


图 5.5.11-13　制冷系统的计算机控制简图

选择器根据计算机指令要求，在计及预先设定的参数变化滞后时间之后，向制冷系统的相应部位发出控制信号，调节它们的运行状态——改变工作台数、调节热气旁通阀开度……等等，使制冷量和制冷温度得到调节。

备用计算机仅在主计算机不能工作时投入使用，它的功能与主机类同但容量较少，只能处理一些重要参数。

计算机监控装置的其他功能已在图中示出。

近年来，利用微机、微处理器进行监控的装置层出不穷，它们在技术方面的主要改进有：信号的采集、输出逐渐局部化，使控制系统变得简单便宜；信号借用电力电缆传输或作定期输送，使设备更加简化，费用更加低廉。

2.2 冷藏集装箱船的制冷系统

冷藏集装箱船的制冷系统与冷藏船舱的制冷系统大致相同，但它的分组更多、要求更高，通常都采用集中式盐水间接冷却，见图 5.5.11-14。图中的制冷装置采用螺杆式制冷压缩机组。它安装在由三点球轴承支承的台架上，带有节能装置和能量调节装置。蒸发器设置在一个隔热的箱子里，器内设有液位传感器，用来在不同蒸发温度下精确地控制器内的液位（通过控制器 1）并预报器内的缺液程度。被蒸发器冷却的盐水，进入一个不大的隔热盐水泵舱。在那里，盐水被泵加压并分送至各用水处。水温可通过控制器 8 进行调节。送入各箱堆的风温则由各组的冷风机组用控制器进行控制。冷风机组由左、右并列的 2 台轴流风机和盐水冷却器组成，能将回风从箱堆风道中抽出，送入冷却器冷却后再行送回。冷却器的风量由电子-气动调节器调节，制冷量则由盐水三通阀控制。这样的调节器可保证出风温度误差在 0.15℃以内。系统的有关数据可通过显示器示出。

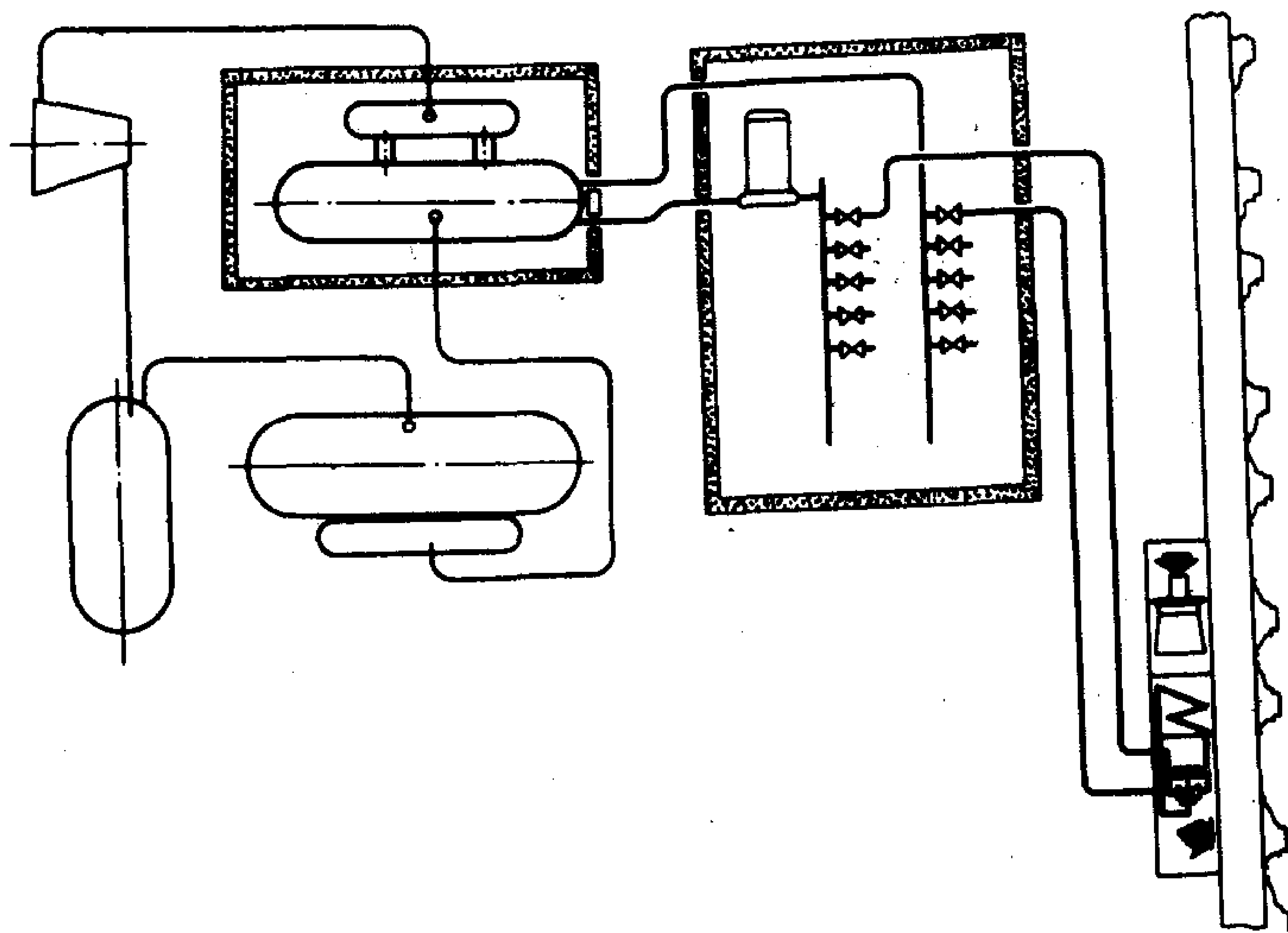


图 5.5.11-14　冷藏集装箱船的制冷系统

1-压缩机；2-冷凝；3-贮液器；4-蒸发器；5-盐水泵；6-盐水泵舱；7-冷风机组(冷藏箱送、回风支管)；8-水温控制器

2.3 液化气船的制冷系统

2.3.1 液化气运输概况

液化气是液化天然气(LNG)和液化石油气(LPG)的总称，有世界能源"第三支柱"的美誉，也是很有价值的化工原料。用 LNG 作为汽车燃料，不仅能大大减轻大气污染，成本也只及汽油之半。将它用作航空燃料，则不但烟尘很少，没有红外信号，而且还可提高功率，降低费用 36%左右。因此，它的开发和运输都备受重视。图 5.5.11-15 示出液化气运输船的发展情况。

在海上，液化气曾采用过加压贮罐(45℃时的饱和压力)、半加压全保温贮罐(0.5～0.8 MPa，－48～－55℃)以及常压全保温(0.027 MPa，－50℃)贮罐等运输方式，并认为以采用常压罐较为合适。对液化天然气，都采用常压低温贮舱。由于液化天然气的液化温度很低，贮舱应具有良好的隔热性能。虽然如此，但液化气在运输过程中的蒸发仍然难免，尤其是在空船回航时。为了保持必要的船舱低温，就必须预留液态液化气作为保温冷源，其数量约为总运量的 4％～5％。加上满载时不可避免的蒸发，全船在一个往返航次中的产气量就相当可观。如何处理这些气体，涉及到一系列的技术、经济问题。目前认为，以采用气体再液化回收配合双燃料主机燃用最为合适①，这就需要用于气体液化的制冷系统。

2.3.2 液化石油气的制冷系统

各种石油气的成分及其在常压下的液化温度见表 5.5.11-6。表中还列有氨和氯乙烯的数据，它们虽不属于石油气，但也常用液化石油气船运输。由表 5.5.11-6 可见，除乙烯外，其他气体的液化温度不算太低，可用一般制冷机工作。

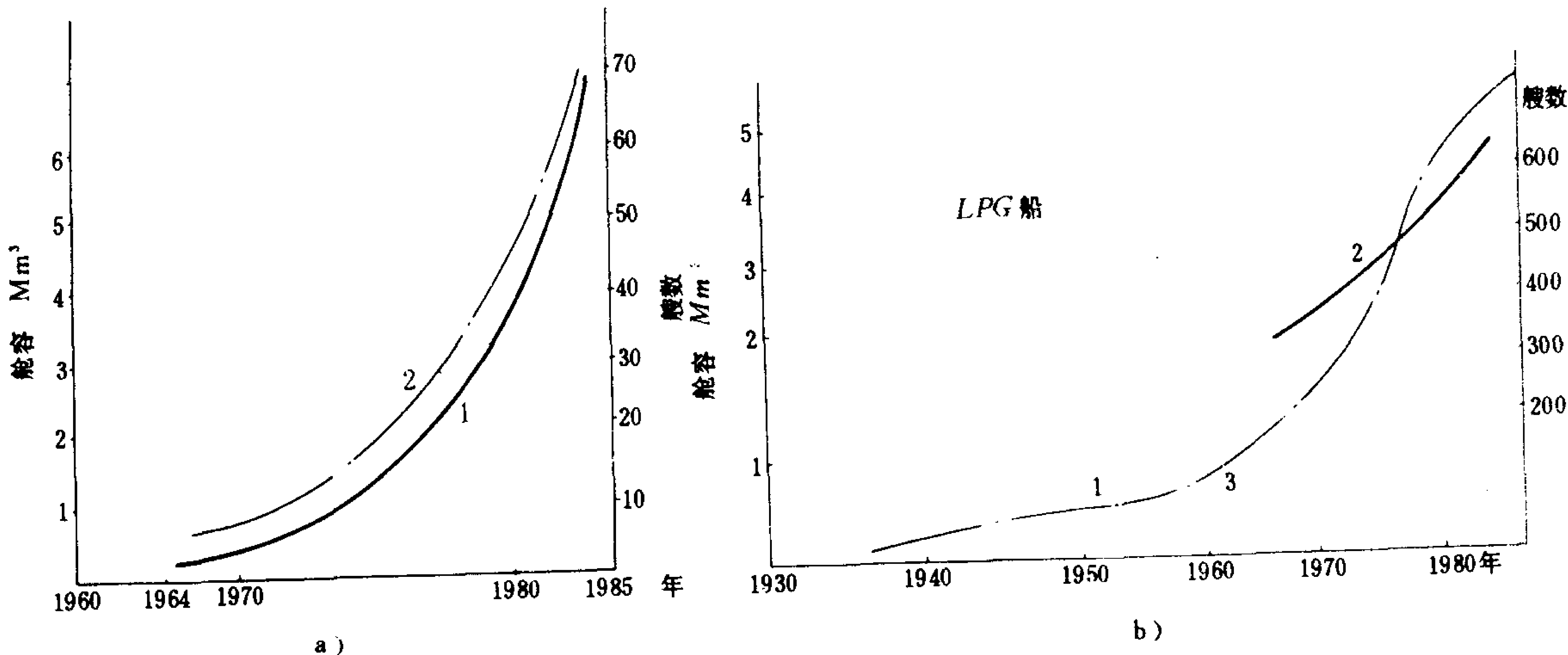


图 5.5.11-15　液化气船的发展情况

a)液化天然气船；b)液化石油气船

1-舱容；2-艘数；3-第一艘全冷式液化石油气船投运时间

① 其他处理方法有排向空气中烧毁、作为主机(锅炉或燃气机)燃料和全部再液化回收。

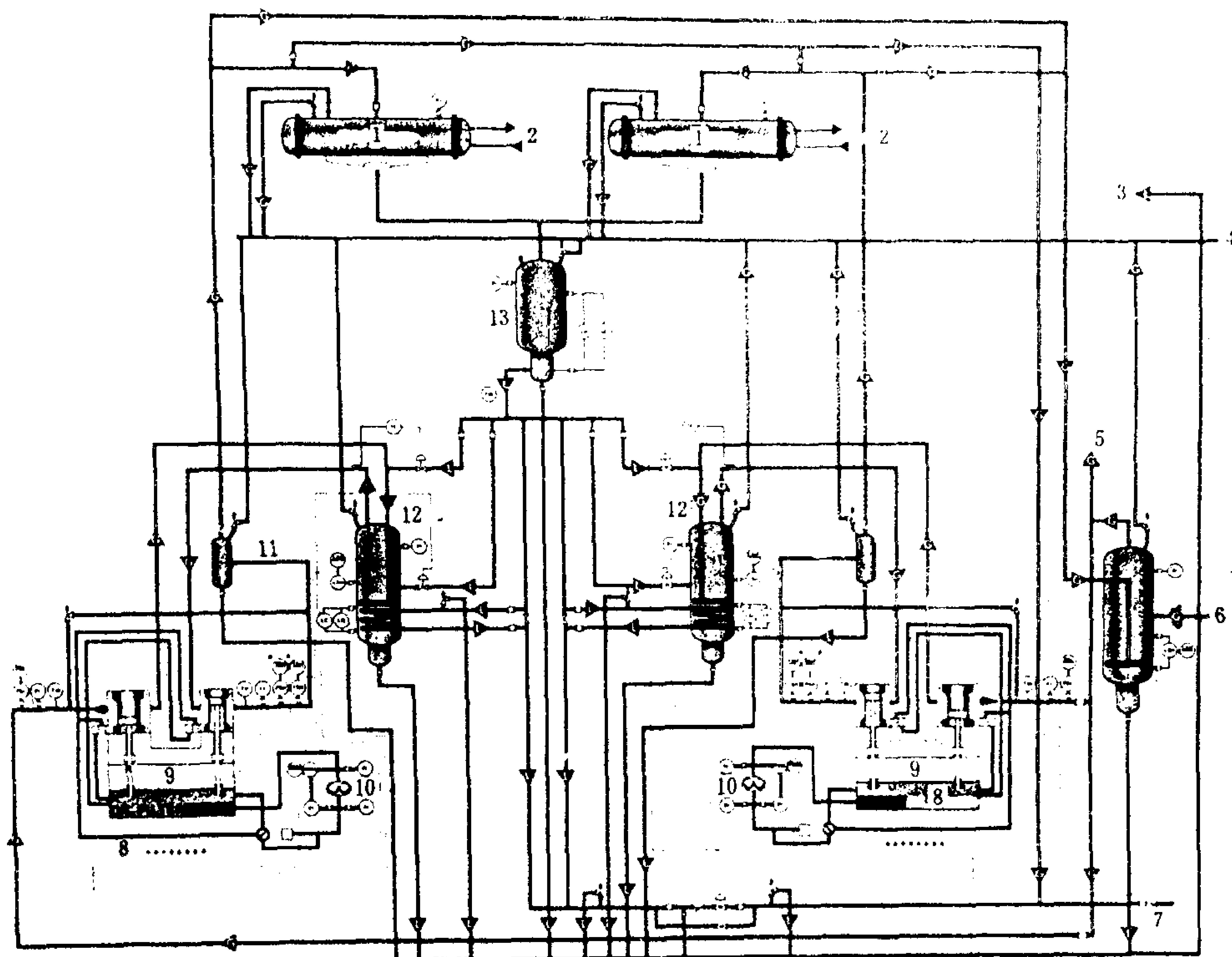


图 5.5.11-16 液化石油气船的再液化制冷系统(加压式)

G-气体管路; *L*-液态气管路; *O*-油管路; 1-冷凝器; 2-冷却水; 3-至液化石油气贮罐; 4-至桅杆; 5-至增压器; 6-自贮罐束; 7-至贮罐; 8-压缩机保安设施; 9-往复式压缩机; 10-油泵; 11-缓冲器; 12-中间分离器; 13-贮液器

表 5.5.11-6 石油气等的组分和液化温度

品　　名	丁烷	丙烷	丙烯	乙烯	氨	氯乙烯
分子式	CH_{10}	C_3H_8	C_3H_6	C_2H_4	NH_3	C_2H_3Cl
常压下的液化温度℃	−5	−4.5	−48	−104	−33	−14
液体密度kg/L	0.605	0.582	0.615	0.570	0.682	0.965

图 5.11-16 示出一加压液化石油气船的再液化制冷系统，它采用常规的两级压缩制冷。

图 5.5.11-17 所示为一常压液化石油气船的再液化制冷系统，可用来液化丙烷、丁烷、丙烯、丁烯和氨。本系统采用复叠循环，以R 22 作高温级冷剂。也可用无油压缩机 19 直接加压液化。所有机器都被安设在一个防爆舱室内(电机在舱外)，包括 256 kW、−45℃装置 2 台和 175 kW、−45℃装置 1 台。相应的液化能力为 2 ×75000 m³和 1 ×37000 m³。

2.3.3 液化天然气船的制冷系统

天然气不论是油田气还是气田气，都含有相当多(95%左右)的甲烷，因此液化温度很低，需用复叠式或类似装置在加压下才能使它液化。几种液化方法的耗能指标列于表 5.5.11-7。

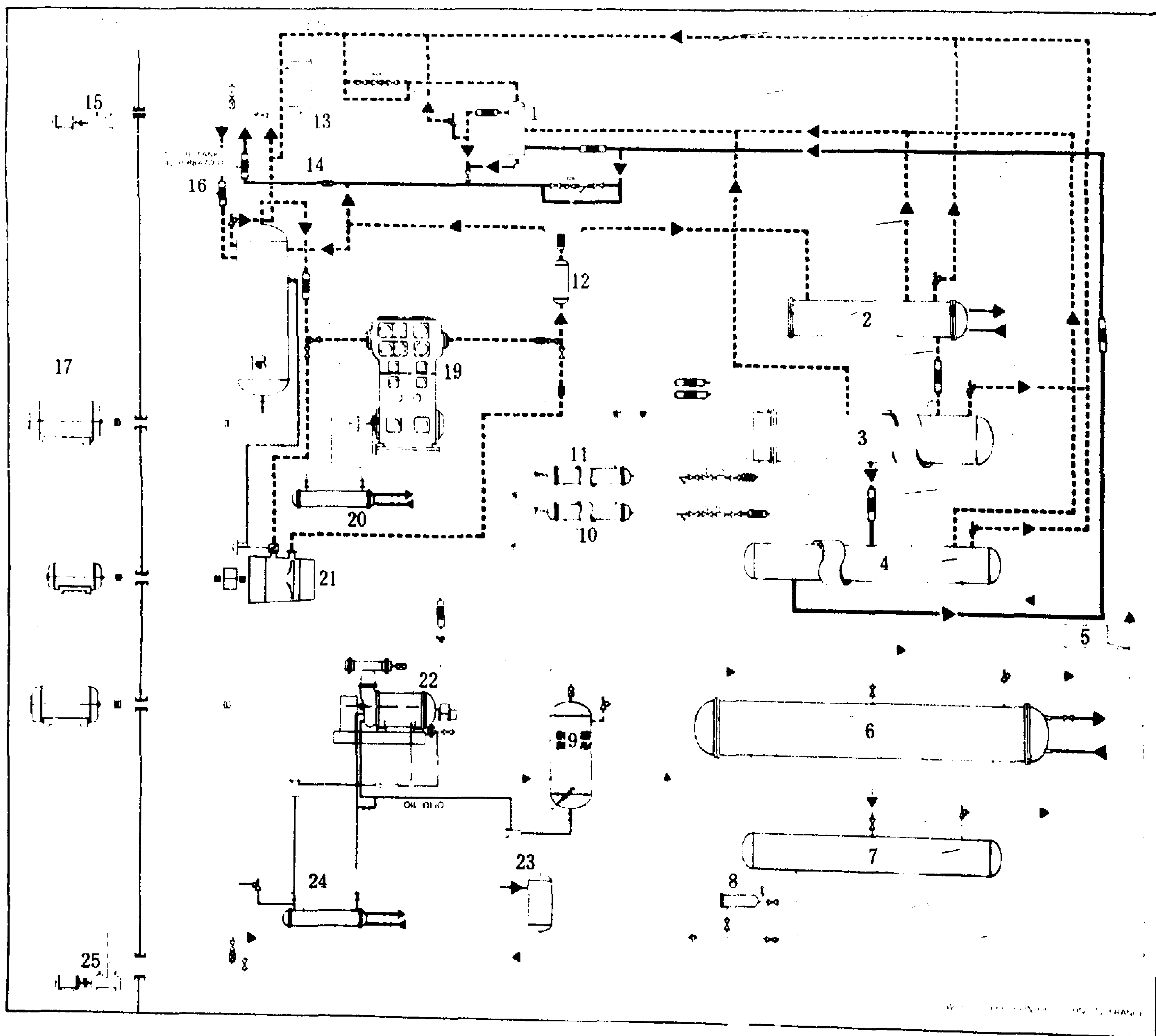


图 5.5.11-17 液化石油气船常压再液化制冷系统

……气态R冷剂；——液态R冷剂；━━━气态石油气；━━液态石油气；——冷却海水；1-净化器；2-LPG、NH_3减热器（丁烷冷凝器）；3-LPG、NH_3冷凝器(R22 蒸发器)；4-LPG贮液器；5-放气；6-R22 冷凝器；7-R22 贮液器；8-过滤干燥器；9-分油器；10、11-R22 气液换热器；12-缓冲器；13-甲醇贮罐；14-放气管路；15-(甲醇)注入泵；16-来自液舱；17-电动机；18-丁烷过热器；19-无油压缩机；20-海水-甘油换热器；21-增压器；22-螺杆压缩机；23-阻化剂贮罐；24-油冷却器；25-阻化剂注入泵

表 5.5.11-7 天然气几种液化方法的实际能耗

液化方法	复叠式	混合冷剂	间接膨胀
能耗 kJ/Nm³	1200	1200～1350	1370～1800

天然气再液化系统，在船上可采用下述各种流程。

图 5.5.11-18 所示是一种以氮气作工质的常压液化系统。它利用经二次预冷的高压氮气在膨胀机 6 中绝热膨胀，产生低温，使天然气液化。这种系统的设备较少，操作也没有危险，但初投资费用和耗能却不低，还需携带一部分氮气，以资补充。

另一种再液化流程以天然气本身作制冷工质，如图 5.5.11-19 所示。其中图a）为开式。

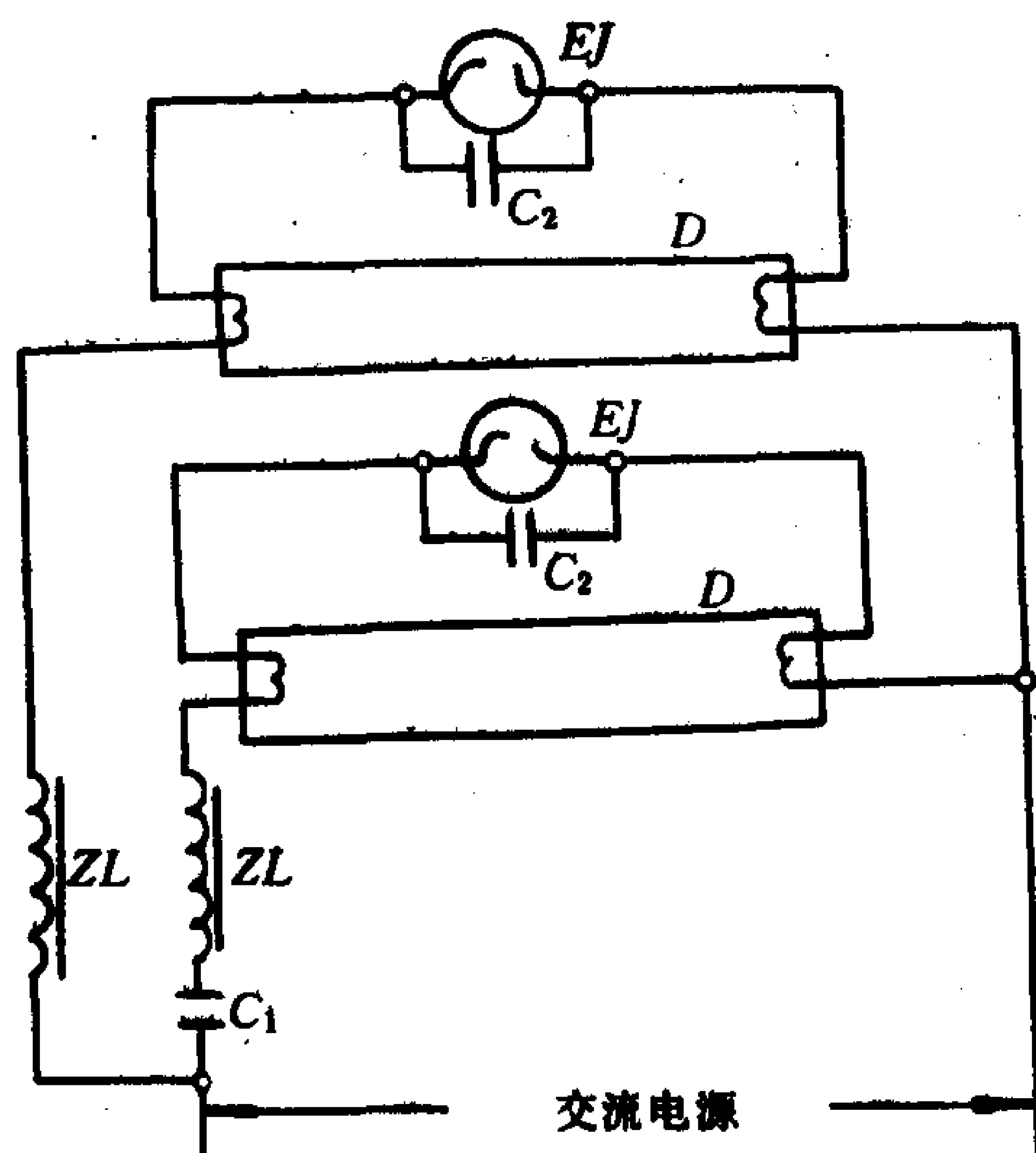


图 8.3.3—2 双管制荧光灯接线图

EJ—起动器；ZL—镇流器；D—荧光灯；C_1、C_2—电容器

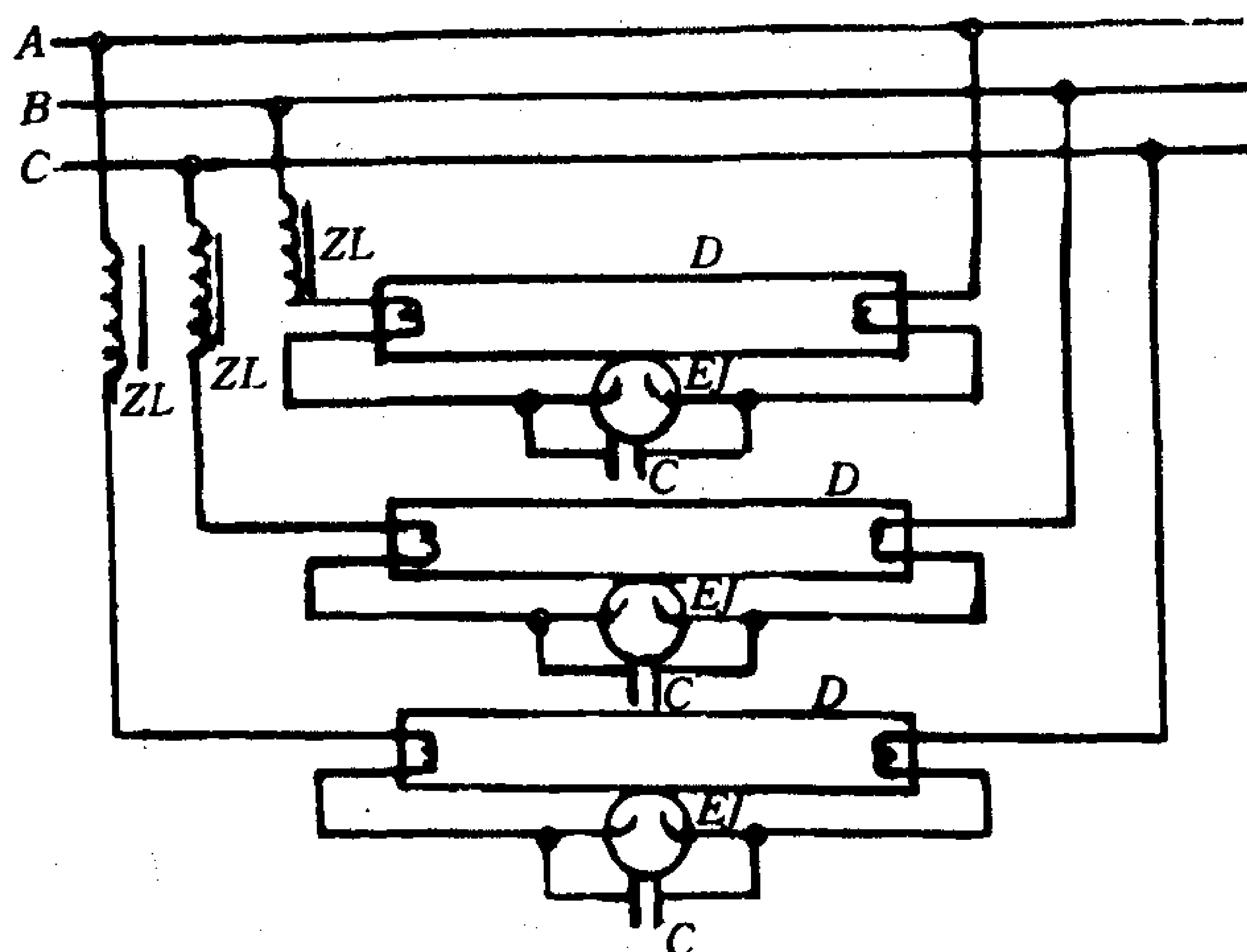


图 8.3.3—3 三管制荧光灯接线图

EJ—起动器；ZL—镇流器；D—荧光灯；C—电容器

2)高压水银灯

(1)工作原理：利用在高压水银蒸汽中电弧放电而发光，它的发光效率主要由水银蒸汽压力来决定，照明用灯为 0.2～0.6MPa(2～6 个大气压)。它是一种发光效率高、功率较大的照明光源，用于舱面装卸作业的强光工作照明。

(2)主要规格：高压水银灯的外壳内壁涂有一层荧光粉的，称为高压水银荧光灯。它又可分为普通型和反射型两种，主要规格见表 8.3.3—4。

表 8.3.3—4 高压水银灯泡的主要规格

型号	电压(V)	功率(W)/光通量(lm)	灯头型式
RG 高压水银荧光灯	220	$\frac{50}{1500}$ $\frac{80}{2800}$ $\frac{125}{4750}$ $\frac{175}{7000}$ $\frac{250}{10500}$ $\frac{400}{20000}$ $\frac{700}{35000}$ $\frac{1000}{50000}$	螺口
GS 高压石英水银灯		$\frac{50}{1570}$ $\frac{80}{2940}$ $\frac{125}{4980}$ $\frac{175}{7300}$ $\frac{250}{11000}$ $\frac{400}{21000}$ $\frac{700}{36750}$ $\frac{1000}{52500}$	
RGF 反射型高压水银荧光灯		$\frac{400}{15000}$	
GSF 反射型高压石英水银灯		$\frac{400}{15000}$	

(3)接线图：高压水银灯也需与镇流器配合使用。一般接线图如图 8.3.3—4，图中电容 C 是为了提高功率因数(采用 4μF，600V)。

(4)使用注意事项：①高压水银灯起动时间为 4～8s，它要求电网电压波动不可过火，如突然降落超过额定值的 5%，可能会造成中途自行熄灭。当灯泡熄灭，不能立即再次起辉，需待灯泡冷却 5～10min 左右才能再次起辉。②当高压水银灯用于寒冷地区或气温较低的处所时，为了保证起辉的可靠性，可采用漏磁变压器或磁分路变压器来代替镇流器，利用其较高的空载

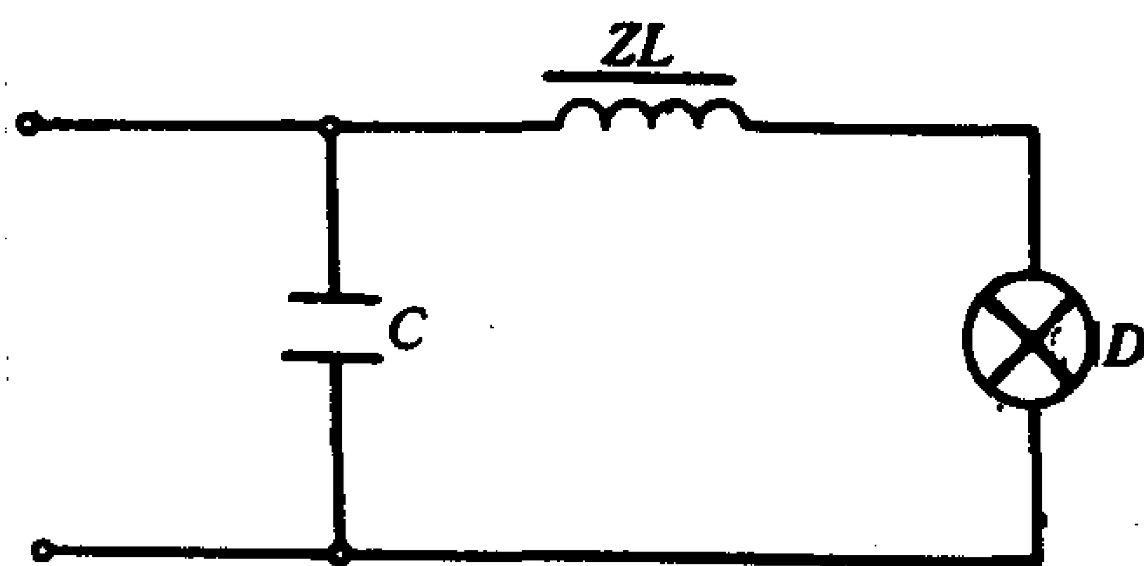


图 8.3.3—4 高压水银灯接线图

D—高压水银灯；ZL—镇流器；C—电容器

电压使灯容易起辉，变压器空载电压应根据最低环境温度而定。

3)超高压汞氙灯

(1)工作原理：它是在氙灯中充以高压水银，利用电弧放电而发光的光源。灯管中充以氙气可以提高起始光通量，延长灯管寿命，缩短稳定时间，增加可见区的红色光谱，改善色品。

汞氙灯分为球弧和管弧两种。球弧形极间距离较短，弧光放电集中，在电极尖端形成极亮的光点，可得到很强的光强，所以适用于作探照灯光源。管弧形极间距离较长，因此形成长弧放电，发光强度仍然很高，但照射面积较大，所以适用于舱面照明投光灯的光源。

(2)接线图：由于超高压汞氙灯管内的气压较高，起弧困难，因此需要采用触发器作点火装置。此外，使用交流电源时，必须串接镇流器，使用直流电源时，必须串接适当数值的限流电阻。目前使用的1000W超高压汞氙灯，其所配用的触发器，镇流器或限流电阻见表8.3.3—5。

表8.3.3—5 **1000W超高压汞氙灯的附件**

电源	电压 (V)	配用触发器型号	配用镇流器型号	配用限流电阻数据
交流	220	SF—A_1	ZL—A	
	110	SF—B_1	ZL—B	
直流	220	SF—C_1		10～11Ω 3kW
	110	SF—D_1		2～3Ω 1kW

注：管形汞氙灯配用SFH型触发器。

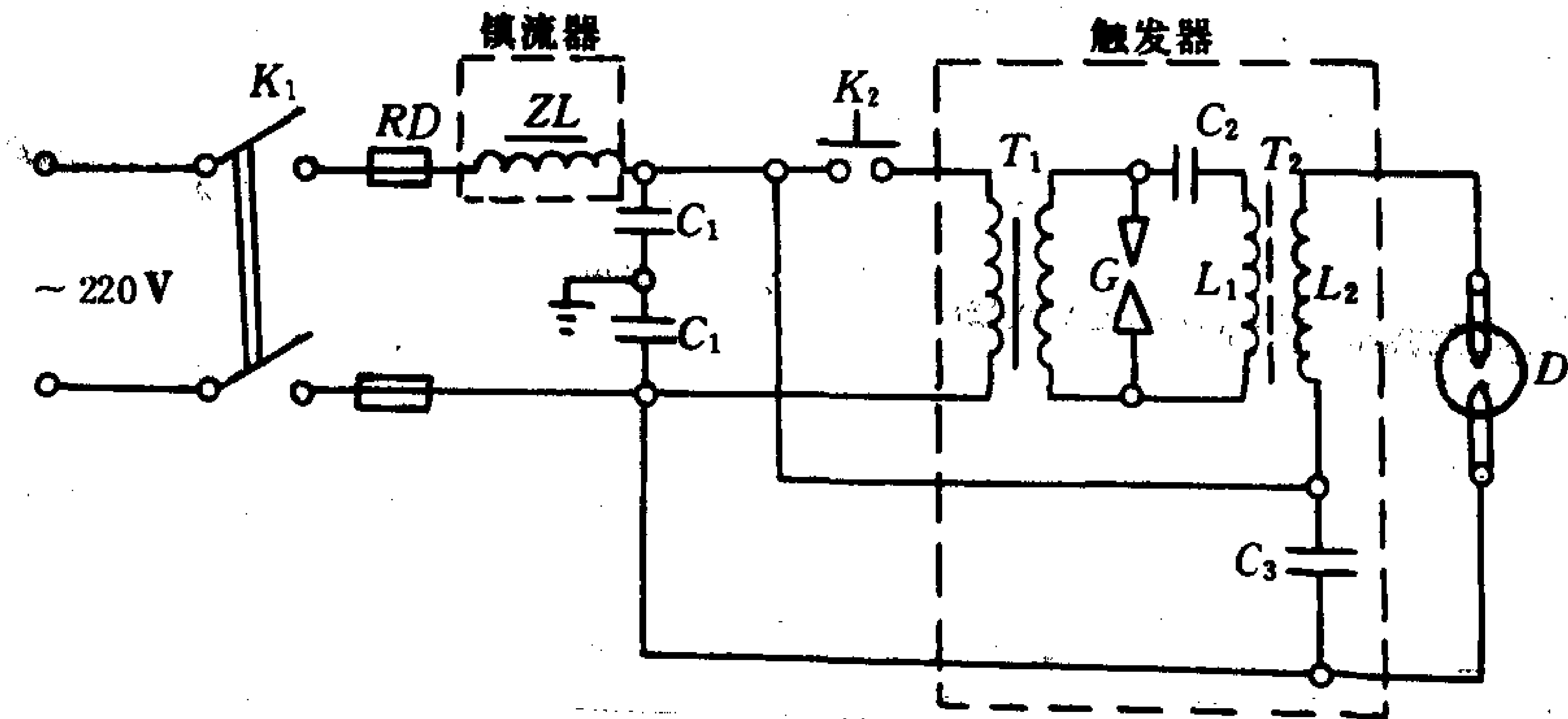


图8.3.3—5 超高压汞氙灯使用交流电源时原理图

①超高压汞氙灯使用交流电源时的原理图如图8.3.3—5，当按钮K_2闭合，接通高压变压器T_1，在次级绕组上产生4KV的高压，经火花隙G放电，在'C_2L_1组成的串联谐振电路中产生阻尼振荡，经脉冲变压器T_2的次级绕组L_2升压获得40～50kV的高频高压，通过C_3引起灯管电极间弧光放电以完成点灯工作。C_1为高频旁路电容(2×0.1μF,1000V)。

②超高压汞氙灯使用直流电源时的原理图如图8.3.3—6。

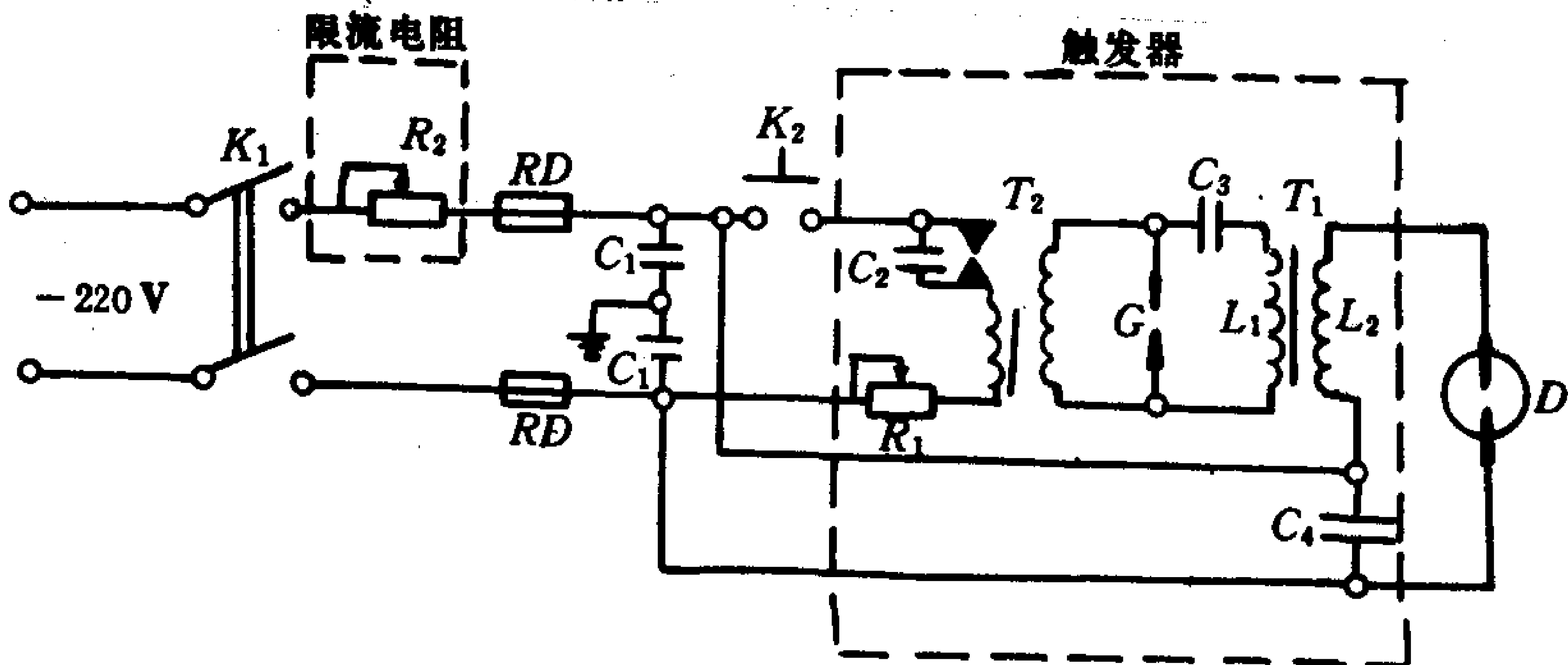


图8.3.3—6 超高压汞氙灯使用直流电源时原理图

保存期的长短，它们在船上应获得的冷处理条件和方法就有区别，如冷海水保鲜、微冻保鲜和冻结保鲜等等，而相应的制冷系统也就不同。

4.1 冷海水保鲜制冷系统

4.1.1 特点

冷海水保鲜是一种以海水为冷却介质、设备简单、冷却迅速的较低级的保鲜措施，适宜于保存多脂性的小鱼，常用于近海围网渔船和拖网渔船的直接保鲜，可使渔获物在 1 ～ 2 ℃的温度下保鲜 4 ～ 7 天左右(视鱼的品类和当时条件而定)，是近海渔船的主要保鲜手段之一。它也可作为待加工渔获物的预冷手段而加以利用。

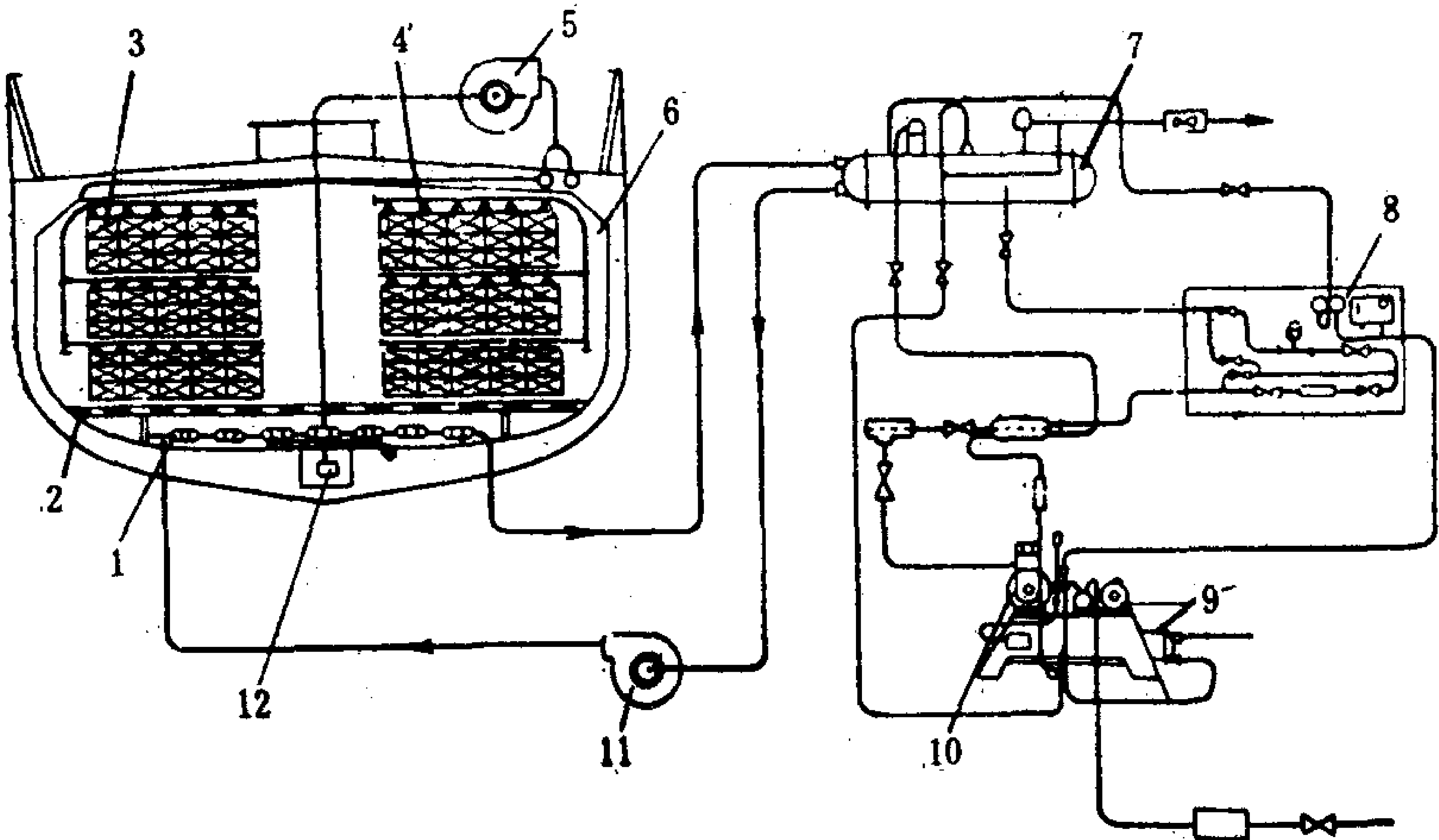


图 5.5.11-21 间接式冷海水制冷系统

1-制冷排管；2-格子板；3-鱼箱；4-喷淋管；5-喷淋水泵；6-鱼舱；7-蒸发器；8-控制板；9-冷凝器；10-压缩机组；11-盐水泵；12-滤器

冷海水系统常采用一般机械制冷(也可在机械制冷基础上再加冰制冷)将系统中的冷媒——冷海水保持在 0～－1℃左右。经冷海水保鲜的渔获物，其含盐量略有增加，但不会影响食用和加工。例如，对未去内脏的鲱鱼进行 6～7 天的冷海水保鲜之后，其含盐量约增加 1%左右。

4.1.2 典型系统

图 5.5.11-21 所示是一个具有盐水间接冷却的冷海水制冷系统，适用于较大的渔船。盐水经制冷装置冷却后，以－6 ～－8 ℃左右的低温由盐水泵 11 在舱底的冷却排管中循环，将周围的海水冷却到 0 ～－1 ℃，再用海水喷淋泵 5 将冷海水喷淋在渔获物上，使它们的温度降低并保持在 1 ～ 2 ℃左右。流落的冷海水经格子板汇聚在舱底，被冷却后经滤器 12 由泵 5 抽出再次进行喷淋。

冷海水在冷却器中的温降，一般在 1 ℃左右。

冷海水一般只须过滤，不必经常更换。

对于较小的渔船，往往采用直接蒸发式制冷系统。

当装置的制冷量较小时，也可采用在海水中加入水冰的方法来制冷。这时，如果加冰量过多，则应同时加入适量的盐。所用的水冰可在开航前贮存在鱼舱或冷海水舱中，并在开始捕鱼前将冰融化，备妥冷海水。416 总吨的国产围网鱼船即采用此种制冷方法。该船冷海水系统的主要参数如下：

冷海水舱容积	50 m^3
带冰量	200～300 t/航次
制冷装置	6 F 10 型制冷机组

2 船用灯具分类及规格型号

2.1 灯具分类

可按结构型式、用途、使用场所、光源、配光、特殊照明等来分类，下面只按前两种分类方法进行介绍。

2.1.1 按结构型式分类

1)保护式：用于干燥的舱室，如船员和旅客的居住休息舱室、餐厅、安装通信导航设备的驾驶室、海图室、无线电室以及内走道等处。

2)防溅式：用于有水飞溅的场所，如露天甲板及外走道等处。

3)防水式：用于不仅有水飞溅，而且有滴水和凝水的场所，如机舱、炉舱、货舱、冷藏舱、厨房、浴室、厕所、盥洗室、修理间、控制器室、贮藏室等处，露天甲板和外走道处也常采用防水式照具。

4)防爆式：用于装有易燃性物体和有爆炸气体产生的舱室，如蓄电池室、煤舱、油柜舱、灯间、油漆间以及油轮上第二类舱室如油泵舱、油舱上面空间等处。

2.1.2 按用途分类

1)舱室照明灯具：有舱顶灯、蓬顶灯、防爆灯等。

2)航行信号灯具：有左右舷灯、桅灯、尾灯、桅顶灯、三色灯、锚灯、应急灯、艇用灯等。

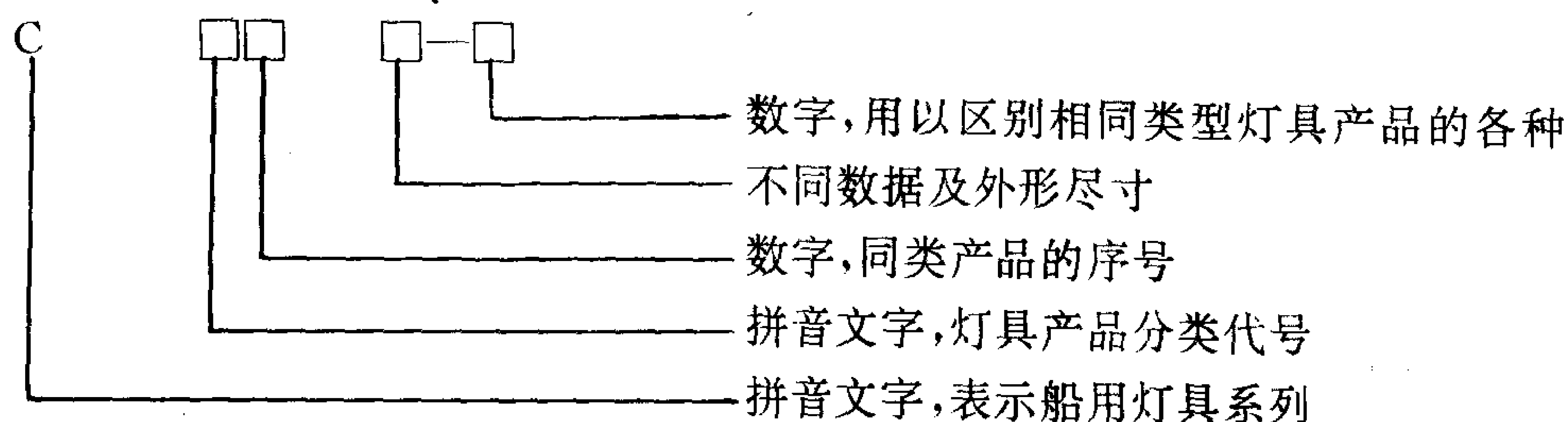
3)局部照明灯具：有床头灯、壁灯、台灯、海图灯、医疗灯、水位表灯等。

4)挂灯及手提灯：有 220、110、24V 挂灯、24V 手提灯等作临时悬挂照明用。

5)投光灯和探照灯：用于船舶舱面作业强光照明及信号探照灯。

2.2 灯具的型号规格

2.2.1 船用灯具型号编排方法



2.2.2 舱室照明灯的规格数据

规格数据见表 8.3.3—7。

2.2.3 局部照明灯的规格数据

规格数据见表 8.3.3—8。

2.2.4 挂灯和手提灯的规格数据

规格数据见表 8.3.3—9。

出的鱼箱经传送带送入冷藏舱贮存，贮存温度为－2～－3℃，时间可达20～27天。

这种装置适应性较强，可处理不同品种、不同规格、不同要求的渔获物，但功率和占地面积都较大。当进行完全深度冻结时，吹风冷却器每冷却1000 kg 鱼的耗电量约5.8 kW/h。

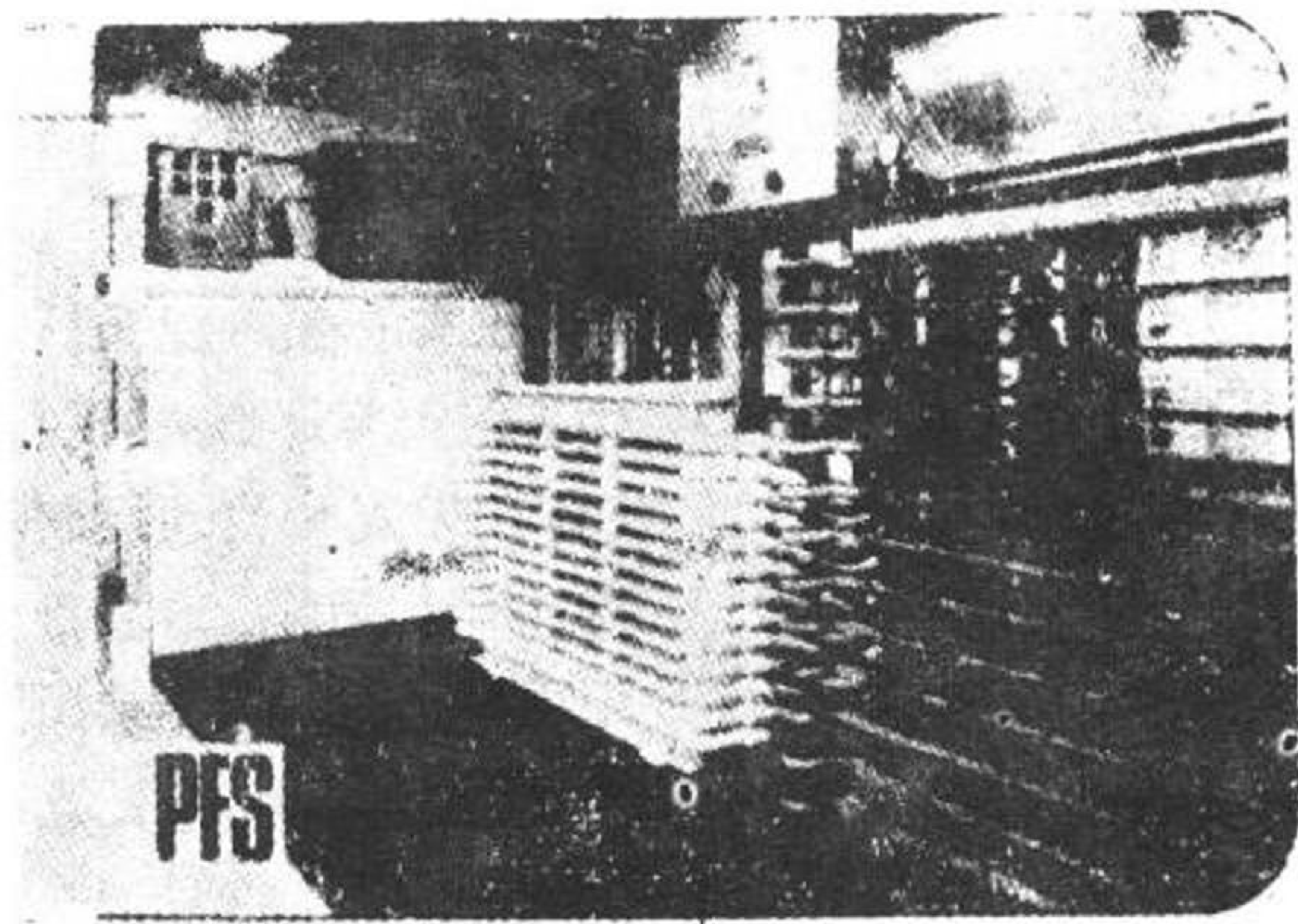


图 5.5.11-23 接触式平板冻结器

4.3 冻结保鲜制冷系统

冻结保鲜时，渔获物被保存在冻结温度以下，保鲜期长，保鲜质量好。加工时，先将渔获物在冻结器中以较快的速率进行冻结，然后再移入冷藏舱中冻藏。所用的冻结器可以是吹风式的，也可以是接触式的。图5.5.11-23所示即为接触式平板冻结器。冻结器的制冷温度一般为－30～－50℃左右，冻藏室的温度则在－18～－40℃之间，视鱼种、贮存期和质量要求而定。

4.3.1 冻结器的制冷系统

图5.5.11-24和图5.5.11-25示出冻结器的两种制冷系统。它们都属于直接蒸发式，前

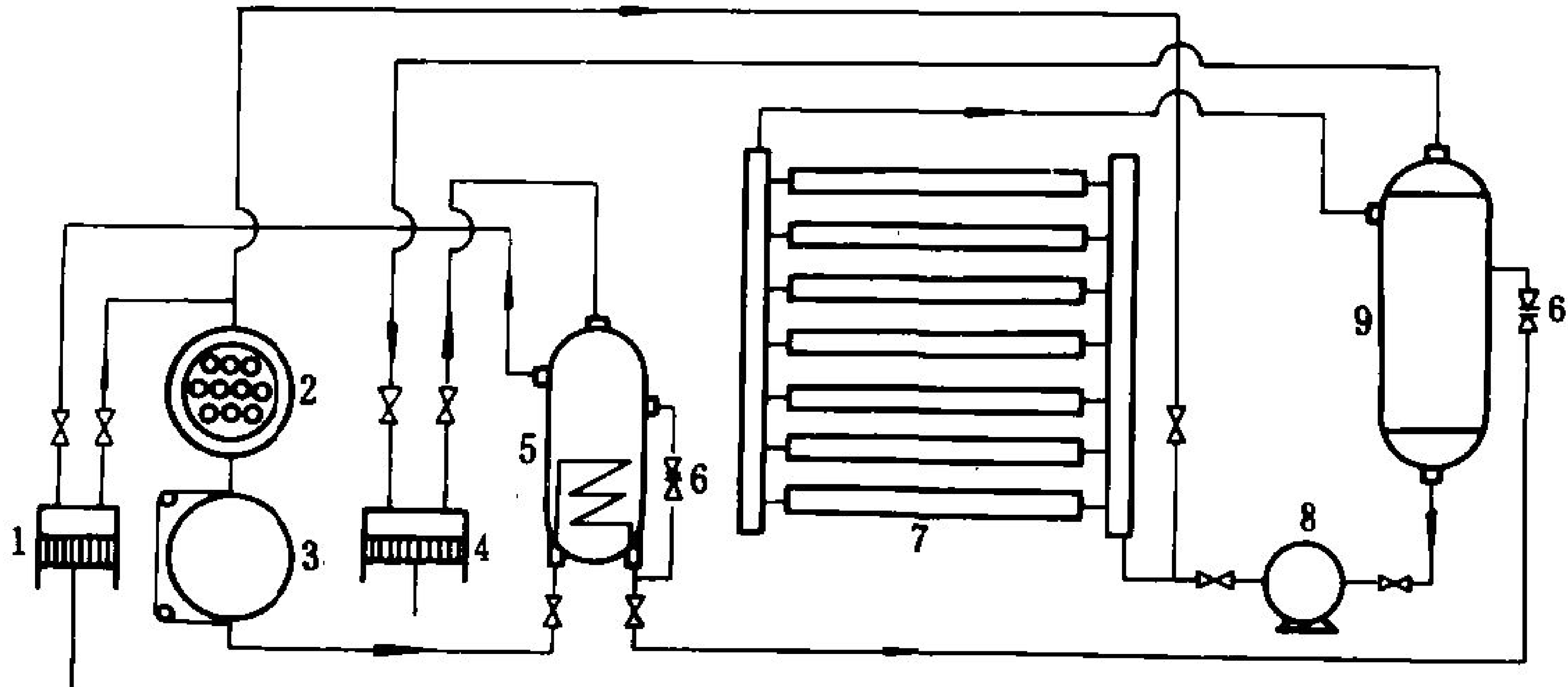


图 5.5.11-24 强制供液式冻结器制冷系统

1-高压缸；2-冷凝器；3-贮液桶；4-低压缸；5-中冷器；6-节流阀；7-平板冻结器；8-液泵；9-低压桶

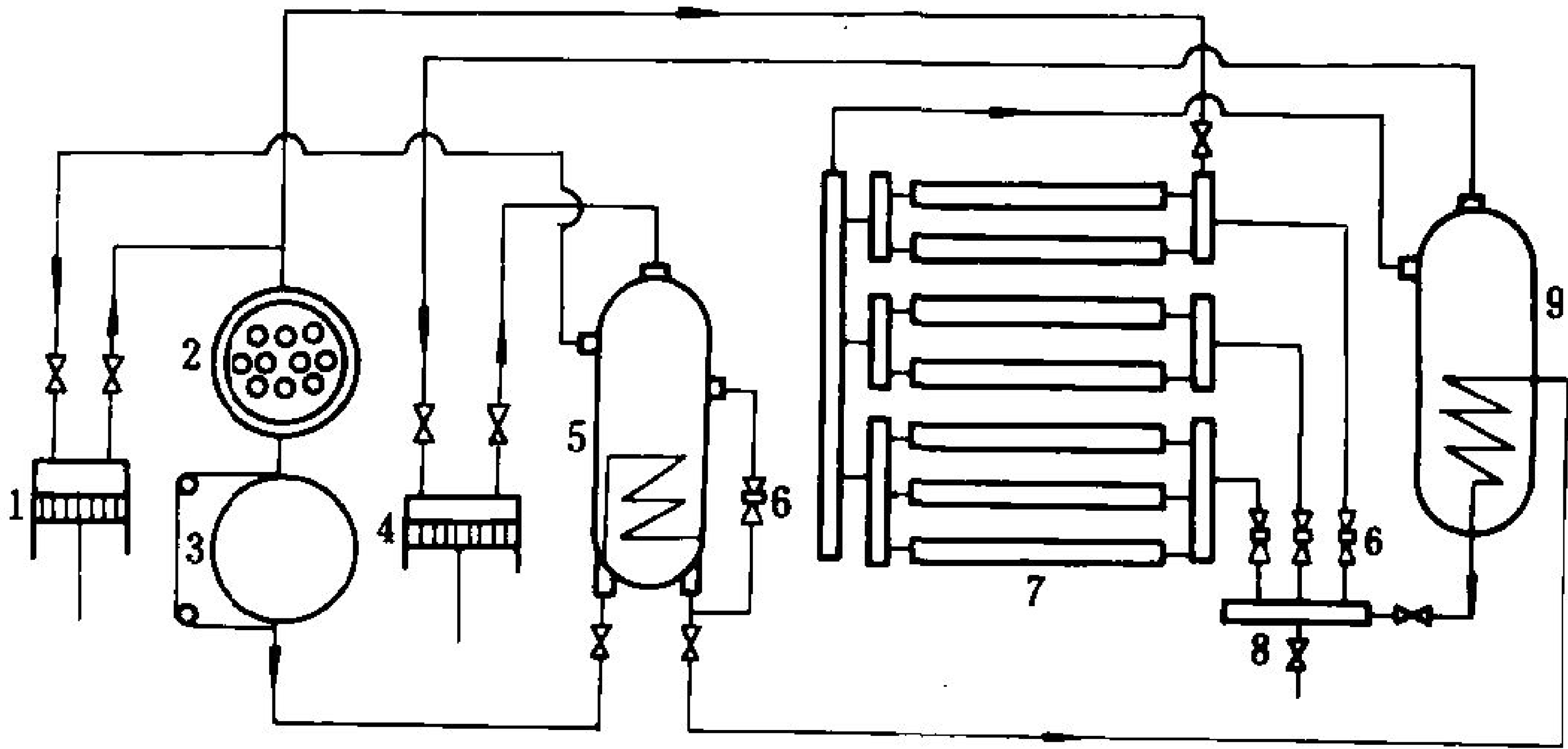


图 5.5.11-25 冻结器制冷系统

1-高压缸；2-冷凝器；3-贮液桶；4-低压缸；5-中冷器；6-节流阀；7-平板冻结器；8-调节站；9-低压桶

者采用液泵使冷剂作强制循环，后者则为一般的直接蒸发。两者的其余部分，则与前者讲述过的同类系统相同。

两种系统的工作参数见表 5.5.11-8 。

表 5.5.11-8　平板冻结器制冷系统工作参数

系　　统	液 泵 系 统	无 泵 系 统
蒸发温度 ℃	−35	−50
冻鱼块中心温度 ℃（冻前）	15.5	14.7
（冻后）	−28.5	−39
冻结时间 h	4	4

4.3.2 冻结保鲜制冷系统

图 5.5.11-26 所示为国产 447.4 kW（600 hp）尾滑道渔船的制冷系统。它是一个有不完全中间冷却的两级压缩直接蒸发式制冷系统，采用R 22 作为冷剂。系统的主要设备和工作参数如下：

制冷机	2 - 6 FS 10　　2 台
蒸发温度	−33℃，−15℃
供液方式	液泵（供平板冻结器）
	无泵（其余）
融霜	热气（供平板冻结器）
平板冻结器	SPF- 1　　2 台
冻结器冻结能力	4.32 t/天

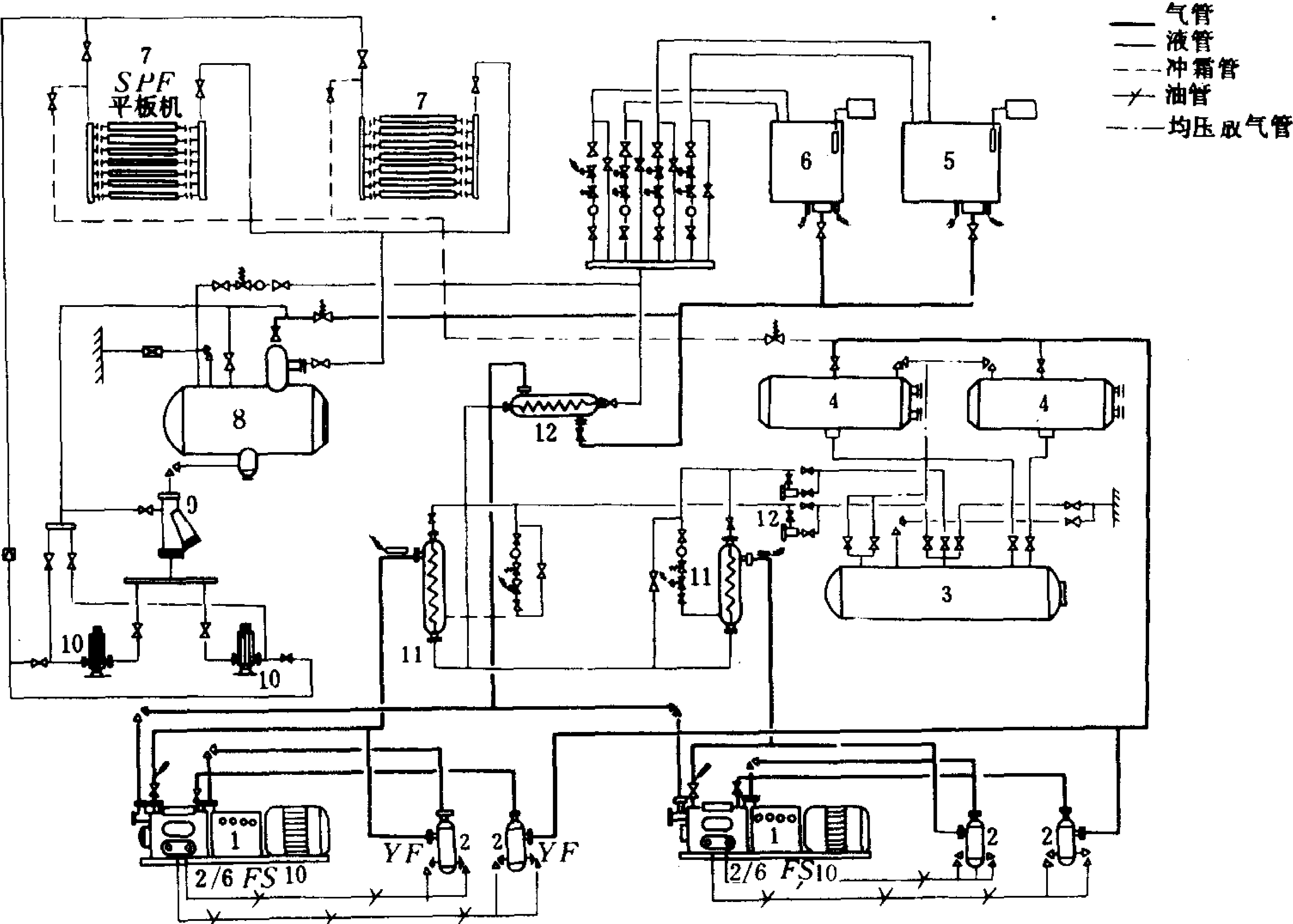


图 5.5.11-26　600 马力尾滑道渔船的制冷系统

1-压缩机组；2-油分离器；3-高压贮液器；4-冷凝器；5-冰鲜鱼舱；6-冻藏鱼舱；7-平板冻结机；8-低压贮液器（循环桶）；9-滤器；10-屏蔽泵；11-中冷器；12-换热器；13-干燥器；

表 8.3.3－8

局部照明灯的规格数据

型　号	名　称	外　壳	灯　罩	电压(V)	功率(W)	灯头型式	重量(kg)	用　途	附　注
CBD5	镜闪壁灯	金色电化铝	乳白色斜口	110/220	40	E－27	0.6	盥洗室作镜前照明	
CBD16	单管荧光镜前灯	铜	半透明磨吵有机玻璃	110/220	6		1.8	盥洗室作镜前照明	配有琴键开关
CBD17－A	单管荧光镜前灯	铜	半透明磨吵有机玻璃	110/220	8		1	盥洗室作镜前照明	配有开关
CBD17－B	单管荧光镜前灯	铜	半透明磨吵有机玻璃	110/220	12		1.2	盥洗室作镜前照明	
CBD21	单管荧光壁灯	铸铝灯座	半透明磨吵有机玻璃	110/220	8		1.3	文娱厅、餐厅等装饰照明	
CBD22－A	走道灯	铜	半透明磨吵有机玻璃	110/220	20		3.5	内走道及大厅墙色照明	灯体内备有 2C－22 应急灯头允许配用 24V,15W 白炽灯泡
CBD22－B	走道灯	铜	半透明磨吵有机玻璃	110/220	30		4.35	内走道及大厅墙色照明	灯体内备有 2C－22 应急灯头允许配用 24V,15W 白炽灯泡
CBD23	防水镜闪灯	铜	半透明磨吵有机玻璃	110/220	8		2.48	盥洗室作镜前照明	防水灯体侧部备有电动剃须刀插座
CBD24	矩形角壁灯	铜	半透明磨吵有机玻璃	110/220			3.7	内走道及大厅墙角照明	灯体内备有应急照明灯
CKSI	床头灯	铜	棱柱纹玻璃	110/220	15～25	2C－15	0.4	舱室内作床头照相	
CKSI－B	床头灯	铜	棱柱纹玻璃	110/220	15～25	2C－15	0.4	舱室内作床头照相	
CKS2	床头灯	铜	灯体内装有镀铬反光板	24/110/220	15～25	E－27	0.8	舱室内作床头照明	
CKS16	单管荧光床头灯	铜	半透明磨砂有机玻璃	110/220	6		1.8	舱室内作床头照明	

续上表

型号	名称	外壳	灯罩	电压(V)	功率(W)	灯头型式	重量(kg)	用途	附注
CTD2	台壁两用灯	铸铁底座,键铬抛光灯杆		24	25	2C—15	2	舱室内作台壁两用照明	
CTD3	台壁两用灯	铸铁底座,键铬抛光灯杆		110/220	40	E—27	2.5	舱室内作台壁两用照明	
CTD22	单管荧光软硬台灯	铸铝灯座,镀铬抛光软梗		110/220	8		1.4	生活舱室,办公室照明	
CTD101	龙戏珠台灯	灯座由木材精雕成游龙戏珠形态		110/220	25 磨沙灯泡	E—27	1.13	生活舱室,办公室照明	
CTD102	龙吐水台灯	灯座由木材精雕成蛟龙吐水形态		110/220	25 磨沙灯泡	E—27	1.62	生活舱室,办公室照明	
CZS3—B	电子闪光救生浮灯	浸水式结构		4V0.1A 小电珠,闪光频率 40～46 次/分钟			2.2	作灯光求救信号及水域指示用	
CZS6	铭牌灯	钢底座,呈吸壁式	半透明磨砂有机玻璃	110/220	8		1.2	作公共场所指示及各舱室铭牌之用	
CZS7	水位表灯	防喷水式结构,钢		24/110/220	25	2C—15,2C—22	1.6	作水位表照明	
CHT4	海图灯	钢		220	25	E—27	1.8	驾驶室海图案前照明	
CHT4C	调光型海图灯	钢		220	≤100	E—27	2	驾驶室海图案前照明	
CBD26	台壁灯	灯座,灯杆由黄铜抛光	烘清烧	110/220	40	E—27		舱室内作台壁两用照明	
CBD26—2	双叉台壁灯	铝合金		110/220	2×40	E—27		舱室内作台壁两用照明	
DL1	手术照明灯	铝合金	无色,有机玻璃	24/110/220	50/100	2C—22		医疗外科手术台用	
DL2	医疗照明灯	铝合金	无色,有机玻璃	24,110,24,220	50,100,50,100	2C—22		医疗手术侧照明	

完成冻结的时间，视被冻物品的性质、规格、包装等而定。图 5.5.11-28 示出几种常见冷食品的温度与冻结时间的关系。

表 5.5.11-10　　全自动平板冻结器(SAMIFI　BABCOCK)主要参数

型　号	平板尺度 L×B×H mm	外尺度 L×B×H mm	质量 kg
Minimatic	1704×1758×24	2500×1970×3100	4300～4900
PlateMatic FA	2840×1758×24	3500×2900×3300	7600～10,000
Platematic FF	3408×1758×24	4100×2900×3300	8200～11,000
Platematic FF/2	3408×1758×24	4100×2900×4550	11000～13300
Platematic FF 2/s	3408×1758×24	4100×2900×5440	13600～14400

参 考 文 献

〔1〕大连海运学院辅机教研组：船舶冷藏和空气调节装置，人民交通出版社，1978

〔2〕舰船特辅机电设备编辑组：舰船特辅机电设备专刊 2，1977

〔3〕上海船舶设计院：船舶设计通讯，1978

〔4〕湖北工业建筑设计院：冷藏库设计，中国建筑工业出版社，1980

〔5〕上海水产学院：制冷技术问答，农业出版社，1982

〔6〕石秉三等：制冷及低温技术，机械工业出版社，1980

〔7〕Safty at Sea，1978　Dec，1979 Spt

〔8〕Marine Engineer Review，1975～1985

〔9〕上海船舶运输研究所：海上液化气运输概况，1985

〔10〕上海船舶运输研究所：液化石油气船现状，1985

〔11〕Stal Co. Marine Refrigeration

〔12〕SAMIF Babcock Co. Plate matic Automatic Freezers For Packaged Products，1980

〔13〕В. П. Зайцев: Рефрижераторные суда, Судпромгиз, 1963

〔14〕大连鱼业公司：平板冻结机说明书，1987

2.2.5 投光灯和探照灯的规格数据

规格数据见表 8.3.3—10。

表 8.3.3—10 **投光灯和探照灯的规格数据**

型号	名称	结构型式	防护型式	电压(V)	光源及功率	灯头型式	重量(kg)	用途	附注
TG1 A TG1 B	投光灯	无网 有网	IP45	220	300W 白炽灯	E—27	14 14.5	用于船舶照明	上海光辉灯具厂生产
TG2 A TG2 B	投光灯	无网 有网	IP45	220	500W 白炽灯	E—40	18.5 19.5	同上	上海光辉灯具厂生产
TG3	信号灯		IP44	220 交流	1000W 白炽灯	E—40	48	用于舰船信号联系	上海光辉灯具厂生产
TG14A	集光灯	低座	IP44	220 交流	1000W 白炽灯	E—40	48	舰船照明	上海光辉灯具厂生产
TG14A	集光灯	斜座	IP44	220 交流	1000W 白炽灯	E—40	48	同上	上海光辉灯具厂生产
TG15—B	投光灯	无遮光板	IP34	220 交流	1000W 白炽灯	E—40	19	同上	上海光辉灯具厂生产
TG15—P	投光灯	有遮光板	IP34	220 交流	1000W 白炽灯	E—40	48	同上	上海光辉灯具厂生产
TG7	高压水银投光灯	无网	IP45	220 交流	GGY—400 荧光高压汞灯	E—40	14	同上	上海光辉灯具厂生产
TZ1	探照灯	有升降杆	IP34	220 交流 110 直流	GXQ—100 球型超高压汞氙灯	专用	≤75	用于舰艇救生、船舶夜航及远距离搜索	上海光辉灯具厂生产
TZ2	同上	同上	同上	同上	同上	专用	≤75	同上	上海光辉灯具厂生产
QZ2	照明灯		IP34	220 交直流两用	GXG—1000 管型汞氙灯	双端引出	≥20	船舶照明	上海光辉灯具厂生产
SSD—200I	搜索灯	室内	防喷		XQ—200 超高压短弧氙灯		13	用于中小型船舶夜航及远距离搜索	上海新华灯具厂生产
SSD—200II	同上	室外	防溅		同上		13	同上	上海光辉灯具厂生产
TG16 A TG16 B TG16 C	同上			12/24	100		4.6	用于中小型船舶夜航照明	上海光辉灯具厂生产

2.2.6 *指示灯的规格数据*

规格数据见表 8.3.3—11。

表 8.3.3－11　　**指示灯的规格数据**

型号	名称	电压(V)	功率(W)	灯头型式	玻璃罩颜色	最大温升(℃)	外壳材料
CZS1	指示灯	6～24	电流 0.17A	1C—9—1	红色,绿色	40	钢、铜、胶木
CZS2	指示灯	110	15	E—12	红色、绿色、蓝色、黄色、无色	40	铜、胶木

2.2.7　木船、驳船、小汽艇等船只信号灯规格数据

规格数据见表 8.3.3—12。

表 8.3.3—12　　**木船、驳船、小汽艇等船信号灯规格数据**

型号	名称	结构型式	电压(V)	功率(W)	灯头型式	玻璃罩颜色	温升(℃)	视角	外壳材料
CNH1	铜吊灯	防水式	110,220	10～25	2C—15	红色,绿色,无色	55	铜或铝合金	
CNH2	边灯	防溅式	110,220 或低压	60	E—27	红色,绿色		水平面 120°	镀锌铁皮
CNH3	桅灯	防溅式	110,220 或低压	60	E—27	绿色,无色		水平面 230°	镀锌铁皮
CNH4	尾灯	防溅式	110、220 或低压	25	E—27	绿色,无色		水平面 150°	镀锌铁皮
CNH5	三色灯	防溅式	110,220 或低压	60	E—27	红色,绿色,无色		水平面绿色,红色 80°无色 74°	镀锌铁皮
CNH6	信号灯	防溅式	110,220 或低压	60	E—27	红色,绿色,无色		水平面 360°	镀锌铁皮
CNH7	锚灯	防溅式	110,220 或低压	25	E—27	无色		同上	镀锌铁皮

2.2.8　苏伊士运河探照灯规格数据

1)规格数据见表 8.3.3—13

表 8.3.3—13　　**苏伊士运河探照灯的规格数据**

型　号	光源种类	工作电压(V)	消耗功率(KW)	最大光强(烛光)		旋转角度		结构型式	外壳材料
				单束光	双束光	水平	垂直		
SCSI—H	白炽灯	220	3	≮2×106	≮1.17×10^6	±360°	±30°	防水式	钢

注:①灯具在正常气候条件下的射程为 1200m 左右。

②灯具内有一只备用灯泡,当灯泡损坏时,能借旋转手柄及时接入备用灯泡。

③底座和支架的材料为铝合金。

2)对灯要求　夜间在苏伊士运河航行时,所用探照灯应符合如下要求:

(1)探照灯所照 1500m 前方运河水路中的锥形浮标上的反射带,要有约 1l_x(勒克斯)的度,照耀清楚(大气透过率＝0.74)。

(2)前玻璃要用硬化玻璃。

(3)反射镜要用玻璃或抛光过的铝(反射率:玻璃的要求达 95%)。

(4)反射镜分二部分,左右的光柱各有 5°的光束宽度,中央的暗带要能在 0～10°的范围内调节。

(5)灯体为能承受 0.0245MPa(0.25kg/cm²)压力的水密型(对油船特别要求为气密型)。此外,用软管将灯体内的热量排出,并要装安全阀。

(6)探照灯内准备二个灯,如一个发生故障,直接切换上另一个即可使用。

(7)白炽灯的功率，总吨位达到30000t的船舶为2000W，总吨位超过30000t的船舶为3000W。发光强度不能低于3×10^6cd(烛光)。

3 灯具的选型、布置与安装

3.1 灯具的选型

3.1.1 选用灯具应考虑的问题

1)配光能否满足要求。2)使用光源的寿命如何。3)灯具种类与使用场所是否相匹配。4)安装是否简单。5)清扫和更换灯泡是否容易。6)使用期间是否变色或生锈。7)价格如何等。要从各个不同角度考虑才能正确地选用灯具，使其用于合适的场所，充分发挥其效能。

现说明灯具的作用如下：(1)合理配光，即将光源光通量重新分配，以达到合理利用。(2)防止眩光。(3)提高光源利用率。(4)保护光源免受机械力损伤，并为其供电。(5)保证照明安全。(6)装饰美化环境。

3.1.2 选用灯具的基本原则

1)光的技术特性 配光、灯具表面亮度、眩光等。

2)经济性 灯具效率，在使用房间内所获得的利用系数高低，电功率消耗，节能效果，投资运行费等。

3)周围环境条件。

4)灯具的外形与建筑物是否相协调等。

在选用灯具时，以上几点应进行综合考虑。

3.1.3 按配光选择灯具

1)在房间的墙和顶均要求有一定的亮度，要求房间有较高的反射系数，并需有一部分光直接射到顶棚和墙上，此时以采用直接—间接型配光的灯具为宜。照明器上半球光通辐射一般不应小于15%，并应避免采用集照型直射灯具。

2)在高大的场所，宜采用深照型或集照型灯具，但对有垂直照度要求的场所，不宜采用高度集中配光的灯具，而应考虑有一部分光能照到墙上和设备的垂直面上。

3)当要求减少阴影时，可采用余弦型、扩散型(均照型)、广照型等配光，使工作点能受到来自各个方向灯具光线的照射。如果对消除阴影要求十分严格，则最好采用发光平面，它的特点是照度高，且均匀，对消除阴影效果比较理想。

4)为了防止眩光，应选用带有保护角或有漫射玻璃的照明器，若为了减少反射眩光，则应采用带有漫射装置(如扩散玻璃、格栅等)的灯具。

5)当要求垂直照度时，可采用倾斜安装照明器，或选用不对称配光(即仅向某一方向投射)的照明器。

3.1.4 按环境条件选择灯具

在多尘、潮湿、有腐蚀性气体、有火灾或爆炸危险等场所，照明要着重考虑安全、可靠性、便于维修和有较好的照明效果，灯具选择见表8.3.3—14。

进行，这时：

1）各电机及其起动和安全保护设备，应工作正常，不超载，不过热，绝缘良好；

2）各热工仪表指读正确，数值正常；

3）各自动化元件动作灵敏、可靠，能正常发挥自控作用，且符合设计规定要求（如果没有此项具体要求，可参照表 5.5.12-6 确定）。

表 5.5.12-6　　主要压力开关的工作压力 MPa

名称 \ 冷剂		R 12	R 22	R 717
高压开关	断开压力	0.93～1.03	1.6～1.72	1.47～1.57
	闭合压力	比断开压力低0.2～0.3	比断开压力低 0.1～0.3	比断开压力低 0.1～0.3
低压开关	断开压力	与蒸发温度低 5℃ 时的饱和压力相同，但不低于 0.01		
	闭合压力	比断开压力高 0.05～0.1	比断开压力高 0.1～0.2	比断开压力高 0.1～0.2
油压差开关	低于 0.1 时使压缩机停车			

在调整压力开关时，应注意管路阻力影响，而在调整温度开关时，要考虑传感器滞后的影响。

4）制冷机的制冷量达到所要求的数值。它可通过各冷藏舱、室的实际制冷效果来检验，也可用下列各式来估算，即

$$Q_0 = W\rho c(t_1 - t_2)\eta \quad \text{kW} \tag{5.5.12-2}$$

式中：Q_0——机器制冷量，kW；

W——载冷剂流量，m^3/s；

ρ——载冷剂密度，kg/m^3；

c——载冷剂的比热容，kJ/(kg·℃)；

t_1、t_2——载冷剂进、出蒸发器时的温度，℃；

η——考虑蒸发器等吸热的系数。

或

$$Q_0 = Q_w + Q_s - N_i \quad \text{kW} \tag{5.5.12-3}$$

$$Q_0 = (Q_w + Q_s)(h_7 - h_6)/(h_4 - h_5) \quad \text{kW} \tag{5.5.12-4}$$

式中：Q_w——制冷剂传给冷却水的热，kW；

Q_s——冷凝器的散热，kW；

N_i——压缩机的指示功率，kW；

h_7——制冷剂被压缩机吸入时的焓，kJ/kg；

h_6——制冷剂流出过冷器时的焓，kJ/kg；

h_4、h_5——制冷剂进、出冷凝器时的焓，kJ/kg。

当采用冷藏舱作负荷时，效能试验时间应不少于 24 h。

元件的效能试验应反复进行多次，以考核它们工作的有效性。

2　制冷剂的充入和取出

在向制冷系统充入冷剂之前，应将它抽空并保持干燥，对于氟利昂系统更应如此。

对于准备充入系统的制冷剂，其质量应保证符合船用要求。

2.1 制冷剂的除水

2.1.1 含水量指示器

在氟利昂制冷系统中，为了保证不发生冰塞和腐蚀（一般认为当含水量超过下列指标时即会发生腐蚀：R 12，>15 ppm；R 22、R 500，>120 ppm；R 502，>5 ppm），氟利昂中的含水量，在整个工作时期内都不应超过其互溶的限度。为此，在该制冷系统中常设含水量指示器加以监察。指示器常与视流镜做成一体，利用涂在周边或中心柱上的金属盐的变色，来指示含水量的多寡。不同金属盐在不同含水量下所显示的颜色各不相同。同一金属盐的同一颜色在不同温度下所指示的含水量，不但与冷剂种类有关，而且对同一冷剂也各不相同。常用含水量指示器的颜色，多指 30～40℃ 的液态冷剂中的含水量。各种指示颜色与含水量间的关系见表 5.5.12-7。

表 5.5.12-7 **含水量指示器的颜色与指示值**

指示剂种类或厂商名	颜色	含水量 ppm（30～40℃）		
		R 12	R 22	R 502
SABROE Co. ML I 型（美）	绿（干） 黄（湿）	<10 >30	<45 >130	≤20 >65
SG I型	绿（干） 无 黄（湿）	<15 15～35 >35	<60 60～125 >125	
ALCO（美） VIRGNIA（新西兰） $COBr_2$	蓝（干） 淡紫 粉红（湿）	<15 15～45 >45	<60 60～240 >240	

2.1.2 除水措施

当发现制冷剂中含水过量时，应立即设法去除。

通常，水分可通过吸收和吸附的方法除去。

当含水量较多时，以采用吸收法较为有效。所用的吸收剂有氯化钙、硫酸钙或活性氧化铝等。它们都有较强的吸水能力，但吸水后即会潮解变质，呈细粉末状，因此只能在充入冷剂或临时需要时，接成外接式干燥器暂时使用。其工作时间一般不得持续 12～18 h以上。

作为系统经常除水用的干燥器，常接于系统中，所用的干燥剂有：

1）硅胶。它的主要成分是二氧化硅，适用于各种制冷剂，常加入各种染色剂使成变色硅胶，它能以变色法来指示本身的含水程度，如吸水后由白变黄、由棕变蓝、由绿变无、由红变粉（红）、由蓝黑变粉红等。硅胶在各种情况下的吸水能力可如图 5.5.12-1 所示。从图上可以看出，当它含有润滑油时，吸水能力明显下降。此外，硅胶在温度高于 30℃ 后，吸水性能减弱。当加热到 140～160℃ 时（但不得超过 200℃），即能放出水分而再生。所需时间约 3～4 h。

2）分子筛。它是一种人工合成的多水硅酸盐晶体，呈小圆球或小圆棒状。有钠 4 A 和钙 5 A两种，前者的表面微孔直径为 4×10^{-8}cm，大于水分子而小于R 12、R 22 和滑油分子的直径，因此可用作这些冷剂的干燥剂。它的性能见图 5.5.12-1。

分子筛在低于 60℃ 时吸水性能稳定，加热到 500℃ 可再生，但不得超过 600℃。

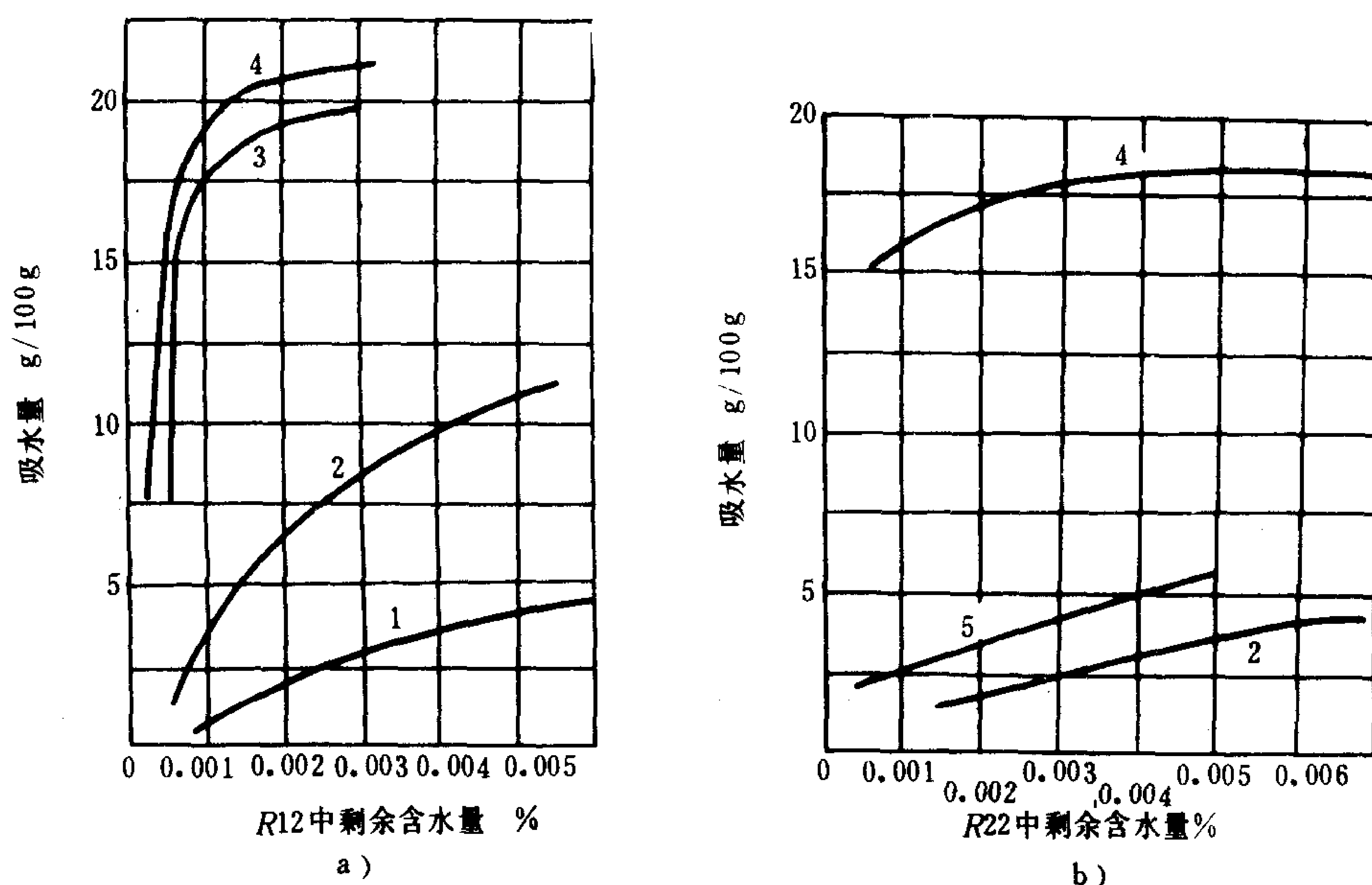


图 5.5.12-1 干燥剂的吸水能力

a）对 60℃ R 12；b）对 38℃ R 22；

1-硅胶（含油时）；2-硅胶（不含油时）；3-分子筛（含油时）；4-分子筛（不含油时）；5-活性氧化铝（不含油）

3）活性氧化铝（氧化铝）。吸水能力较硅胶强，但吸水后易粉碎，因而常不在系统中使用。

4）甲醇。它并不是一种干燥剂，但与水混合后使冰点降低很多，因此可消除冰塞。用量为冷剂总量的 1%。甲醇对金属有腐蚀性，且不被干燥剂吸收，所以有被禁用的。但一些合成解冻剂则不然。可在应急解冻后被干燥剂移出。

2.1.3 干燥器

干燥剂常做成整体的干燥芯，插入干燥器中供系统使用。使用干燥器时要注意冷剂流向，以防干燥剂被冲出。小型干燥器的壳体常常是不可拆的，干燥剂只能和干燥器同时更换。

大型干燥器中的干燥剂都是可更换的。更换时要注意封紧底盖，勿使留有缝隙，以防多量干燥剂流出，堵塞系统造成事故。

2.2 制冷剂的充入

2.2.1 对充入制冷剂的质量要求

在向系统充注制冷剂之前，制冷剂的质量应得到确认。根据 JB 3707—84《船用制冷、空调设备一般技术要求》规定，制冷剂应符合表 5.5.12-8 中的规定（R 717 的含水率应低于 0.2%）。

8.3.3—16选择，但在布置时应注意照顾楼梯口和转弯处的亮度。

表8.3.3—16 **内外走道的灯距**

型号	电压 (V)	灯泡功率	灯距 (m)
DC1 DC6 DC11	110	60	3.5
	220	60	3
DC2	110	40	4
		60	5
	220	40	3.5
		60	4～4.5

5)货舱和渔舱等照明的布置　货舱一般不设照明灯，但在装卸货时，在货舱内需有挂灯，因此必须在货舱口周围或起货桅室壁上或起货桅室内安装插座，每个货舱四个。渔舱内需装设照明灯，依渔舱内临时木格栅而分区安装。

6)机舱照明的布置

(1)主照明　机舱照明布置要照顾到各种机械处有足够亮度，走道和出入口处应布置灯点。为保证机舱工作人员的工作方便，在下列处所应加强光照：总配电板前后、主机四周、主发电机附近、集中控制操纵设备附近等。

假如安装灯具处高度较高，可安装大功率机舱灯，或在适当地点安装强光灯。

机舱照明采用荧光灯时，尚应适当布置一些白炽灯照明。机舱照明采用的灯具应有防震装置。

(2)局部照明　为观察各类机械的正常运行，在机械、仪器、仪表附近需布置一些局部照明：如记录台灯、仪表板灯、低压车床工作灯、观察器灯、水位表灯、舱底水观察灯、主机机壳内照明灯、双层底照明等。

7)油轮的附加要求

(1)油轮第一类舱室禁止安装电气照明器具。

(2)第二类舱室和空间只准许安装防爆式照明器具和属具，但不准安装插头和插座。

(3)第二类舱室的照明应由安装在第三类舱室的单独分电箱供电，分电箱上须设有指示灯。

(4)油泵舱的照明必须由两路电源供电，灯点须交错布置。

(5)安装在属于第三类露天空间的插头与插座必须是联锁式的结构型式。

(6)在第一类、第二类舱室内，严禁使用软线供电的可携灯具，只能用手提式独立电池防爆灯或可携式气涡轮发电防爆灯。

(7)油轮上禁止用弧光探照灯，禁止挂彩饰灯

3.2.2 应急照明的布置

应急照明安装灯点较少，没有照度要求，但必须保证主要机械设备附近，主要控制设备附近及通向救生甲板的扶梯和通道及船员旅客的公共场所等处的必要照明。布置地点如表8.3.3—17所示，其安装灯具与正常照明所选用的相同。

表 5.5.12-9 制冷机组的允许充剂量 kg

冷剂 \ 机型	2F6.3	2F10	4F10	6FW10	8FS10	3FW5B	1/3F10	2/6F10
R12	6	40～50	～80	～130	～170	3.5		
R22			～60			3.5	～50	～120

系统的充液量也可按各部件的容积折合成液态冷剂来计算，这时的折合系数可参照表5.5.12-10。各种管路的充剂量可参照表5.5.12-11。

表 5.5.12-10 各种部件充剂容积折合系数

部件	系数
热力膨胀阀供液的蒸发盘管	盘管容积的25%
壳管式冷凝器	冷凝空间的15%
热交换器、中间冷却器	液体盘管容积100%或壳体30%
液管	容积的100%
氨泵供液的排管	容积的30%
重力供液的排管	容积的50%
其他	约总充液量的10～20%

表 5.5.12-11 各种管路的充液量 kg/100 m

冷剂	管种类 \ 充剂量 \ 管径 in	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{5}{8}$	$2\frac{1}{8}$
R12	吸入	0.19	0.30	0.46	0.63	1.06	1.64	2.24	4.0
	排出	0.41	0.67	1.03	1.34	2.38	3.57	5.07	8.79
	液管	12.1	19.2	29.7	40.1	61.3	104.1	147.6	256.4
R22	吸入	0.24	0.36	0.55	0.74	1.27	1.94	2.68	4.77
	排出	0.54	0.88	1.34	1.79	3.13	4.62	6.56	11.5
	液管	11.2	17.7	27.3	36.8	62.8	95.7	135.8	235.6

大型装置的充液量还可按制冷量的大小来估算，见表5.5.12-12。

作为消耗性补充的充液量，在正常情况下可参照表5.5.12-12估定。

表 5.5.12-12 大型制冷装置的冷剂充注量 kg/kW

制冷剂	新充注量		年消耗补充量	
	直接蒸发	间接冷却	商船	渔船
R12	12～15.5	6～7.7	8.6～10.3	12～17.2
R717(氨)	2.6～6	1.7～3.4	4.3～8.6	4.3～8.6

2.2.4 检漏

系统在充入冷剂后，应重新进行检漏。

检漏应在系统或设备的各联接处和密封处如管子接头、轴封、缸盖螺栓、波纹管等处仔细进行，方法如下：

1)用卤素灯检漏

这是一种以酒精或丙烷作燃料的火焰灯，如图5.5.12-2和图5.5.12-3所示。漏泄量可根据火焰的不同颜色，按表5.5.12-13来确定。

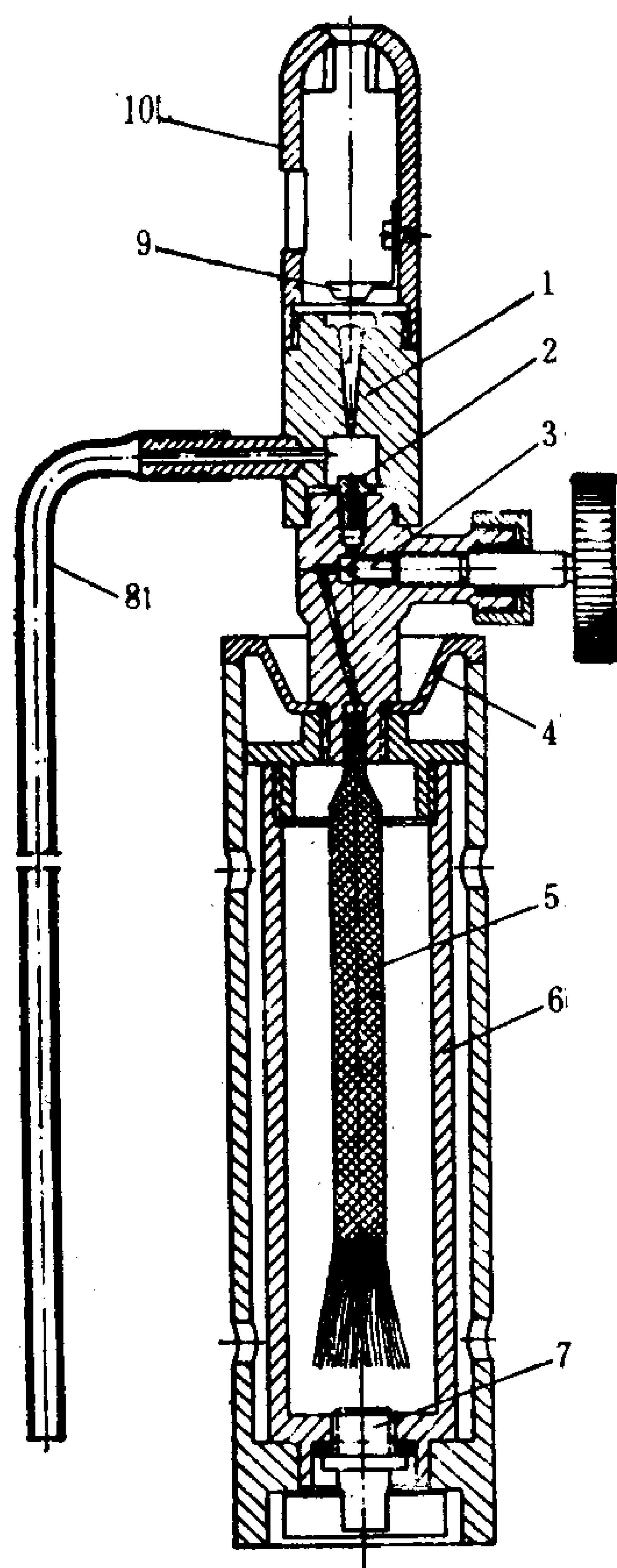


图 5.5.12-2 酒精检漏灯

1-扩压管；2-喷嘴；3-调节阀；4-预热杯；5-灯芯；6-酒精筒；7-丝堵；8-吸气软管；9-铜片；10-风罩

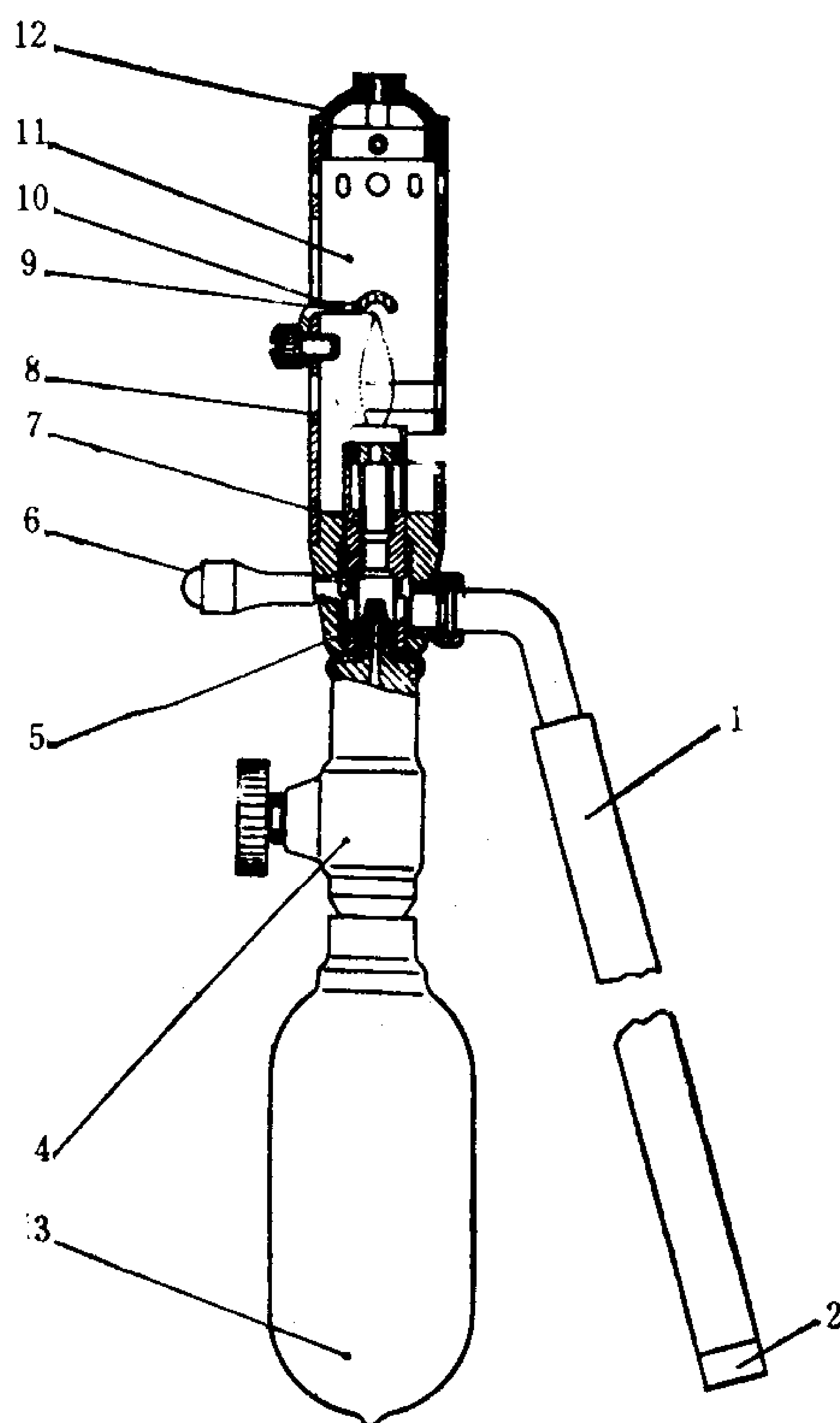


图 5.5.12-3 丙烷检漏灯

1-吸气软管；2-滤网；3-丙烷筒；4-调节阀；5-喷嘴；6-止动钉；7-混气管；8-点火孔；9-火焰端部；10-铜片；11-燃烧筒；12-顶罩

使用时，应旋开丝堵 7，加入适量的纯酒精，然后将 7 拧紧。再在杯 4 中加注酒精并点火使燃，将灯加热。当杯内酒精接近燃尽时，微开调节阀 3 。此时，从灯内流出的酒精气体应能被点燃。适当调节阀 3 的开度，并将吸气软管沿被检部位移动，即可按当时的火焰颜色判定漏泄位置和漏泄量。

表 5.5.12-13　　卤素灯焰色与 R 12 漏泄量

焰色		不察	微绿	淡绿	绿	绿紫	带紫的绿紫	强紫的绿紫
漏量	g/24 h	4	24	32	42	114	163	500
	mm^3/s	0.31	1.85	2.47	3.23	8.78	12.57	38.5

使用丙烷检漏灯的方法与卤素灯相似，但不用预热，也不必经常添加酒精。燃料用完后，可将整个丙烷筒换新。新筒在接入检漏灯并拧紧螺丝后，筒上的单向阀即会自动打开。

使用检漏灯时要注意：

（1）灯上铜片 9(或 10)必须保持清洁，否则火焰将不会变色。

（2）火焰应刚能接近铜片为度，不能太低或太高。

(3)要保持喷嘴和吸气管等通道畅通。黄色火焰表示吸气管进气不足。

(4)检漏时，吸气管应放置在被检处的下方，管口向上。

(5)三氯乙烯、四氯化碳等清洗剂的蒸气，也会使检漏灯变色，应根据情况予以区别。

(6)检漏灯的效能，应通过人为漏泄加以检验。

(7)在预热杯内酒精没有燃尽之前．不要用手移动检漏灯，以防热酒精洒出造成烫伤或引起火灾。

(8)检漏灯的燃烧产物有一定毒性，应避免过多吸入。

2)用电子检漏器检漏

系统中的微小外漏只能用各种电子检漏(仪)器来检测。指针式 R 12 检漏器可用来检测 0.004～0.2 mm^3/s 的微量漏泄。国产及英国 Al. Industrial 公司制造的音响式检漏器，能在 0.1 s 内查出年漏泄量为 3 g 的极少漏泄。

3)肥皂水检漏

肥皂水检漏法用来检查漏泄量较大的漏缝。检漏时，使器内保持 0.35～0.4 MPa 以上的气压，在待检处用刷子涂上肥皂水(用肥皂粉或肥皂调制，最好加几滴甘油)，观察有无气泡出现。检查要仔细、耐心(小量漏泄有时需等几分钟后才能鼓起气泡)，对贴近地面、隔壁等不易直接观察的处所，可借助镜子观察。

2.3 制冷剂的取出

当系统充液过多或需要进行大拆修时，都要取出冷剂。

取出冷剂时，要准备好合格的空钢瓶(冷剂储瓶)，并尽量使之降温，然后接在系统的充液接头上，接法与充液时相同。

关闭干燥器后的出液阀和旁通阀，起动压缩机抽出蒸发器中的冷剂。保持冷却水泵运行并适当减少水量，使造成一较高的冷凝压力（如取出液量不多，可不开压缩机)。

开启充液阀和钢瓶上的截止阀，让冷剂自流入钢瓶。

注意秤量流入钢瓶的冷剂量，当达到预定取出量或钢瓶满容量的 70%～80%时，应即关闭充液阀和钢瓶阀，停止或换瓶取液。

要想取出系统中全部残存的冷剂，应采用从压缩机排出端回收气体的办法（也可利用外接压缩机从充液阀等处抽取)，这时：

(1)将空瓶接在排出多用通道上，并用水冷却；

(2)在全开各阀的情况下，使压缩机以最小能量连续工作；

(3)逐渐减少排出阀的开度，保持排出压力和温度在极限之内，逐渐将冷剂收入钢瓶。

(4)抽取工作可间断进行，直到吸入压力表指零时即可结束。

3 润滑油的充放

3.1 制冷机的润滑油

用于制冷机的润滑油应具有足够低的浊点或凝点（它们将随制冷剂溶解量的不同而改变)，以防阻塞管路或无法循环。油的闪点应比最高排气温度高 25～30℃，粘度应较大，以免溶入冷剂后被稀释而无法形成良好的润滑和密封油膜。滑油还应不含水分（国外有限定在 30 ppm 以下的)，以免引起运行故障以及设备腐蚀、镀铜等问题。它的理化指标，按照

续上表

序号	系列名称	主要规格	用途
2	DK1型组合开关 DK4型双线开关 DK6型按钮 DK8型附指示灯双线开关 DX2型插头 DZ3型插座 DH5型四线接线盒	材料为钢，水密式 电压：220V 电流：10A 极数：2极、3极	用于船舶照明系统
3	HM型门开关	电压：220、110、24V 电流：6、8、12A	用于船舶照明系统
4	VF型电键	电压：220、110、24V 电流：1.5、3、12A	用于控制船舶上的莫尔斯信号灯

4.2 尼龙接线盒、插头、插座和开关

数据规格见表8.3.3—19。

表8.3.3—19 **尼龙接线盒、插头、插座和开关的规格数据**

名称	型号	额定电压(V)	极数
密封接线盒	PN4—1	380	双极
	PN4—2	380	双极
密封插头	CTN2—1	380	双极
	CTN2—2	380	双极，有接地销
	CTN2—3	36	双极，有导向销
	CTN3—1	380	三极
	CTN3—2	380	三极，有接地销
密封插座	CZN2—1	380	双极
	CZN2—2	380	双极，有接地孔
	CZN2—3	36	双极，和导向孔
	CZN3—1	380	三极
	CZN3—2	380	三极，有接地孔
带开关插座	CZKN2—2	380	双极，有接地孔
	CZKN2—3	36	双极，有导向孔
	CZKN3—2	380	三极，有接地孔
	CZKN2—4	380	双极，有接地孔
	CZKN2—5	36	双极，有导向孔
密封开关	HN2—2	380	双极
	HN3—1	380	双极
	HN3—2	380	双极

注：本表所列照明属具均为防水式，外壳材料采用尼龙1010或尼龙68，额定电流均为10A。

4.3 钢壳水密式接线盒、插头、插座、开关和按钮

规格数据见表 8.3.3—20。

表 8.3.3—20 钢壳水密式接线盒、插头、插座、开关和按钮的规格数据

型号	名称	电压(V)	电流(A)	极数	外壳材料
DK1—2 3	组合开关(带开关插座)	220	10	2 3	钢
DK4—2	双线开关	220	10	2	钢
DK6	按钮	220	10	2	钢
DK8	附指示灯双线开关	220	10	2	钢
DX2—2 3	插头	220	10	2 3	塑料
DZ3—2 3	插座	220	10	2 3	钢
DH5—4	四线接线盒	220	10	2、3、4	钢

注:1)DK4—2 型双线开关分下列几种:

(1)DK4—2 型—不带填料函,填料函自行安排;

(2)DK4—2B 型—带一个填料函;

(3)DK4—2C 型—带二个填料函,垂直布置;

(4)DK4—2D 型—带二个填料函,对边布置。

2)DH5—4 型四线接线盒分下列几种:

(1)DH5—4A 型—不带填料函,填料函自行安排;

(2)DH5—4D 型—带二个填料函;

(3)DH5—4E 型—带三个填料函;

(4)DH5—4F 型—带四个填料函。

5 照明系统图及布置图

5.1 照明电气图纸常用的图形符号

5.1.1 照明和信号认别灯图形符号

见表 8.3.3—21

5.1.2 照明属具图形符号

见表 8.3.3—22。

5.1.3 生活用电设备图形符号

见表 8.3.3—23。

需送上电源即可)，就可自行起动。

将起动中的问题和起动后的参数载入值班记录。

4.2 运行管理

运行管理的主要目的是保证制冷装置安全可靠并尽可能经济地运行。为此，就必须对设备和工作参数进行必要的调整。

4.2.1 正常的运行参数

1)排气压力和排气温度

排气压力略高于冷凝压力但一般均被认作等于冷凝压力，故其大小取决于冷凝温度，亦即与冷却水的进、出口水温有关，可近似地按表 5.5.12-15 所确定的 t_k 值，在饱和蒸汽表中查得。

表 5.5.12-15　　各种水冷装置的冷凝温度

装　　置	冷　凝　温　度　t_k　℃
R 12 装置	$t_k=(t_{w1}+t_{w2})/2+(8\sim10)$
R 22 装置	$t_k=(t_{w1}+t_{w2})/2+(5\sim6)$
R 717 装置	$t_k=(t_{w1}+t_{w2})/2+(5\sim6)$

注：t_{w1}、t_{w2}——冷却水的进出水温,℃。

冷凝压力过高，装置的制冷量和经济性就下降（冷凝温度每增加 1℃，制冷量可下降 1%～2%，单位电耗可增加 2%～2.5%)。冷凝压力过低则有可能使膨胀阀的通流量减少。对于 R 12 和 R 22 装置，一般应使排出压力保持在 0.5～0.6 MPa 以上。

压缩机的排气温度取决于压缩机的吸气温度和压力比以及制冷剂的种类，可按照下式估算：

$$T_2=T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\quad \text{K} \qquad (5.5.12\text{-}5)$$

式中：T_2、T_1——压缩机的排气和吸气温度，K；

p_2、p_1——压缩机的排气和吸气压力，MPa；

k——绝热指数：

对 R 12　　$k=1.14$

对 R 22　　$k=1.20$

对 R 717　　$k=1.30$

对于氨制冷压缩机，排气温度还可按下式估算：

$$t_2=2.4(t_k+|t_0|)\quad ℃ \qquad (5.5.12\text{-}6)$$

式中：t_2——排气温度,℃；

t_k、t_0——系统的冷凝温度和蒸发温度,℃。

排气温度必须保持在压缩机容许的最高排出温度以下，以免引起性能系数下降、润滑不良、滑油变质甚至更严重的恶性事故。

2)吸气压力和吸气温度

吸气压力通常是指压缩机吸入口处的压力，它比蒸发器中的蒸发压力低一个吸入管道阻力，可根据蒸发温度所对应的饱和压力来确定。为了防止空气进入系统，吸气压力不宜低于 0.11～0.12 MPa（绝对)。

蒸发温度取决于制冷所需要的温度和系统种类。对于直接蒸发式系统，蒸发温度一般应

表 8.3.3－22

照明属具图形符号

名 称	图形符号	名 称	图形符号	名 称	图形符号	名 称	图形符号	名 称	图形符号
单极转换开关（防护式）		单极双投开关（防爆式）		双极插座（防护式）		三极带开关有接地孔插座（防水式）		按钮盒（二按钮，防护式）	
单级转换开关（防水式）		双极双联开关（防护式）		双极插座（防水式）		带指示灯双极开关（防水式）		按钮盒（二按钮，防护式）	
单极转换开关（防爆式）		双极双联开关（防水式）		三极插座（防护式）		双极插头（防护式）		按钮盒（二按扭，防爆式）	
单极双联开关（防护式）		双极双投开关（防护式）		三极插座（防水式）		双极插头（防水式）		遥断按钮	
单极双联开关（防水式）		双极双投开关（防水式）		双极有接地孔插座（防护式）		双极带接地销插头（防护式）		接线盒（防护式）	
双极转换开关（防护式）		三极转换开关（防护式）		双极有接地孔插座（防护式）		双极带接地销插头（防护式）		接线盒（防护式）	
双极转换开关（防水式）		三极转换开关（防水式）		三极有接地孔插座（防护式）		三极插头（防护式）		接线盒（防爆式）	
双极转换开关（防爆式）		三极转换开关（防爆式）		三极有接地孔插座（防水式）		三极带接地销插头（防护式）		接线盒（带熔断器）	
单极双投开关（防护式）		三极双投开关（防护式）		双极有接地孔带开关插座（防水式）		三极带换地销插头（防水式）			
单极双投开关（防水式）		三极双投开关（防水式）		双极带开关插座（防水式）		按钮元件			

表 8.3.3-23　　**生活用电设备图形符号**

名　称	图形符号	名　称	图形符号
台式电风扇（台壁二用）		电茶壶	DRH
顶式电风扇		电冰箱	DB
电灶	DZ	雨雪清除器	
电加热器	DJ	电视机	TV
电暖器	DN	洗衣机	WM
电热水桶	DR	空调机	AC

5.2 照明布置图及系统图

5.2.1 概述

1)设计照明系统馈电线路应注意的问题：

(1)照明馈电线路由分配电板引出。机炉舱、甲板探照灯、强光灯的照明分配电板的每一个独立分路的负载电流不应大于15A，其它舱室及走道的照明分配电板的每一个独立分路的负载电流不应大于10A，每一分路的照明点，必须符合下列规定数目：

①220V 回路不得超过 18 点；

②110V 回路不得超过 14 点；

③小于 110V 的回路不得超过 10 点。

容量 100W 及 100W 以上的电加热器应由照明分配电板设独立分路供电。

(2)电风扇应有独立馈电线路，不要与照明灯混在一路内。

(3)插座亦应用独立馈电线路，但分散布置的插座可由照明灯分路供电，如无线电室插座等。

(4)机炉舱照明、内外走道照明都应有独自馈电线路，不要与其它舱室照明混在一起。

阀(如被融蒸发器很小，则可使该阀保留一定开度)，注意液态冷剂从蒸发器中回出的情况。

调节冷凝器的冷却水量(当被融蒸发器足够大时，也可停用冷凝器)，使之保持足够的冷凝压力以维持其余蒸发器的工作。还应注意贮液器的液位以及压缩机的吸气压力，勿使超过正常。

如果出现压缩机吸气不足，可将一些空舱中的蒸发器投入使用，并按情况将冷凝器和贮液器投入使用（当使用冷凝器时，应即相应开启贮液器出液阀)。

对于设有排液桶的系统，在截断供液阀和排气阀后，应打开通向排液桶的各阀，利用蒸发器内的压力、液位或融霜热气压力，将器内液体全部排入排液桶，然后逐渐开启热气阀进行融霜，及至霜层完全融化后，再将热气阀和融霜管路中各阀关闭。

融霜完毕后，逐渐开启被融蒸发器的吸气截止阀，利用压缩机逐渐将其中的冷剂抽出。这时，要防止压缩机结霜过多或产生液击。

当蒸发器中的压力降到正常值附近时，即可恢复冷风系统的工作。然后打开供液管路，使制冷系统恢复正常。

排液桶中的液体应静置 20 min，然后放出滑油，再开加压阀，使排液桶内压力与冷凝压力相等。换用排液桶向系统供液，直到排尽液体后，再改换供液线路。关闭加压阀，打开吸气阀，使桶内保持低压。

4.2.4 不凝性气体排放

空气等不易液化的气体会因抽除未尽、充放操作不慎或吸气压力过低等原因而留存或进入系统之中，主要表现为排气压力和冷凝压力都超过冷凝温度所对应的饱和压力、排气温度超高、排气压力表指针抖动、压缩机功耗增加，因此应及时予以放出。这时，应：

1)关闭贮液器的出液阀；

2)起动压缩机，大开冷却水阀。把系统中的冷剂收入冷凝器、贮液器中。

3)在压缩机自动停车后,保持冷却水继续循环,直至冷凝器温度与进水温度相近时为止。

4)对于氟利昂系统，此时可打开冷凝器顶部的放气阀(当冷凝器设在压缩机下方时，应打开贮液器前气体管路中位于最高处的阀门或接头)，逐渐将空气放出。放气时，阀的开度不宜太大，并可用手背迎着气流，直到感觉有凉意或出现油迹时，即行停止(注意放气时间不应很长，以防冷剂损失)。

5)对于氨系统，为了减少放出气体中的氨分，放气应通过放气器(空气分离器)使气体尽量得到冷却。这时，应先开冷凝器或贮液器的放空气阀，再开放气器的进气、回气阀以及供液（氨）节流阀，使放气器降温（保持回气管结霜 2 m左右)，然后再微开器上的空气放出阀，让空气经水封逸出。如果出现气泡消减、水温升高或氨味时，说明气已放尽，应关闭进气阀、供液节流阀、回气阀和放气阀。

4.3 停车

1)短暂停车。切断电源供应，关闭压缩机的吸入阀和冷凝器的进水阀。

2)短时停用。应关闭贮液器出液阀，抽空蒸发器，停止压缩机，关闭吸入和排出截止阀，停止冷却水泵，关闭冷却水进水阀，切断电源。检查系统有无外漏，并设法消除。

在冬季停用时，应放出气缸冷却水套和冷凝器中的积水。

注意：对液体管路或容器，如已充满液体，必须保留一端阀门敞开，以免因液体热胀而

破坏。如必须两端封闭贮存，则应将充液量控制在内容积的80%以下。

5 常见故障及其处理

船用制冷装置的常见故障及其处理方法见表5.5.12-19。

表5.5.12-19 船用制冷装置常见故障及其处理方法

故障		原因	处理
压缩机	不能起动	电源无电或电压太低	检查纠正
		过载保护或油压差开关没有复位	按复位按钮
		高、低压开关调整不当或被烧毁	查明重调或修复
		起动程序错误，电路被锁	检查电路和水泵、风机等的起动情况
		压缩机没有卸载	重新卸载
		电动机故障	查绝缘、断路、短路情况，确定后修理
	起动不久即停车	排气压力过高、吸气压力过低、油压差过小	查看各表读数和开关调定值，对不正常的予以纠正
		辅机工作失常被连锁停车	查明水泵、风机等工作情况，并予纠正
		运动件过热或其他机械故障	用人力盘动来判断故障程度，必要时拆检
	起、停频繁	高、低压开关，温度开关调节不当，幅差太小	查明重调
		系统内制冷剂不足	查实后添加
		制冷机能量太大	在低负荷时使减缸运行
		供液电磁阀泄漏	查明修换
		吸排气阀片均有少量泄漏	查明修理或换新
		冷库漏热太多或库内货物的热惯性很大	对症处理
	有不正常响声	进气带液发生“液击”（伴有气缸结霜）	关小吸气阀或膨胀阀
		曲轴箱“奔油”造成油击（伴有油面起泡）	减缸、降速或停车
		连杆小头轴承间隙过大	修换
		进、排气阀组固定螺丝松动	检查纠正
		气缸与活塞间隙太大	检查纠正
		连杆轴承间隙过大或连杆螺钉松动	检查纠正
		气缸与曲柄连杆机构偏心	检查纠正
		机座固定螺丝松动	检查纠正
		联轴器松动	检查纠正
	曲轴箱油位迅速下降	滑油分离器不能正常回油	开回油阀，查自动阀
		检修后没有对分油器充油	重新补充
		系统无法回油	更改设计
		油位太高	适当减少充油量
		曲轴箱发生“奔油”	减缸、降速或暂时停车
		刮油环损坏或装错	查明纠正
		密封外漏过多	整修密封或更换密封圈
	油温过高	排气温度过高	见下
		油位过高	适当放出
		吸气腔回油孔堵塞	查出纠正
		各轴承严重发热	查出纠正
		滑油冷却器工作失常	调整供水或供液，必要时清洗、检修
	油压过低	油中混有冷剂	设法使曲轴箱加温、减压
		油位过低	加油
		吸油滤器或管路堵塞	清洗
		吸油管路漏气	查明纠正
		油泵间隙过大	查明调整或换新
		油压调节阀失调	重新调整
		轴承间隙过大	调整或换新
		油压表失灵	换新

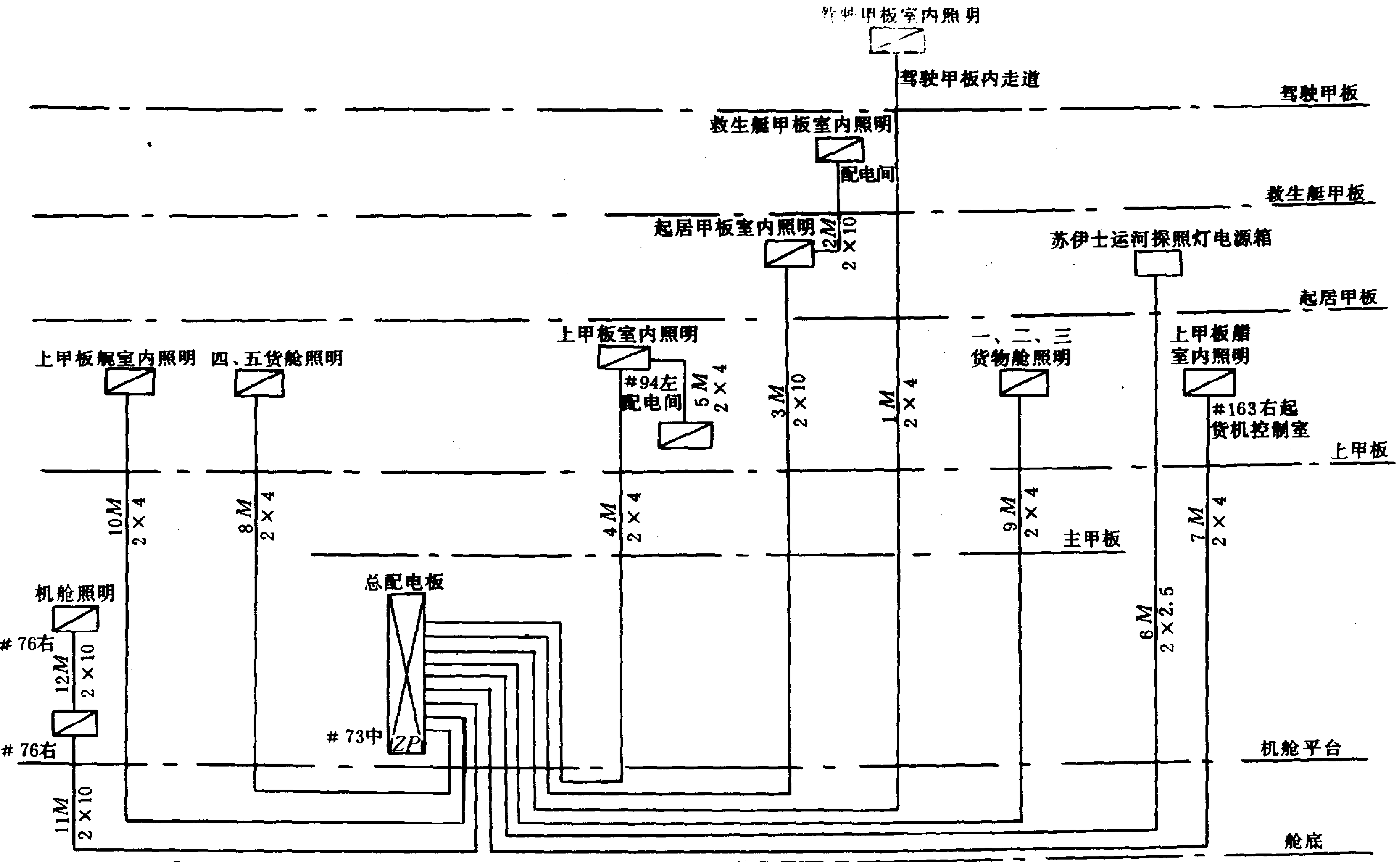


图 8.3.3—18　照明分配电板系统图

续上表

故障		原因	处理
运行参数	排气温度过低	排气压力过低	见前条
		膨胀阀开度过大等(参看缸头结霜条)	参见缸头结霜条
		蒸发器结霜过厚	融霜
		氟利昂系统中循环的滑油量太多	检查纠正
		冷库中的热负荷太小,或制冷量过大	检查调整
	吸气压力长期不降	压缩机卸载机构失灵,使机器一直减缸运行	检查纠正
		压缩机制冷量太小或热负荷太高或漏热量(产热量)太多	检查纠正
		进排气阀片破损或漏泄	检查纠正
		安全阀、活塞环损坏或漏泄	检查纠正
		冷剂不足	检查补充
	吸气压力过低	液体管路、滤器或其他附件堵塞	检查清洗
		膨胀阀开度过小或堵塞	检查纠正
		冷剂过冷不足或液管阻力太大	检查纠正
		冷凝压力过低	见冷凝压力过低条
		蒸发器结霜严重或负荷太低	检查纠正
	蒸发温度过低	参看上条	见上条
	冷库温度不降	膨胀阀开度过小(或过大)	适当调整
		膨胀阀未开或阻塞	检查调整
		系统中冷剂过少(或太多)	适当调整
		供液管或回气管闭塞不通	检查纠正
		蒸发器结霜过厚或冷风机损坏	检查纠正
		蒸发器内积油过多	检查纠正
		压缩机的制冷能力不足或下降	检查纠正
		间接系统中的盐水浓度不足	检查加浓
		漏热或开门次数太多	检查纠正
		货品堆置不合理,影响了冷风循环	检查纠正
		几台风机送风方向不一,或总风量太少	检查纠正
		风机风压不足	检查换新
	冷风机出风温度偏高	风机进、排风被旁通或漏风严重	检查纠正
		风机倒转	检查纠正
		盘管供液不匀	改进分液方法,如加长分液管等
		供液量不足(或蒸发面过小)	加粗供液管、减少阻力损失、增加过冷度(或增加蒸发面)
		蒸发面污脏	检查清洗
溴化锂制冷装置	制冷机出现结晶	送往发生器的溶液量太少,液度太高	将冷剂水旁通入吸收器,开大发生器泵排出阀
		加热温度太高或冷却水温太低	降低汽压或汽温、减少冷却水量
		真空度不合要求	开真空泵抽气
		停车时稀释时间太短	延长稀释时间
		环境温度太低	使溶液稀释
	溴化锂混入冷剂水中	送往发生器的溶液量过多,加热蒸汽压力太高	减少循环量,降低汽压
		在机器工作中抽气,并打开了通冷凝器的阀门	关闭冷凝器通真空泵的阀门
	制冷量不足	密封性不良,有空气漏入	堵漏,加强抽气
		真空泵排量不足	检查纠正
		喷淋管喷头堵塞	清洗除污
		加热管传热不良	清洗除污

续上表

故	障	原因	处理
溴化锂制冷装置	制冷量不足	发生器供液不足	检查泵和阀门工作，并予调整
		加热蒸汽压力过低	提高汽压
		冷剂水中有溴化锂	检定，当比重超过 1.02 时，予以再生
		溶液充入量不足	添加
		有关泵发生故障，或性能变坏	检查纠正
		冷却水温过高	加大进水量
		冷却水流量太少	加大进水量

6 安全技术

6.1 制冷剂伤害的预防和急救

6.1.1 冻伤

当人体皮肤、粘膜直接接触液态制冷剂时，就会被它的制冷作用所冻伤(也称灼伤)。例如，当液态冷剂溅入眼中时，就会冻伤角膜或其他粘膜。预防的方法是在进行设备维修保养时，要按章谨慎操作，将事故减至最少。操作时要根据情况穿戴护目镜、面具(罩)、防护服、手套等，尽量减少肢体暴露，还要将脸部避开操作部位，免受直接伤害。万一出现事故，应迅速用大量液体（受氨伤害时可用清水或弱酸水，后者不能用于眼睛，但 2%硼酸水除外）冲洗，切不可用手搓揉，以免伤部皮肤脱落，酿成更大伤害。对于情况严重者，应立即送医院诊治。

6.1.2 毒害

有些冷剂具有一定的毒性。当它们逸入空气被人吸入达一定限量后，即会令人中毒。出现中毒时，应立即将中毒者移至空气新鲜处，令其吸入缓解气体。对氨中毒者，可使其吸入 1～2%的柠檬酸蒸气或饮用 0.5%柠檬水(或 3%乳酸溶液)，保持温暖，吸入氧气，情况严重时，应进行人工呼吸并立即送医院救治。预防的方法除穿着防护服外，还必须戴防毒面具或氧气呼吸器。面具的气体过滤罐，必须能滤去所逸出的冷剂，如防氨滤罐等。氧气呼吸器包括面具、清净罐和氧气瓶。面具应大小合适。清净罐应装好新的氢氧化钙，以便吸收呼出的二氧化碳；氧气瓶内则应充足氧气使压力达 20 MPa。

在进行氟利昂检漏或进入有氟利昂气体舱室时，应不吸烟，以防吸入分解后的毒气。

6.1.3 窒息

有些冷剂如氮、二氧化碳，虽没有毒性，但却能令人窒息，特别是在非机械制冷系统中，更应特别注意。预防方法是：在有这种冷剂气体出现的地方，明显作出警告，在没有彻底通风换气之前不准人员进入。

6.2 设备安全技术

6.2.1 爆裂及其预防

爆裂多发生于储存液体的设备。如缸套、水室等，都可在冬季因结冰而冻裂。制冷装置中的恶性爆裂，往往都是由设备充液过满在温度升高后因液体膨胀而引起的，必须加以注意。预防方法是：严格按安全充灌量充贮；对充贮的液体系统，保持一端与气体空间相通；设置有效的安全释放装置。

6.2.2 压缩机爆炸

续上表

名称	型号	性能规格	结构特点	外形尺寸(mm)
船用灶	RZ—18	电压:205—320V 220V 380V 50Hz 440V 60Hz 功率:18kW	由3只煮锅,1只炒锅和烤炉组成。加热分全功率、1/2、1/4功率三级控制加热	870×830×1072 (长×宽×高)
船用灶	RZ—32	电压:380V 50Hz 440V 60Hz 功率:32kW	由灶体,2炒锅,2煮锅,3烤炉和控制盒组成。功率分强、弱级控制加热	2044×864×1128 (长×宽×高)
船用灶	RZ—35	电压:380V 50Hz 440V 60Hz 功率:35kW	由灶体,2炒锅,4煮锅、2烤炉和控制盒组成。功率分强、弱控制加热	1559×1066×1142 (长×宽×高)
船用组合式电灶	RZZ	电压:380V 50Hz 440V 60Hz 功率:10～25kW	采用组合式结构,根据用户需要进行组合	1300×948×855 (长×宽×高)

6.1.2 电暖器

电暖器用于加热空气,以供室内取暖,其性能规格和结构特点见表8.3.3—26。

表8.3.3—26 **电暖器性能规格及结构特点**

名称	型号	性能规格	结构特点	外形尺寸(mm)
电热风扇	FRN—2	电压:220V 50～60Hz 功率:2kW	由罩壳、风扇和电加热器组成,以温控元件调节温升	
电热风扇	FRN—3	电压:220V 3φ220V、380V 50～60Hz 功率:3kW	由罩壳、风扇和电加热器组成,以温控元件调节温升	320×390×203 (长×宽×高)
固定式电暖器	RNG系列	电压:24V 110V 220V 380V 功率:0.5、1、1.5、2、3kW	以冲制多孔的薄钢板作外壳,内装数只U形管或S形管为发热元件组成	305×240×220 305×240×120 (长×宽×高)
移动式电暖器	RNY—3000	电压:170/110V 320/205V 380V 功率:3kW	以冲制多孔的薄钢板作外壳,内装数只U形管或S形管为发热元件组成	490×255×365 (长×宽×高)

6.1.3 电热水桶

电热水桶用于将水加热或至沸点,以供用水或饮水,其性能规格及结构特点见表8.3.3—27。

第6篇　碟式分离机

第1章　概　　述

1　用　途

在船舶上，分离机用来清除润滑油和燃油（轻柴油、重柴油、燃料油）中的水分和机械杂质，以减少故障，降低成本，延长柴油机的使用寿命。

2　类型和技术规格

碟式分离机的类型和技术规格见表5.6.1-1。

3　基本原理

3.1　重力沉淀

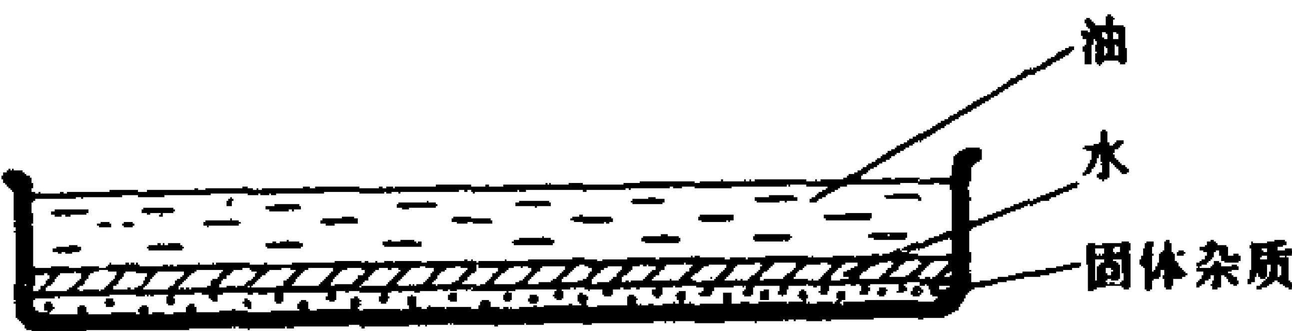


图5.6.1-1　重力沉降

重力沉淀是利用油、水和固体杂质的密度差而进行分离，密度最大的杂质沉淀在最底层，密度次之的水在中层，密度最小的油浮在最上层，见图5.6.1-1。固体杂质的重力沉降速度：

$$v_g=\frac{d^2\ (\rho_s-\rho_L)\ g}{18\mu}\quad \text{m/s} \tag{5.6.1-1}$$

表5.6.1-1　碟式分离机的类型和技术规格

操作方式	型　号	分离量 L/h	分离筒转速 r/min	配电动机			结构特点	生产厂家	备　注
				型号	功率 kW	转速 r/min			
人工排渣	DRY-15	1500	6930~7250	JO_2-31-4 H(T_6) Z_2C-32(T_2)	2.2 2.2	1435 1500	2台齿轮泵	中国绿洲机器厂	
	MAB 103/104 MAB 204/205/2061 207/209	1200/2000 4000/6000/9000 12000/19000					2台齿轮泵 1台齿轮泵 1台向心泵	瑞典阿法-拉伐有限公司	
	OTB 2-00-0667 OTA 14-00-06618	1320 3400/6600 18400	7760/9307 7437/8919	B 5 B5	0.75 2.2 3.3	1455/50 Hz 1745/60 Hz	2台齿轮泵	联邦德国韦斯伐里亚分离机工厂	

操作方式	型号	分离量 L/h	分离筒转速 r/min	配电动机 型号	配电动机 功率 kW	配电动机 转速 r/min	结构特点	生产厂家	备注
人工排渣	OTA 30-00-066 design 30 design 35	15000/16900	6871/8240 5739/6883 5254/6301	B5	6.0 7.5	1745/60 Hz 1745/60 Hz			
	SJ 700/SJ 2000	760/2400	9000/8000		1.5/3.7		2台齿轮泵	日本三菱化工机株式会社	
手控全部排渣	DZY-30/DZY-50	3000/5000	5720/5890	JO_2-42-4 H 52-4 H	5.5/10	1430/1450	2台齿轮泵	中国绿洲机器厂	
	MOP×205/207/209/210/213						1台齿轮泵 2台向心泵	瑞典 阿法-拉伐有限公司	
程控全部排渣	OSA 7-02-066 design 5 design 7	2700/3700	6871/8240	B5	3.7	1455/50 Hz 1745/60 Hz	1台齿轮泵 2台向心泵	联邦德国韦斯伐里亚分离机工厂	
	OSA 20-02-066 design 24 design 20	7400/10000	6062/7271	B5	8.5	1745/60 Hz			
	OSA 35-02-066 design 30 design 35 desig 40	15000/19000/23000	5340/6398	B5	15	1745/60 Hz			
	SJ 3000/4000/6000/8000/12000	3200/4350/6200/8650/12750	7200/6600/5500/5000/4200		5.5/7.5/11/15/18.5		1台齿轮泵 2台向心泵	日本三菱化工机株式会社	
程控部分排渣	DBY-50	5000	5890	JO_2-52-4 H	10	1450	1台齿轮泵 2台向心泵	中国绿洲机器厂	
	ALFAX 系列 WHPX 505/507 508/510/513	4500/6500/ 9000/12500/20000					1台齿轮泵 2台向心泵	瑞典 阿法-拉伐有限公司	
	ALCAP 系列 FOPX 607/609 1610/613	9000/12500 16000/24500					2台向心泵		仅适用于低品级重质燃料油，机组带MARSTI微处理机

操作方式	型号	分离量 L/h	分离筒转速 r/min	配电动机			结构特点	生产厂家	备注
				型号	功率 kW	转速 r/min			
程控部分排渣	SJ 3000 P /4000 P /6000 P /9000 P	3200/4350 /6200/9900	7200/ 6600 5500/ 5000		5.5/7.5 11/15		1 台齿轮泵 2 台向心泵	日本三菱化工机株式会社	
	SJ 10 T/ SJ 10 P	3400	11550/ 60 Hz 11500/ 50 Hz		3.7		1 台齿轮泵 2 台向心泵		T表示全部排渣， P表示部分排渣， 适用于低品级重质燃料油
	SJ 15 T/ SJ 15 P	5600	10600/ 60 Hz 10500/ 50 Hz		5.5				
	SJ 20 T/ SJ 20 P	8000	9550/ 60 Hz 9450/ 50 Hz		5.5				
	SJ 25 T/ SJ 25 P	10.000	8650/ 60 Hz 8600/ 50 Hz		7.5				
	SJ 30 T/ SJ 30 P	13200	7800/ 60 Hz 7800/ 50 Hz		11.0				
	SJ 40 T/ SJ 40 P	16800	6800/ 60 Hz 6800/ 50 Hz		15.0				
	SJ 60 T/ SJ 60 P	25600	6050/ 60 Hz 6000/ 50 Hz		18.5				
连续排渣	DH 500/750 /1000/ 1500/2000 2000 II/ 2500/2500 II	1700/2300 /3000/ 3700/6000 /6000/ 8000/8000	6000/ 7200/ 8000/ 8000/ 7000/ 7200/ 5300/ 6500		3.7/0.4 5.5/0.75 7.5/0.75 7.5/0.75 12/1.5 15/1.5 15/2.2 15/1.5		1 台污油泵 1 台净油泵	日本巴工业株式会社	外加一台循环水泵（0.4……1．5 不等）
	G 707/710/ 715/ 720/725	1950/2500 /3100/ 4500/6000	7300/ 9000/ 9000/ 8800/ 8000		5.5/0.75 7.5/0.75 7.5/0.75 15/1.5 15/1.5		1 台污油泵 1 台净油泵		适用于低品级重质燃料油

式中：d——球形粒子的直径，m；

ρ_s——粒子的密度，kg/m^3；

g——重力加速度，$g=9.81\ m/s^2$；

ρ_L——液体介质的密度，kg/m^3；

μ——液体的动力粘度，Pa·s。

非球形微粒的实际沉降速度约为球形粒子理论沉降速度的50～60%。

式(5.6.1-1)表明，当粒子直径甚小、密度差甚微且液体粘度又较大时，重力沉降速度v_g将很小，加上船舶的摇摆，重力沉淀效果就很差。

3.2 离心分离

离心分离是利用油、水和固体杂质所受到的离心力不同而进行的分离。如图5.6.1-2所示，将需要净化的油料注入高速旋转的分离筒后，油料将随之一起作高速旋转。由于油、水和固体杂质的密度不同，离心力亦不同。密度最大的固体杂质离心力最大，被甩在分离筒的最外层，水占据中央，密度最小的油聚集在分离筒的最内层。

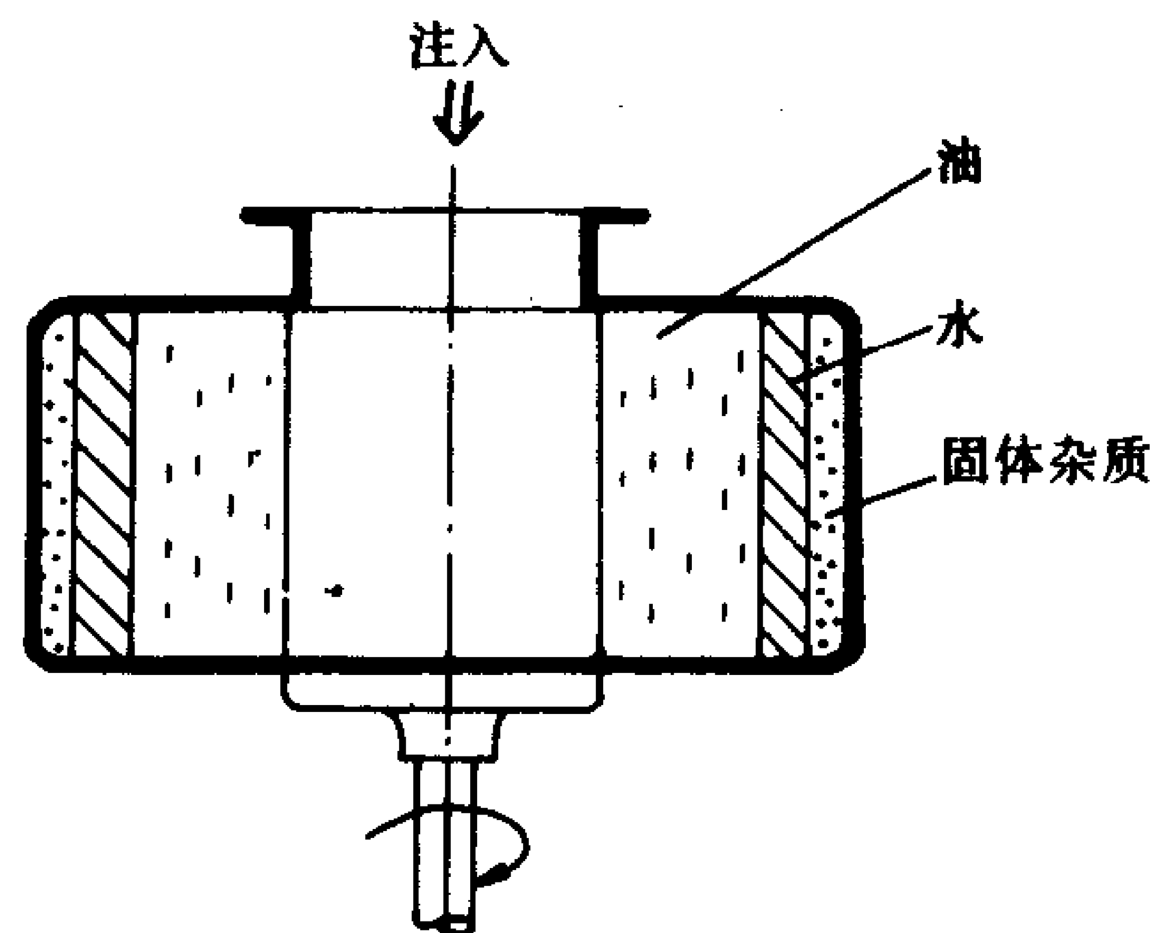


图5.6.1-2 离心分离

固体粒子在离心分离时的离心沉降速度v_c为

$$v_c=\frac{d^2\Delta\rho R\omega^2}{18\mu}=\frac{d^2\Delta\rho\cdot g}{18\mu}\cdot\frac{R\omega^2}{g}\quad m/s \tag{5.6.1-2}$$

式中：R——分离筒的内半径，m；

$\Delta\rho$——固体粒子与液体介质的密度差，kg/m^3；

ω——分离筒的角速度，rad/s。

3.3 分离因素

分离机的分离因素f定义为

$$f=\frac{v_c}{v_g}=\frac{R\omega^2}{g} \tag{5.6.1-3}$$

分离因素f可用增大分离筒内半径、角速度ω来提高，并以后者效果更为显著。

分离因素f是分离机的重要特性指标。对于蝶式分离机，f值在几千到数万之间。这意味着离心沉降速度v_c为重力沉降速度v_g的数千倍乃至几万倍。所以离心沉降能将极小的固体粒子（$d=0.5\sim15\mu m$），以极短的净化时间分离出来。

3.4 当量沉降面积Σ值

分离机的分离因数并不能充分表示分离机的分离特性。近代常用当量沉降面积Σ值作为比较分离机生产能力的指标。

不同结构型式的分离机，其Σ值的计算公式亦不同。对于碟式分离机，当量沉降面积Σ值按下式计算：

$$\Sigma=\frac{2\pi Z\omega^2\ (R_{max}^3-R_{min}^3)}{3g\cdot \mathrm{tg}\alpha}\quad \mathrm{cm}^2 \tag{5.6.1-4}$$

式中：Z——分离筒中分离盘的只数；

ω——分离筒的回转角速度，rad/s；

g——重力加速度，$g=981\ \mathrm{cm/s^2}$；

α——分离盘半锥顶角，°；

R_{max}——分离盘大端（外圈）半径，cm；

R_{min}——分离盘小端（内圈）半径，cm。

式中有关分离盘符号见图 5.6.1-3。

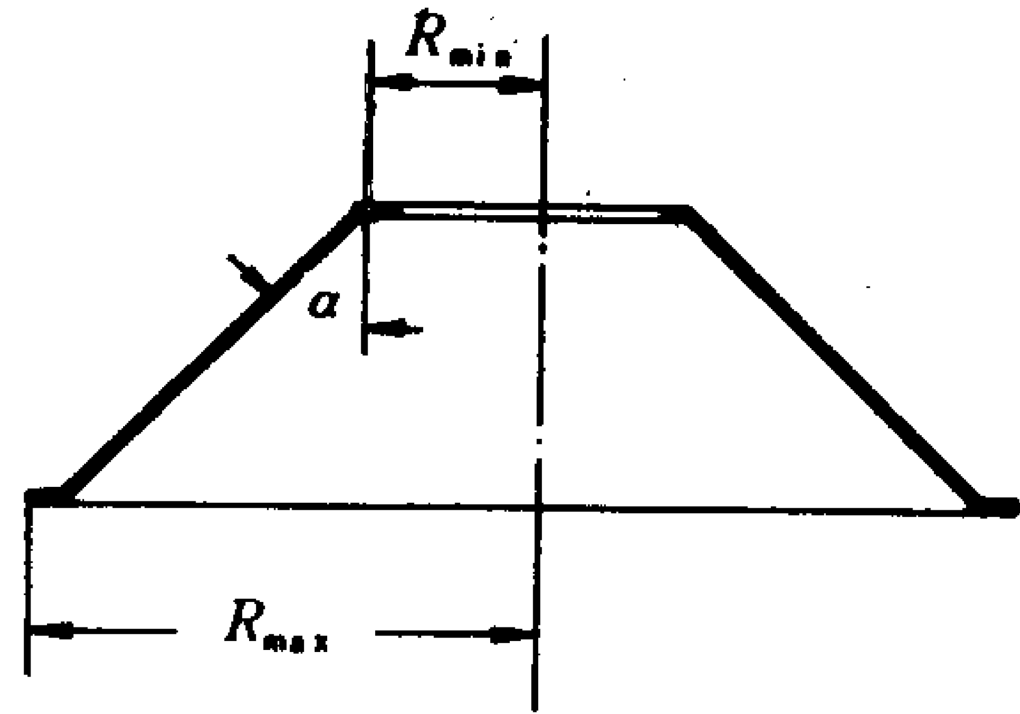


图 5.6.1-3 分离盘示意图

由式(5.6.1-4)可知，碟式分离机的生产能力除与分离盘的结构尺寸有关外，还与分离筒内分离盘的只数和分离筒的回转角速度(也是分离盘的回转角速度)有关。对于实际的碟式分离机，常在储液空间放置数十个甚至上百个碟式分离盘，以提高分离筒的分离能力。

3.5 分界面

分离两种液体，必须合理确立两种液体分界面的位置，才能获得可靠的分离和最佳的分离效果。

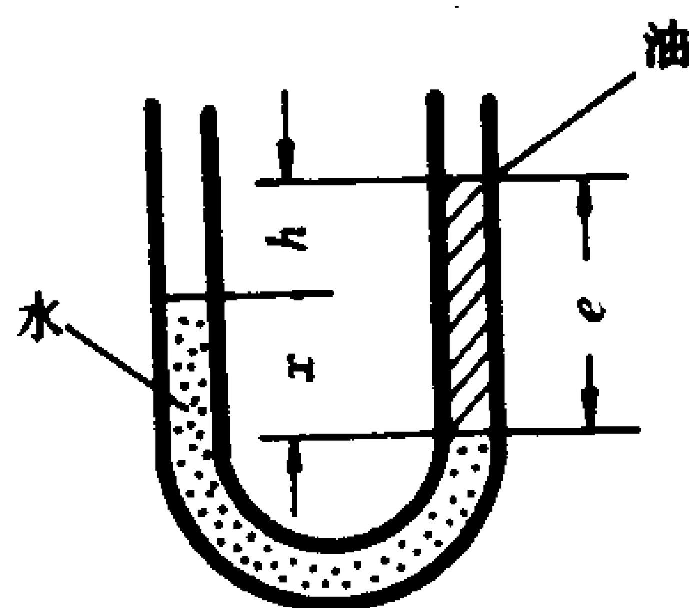


图 5.6.1-4 U 形连通管原理

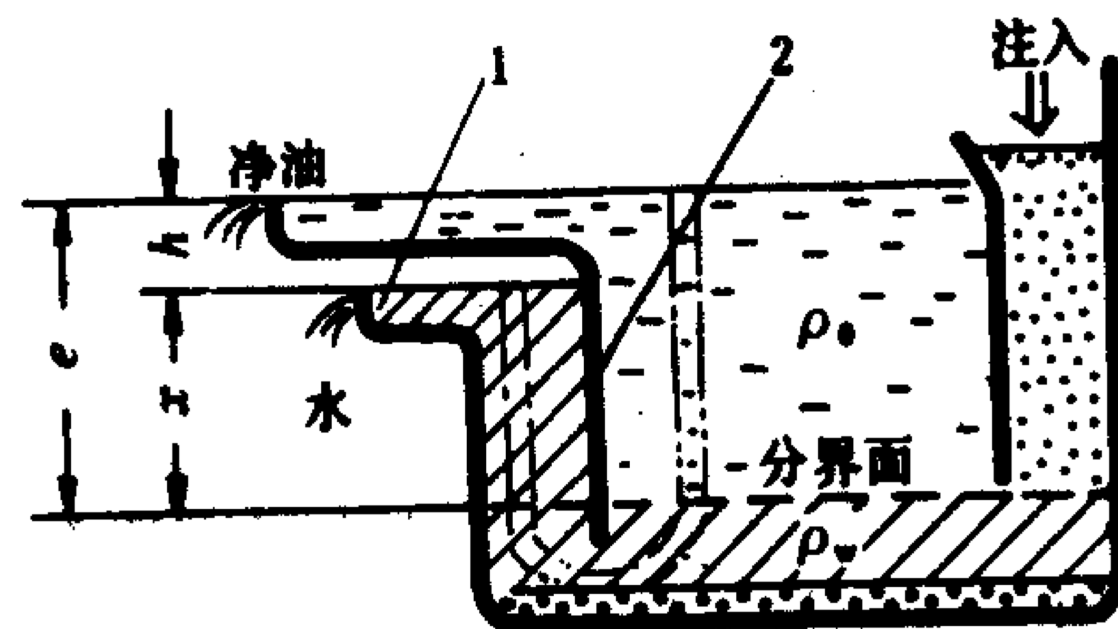


图 5.6.1-5 重力沉淀柜

1-溢水板；2-分液板

在U形连通管内（图 5.6.1-4）加入一定量的水和一定密度的油，静置一段时间后，在油与水之间就会出现油水分界面，其位置根据静压力平衡原理应是：

$$x\rho_w=e\rho_o \tag{5.6.1-5}$$

式中：ρ_w——水的密度；

ρ_o——油的密度。

若将两种液体与固体杂质的混合物注入经过改装的重力沉淀柜（见图 5.6.1-5）内，静置一段时间后，就会明显地出现油水分界面。根据U形管原理，分界面距净油面的高度 e 为

$$e=x\rho_w/\rho_o$$

$$=\frac{h\rho_w}{\rho_w-\rho_o} \tag{5.6.1-6}$$

从式(5.6.1-6)可知，在重力沉淀柜中，油水分界面将随油料密度的增减而向下或向上

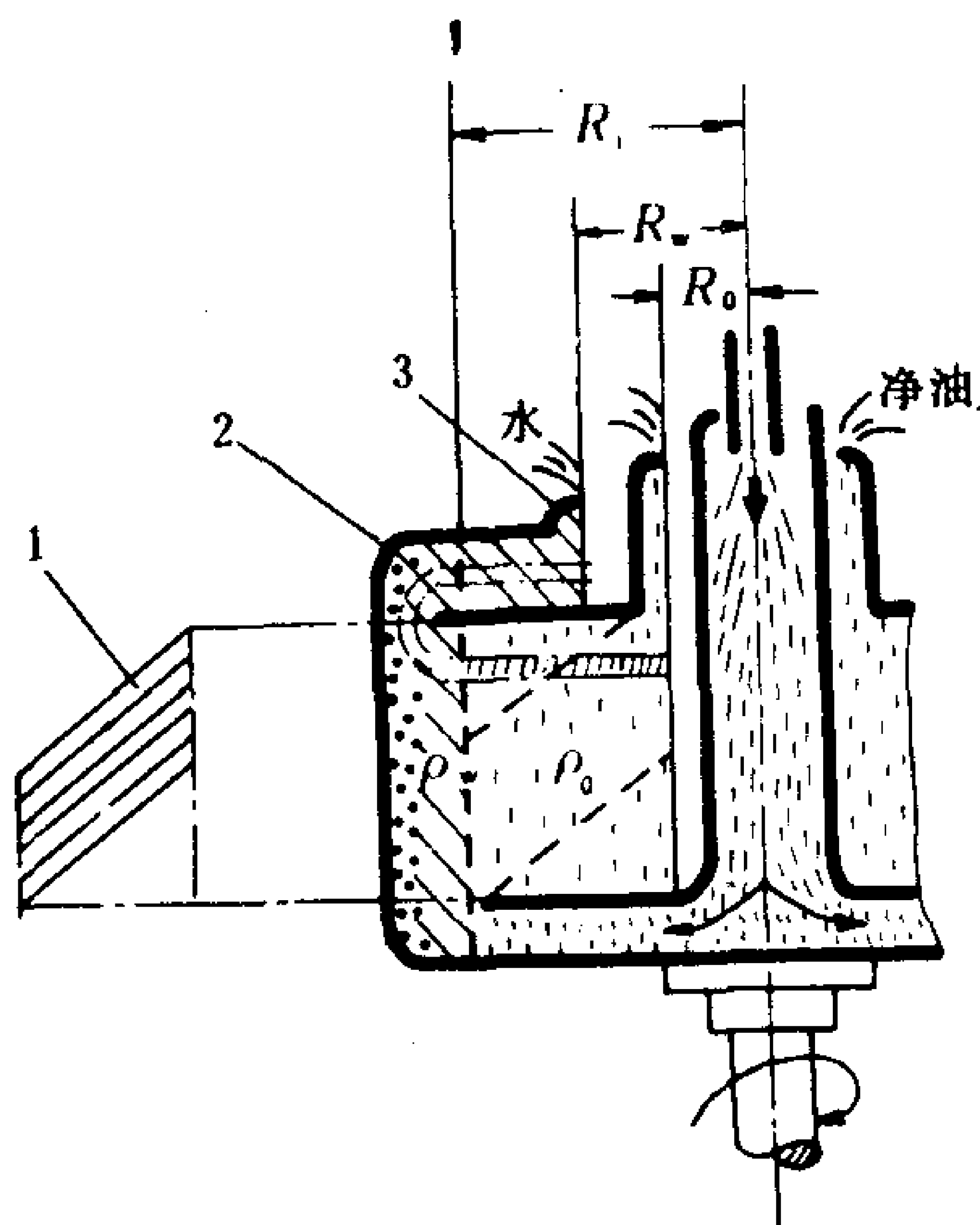


图 5.6.1-6　离心分离原理

1-碟式分离盘；2-分离筒；3-溢水环

移动。一旦分界面随油料密度增加而下移到分液板 2 的下边缘时，油就会绕过分液板的下边缘从溢水板 1 的上缘溢出。这种现象称为“跑油”。为使沉淀柜能正常分离，此时应换用 h 较小的溢水板，以迫使油水分界面的位置在油料密度增加时保持不变。

离心分离同样存在着分界面位置的问题。若将上述的重力沉淀柜沿顺时针方向旋转 90°并加以高速旋转，即成现代离心分离筒的原型，如图 5.6.1-6 所示。

根据离心力平衡的原理，可导出溢水环内圆半径 R_W（见图 5.6.2-1）与油料密度 ρ_o 之间关系式：

$$R_W=\sqrt{R_i^2-\frac{\rho_o}{\rho_W}(R_i^2-R_0^2)}\quad \text{m} \tag{5.6.1-7}$$

式中：R_W——溢水环的内圆半径，m；

R_i——分界面的内圆半径，m；

R_0——净油面内圆半径，m。

从式（5.6.1-7）可知，在 R_0 为定值、ρ_W 不变的情况下，分离不同密度的油料时，要使分界面位置不变，溢水环（又称比重环）的半径 R_W 就应作相应改变。因此分离机出厂时，必须配带一套内径不同的比重环，供使用者选用。

第 2 章　分离机的工作

1　分水装置

分水装置就是将分离机的分离筒组装成能除去污油中水分和大的固体杂质的一种分离装置。

分水装置的结构简图见图 5.6.2-1。盘架的底部必须装上一只有孔的底分离盘 2。

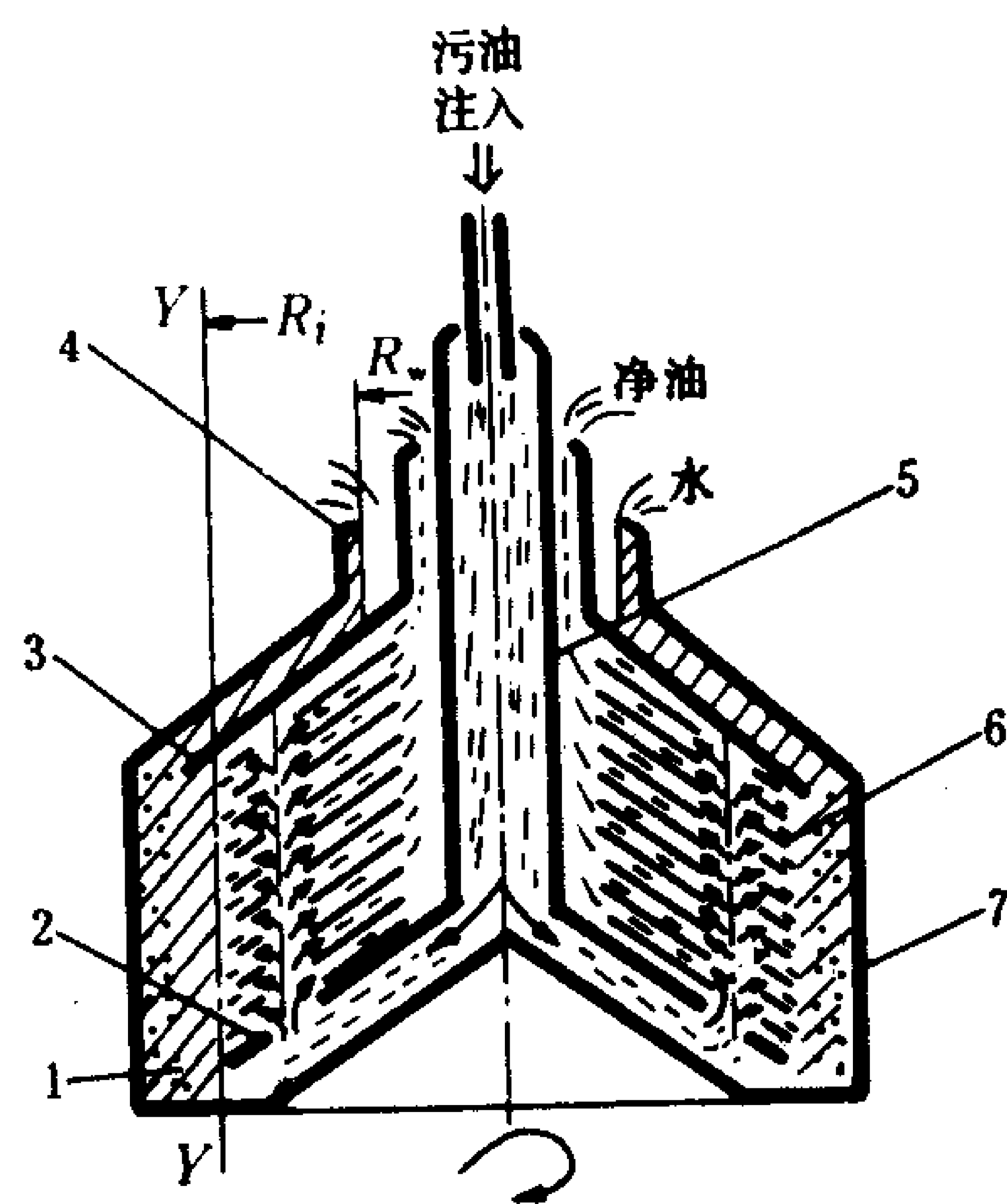


图 5.6.2-1　分水装置结构简图

1-杂质；2-有孔底分离盘；3-上盘；4-比重环；5-盘架；6-分离盘；7-分离筒

分离前，先从注油口注入一定温度的水封水，使其在离心力作用下形成紧贴于分离筒内壁的水封层，封住上盘 3 的下边缘，以防“跑油”，直到水从比重环 4 处喷出后，停止注水。然后将待分离的油料从注油口输入。油料经各分离盘 6 的上升通道进入各分离盘之间的流道进行分离。在离心力的作用下，分离出来的水从比重环内口喷出。杂质贴附在分离筒内壁上，用人工或自动方法清除。净油沿着分离盘之间的流道流至转轴中心附近，再从净油出口处排出。

由于油和水的密度不同，在离心力作用下，将形成油水分界面，如图中 Y-Y所示。为了保证最佳分离效果和分离量，油水分界面 Y-Y最好控制在分离盘的外边缘附近。如果分界面过分外移，超出盘的边缘，水层中的油滴就将失去分离盘对它的作用而无法分离，甚至造成大量“跑油”现象。如果界面向转轴中心移动太多，同样亦会影响分水效果。因此，必须根据油水密度差正确选定比重环。

2　分杂装置

以除去污油中杂质为主的分离筒装置称为分杂装置，见图 5.6.2-2。

盘架的底部必须装上一只无孔底分离盘 7，这样，被分离的油液只能绕过底分离盘外边缘进入上面各分离盘。由于外边缘半径较大，离心力亦大，分离效果可提高 2～3%。这种装置不加水封水，亦不存在油水分界面，因此在颈盖上部环形槽内必须装上橡胶密封挡环，以防油料从出水口排出。

杂质在分离筒中被分离的情况如图 5.6.2-3 所示。

杂质粒子 A 在离心力作用下，克服了油液对它的粘性阻力 F，产生向外的离心沉降速度 v_c。与此同时，杂质粒子又被油粒携带以速度 v_1 向着分离盘上部出口方向移动，其合成速度为 v_s。因此，粒子 A 最后将被送到上一分离盘的下表面，其实际运动轨迹如图中虚线 1-2-3-4 所示。粒子到达上分离盘的下表面后，由于该处的油液速度 v_1 几乎为零，因此粒子将在 v_c 分速度作用下，沿着分离盘的下表面下滑，直到点 5（点 6）处，并进而沿 v_c 的

方向被甩向分离筒的内壁。根据杂质粒子大小和质量不同，粒子在分离盘间的运动轨迹亦有所不同，如图中点划线所示。质量较大的粒子沿 1-2′-3′-4′-5-6 甩向分离筒内壁，更大的粒子在未进入分离盘前就被甩向分离筒内壁，而质量较小的粒子很有可能沿 1-2″-3″-4″随油液流向净油出口处排出，降低了净油的质量。

能被分离的固体粒子的极限直径 d_{min} 可由下式求得:

$$d_{min}=\frac{2.93}{\omega}\sqrt{\frac{Q\mu g}{Z\Delta\rho\cdot \mathrm{ctg}\alpha\ (R_{max}^3-R_{min}^3)}}\quad \mathrm{m} \tag{5.6.2-1}$$

式中：Q——通过分离筒的油料流量，m^3/s 或 L/s;

μ——油液的动力粘度，Pa·s;

ω——分离筒的回转角速度，rad/s;

Z——分离筒中分离盘的只数;

$\Delta\rho$——固体粒子与油液的密度差，kg/m^3;

α——分离盘半锥顶角，°;

R_{max}——分离盘大端处半径，m;

R_{min}——分离盘小端处半径，m。

由式(5.6.2-1)可知，分离机的分离效果，可用分离出的固体粒子的极限直径大小来量度。由上式可知，它将随固体粒子与油液的密度差 $\Delta\rho$ 和通过分离筒的油料流量 Q 而变化。当油料中含有较多杂质时，为了提高分离效果，就应减少进油流量。判断方法如下：卸下分离盘，观察其下表面粘结的黑色粘液(是重质油液和固体粒子的混合物)。若粘液接近或达到分离盘的净油出口处，则流量应减少；若无黑色粘液或只有少量黑色粘液粘结在分离盘下表面的大半径处，则可加大流量。将油料适当加热，降低其粘度，亦可改善分离效果。

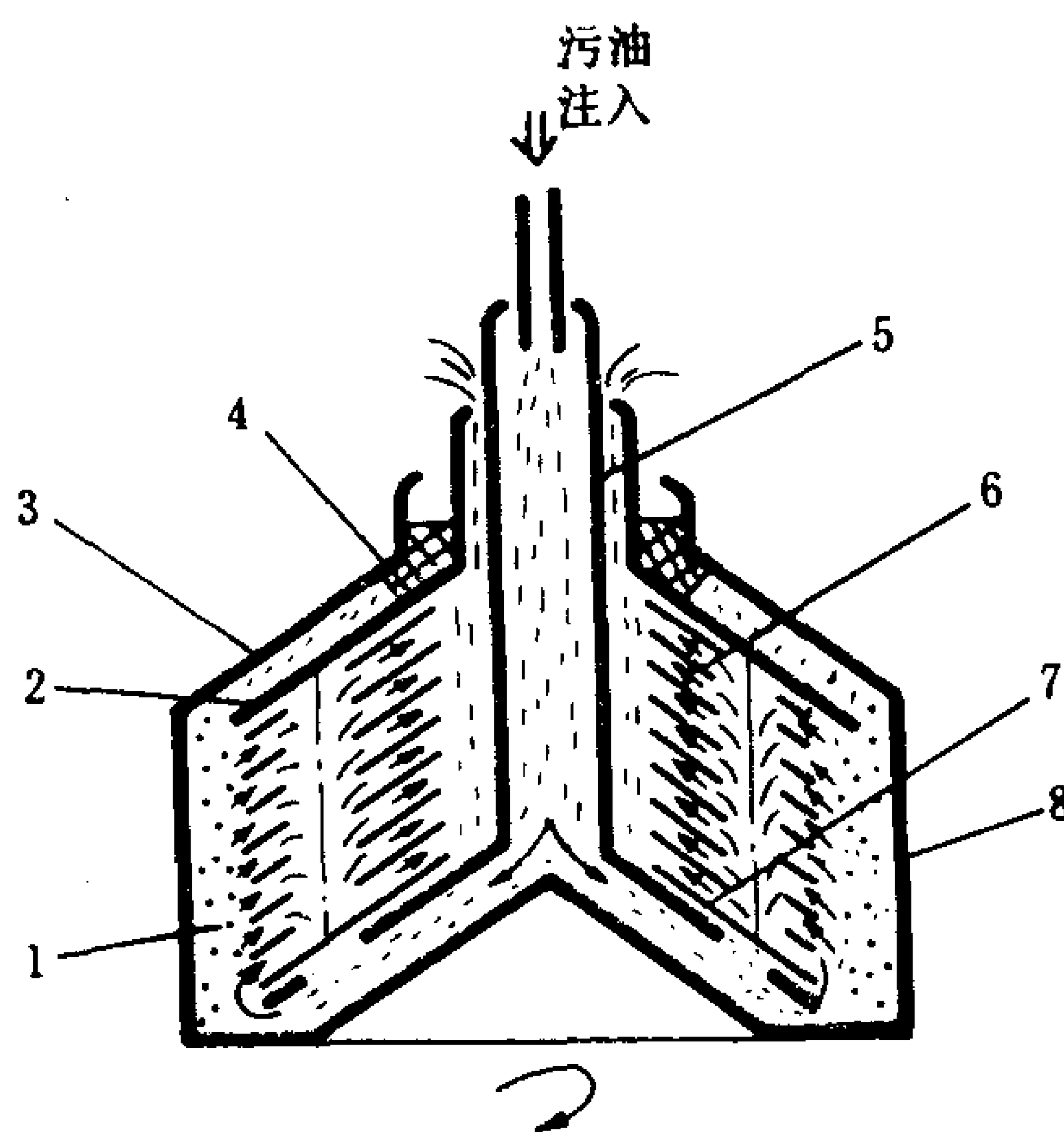


图5.6.2-2 分杂装置结构简图

1-杂质；2-上盘；3-颈盖；4-橡胶密封挡环；5-盘架；6-分离盘；7-无孔底分离盘；8-分离筒

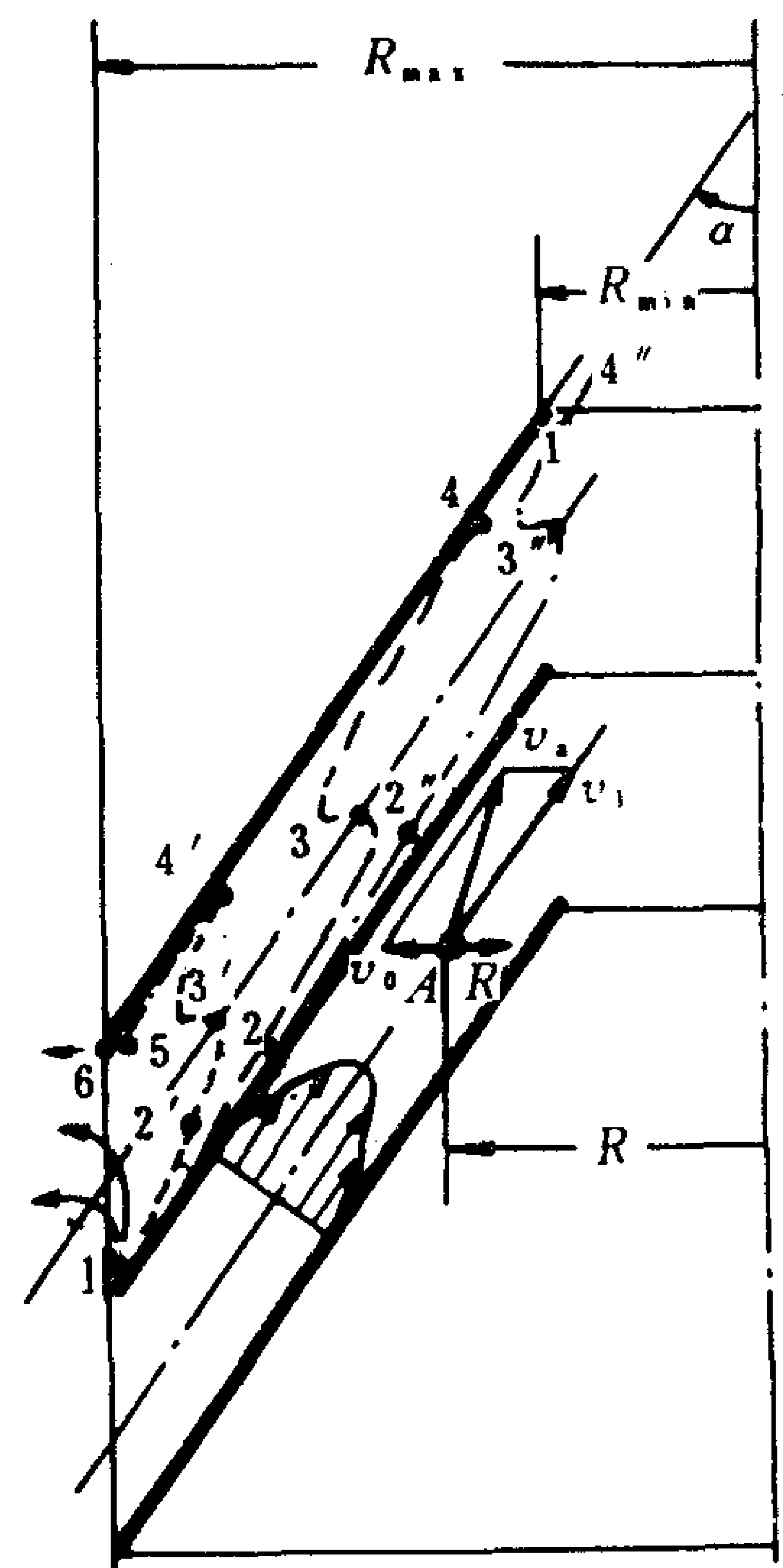


图5.6.2-3 分杂装置的工作原理

第 3 章 分离质量的控制

1 质量指标

分离机出厂时，应具有如下质量指标。

1.1 分水性能

污油中的容积含水量应为 1.8～2.2%；净油中的容积含水量应≯0.3%。①

1.2 分杂性能

污油中含机械杂质质量应为 0.08～0.12%；净油中含机械杂质质量应≯0.03%。②

2 比重环的选择

比重环内径选择不当，要影响分离质量。比重环内径太小，油水分界面会向转轴中心移动，参与分水的分离盘工作面积减少，降低分水效果；比重环内径选得太大，由于分界面外移，就会造成“跑油”现象。

为了正确选用比重环内径，在随机说明书中都附有比重环选择图表。现以某分离机比重环选择图表为例（见图 5.6.3-1），说明该类图表的用法。

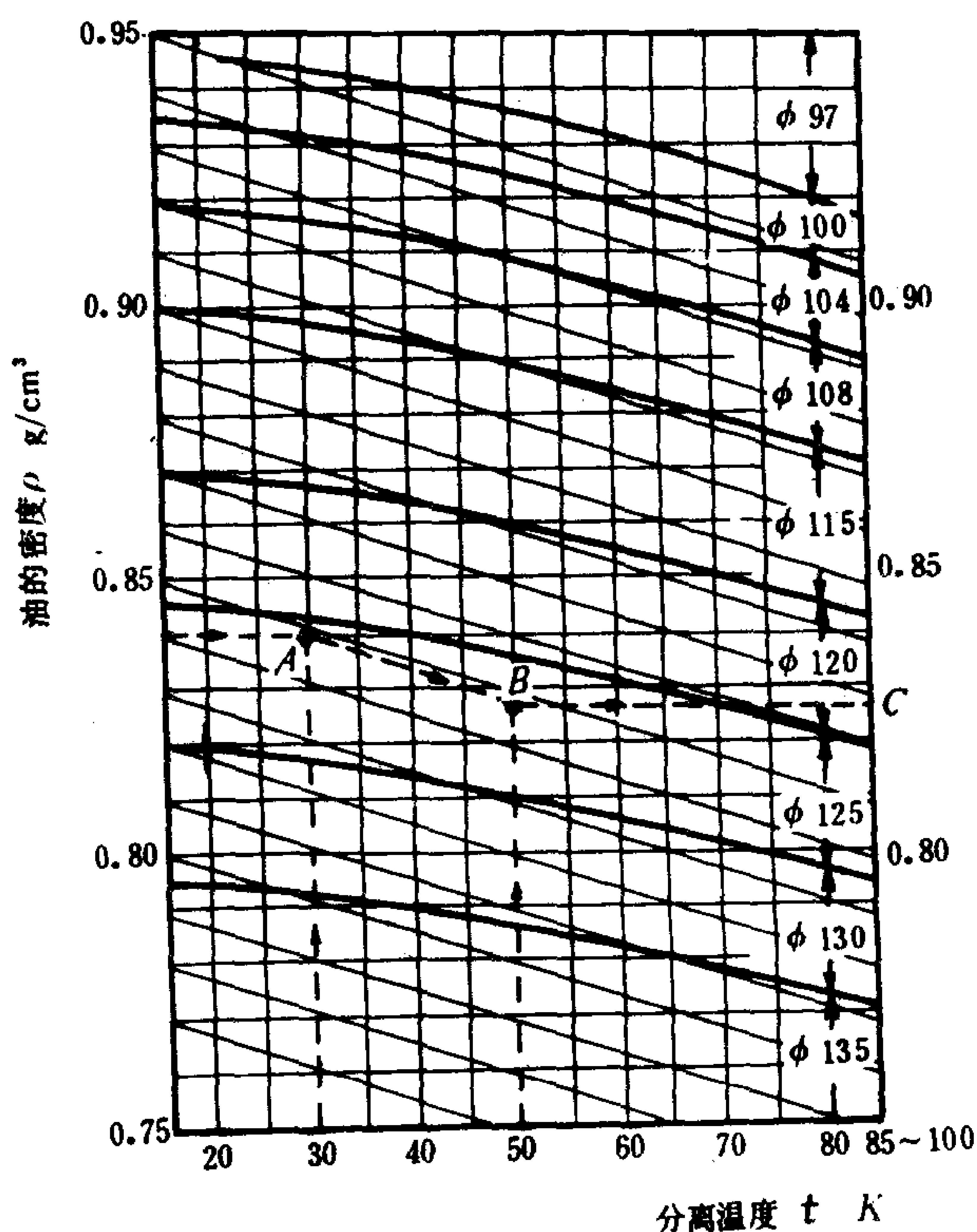


图 5.6.3-1 比重环的选择图

图中纵坐标为油料的密度，横坐标为分离温度，每两条粗黑线之间的间隔为某一比重环内径的适用范围。

例：已知待分离的油料在 30℃ 时的密度为 0.84 g/cm³，油的分离温度定为 50℃，试确定比重环的内径。

首先在图左侧纵坐标为 0.84 g/cm³处作水平线与温度为 30℃ 处垂线相交于 A 点，再从 A 点作斜线与分离温度为 50℃ 的垂线相交于 B 点，然后从 B 点向右作水平线与 85～100℃ 的垂线相交于 C 点，C 点恰好在 ϕ120 的范围内，因此应选用内径为 120 mm的比重环。

① 分水性能试验时，加入污油中的水为清洁淡水，污油中含杂质量应<0.03%。

② 分杂性能试验时，加入污油中的杂质为用 140 号筛子（网孔边长≯0.1 mm）筛过的活性炭粉，污油中含水量应<0.3%。

如油料的密度未知，则只能通过反复试验来找出比较合适的比重环。试验时，比重环口径应从小到大进行更换，直到出水口有油流出，此时再将机上的比重环口径缩小一档即可。

3 加热温度的选择

为确保水和固体杂质得到良好的分离，油料在进入分离机前必须经过加热。

油料的密度随加热而略有减小，其关系如下：

$$\rho_t=\rho_{20}\left[1-0.00065\,(t-20)\right]\quad g/cm^3 \qquad (5.6.3\text{-}1)$$

式中：ρ_t——t℃时燃油的密度，g/cm^3；

ρ_{20}——20℃时燃油的密度，g/cm^3。

在大多数情况下，油料在分离温度下的密度值应比水的密度低5％左右，以利分离。

另一方面，油料的粘度随温度增加而减小，这对有效地分离油料中的固体杂质是极其重要的。但加热温度不宜超过98℃，因为温度更高时水的蒸发会造成分离机水封的破坏，并导致产生故障。分离前，油料的运动粘度最好低于$0.4\times10^{-4}m^2/s$(40 cSt或雷氏1号175 s或恩氏 5°)。在不超过分离最高温度的情况下，力求被分离油料通过加热达到这一粘度要求。

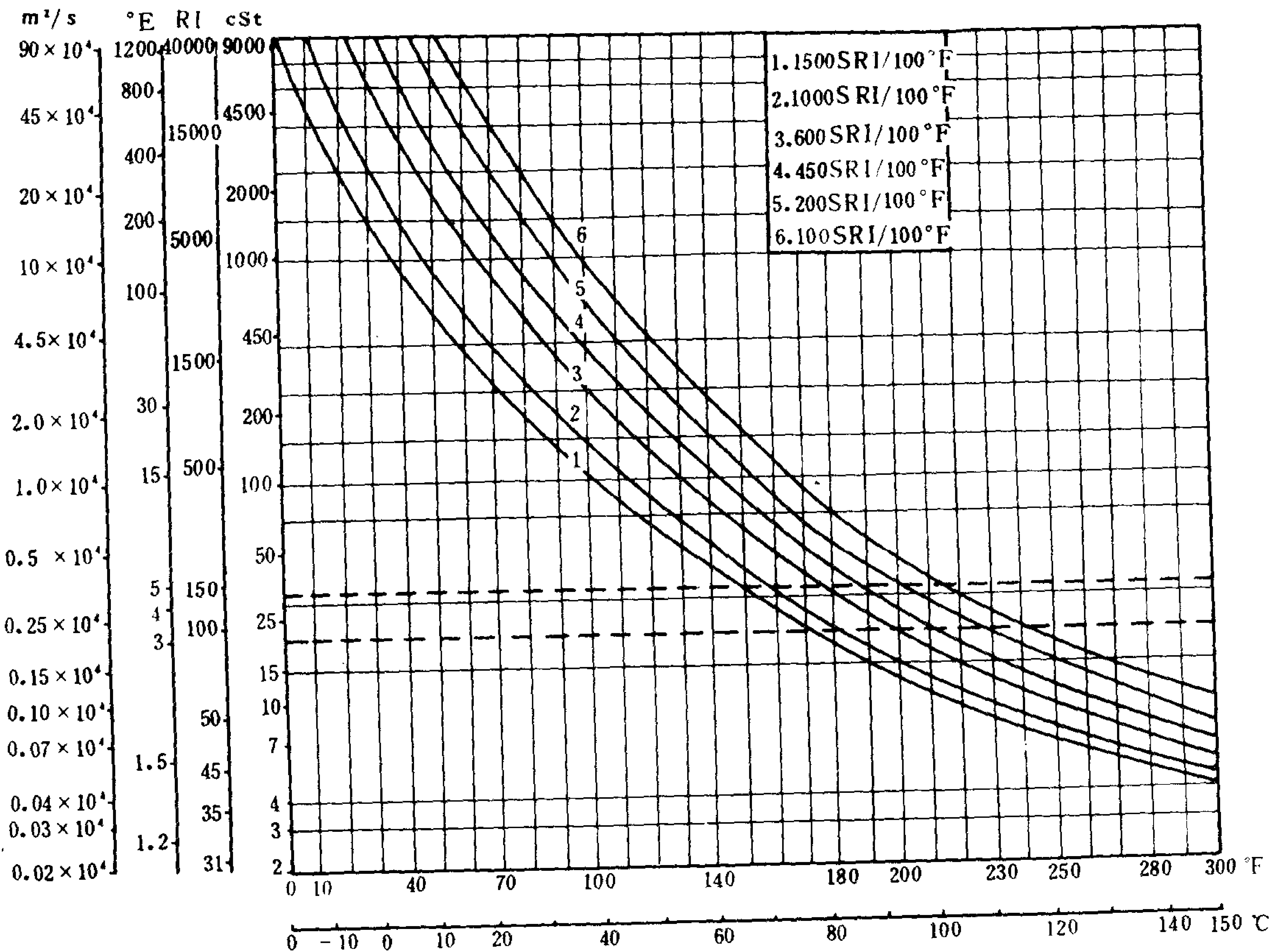


图5.6.3-2 油料粘度-温度曲线

注：两虚线中间为分离机要求的粘度范围——恩氏粘度3～5°E，雷氏1号90～160 s。

表 5.6.3-1 列出不同种类油料分离前加热温度的推荐值。图 5.6.3-2 示出油料粘度与温度曲线。

表 5.6.3-1　　不同种类油料分离温度推荐值

油料种类 / 分离温度	重柴油	重质燃料油						润滑油
	20.5 cSt 50℃	80 cSt 50℃	120 cSt 50℃	180 cSt 50℃	380 cSt 50℃	460 cSt 50℃	600 cSt 50℃	100～120 cSt 40℃
	160 sRI 100°F	610 sRI 100°F	1000 sRI 100°F	1500 sRI 100°F	3500 sRI 100°F	4500 sRI 100°F	6000 sRI 100°F	450～650 sRI 100°F
	0.205×10^{-4} $m^2/s/50℃$	0.8×10^{-4}	1.2×10^{-4}	1.8×10^{-4}	3.8×10^{-4}	4.6×10^{-4}	6×10^{-4}	$(1-1.2)\times10^{-4}$
t	35～50℃	80～90℃	80～95℃	90～95℃	95～98℃	98℃	98℃	80℃
	95～122°F	176～194°F	176～203°F	194～203°F	203～208°F	208°F	208°F	176°F

4　实际分离量的确定

分离机的分离量与分离效果有很大关系。分离量越小，分离效果就越好，即能分离出较小颗粒的杂质。但片面追求分离效果，可能造成实际分离量不能满足柴油机对燃油或滑油消耗量的要求。

实践证明，分离机的实际容量比公称容量（设计容量）要小。表 5.6.3-2 列出分离机对各种矿物油实际容量的推荐值。

表 5.6.3-2　　分离机对各种矿物油的实际容量（推荐值）

油品 / 容量	柴油		重质燃料油				润滑油		汽轮机油
							优质油	净化油	
	10 cSt/50℃ (0.1×10^{-4} $m^2/s/50℃$)	205 cSt/50℃ (0.205×10^{-4} $m^2/s/50℃$)	80 cSt/50℃ (0.8×10^{-4} $m^2/s/50℃$)	120 cSt/50℃ (1.2×10^{-4} $m^2/s/50℃$)	180 cSt/50℃ (1.8×10^{-4} $m^2/s/50℃$)	380 cSt/50℃ (3.8×10^{-4} $m^2/S/50℃$)	100～120 cSt 40℃ ($1.0\sim1.2\times10^{-4}$ $m^2/s/40℃$)		65 cSt/40℃ (0.65×10^{-4} $m^2/s/40℃$)
公称容量(%)	100	100	100	100	100	100	100	100	100
实际容量(%)	110	100	60～65	55～58	45～50	35～40	60～70	25～30	80～85

注：①表中所列的实际容量按单级分离机工作计算。当分离机采用两级串联时，其实际容量约提高⅓。
②润滑油实际容量推荐值适用于有旁路连续进行分离工作的情况。当采用分批分离时，实际容量约减少⅓。
③表中所列重质燃料油为传统的重质燃料油，它是由常压和减压蒸馏所得的调合渣油。

由于传统炼油厂和现代炼油厂的工艺流程不同，现代低品级重质燃料油与传统的重质燃料油的性质亦有显著不同，见表 5.6.3-3。

表 5.6.3-3　　传统的和现代的低品级重质燃料油性质

性质 / 油种		重质燃料油 现代的	重质燃料油 传统的
密度(15℃)g/cm³		0.990 以下	0.95～0.97
cSt(50℃)		600 以下	30～180
粘度	sRI/(100°F)	6000 以下	200～1500
	$m^2/s(50℃)$	6×10^{-4}以下	$(0.3\sim1.8)10^{-4}$

对现代低品级重质燃料油分离机的实际容量和分离温度有人建议采用表 5.6.3-4 所列的数值[1]。

表 5.6.3-4　　现代低品级重质燃料油分离机的实际容量和分离温度(建议值)

项目		粘度																	
		40 cSt/50℃	280 sRI/100°F	6.4×10^{-4} m²/s (50℃)	80 cSt/50℃	600 sRI/100°F	0.8×10^{-4} m²/s (50℃)	180 cSt/100℃	1500 cSt/50℃	1.8×10^{-4} m²/s (50℃)	380 cSt/50℃	3500 sRI/100°F	3.8×10^{-4} m²/s (50℃)	460 cSt/50℃	4500 sRI/100°F	4.6×10^{-4} m²/s (50℃)	600 cSt/50℃	6000 SRI/100°F	6.0×10^{-4} m²/s (50℃)
容量	公称容量%	100			100			100			100			100			100		
	实际容量%	60			40			30			25			20			15		
	分离温度℃	80～98			80～98			90～98			98			98			98		

5　分离筒的清洗周期

5.1　部分排渣的间隔时间

两次排渣间隔时间取决于被分离油料中油渣含量以及油渣特性(如油渣粘附性等)。排渣时间可由下式估算:

$$\tau=\frac{1.5\times60}{QC}\quad \text{min} \tag{5.6.3-2}$$

式中:Q——公称容量,L/h;

C——油渣含量,%。

船用油料的含渣量通常为 0.01%～0.1%。

例:一台公称容量为 5000 L/h的分离机,当油料含渣量为 0.05%时,其排渣间隔时间为

$$\tau=\frac{1.5\times60}{5000\times0.0005}=36\ \text{min}$$

5.2　全部排渣的间隔时间

对于传统的重质燃料油,为防止油渣粘附筒壁或堵塞分离盘间的流道,排渣间隔时间不宜太长,一般分离机全部排渣间隔时间为 2 ～ 4 h,不应超过 4 h,可根据分油量和杂质含量查表确定。

对于粘度高达 $6.0\times10^{-4}\,\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$/50℃ (600 cSt/50℃)的现代低品级重质燃料油,全部排渣的间隔时间为 1 ～ 2 h。

6　添加剂的应用

添加剂的功能如下:

1)防止或减少油渣在分离装置的过滤器、预热器、分离机和管路等处形成;

2)消散和减少已存在的油渣;

3)把油渣变为可燃的燃料,以节省贮运空间;

4)减少油管、油箱、过滤器、加热器、分离机等处的酸腐蚀。

常用的添加剂请参阅本书上册第 2 卷第 2 篇。

第4章　人工排渣式分离机

人工排渣式分离机是一种需要定期拆洗分离筒和分离盘的分离机，有 DRY-15 以及 MB-100等型式。

1　DRY-15 型分离机的主要规格和技术性能

分离机的主要规格：型号 DRY-15 型；公称容量 1500 L/h；当量沉降面积 4×10^7 cm^2；立轴转速 6930～7250 r/min。

分离机的主要技术性能列于表 5.6.4-1 和表 5.6.4-2。

表 5.6.4-1　**分离机油泵主要参数**

污油和净油油泵			
污油泵吸高	净油泵压力		流量
m H_2O	kgf/cm^2	N/m^2	L/h
≥4	3	2.94×10^5	≥1500

表 5.6.4-2　**分　离　效　率**

用作分水装置时，分离前、后油中水分的含量(容积%)	分离前(污油)	≤2
	分离后(净油)	≤0.3
用作分杂装置时，分离前、后油中机械杂质含量(质量%)	分离前(污油)	≤0.1
	分离后(净油)	≤0.03

分离机可配交、直流两种电动机，电动机规格列于表 5.6.4-3。

表 5.6.4-3　**电动机规格**

型　式	功率 kW	电压 V	额定电流 A	转速 r/min
JO_2-31-4 H(T_6)	2.2	380	4.92	1435
Z_2C-32(T_2)	2.2	220	12.5	1500

当分离机水平轴平行于船舶纵轴方向安装时，分离机可在短期横摇 22.5°、长期纵倾 10°、长期横倾 15°的情况下正常地工作。

机器外形尺寸：配船用交流电动机 JO_2-31-4 H(T_6) 时，长×宽×高=882×530×783 mm；配船用直流电动机 Z_2C-32(T_2) 时，长×宽×高=1017×530×783 mm。机器重量(不包括备件和专用工具)：配船用交流电动机 JO_2-31-4 H(T_6) 时 240 kg；配船用直流电动机 Z_2C-32-(T_2) 时 277 kg。

2　DRY-15 型分离机的机械传动装置

2.1　总成

如图 5.6.4-1 所示，电动机 1 通过摩擦离合器 9 与水平轴 8 相连，带动大螺旋齿轮 7，推动立轴上的小螺旋齿轮旋转，使立轴上端的分离筒在这对增速齿轮推动下高速旋转。

2.2　水平轴传动装置（见图 5.6.4-2）

2.2.1　离心式摩擦离合器

为了克服直接起动时会出现的电动机严重超载现象，在电动机与负荷轴（水平轴）之间设离心式摩擦离合器，以使分离筒在起动时逐渐加速，避免过载。

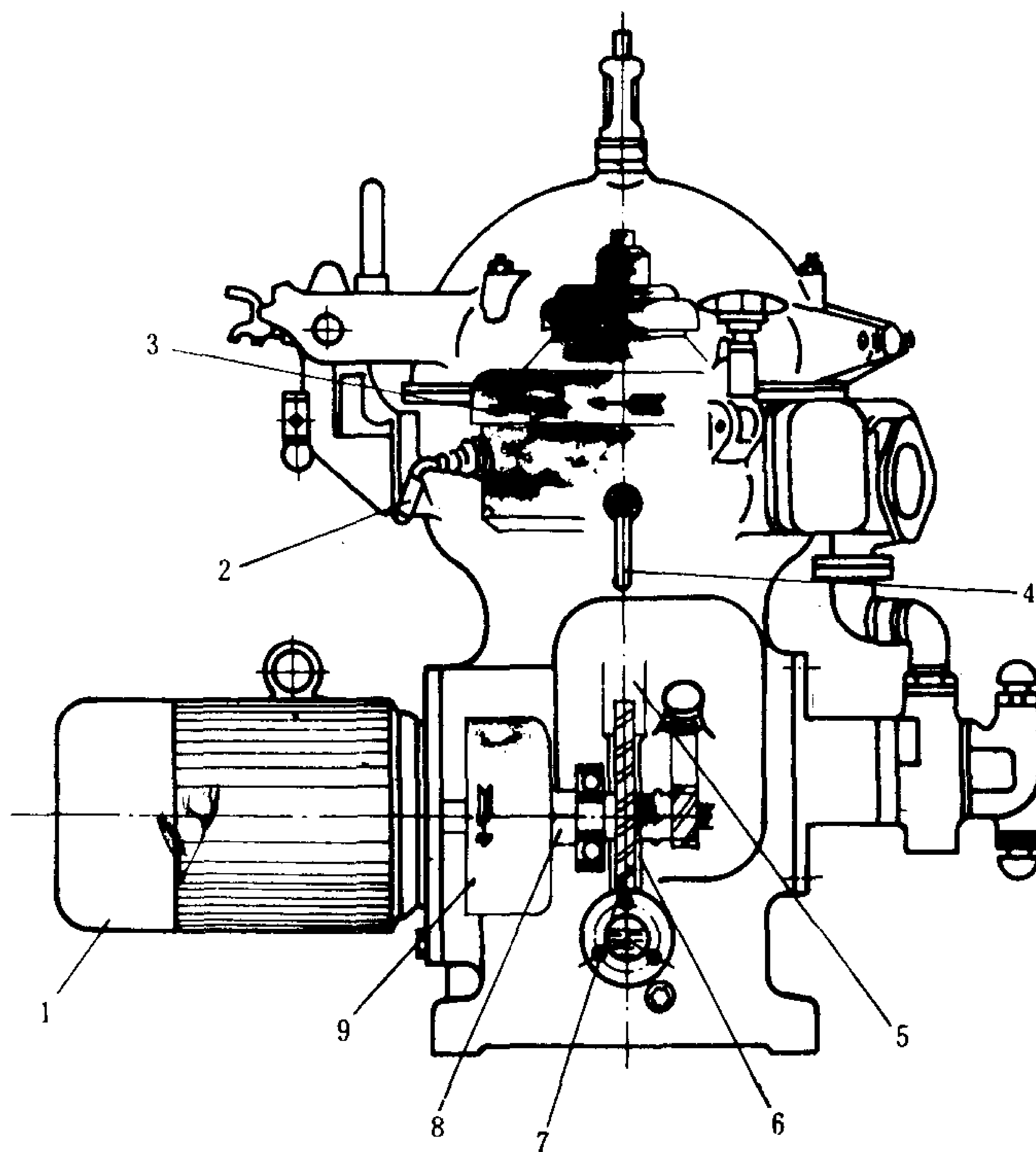


图5.6.4-1　DRY-15型分离机传动总成

1-电动机；2-止动杆；3-分离筒；4-制动器；5-立轴；6-小螺旋齿轮；7-大螺旋齿轮；8-水平轴；9-摩擦离合器

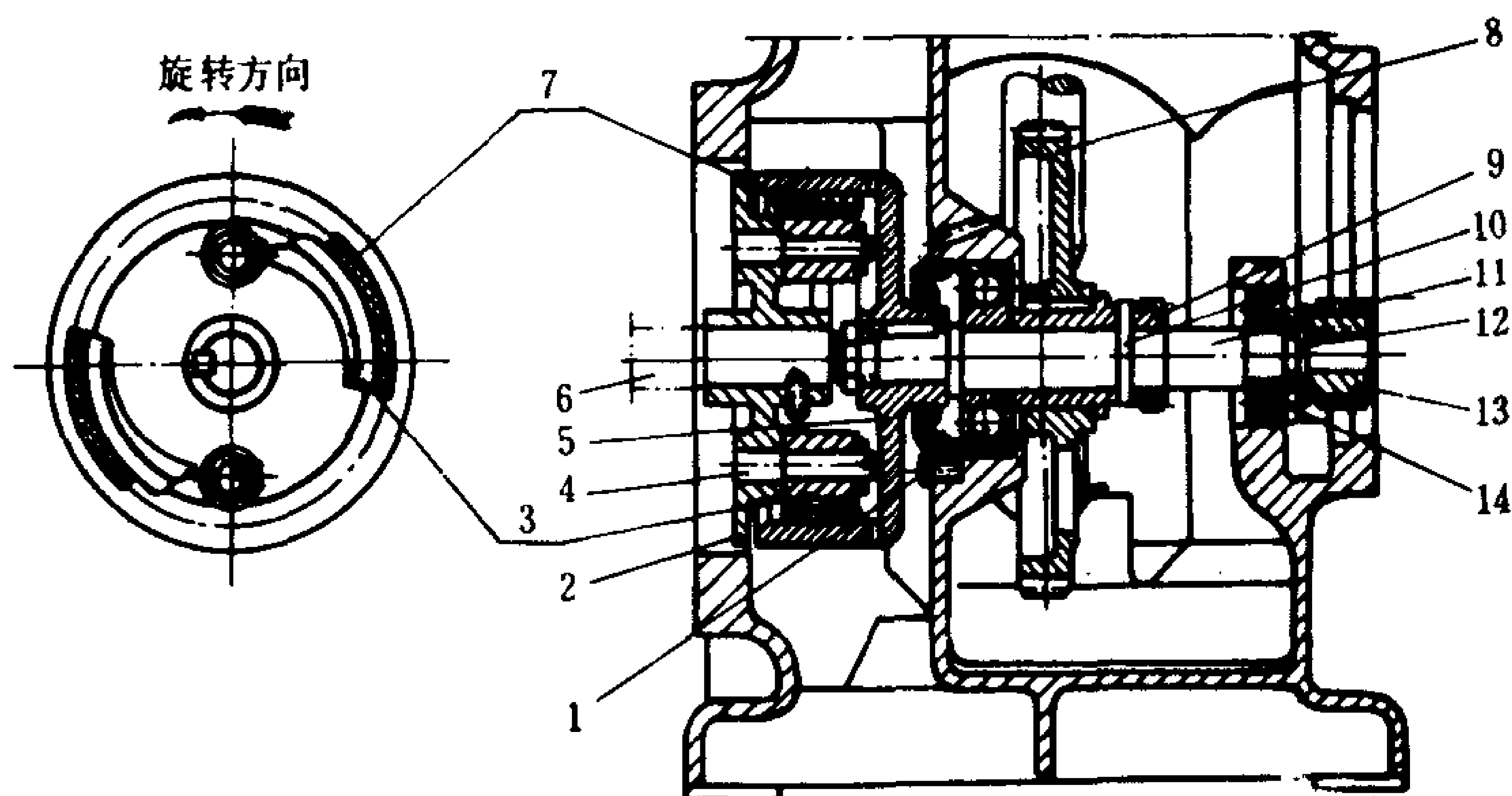


图5.6.4-2　水平轴传动图

1、14—单列向心球轴承；2-飞重座盘；3-飞重；4-飞重销轴；5-摩擦筒；6-电动机轴；7-摩擦片；8-大螺旋齿轮；9-齿轮轴套；10-固定销；11-水平轴；12-固定销；13-传动齿轮

分离机在起动时为克服分离筒体惯性力所需的功率为:

$$P_1=\frac{\sum m_i R_i^2 \omega^4}{2000\tau_s\omega_0^2}+\Delta P \quad \text{kW} \tag{5.6.4-1}$$

式中: m_i ——分离筒体各回转部件的质量, kg;

R_i ——分离筒体各回转部件的平均半径, m;

ω ——分离筒体各回转部件的角速度, rad/s;

τ_s ——起动时间, s, 一般 $\tau_s=90$ s;

ω_0 ——电动机角速度, rad/s;

ΔP ——轴承、空气等的摩擦功耗, kW。

2.2.2 增速齿轮副

由大螺旋齿轮 4 和小螺旋齿轮 5 组成的增速齿轮副, 用来提高分离筒转速, 以增强分离效果。其增速比为 1 ∶4.83。

2.2.3 计数器的传动机构

齿轮轴套 9 的右端车有蜗杆, 带动计数器上的小蜗轮(见图 5.6.4-6), 组成蜗轮蜗杆减速传动, 以指示分离筒的转速。蜗杆副的减速比为 18∶1。

2.2.4 油泵传动齿轮

装在水平轴右端的传动齿轮 13, 带动一对齿轮油泵(一个污油泵和一个净油泵, 图中未画出)。

2.3 立轴支承结构

2.3.1 上支承

高速旋转的立轴上部轴承座套筒 6, 设有减震橡胶圈, 以吸收分离筒因质量不均在旋转时所产生的径向振动, 见图 5.6.4-3。

2.3.2 下支承

立轴下部装有向心推力轴承, 承受轴和分离筒的重量。轴承外圈装在能作上下移动的轴承座内, 它的下面装有板簧 10, 以吸收齿轮传动引起的轴向振动。

3 分离筒

3.1 结构

分离筒由本体、轴套、盘架、颈盖、分离筒盖、分离盘、比重环等组成, 见图 5.6.4-4。

在分离筒本体外壁表面上, 对称地铣有两个椭圆形凹槽 A、B。当保养和清洗分离筒时, 应将止动杆 2 (见图 5.6.4-1) 旋入槽内, 固定分离筒。

在分离筒轴套 12 内, 有圆锥孔与立轴的圆

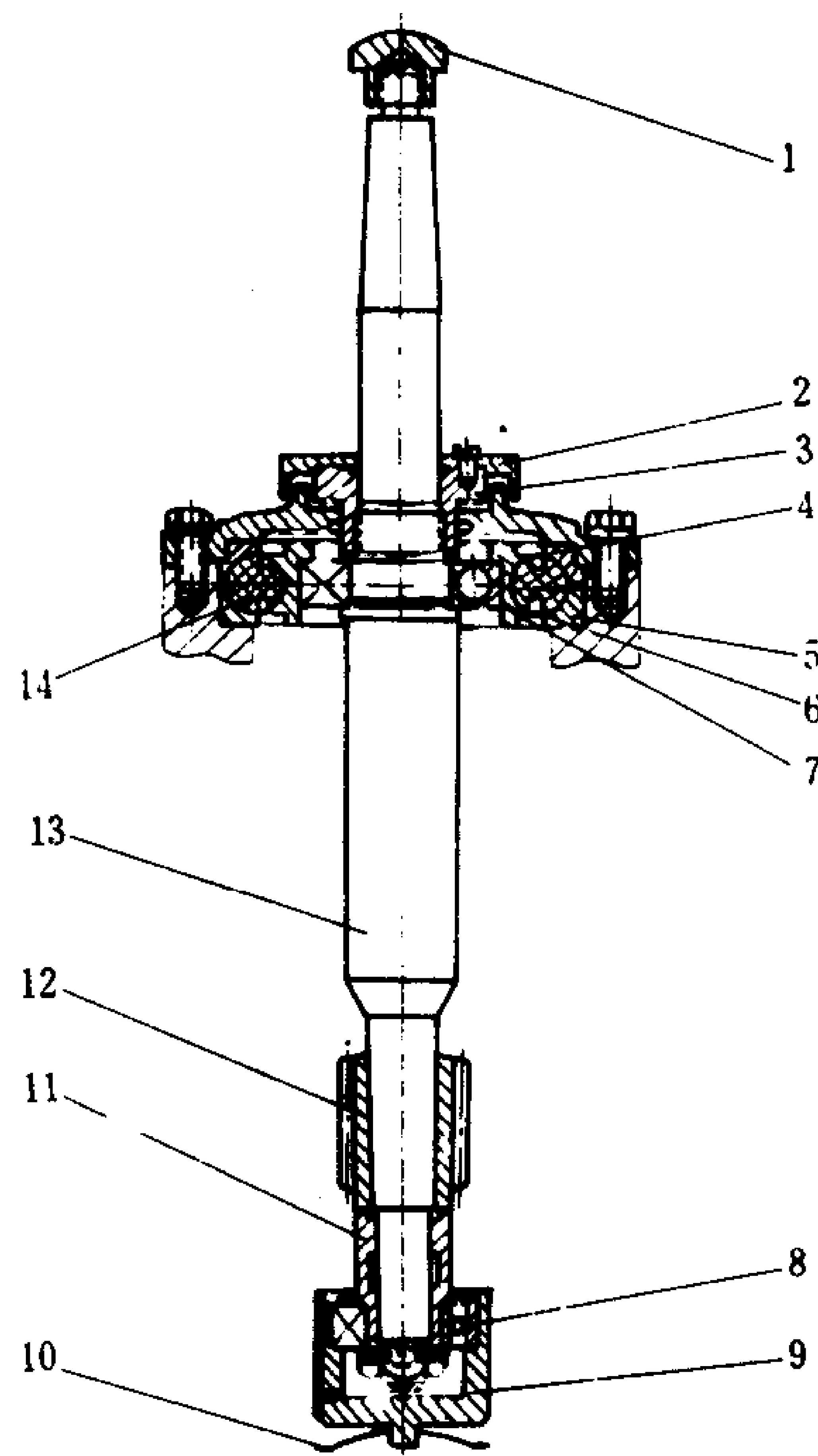


图 5.6.4-3 立轴支承结构

1-螺母; 2-罩盖; 3-压紧盖; 4-缓冲器盖; 5-缓冲器座; 6-轴承座套筒; 7-单列向心球轴承; 8-单列向心推力轴承; 9-轴承座; 10-板簧; 11-轴承套; 12-小螺旋齿轮; 13-立轴; 14-缓冲橡胶圈

锥部分紧密接合，并被左旋螺母锁紧。分离筒本体和盖上的平衡块不得随意移动，亦不许将各台分离筒上的零件任意调换使用，否则分离筒的动平衡会遭到破坏，加剧机器的振动和损坏。

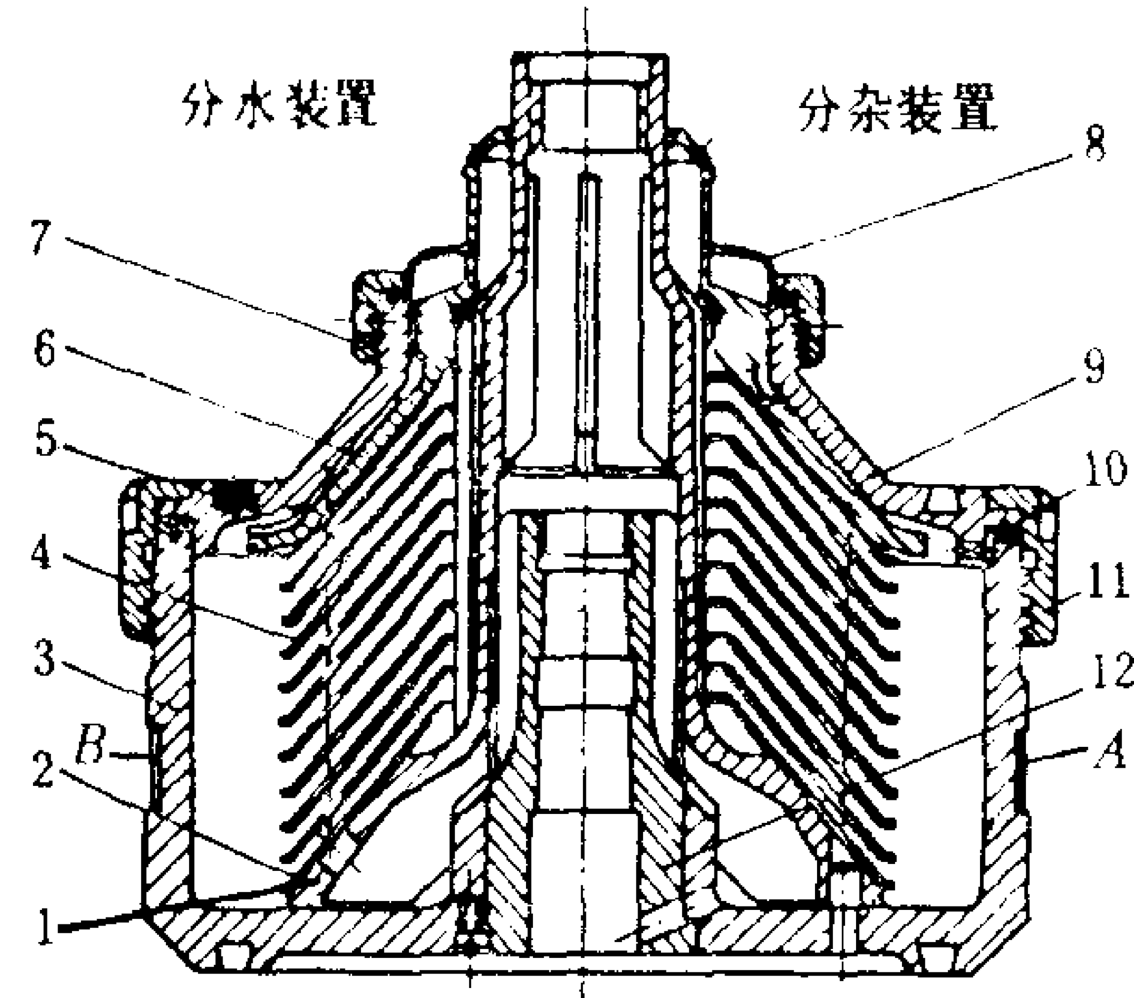


图 5.6.4-4　分离筒结构

1-盘架；2-底分离盘；3-本体；4-分离盘；5-平衡块；6-颈盖；7-重力锁环；8-比重环；9-分离筒盖；10-大密封环；11-大螺母；12-轴套

3.2　比重环的选择

DRY-15 型分离机备有一组内径不同的比重环，其内径分为 71、73、75、78、83、88 mm等 6 档。比重环内径的选择见图 5.6.4-5。

例：油料在 60℃ 时的密度为 0.888 g/cm³，油的分离温度为 70℃，查得的比重环内径在 75～78 mm之间而接近 78 mm，因此选用内径为 78 mm的较合适。

3.3　制动

碟式分离机立轴的转数高达几千转，因此在使用中要尽量避开其临界转速：

$$n_{kp}=\frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{a}{M}} \quad r/min \qquad (5.6.4\text{-}2)$$

式中：a——比例常数，其值与轴的尺寸、材料的性质、载荷的作用点和轴的固定方式有关；

M——圆盘质量。

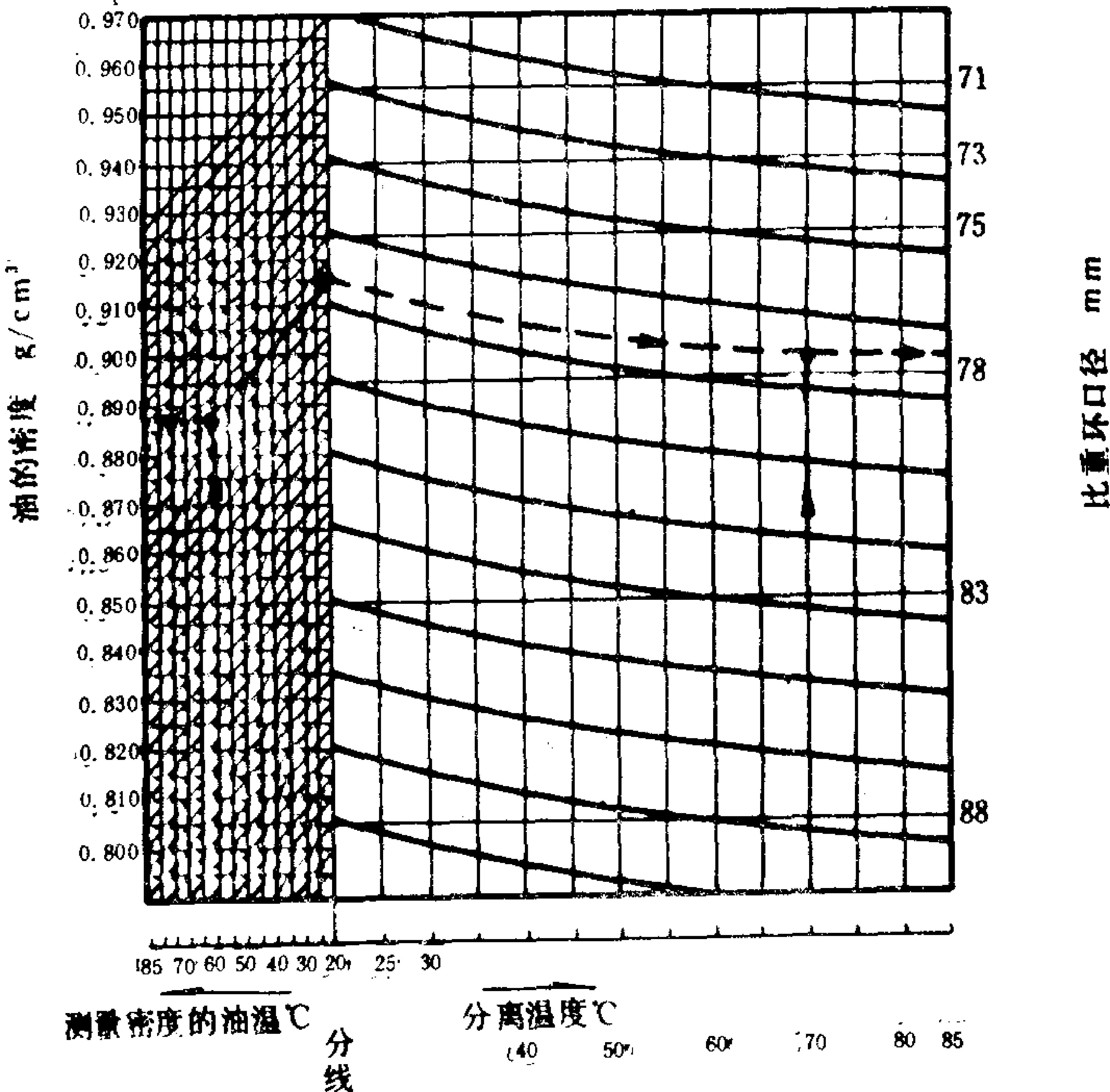


图 5.6.4-5　DRY-15 型比重环选用图

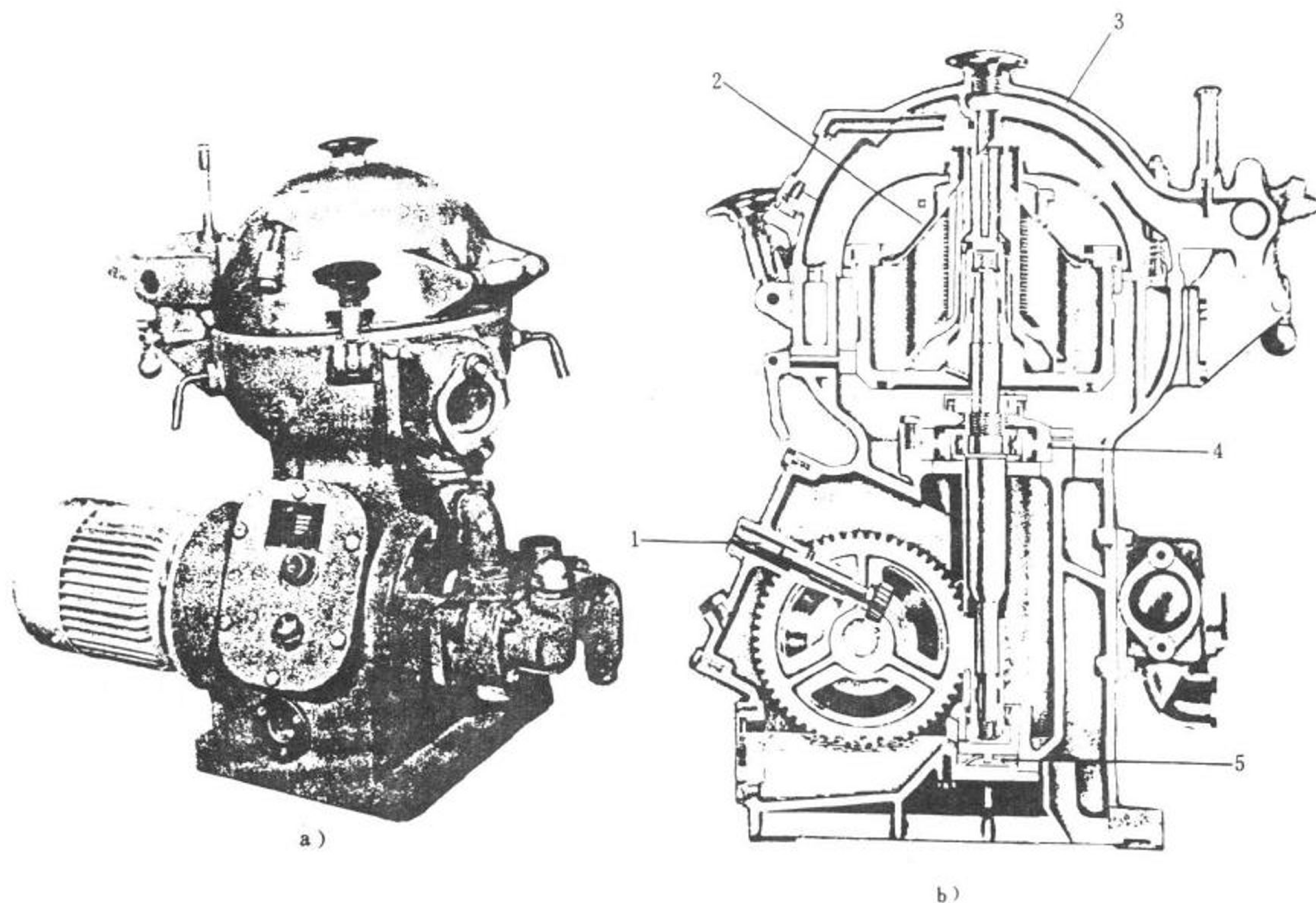


图 5.6.4-6　DRY-15 型分离机外形和剖面

a）外形；b）剖视

1-计数器；2-分离筒；3-机盖；4-减震橡胶圈；5-板簧

为此，在机身两侧设有两个弹簧制动器，见图 5.6.4-1。待立轴转速下降到额定转速的 50%以下时，放开制动器，使机器能迅速越过临界区，以免损坏立轴。

4　结构实例

图 5.6.4-6 是南京绿洲机器厂 DRY-15 型分离机外形和剖面图。图 5.6.4-7 是瑞典阿法-拉伐尔公司 MAB 100 系列分离机结构详图。

它们的结构大同小异，均属人工清渣型。上述产品DRY-15 型的齿轮式污油泵和净油泵分别由水平轴上的传动齿轮带动，MAB 100 系列的上述 2 台油泵则属并联泵结构。

齿轮箱的润滑油通常采用 30 号或 40 号机械油(GB 445-64)。分离机在环境温度或油料分离温度较高时，则应采用高粘度的润滑油。油位应保持在观察镜的两刻度线之间，以保证大螺旋齿轮有 7 mm以上浸入油中，润滑油过多或过少都会使功耗或磨损增加。

齿轮油泵是借泵出的油润滑的，因此不得长期空载运转，以防止油泵齿轮干摩擦时发热、磨损，甚至咬死。

5　操　作

5.1　起动前的准备

1)拧出止动杆，松开制动器，检查分离筒是否转动灵活。

2)检查齿轮箱中的滑油是否在两刻度线之间。

3)首次起动时，需检查电动机的转向。

5.2 起动和运行

1）按电钮起动，约一分半钟后分离筒可达全速。从计数器转帽处计数 1 分钟的转数。当电动机转速达 1500（1435）r/min 时，计数器转速为 83（79）r/min。

2）分离筒按分水装置工作时，应在分离筒达到全速后再加入热的水封水形成水封，直到出水口流出热水时停止注水。

分离筒按分杂装置工作时，不要加入水封水。

3）逐渐增大分离量，但应注意，过大的流量会造成溢油或出水口跑油。

5.3 运行管理

1）分离机运行时，经常检查齿轮箱内的油位和油质，否则将加速齿轮和轴承的磨损。

2）由计数器检查分离筒转速，应不低于 6930 r/min或超过 7250 r/min，以免影响分离效果和机器寿命。

3）观察电动机的工作温度和齿轮箱油温是否过高，机器是否有异常噪声和振动出现。

4）注意出水口是否有大量净油流出，少量油花是允许的。若溢油指示管有溢油，则说明流量过大或分离筒已被污物堵塞。

5.4 停车

1）切断油加热器热源。

2）切断进油。如果分离高凝点重柴油，在切断进油前，应换用轻柴油运行数分钟，或采取其他措施，以免油凝结在管路内影响下次起动。

3）从机盖上注入少量热水，可回收分离筒内部分净油。

4）切断电源，待转速降低到 50% 时使用制动器。

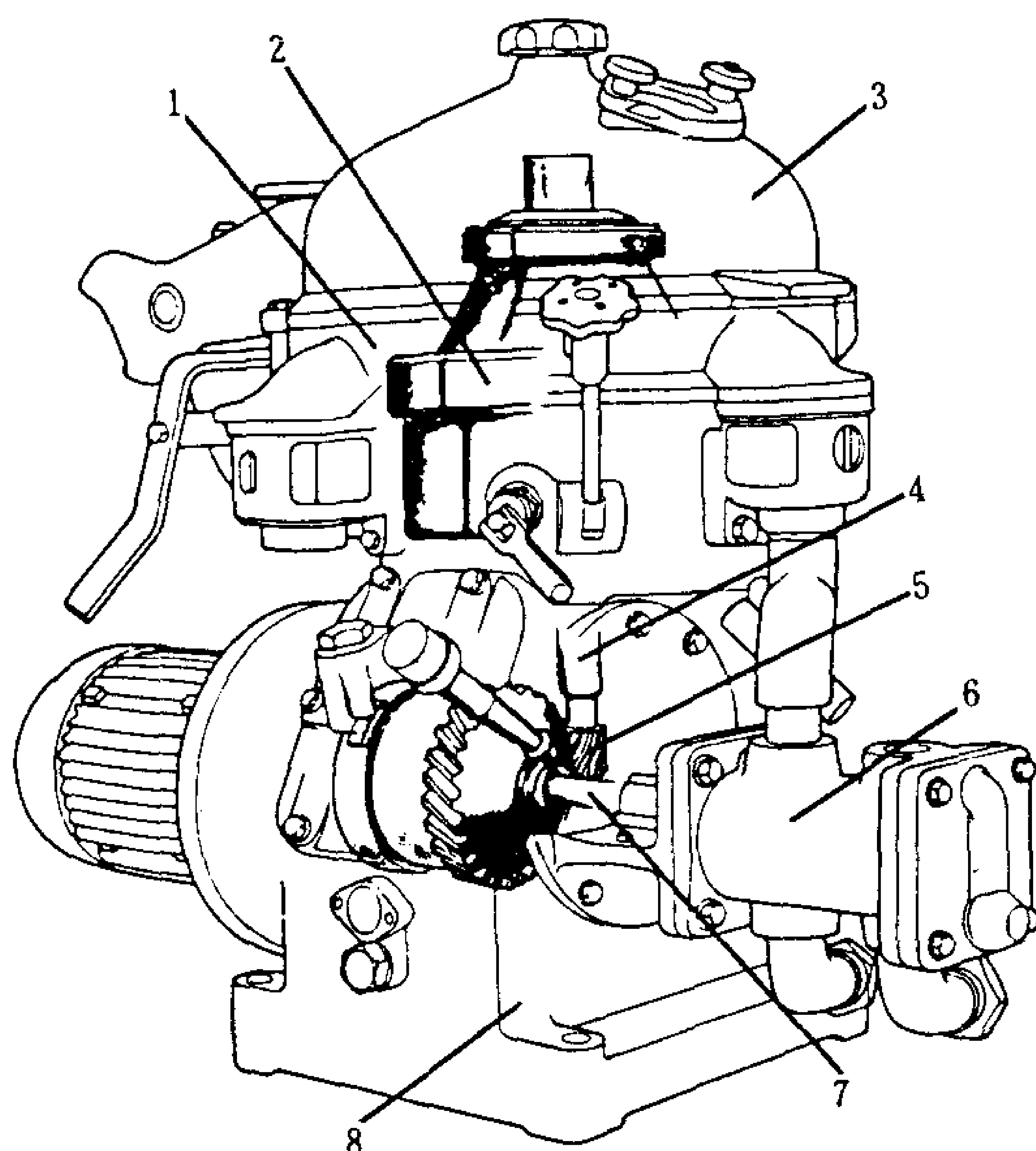


图 5.6.4-7 瑞典 MAB 100 系列分离机结构

1-上机体；2-分离筒；3-机盖；4-立轴；5-蜗轮-蜗杆副；6-污油、净油泵；7-水平轴；8-下机体

5.5 保养

1）每次工作完毕后，必须拆洗分离筒。

2）新分离机工作 250 h后，齿轮箱应进行第一次换油，以后视滑油质量和使用情况确定换油间隔。

3）分离机出厂有效油封期为 1 年，超过油封期或长期不使用时应重新油封。

第5章 间歇排渣式分离机

1 主要型式和技术性能

间歇排渣式分离机主要有DZ和DB型。

DZ型分离机在运转中停止进油时，能自行清除分离筒中全部淤渣、污水和剩油。

DB型分离机运转时在不停止进油的情况下，能自行清除分离筒中的部分淤渣和污水。

当用RC_3-20重柴油(GB 445-64)作标准介质进行工作时，分离机的主要技术性能列于表5.6.5-1、表5.6.5-2、表5.6.5-3。当分离机水平轴平行于船舶纵轴安装时，分离机在短期横向摇摆22.5°、长期纵倾10°、长期横倾15°的情况下，亦能正常地工作。

表5.6.5-1 分离机主要参数

项目 / 型号	公称容量 L/h	当量沉降面积 cm^2	电动机 型号	电动机 功率 kW	机组质量① kg	机器外形尺寸 长×宽×高 mm
DZY-30	3000	$\geq 8\times10^7$	JO_2-42-4 H	5.5	900	1380×940×1410
DZY-50	5000	$\geq 13\times10^7$	JO_2-52-4 H	10	1000①	1380×900×1477
DBY-50	5000	$\geq 18\times10^7$	JO_2-52-4 H	10	1150	1500×2000×1900

注：①包括电机质量。

表5.6.5-2 油泵主要参数

主要参数	污油和净油齿轮泵		污油齿轮泵	净油向心泵
	DZY-30型	DZY-50型	DBY-50型	
吸入高度 mH_2O	≥4	≥4	≥4	
排出压力 MPa	0.294	0.294		0.196
流量 L/h	>3000	9000		

表5.6.5-3 分离效率

用作分水装置时，分离前、后油中水分的含量(容积比%)	分离前(污油)	≤2	≤0.7
	分离后(净油)	≤0.7	≤0.3
用作分杂装置时，分离前、后油中杂质含量(质量比%)	分离前(污油)	≤0.2	≤0.07
	分离后(净油)	≤0.07	≤0.03

2 机械传动装置

2.1 水平轴传动

DZY型间歇式分离机的水平轴系与DRY-15型类似，但将离心式摩擦离合器8放在机座外侧(见图5.6.5-1)，以便于安装、检查和维修，并对离合器的飞重结构作了改进，取消了它的销轴和轴上的开口销，以免开口销折断时飞重滑出酿成事故。

2.1.1 增速齿轮副

续上表

编号	名称	图形符号	文字符号
34	他励式直流电机		直流电动机 ZLD 并励绕组 BQ 串励绕组 CQ 他励绕组 TQ 换向绕组 HXQ 补偿绕组 BCQ
35	串励式直流电机		
36	并励式直流电机		
37	交磁放大机，有一个控制绕组(如有一个以上的控制绕组应增加相应绕组数)		
38	单极开关		
39	开关和转换开关触点动合(常开) 动断(常闭) 切换触点(常开常闭)		转换开关 HK
40	三极开关		刀开关 DK
41	三极自动开关		ZK
42	与工作机械连动的开关(如极限开关、微动开关、连锁开关等) 动合(常开)触点 动断(常闭)触点		行程开关 CK 微动开关 WK 限位开关 XWK

续上表

编号	名称	图形符号	文字符号
43	按　钮 常开触点 常闭触点 复合按钮		AN 起动按钮 QA 停止按钮 TA
44	接触器 线　圈 常开触点 常闭触点 带灭弧装置的常开触点 带灭弧装置的常闭触点		C 直流接触器 ZLC 交流接触器 JLC 正转接触器 ZC 反转接触器 FC
45	继电器 线　圈 常开触点 常闭触点		J 中间继电器 ZJ 电压继电器 YJ 电流继电器 LJ 连锁继电器 LSJ
46	时间继电器 线　圈 缓吸线圈 缓放线圈 瞬动常开触点 瞬动常闭触点 延时闭合的常开触点 延时断开的常开触点 延时闭合的常闭触点 延时断开的常闭触点	5J	

续上表

编号	名称	图形符号	文字符号
SJ47	双线圈 交流线圈 电流线圈 过电流继电器线圈 欠压继电器线圈		
48	速度继电器		SDJ
49	压力继电器		YLJ
50	熔断器		RD
51	照明灯		ZD
52	指示灯		ZSD
53	热继电器 热元件 常闭触点		RJ
54	电磁铁 三相电磁铁		DT
55	电磁离合器		CLH
56	电磁吸盘		DX
57	接插器		CQ
58	半导体二极管		硒整流器 XZ 硅整流器 GZ
59	晶闸管整流器		
60	电铃		DL

续上表

编号	名称	图形符号	文字符号
61	电喇叭		LB
62	电警笛		JD
63	磁放大器工作绕组 磁放器控制绕组		
64	控制器或操作开关	H Q 2 1 0 1 2 2 3 4	O—代表零位 Q—向前 H—向后 Z—自动 S—手动 ●—接通

3.2 控制线路的分类

电气控制线路一般分为两大类：

主电路：主要以电动机的供电电路为主构成的大功率传输电路。在电气原理图中，常以粗实线连接电气元件。

控制电路：又称为辅助电路。它是由连线、触点、指示测量元件、操作指令电器等各种电气自动化元件组成的信号传递电路。主要用于自动控制过程监视、检测、主令信息和各种电信号的传递，完成不同功能的控制任务。如各种保护电路；起动、制动、调速电路；测量指示电路等。这些电路的连线常以细实线表示。

3.3 绘制控制线路的基本规则

电气控制线路一般用两种图表示。一种是电气原理图，也称展开图，用这种图来说明各种电器及元件的电气连接关系和线路的工作原理。而另一种安装图则表示各元件的实际安装位置和实际布线、接线情况，安装图包括控制柜的盘面布置、前后接线及电线、电缆布线。

绘制电气原理图的规则如下：

①各种电气设备、电器及其它电气元件都必须根据颁布的国家标准，按规定的图形符号和文字符号表示。参阅表 8.3.4—4。

②电气原理图中所表示的电器动作状态，应是电器未受外力作用的状态。例如继电器、接触器的触点为线圈未通电时的状态，控制器为手柄处于 0 位时的状态。

③同一电器的各部件（如同一继电器的线圈与触点）用同一文字符号表示。同类型的数个电器在同一电路中用相同的文字标记，并冠以不同的数字标号以示区别，如同一类型的两个时间继电器应标以 1SJ、2SJ。

④控制电路电源线垂直画在两侧，并联的各线路画在其间，上下次序的排列，尽量符合动

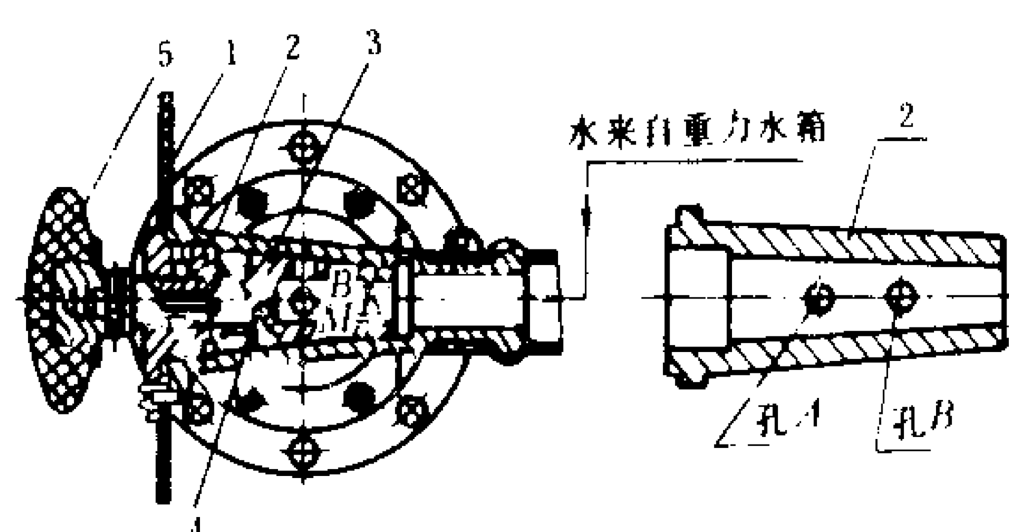


图 5.6.5-9 控制阀结构

1-指示板；2-阀体；3-阀芯；4-弹簧：5-手轮

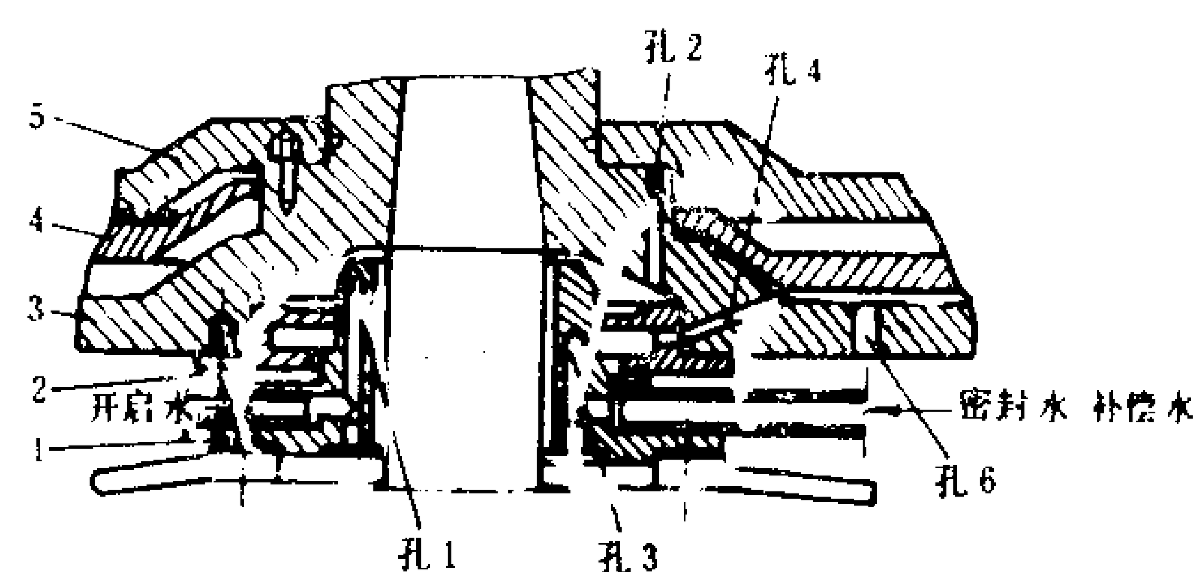


图 5.6.5-10 DZY型分离机配水盘

1-配水盘；2-分流挡板；3-分离筒本体；

4-活塞（密封位）：5-分离筒底

体上。阀芯的转动位置由指示板示出。控制阀的工作如下(对照图 5.6.5-8、5.6.5-9 和 5.6.5-10)：

1)密封(准备)

将控制阀芯转至密封位置。自重力水箱来的密封水由阀芯上的M孔、阀体孔A到达配水盘的密封水接头(见图 5.6.5-10)，然后经孔 3 、孔 4 进入排渣活塞下腔，在离心力作用下迫使排渣活塞向上压紧分离筒上的主密封环进行密封，分离筒即可进行正常分离工作。此时，活塞上腔中的开启水经孔 5 (见图 5.6.5-8)、活塞与分离筒间的间隙从排渣孔口排出。活塞下腔多余的水可经孔 6 泄至排污管路。

2)补偿(分离)

将阀芯从密封位置沿顺时针方向旋转 90°即至补偿位置。此时，从重力水箱来的补偿水，由小孔B、阀体孔A到达配水盘的补偿水接头(即密封水接头)，再经孔 3 、孔 4 至排渣活塞下腔。此时因B的孔径较小，进水量减小，但足以补偿活塞密封环密封不良所造成的漏泄，防止排渣活塞自动下落。

3)开启(排渣)

将控制阀芯转至开启位置。从重力水箱来的开启水经阀芯上的孔K和阀体上的孔B，通至配水盘的开启水接头，经孔 1 、孔 2 进入排渣活塞上腔，其中的一部分水经ϕ1 mm小孔 5 (图 5.6.5-8) 流出，但仍能充满上腔，并产生压力。这时，由于排渣活塞上面的有效作用面积大于下部，活塞因而被迫下移，活塞下腔的密封水被迫从孔 6 挤出。由于筒壁排渣孔口被打开，渣物即被甩出。

排渣完毕后重新进行密封时，留在排渣活塞上腔的开启水即会经孔 5 慢慢排出，活塞则在下腔密封水离心力作用下缓慢上升，直至排渣口关闭。

4)空位(停车)

将控制阀芯转至空位，阀芯上各径向孔不再与阀体上的孔A、B相通，操作水停止流入分离筒，活塞逐渐返回原始位置，为下一次分离工作做好准备。

4.2 DZY-50 型清渣控制装置

此装置为手控自动全部排渣装置。重力水箱(静压头$H=2\sim3$ m)中的水，通过控制阀被导入分离筒的密封腔或开启腔，造成排渣活塞的密封或开启，从而使分离筒处于工作或排渣状态，见图 5.6.5-11。控制阀结构见图 5.6.5-12。

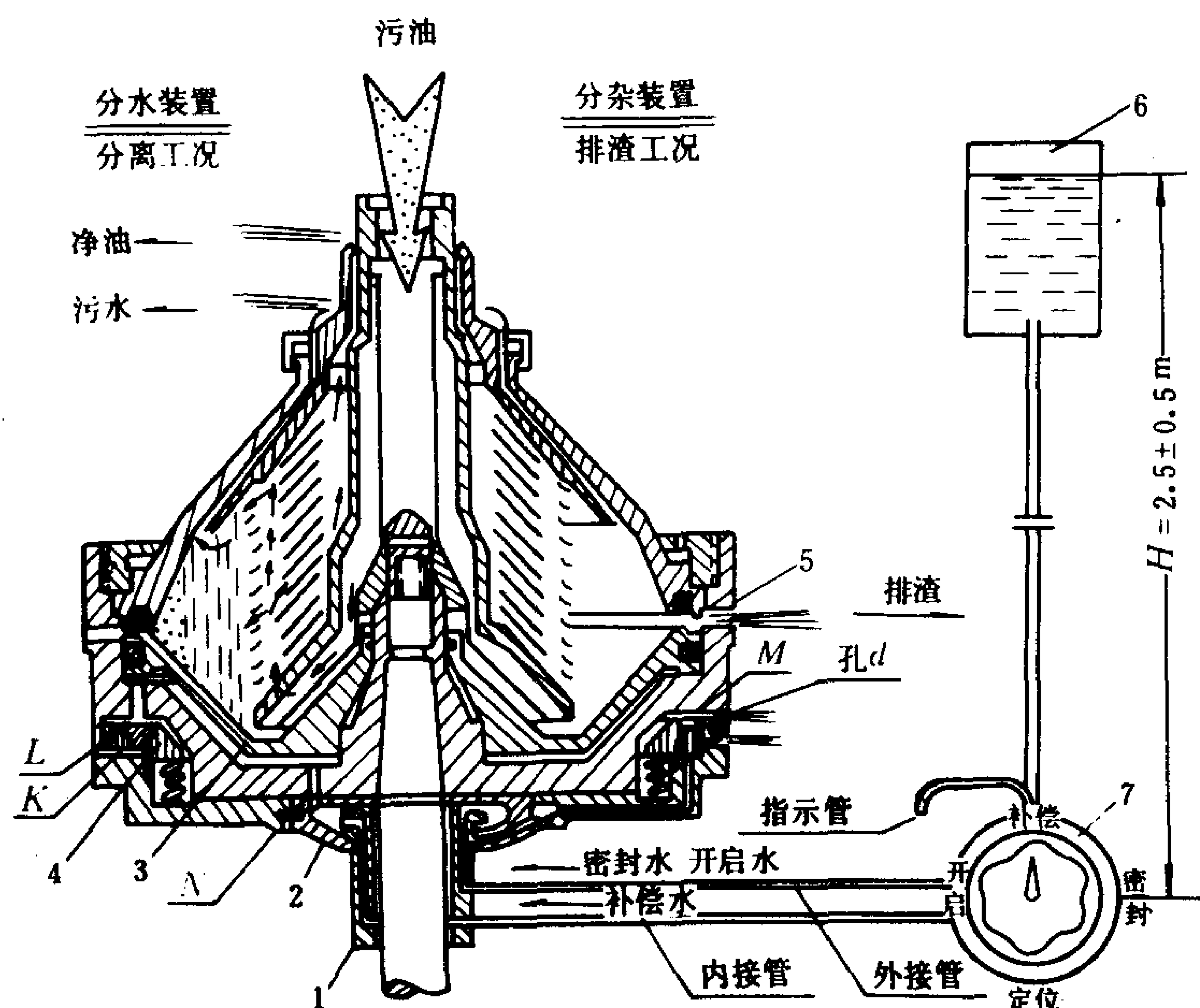


图 5.6.5-11 DZY-50 型手控自动排渣装置及其系统

1-配水盘；2-配水挡圈；3-排渣活塞；4-作用滑块；5-排渣孔口；6-重力水箱；7-控制阀；

M-密封腔；K-开启腔；L-阀座；N-孔

在阀芯上除通孔a、b外，还有垂直孔c、d。阀体上的孔C和孔D与阀芯上的孔c、d相通；孔A与阀芯上的孔a、b相通；底部并有一凹槽E。其中孔D与外接管相通，孔A则与内接管相联。

控制阀的工作如下(见图5.6.5-11、5.6.5-12)：

1)密封(准备)

当分离筒达到全速后，将控制阀芯转至密封位置。从重力水箱来的水通过控制阀 7 、外接管、配水盘 1 、配水挡圈 2 、本体上孔N进入分离筒排渣活塞的下部密封腔增压。由于排渣活塞下腔密封水的有效作用面积比上腔被处理液的有效作用面积大，因而迫使排渣活塞上移，将活塞密封面紧压在分离筒盖的密封环上。

当排渣活塞下腔注满水后，多余的水经配水盘、内接管、阀芯上孔d、孔c，再经阀体上孔C从指示

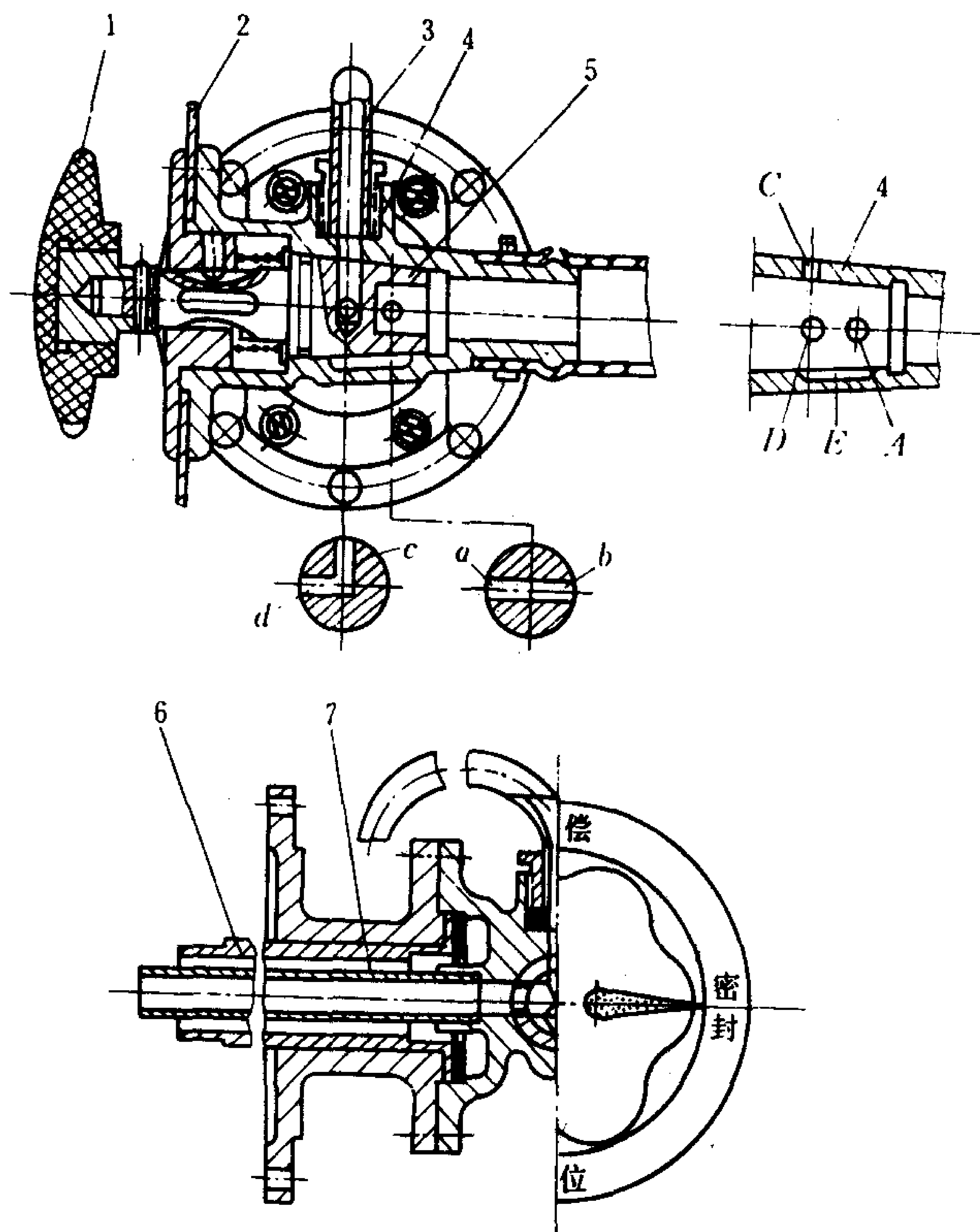


图 5.6.5-12 控制阀结构

1-手轮；2-指示板；3-指示管；4-阀体；5-阀芯；6-外接管；7-内接管

图 8.3.4—14　采用时间原则起动的 QZH 系例控制电路

a）不可逆电路；b）可逆电路

图 8.3.4　15　采用电流原则起动的 ZQL1 型控制电路

内运动液体的动压与通道内液体的静压将有平衡界面o-o。一旦密封腔内的密封水减少，平衡界面破坏，通道内的水就将自动补入。

4.3.4 “分离-排渣”工作

1）部分排渣过程

（1）排渣准备（注赶油水，见图5.6.5-16）

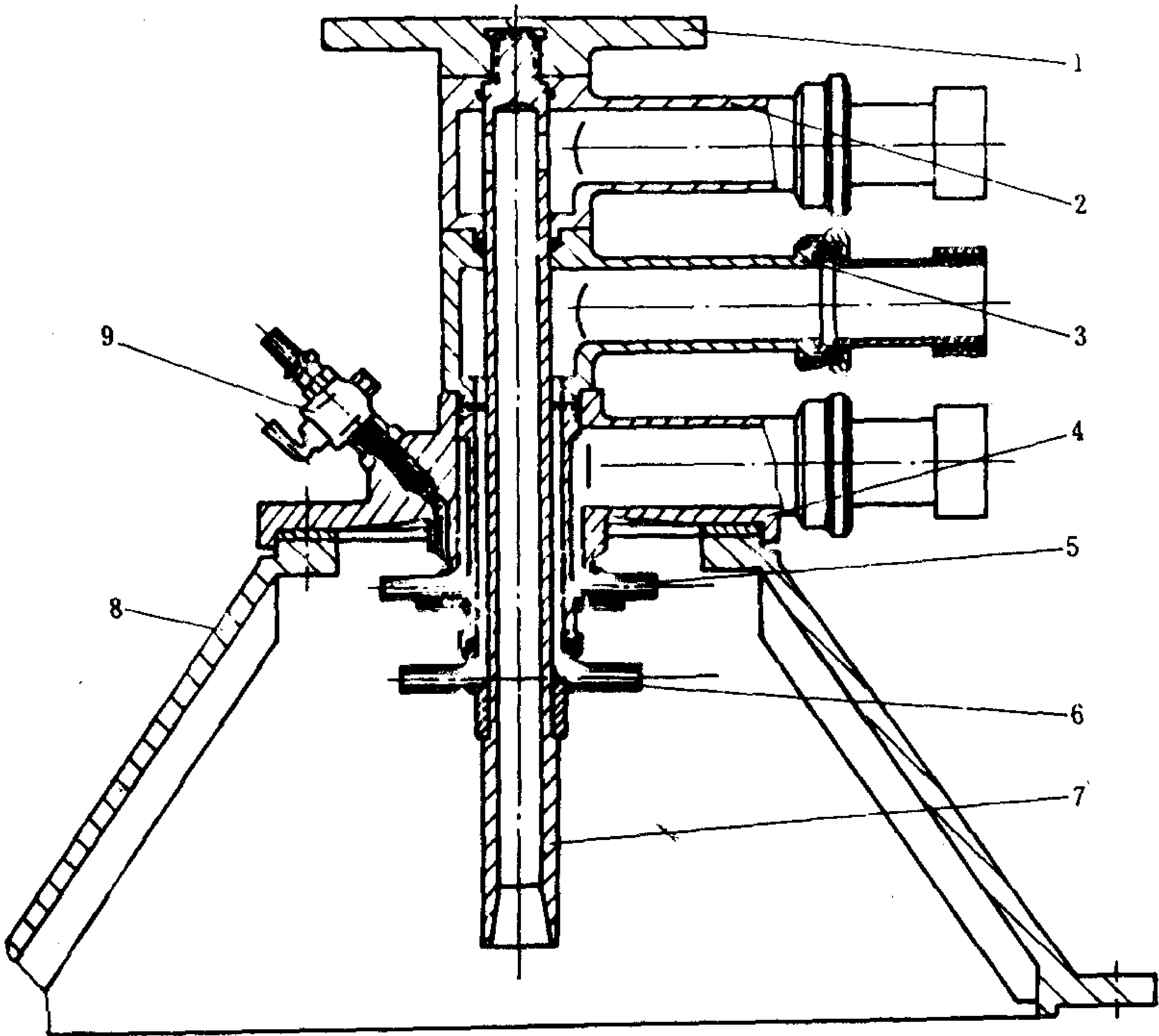


图5.6.5-13 进出液装置

1-手轮；2-污油接头；3-轻液接头；4-重液接头；5-重液叶轮；6-轻液叶轮；7-导液管；8-机盖；9-赶油水旋塞

关闭污水出口管上的调节阀(见图5.6.5-22)，向重液接头的左侧孔注入一定量的(赶油)水。此水通过向心叶轮流至环形通道直接进入分离筒，取代其中的一部分净油，使油水分界面由图中o-o处向中心移至o'-o'处。这样，当在清渣时排出一定量的淤渣和污水后，油水分界面o'-o'线仍可回到原来的正常分离位置o-o。

（2）排渣（活塞开启，见图5.6.5-17）

排渣工作机理参见4.2之3）和图5.6.5-17。

（3）排渣结束（活塞关闭，见图5.6.5-18）

切断开启水。此时，引入的密封水即会经孔B大量进入作用滑块的上腔，其中的一部分再经

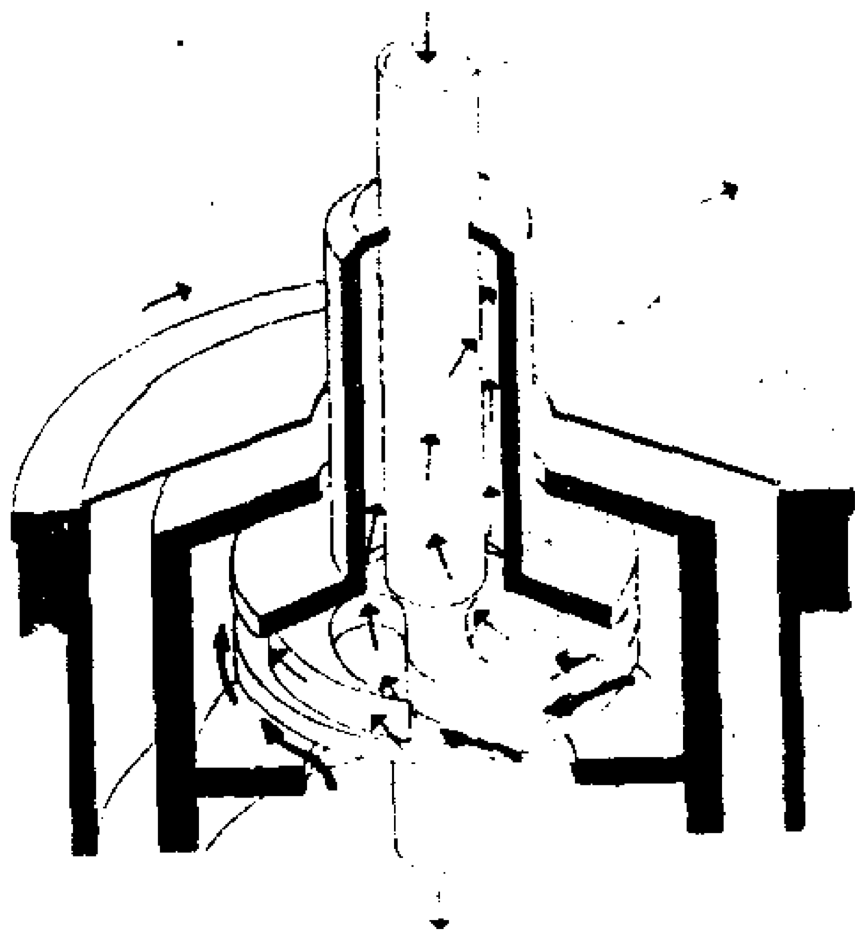


图5.6.5-14 向心叶轮工作原理

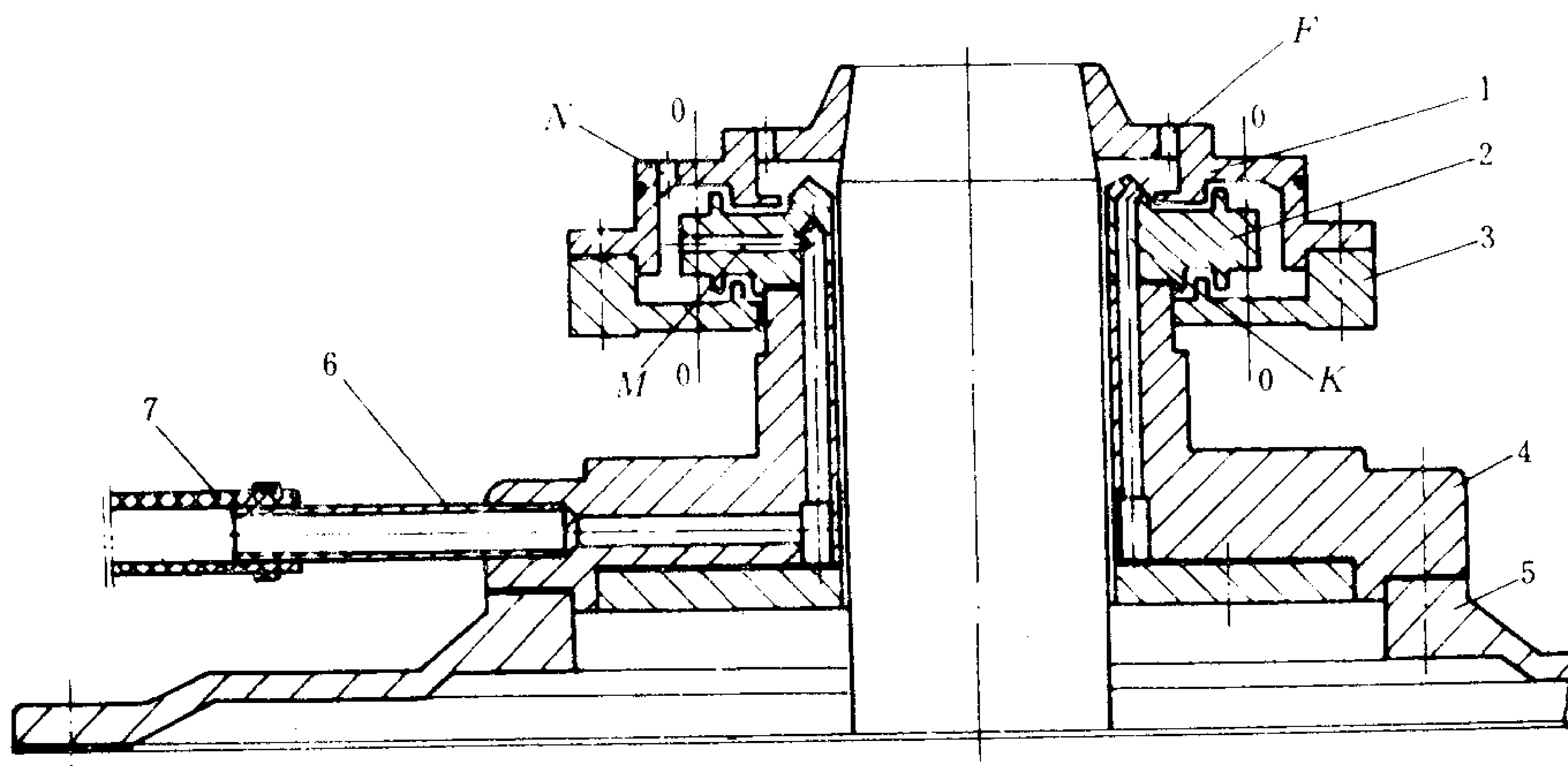


图 5.6.5-15 配水装置

1-定位圆盘；2-扩压盘；3-座盘；4-导水座；5-托盘；6-导水管；7-胶管；

K-开启水通道；M-密封水通道；F、N-孔口

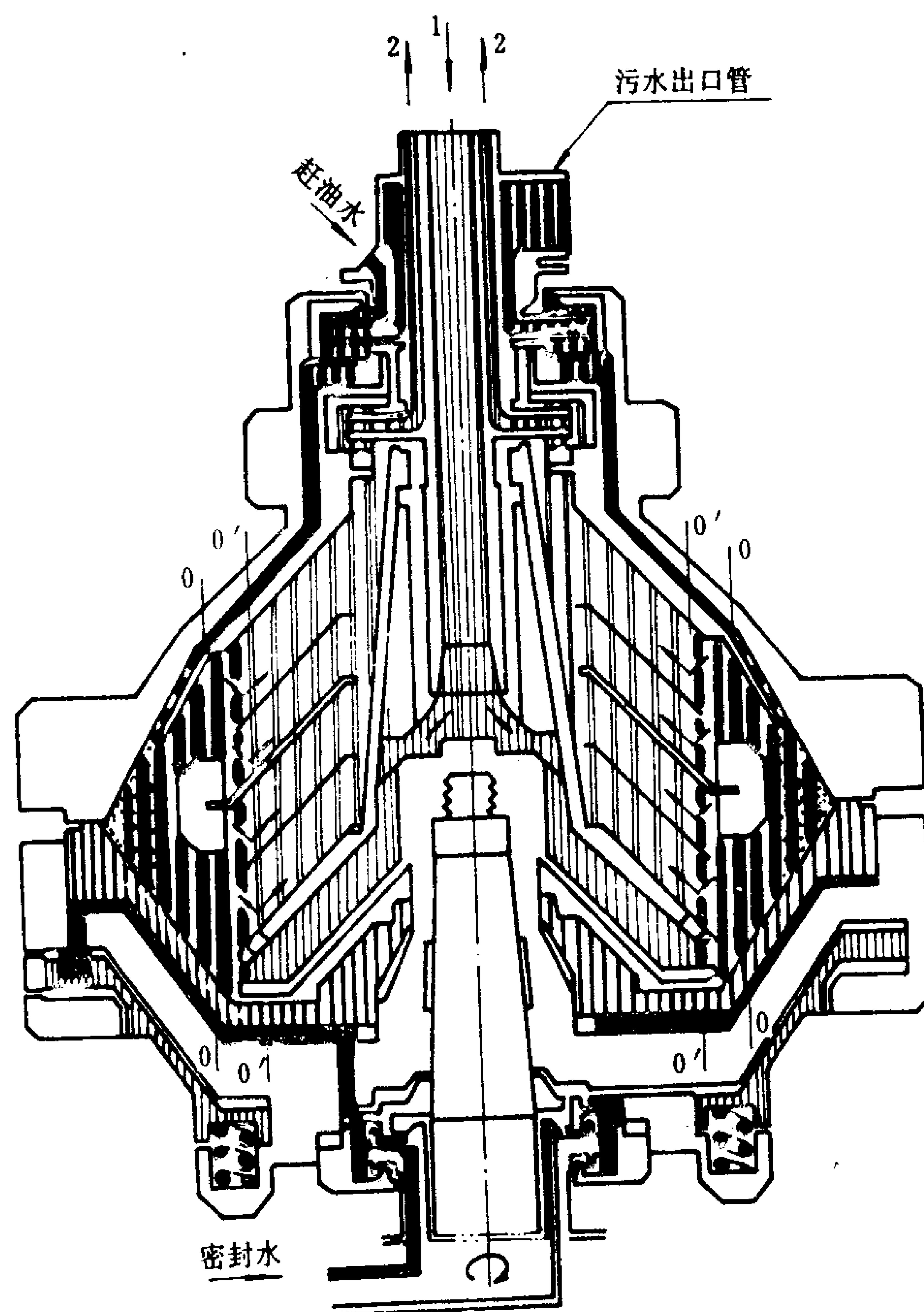
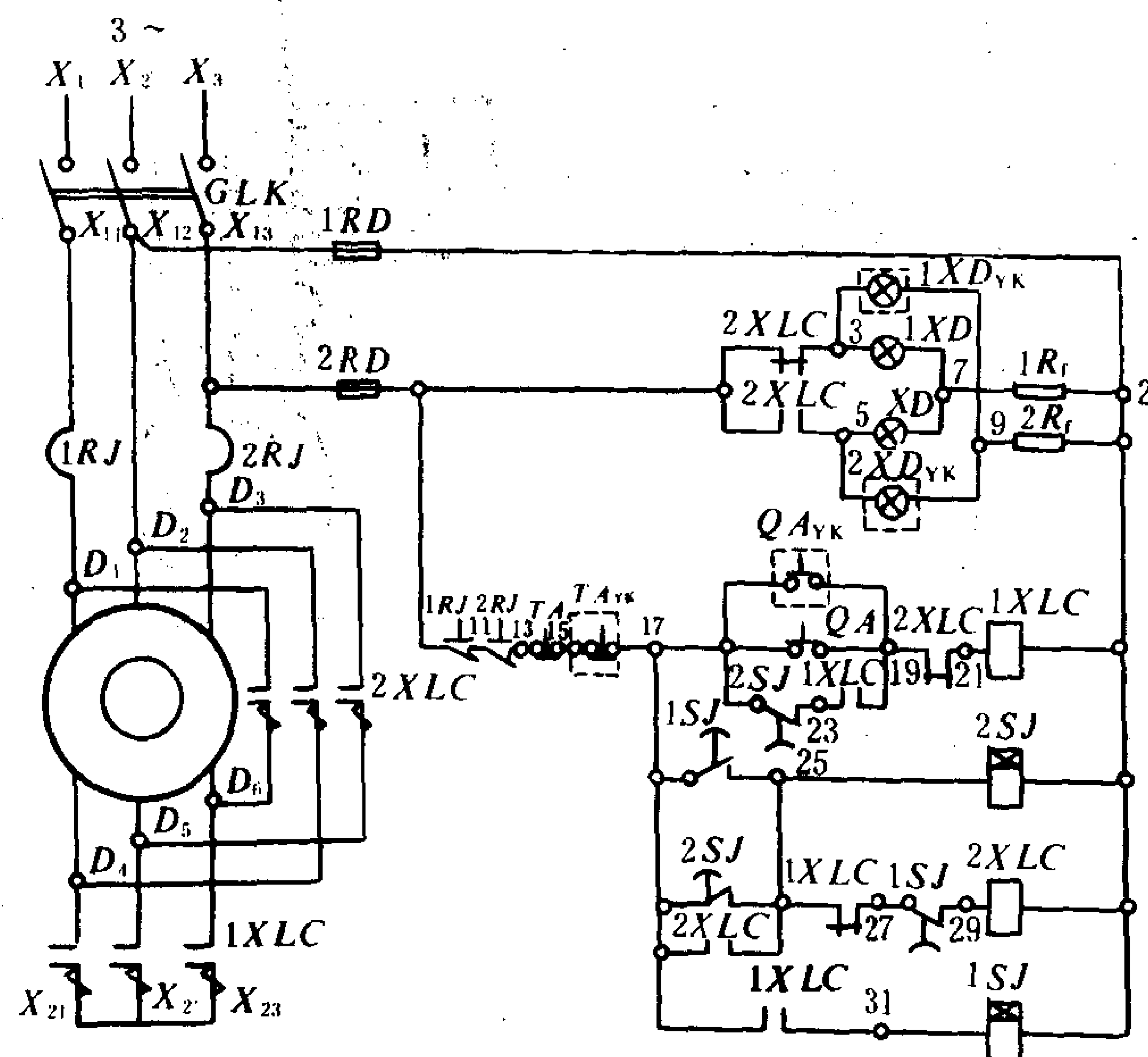
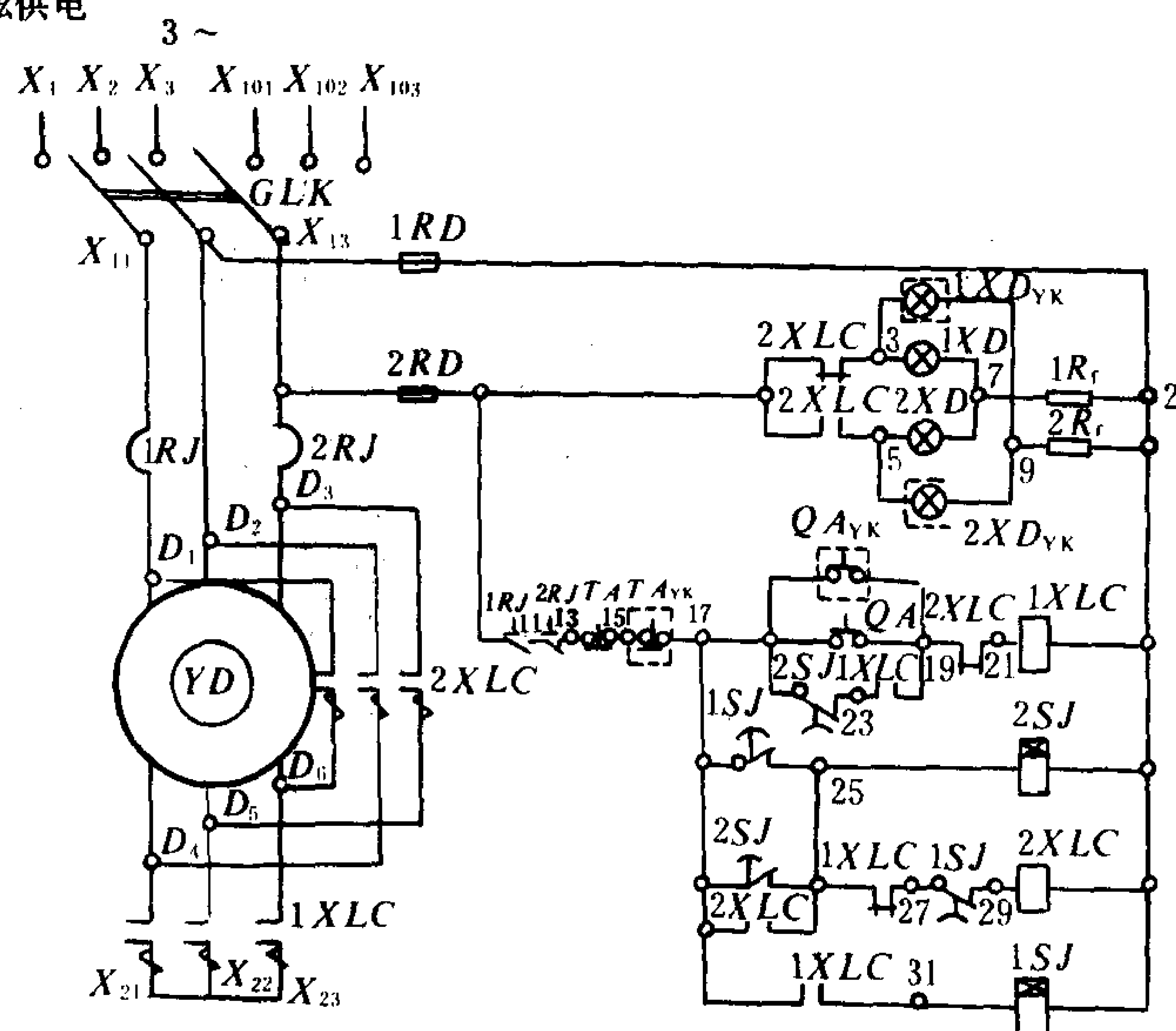


图 5.6.5-16 准备排渣时的分离筒

1-污油；2-净油



a）



b）

图 8.3.4－19　自动 Y－Δ 起动器原理线路图

a)单舷供电；b)两舷供电

这种起动控制电路的电器设备明细表见表 8.3.4—6。

表 8.3.4—6 **自动星—三角起动器电器设备明细表**

序号	名称	符号	数量	规格					
				单舷供电			两舷供电		
				50 安	100 安	150 安	50 安	100 安	150 安
1	接触器	1XLC 2XLC	2	CT91— 50/33 380V 50A	CT 91— 100/33 380V 100A	CT91— 150/33 380V 150A	CT91— 50/33 380V 50A	CT91— 100/33 380V 100A	CT91— 150/33 380V 150A
2	时间继电器	1SJ 2SJ	2	JS7—1(TH/H)380 伏延时 0.4～60s					
3	隔离开关	GLK	1	HD 11— 100/38	HD 11— 100—/38	HD 11— 200/38	HS 11— 100/3	HS 11— 100/3	HS 11- 200/3
4	热继电器	1RJ 2RJ	2	JR 11 型规格按电动机电流选择					
5	按 钮	QA TA	2	LA_2(TH/H)					
6	熔断器	1RD 2RD	2	RL93—6 380V 6A					
7	信号灯	1XD 2XD	2	ZSD—2 110V 8A					
8	附加电阻	1Rf 2Rf	2	ZG11—50 6kΩ 50W					

从表 8.3.4—7 可以看出，电动机起动接成星形时，起动电流只有原来角形接线的1/3，有效地限制了起动电流。但起动转矩也只有原来角形接线的1/3，说明这种起动方法起动转矩减小，只适用于空载或轻载起动的场合。

表 8.3.4—7 **Y—Δ 起动时的电流和转矩**

接线方式 \ I,M	每相绕组起动电流	起动电流之比	起动转矩之比
Y	$I_{q_Y}=\frac{U_e}{\sqrt{3}\,Z}$	$I_{q_Y}=\frac{1}{3}I_{q_\Delta}$	$M_{q_Y}=\frac{1}{3}M_{q_\Delta}$
Δ	$I_{q_\Delta}=\sqrt{3}\,I_q=\frac{\sqrt{3}\,U_e}{Z}$		

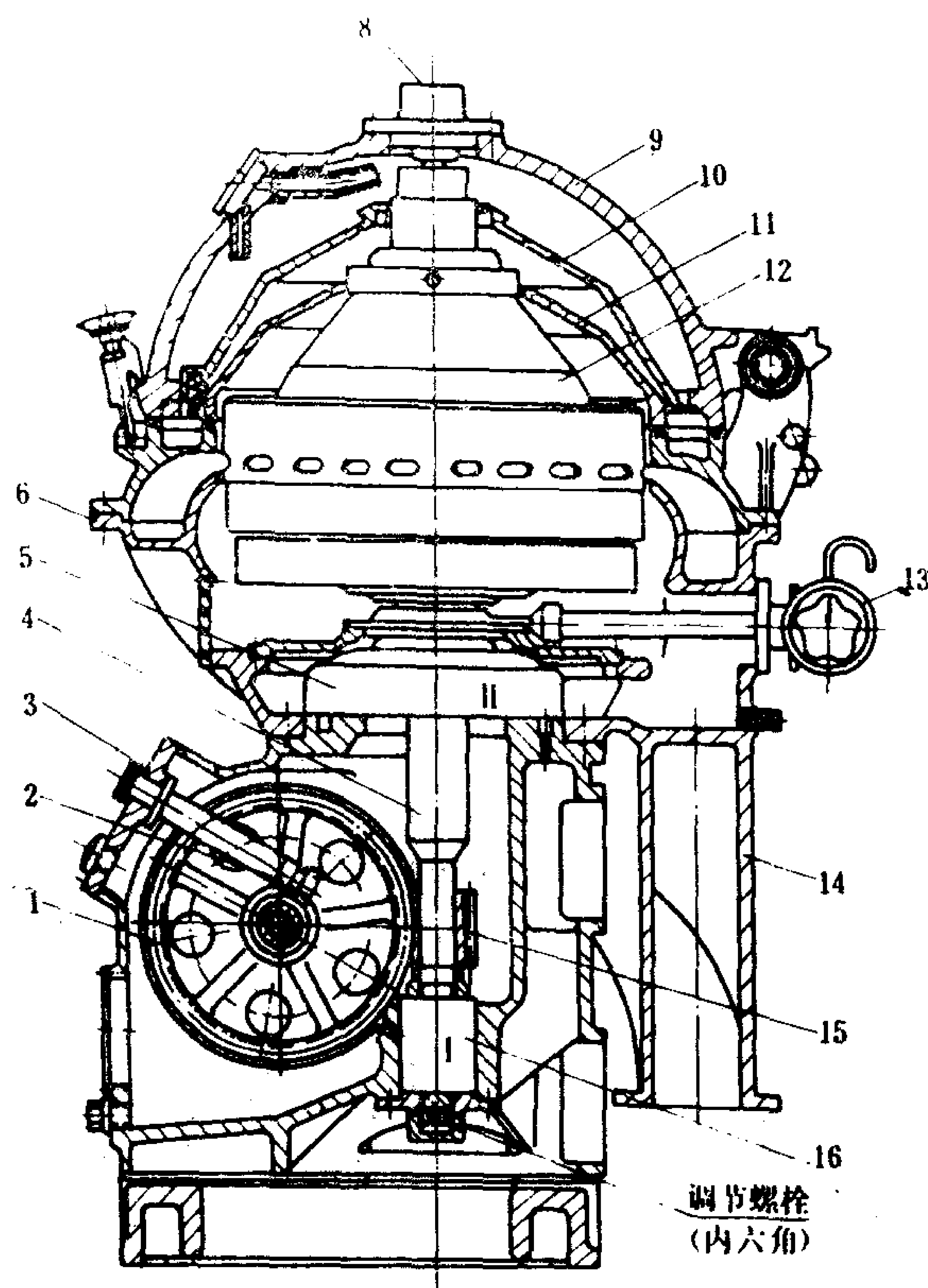


图 5.6.5-20 DZY-50 型分离机纵剖面图

1-大螺旋齿轮；2-蜗轮蜗杆副轮；3-计数器；4-立轴；5-上支承减震装置；6-机架；7-溢油观察孔；8-进油口；9-活动顶盖；10-上隔板；11-下隔板；12-分离筒；13-控制阀；14-排渣管；15-小螺旋齿轮；16-下支承减震装置

净油中的含水量超过标准时，便向微处理机发出电信号，微处理机即会根据运行情况，或直接控制排水阀排出分离筒容水空间内的分离水，或将信号传给IPC/EPC排放程序设备，通过分离筒排渣口。使分离水(污水)随淤渣一起排出。图 5.6.5-25 所示为ALCAP系统布置图。

5.3.3 水分传感器

水分传感器设在净油出口处，用来测量净油中的含水量。精确度一般为±0.05%。其工作原理见图 5.6.5-26。

水分传感器是由一根同心套管和一个装在管段上的仪器箱所组成。套管的内、外管彼此绝缘，形成一个电容器，净油即从内管流过。仪器箱内装有一个振荡器 2 、一张试验控制卡 1 和装接电缆用的插座。

振荡器将来自微处理机的 22 V直流电转换成固定频率的交流电，并送到电容器上。电流的强弱随流过电容器含水油的实际介电常数而变。当油中含水量增加时，介电常数增加，电流密度增大，经微处理机处理后，向排水阀或IPC/EPC发出排水指令。

5.3.4 操作

对积聚在分离筒容渣空间的分离水，可采用以下方法排除：

1)分离水和淤渣一起从分离筒的排渣口排出，见图 5.6.5-27(上)。但两次排放的时间间隔不得少于 15 min，否则应通过排水阀放出。

2)通过排水阀排出，见图 5.6.5-27(下)。

5.3.5 生产能力

续上表

型　号	控制电动机功率　(kW)	最大工作电流　(A)	自耦变压器功率　(kW)	电流互感器电流比	热继电器整定电流参考值(A)
XJ01—40	40	80	40		80
XJ01—55	55	110	55		110
XJ01—75	75	142	75		142
XJ01—100	100	200	115	300/5	3.2
XJ01—115	115	230	115	300/5	3.8
XJ01—135	135	270	135	600/5	2.2
XJ01—190	190	370	190	600/5	3.1
XJ01—225	225	410	225	800/5	2.5
XJ01—260	260	475	200	800/5	3
XJ01—300	300	535	300	800/5	3.5

4.3.4 延边三角形起动

延边三角形起动是在Y—△起动方法基础上加以改进的一种新的起动方法。电动机起动时，定子绕组一部分接成角形，一部分接成星形，如图8.3.4—21所示。由于接线方法如同三角形的三条边延长，故称延边三角形，用符号"△"表示。

采用这种方法起动的优点，是不必再用自耦减压起动器，只要调节定子绕组的抽头比K，就可以得到不同数值的起动电流与起动转矩，以适应不同的使用要求。应注意，采用这种起动方法的电动机需要有九个抽头。从图可看出，定子绕组抽头比$K=\frac{Z_1}{Z_2}$。(Z_1、Z_2为绕组阻抗)

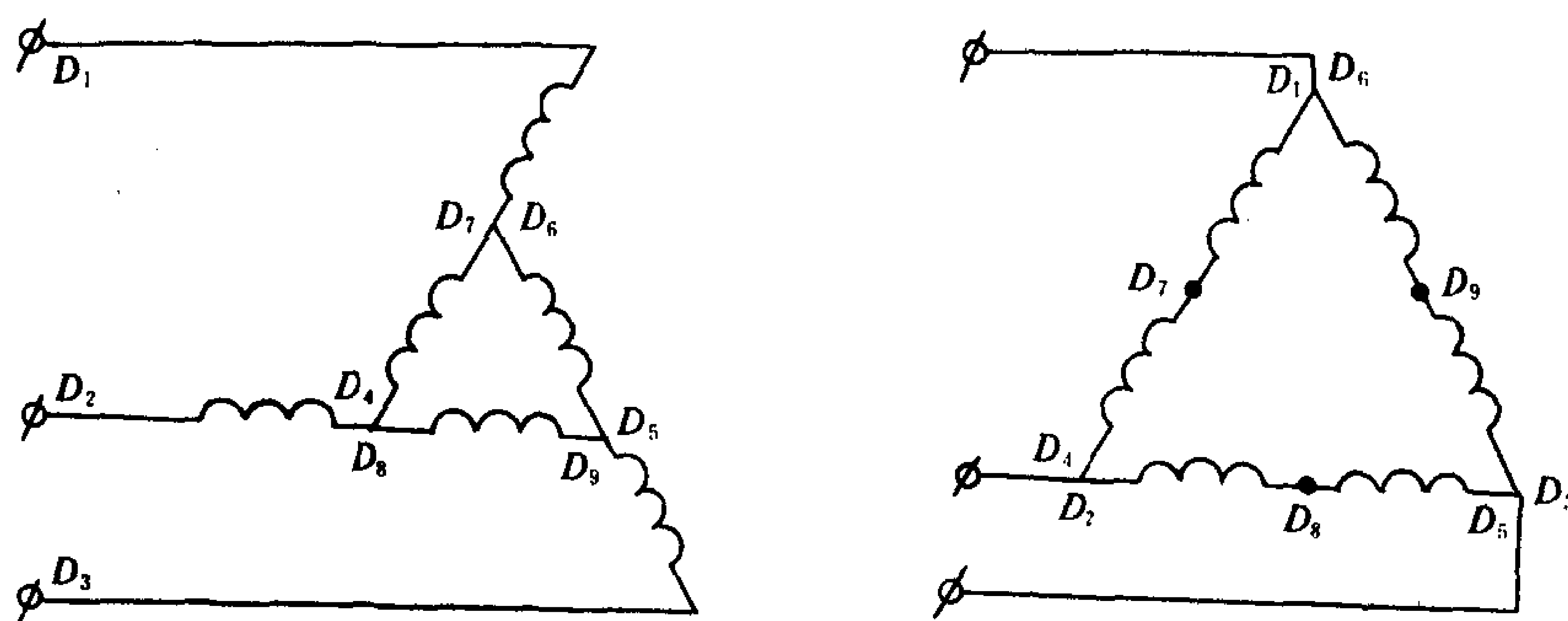


图8.3.4—21　定子绕组的三角形连接与延边三角形连接

目前我国生产的XJ1系列低压起动控制箱就是应用"△"—"△"起动方法制成的新型起动设备。它允许频繁操作，而且还可以作Y—△形起动。如图8.3.4—22所示。

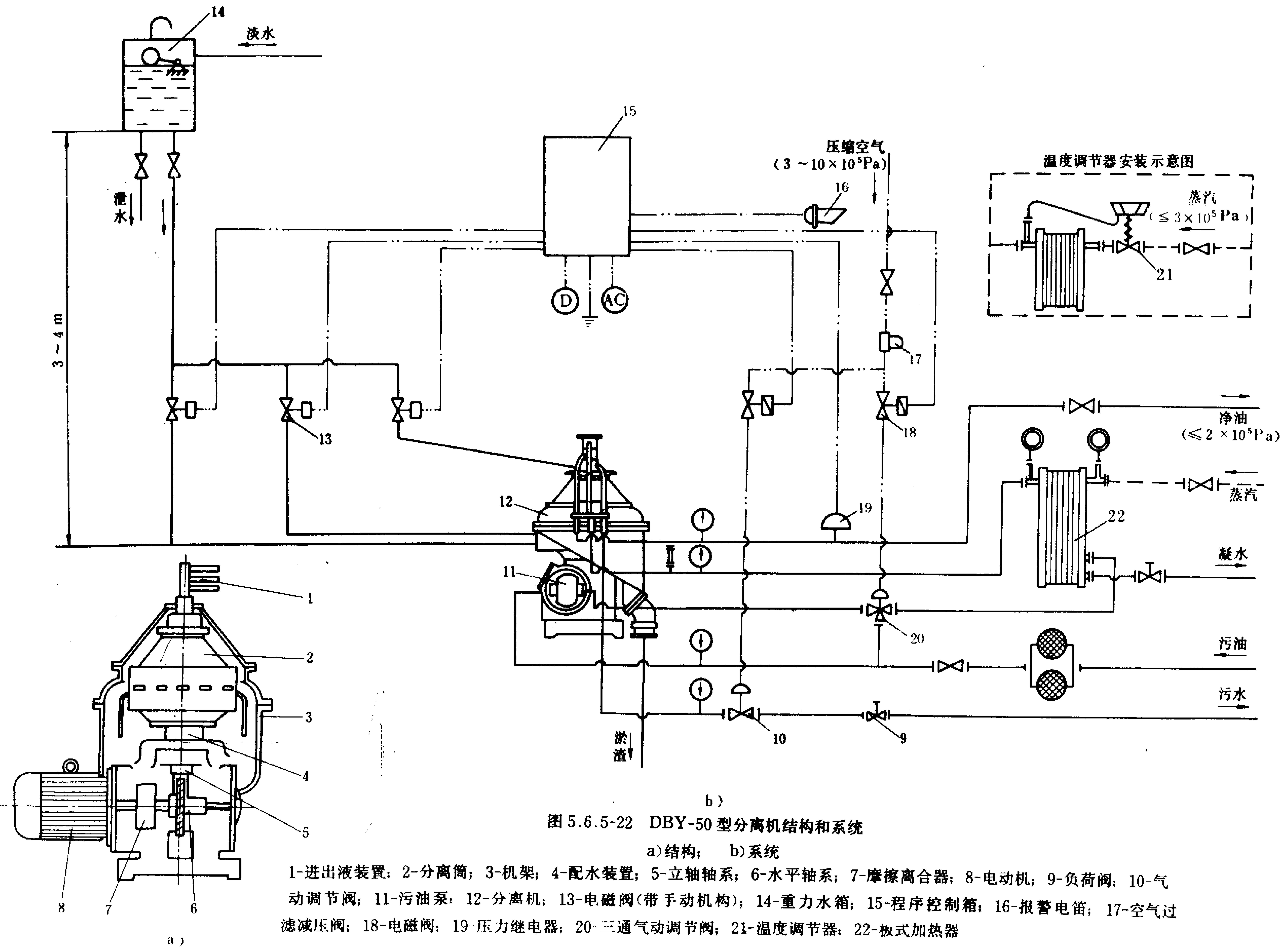


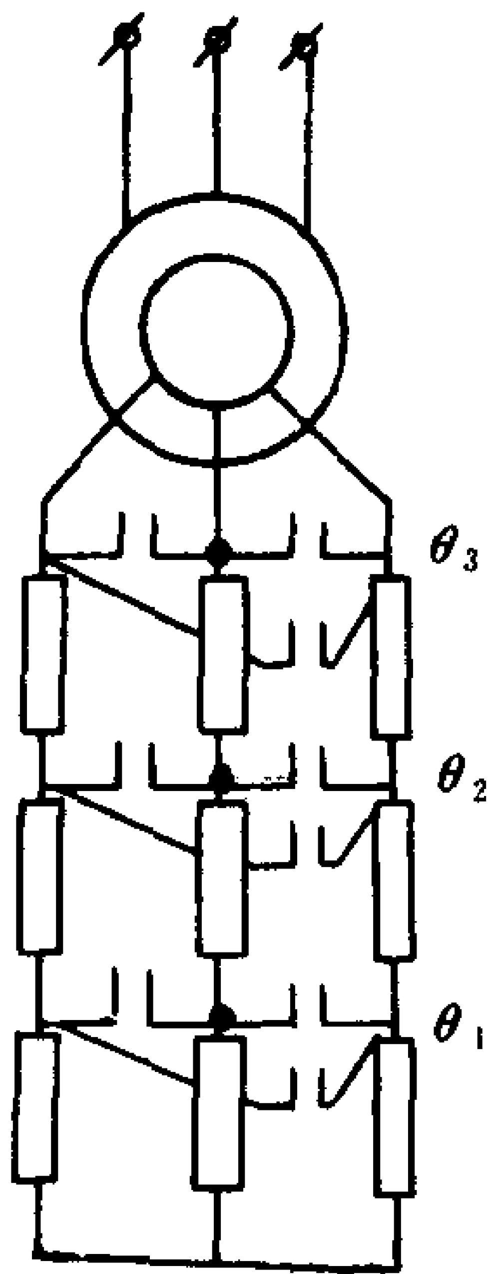
图5.6.5-22　DBY-50型分离机结构和系统

a)结构；　b)系统

1-进出液装置；2-分离筒；3-机架；4-配水装置；5-立轴轴系；6-水平轴系；7-摩擦离合器；8-电动机；9-负荷阀；10-气动调节阀；11-污油泵；12-分离机；13-电磁阀(带手动机构)；14-重力水箱；15-程序控制箱；16-报警电笛；17-空气过滤减压阀；18-电磁阀；19-压力继电器；20-三通气动调节阀；21-温度调节器；22-板式加热器

续上表

序号	符号	数量	元件名称 \ 型号	XJ1—11 XJ1—15	XJ1—18 XJ1—22 XJ1—30	XJ1—37 XJ1—45 XJ1—55	XJ1—75	XJ1—90 XJ1—110	XJ1—125
11	JYB	1	指示灯变压器	380V/6.3V					
12	LH	2	电流互感器				LQG—0.5 200/5	LQG—0.5, 300/5	
13	A	1	电流表				1T1—A 200/5	1T1—A, 300/5	
14	HK	1	转换开关				LW5—15DO413/2		
15	SJ	1	时间继电器	JS10 电动式(带常开常闭触点)					
16	ZJ	1/2	中间继电器			JZ7—44,380V	JZ7—44,380V		



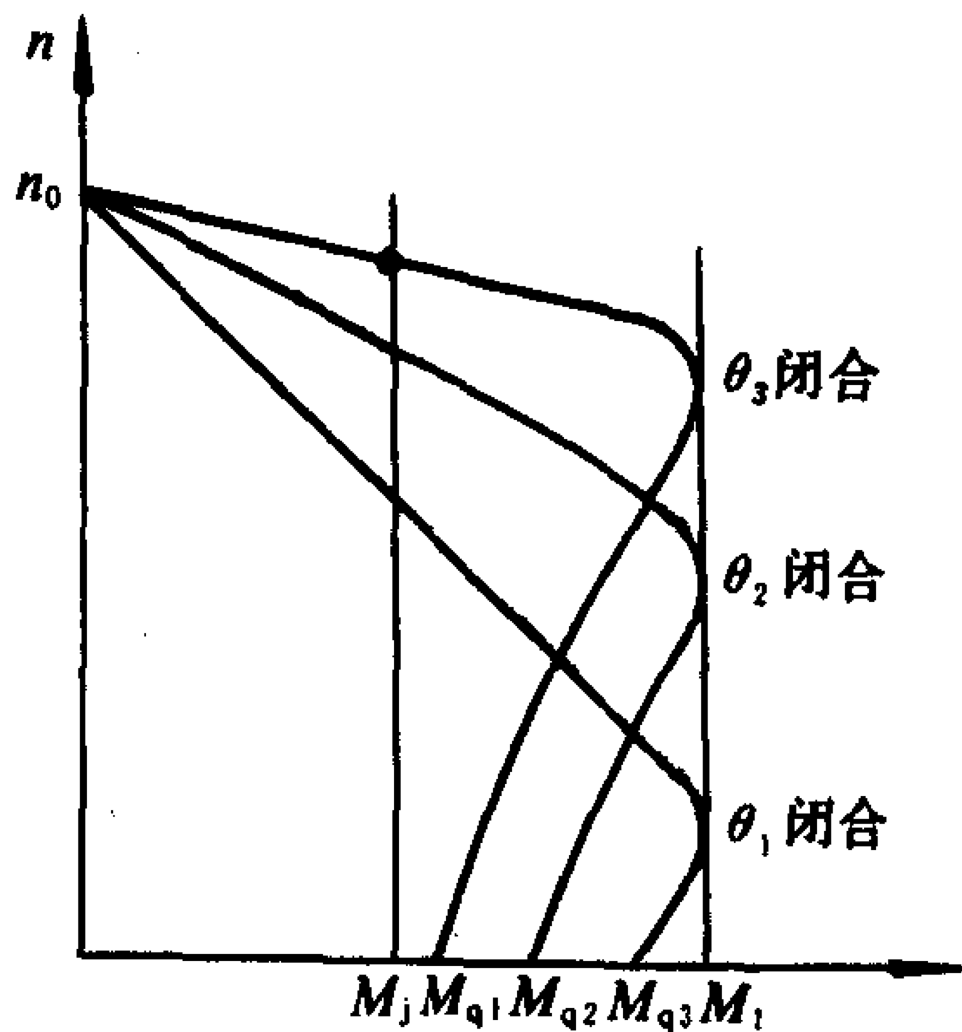


图8.3.4—23 绕线式异步电动机转子串电阻起动

用 XJ1 作 Δ—△起动时,只需将电动机引出线接在控制箱内接线板的相应符号的端子上。用作 X—△起动时,电动机只用六个引出线,其余 D_7、D_8、D_9 三个引出线不用并包扎好。其接线板上 D_7、D_8、D_9 则用短接板短接。XJ1 系列起动箱电气元件技术参数见表 8.3.4—10。

4.3.5 绕线式异步电动机转子回路串入起动变阻器起动

从异步电动机机械特性可看出。绕线式异步电动机转子回路串电阻,既可以减小起动电流,又可增加起动转矩。串入转子回路的电阻一般为三相起动变阻器,每级都是星形连接,起动时分级切换(如图 8.3.4—23 所示)。切换时,应使起动转矩保持在最大值和最小值之间变动。起动转矩最大值 Mq_{max} 一般取额定转矩的 1.5～2 倍,或不超过临界转矩的 0.7～0.85 倍,最小值应大于负载转矩 M_L。

转子串入的电阻在切换中一直保持三相对称时为三相对称变阻器。相反,起动时串入的全部电阻不对称,切换后也不对称时为三相不对称变阻器。

4.3.6 频敏变阻器在异步电动机起动中的应用。

频敏变阻器是一种阻抗值随频率明显变化的无触点电磁元件。它结构简单,制造容易,运行可靠,便于维护。如果将它串入绕线式异步电动机转子回路,可以利用它对频率的敏感而自动变阻,乃至使控制系统大大简化,且获得接近恒转矩的机械特性。其主要缺点是功率因数较低。目前主要用于绕线式异步电动机的起动,其中分以下两种情况:

①对长期工作制的绕线式异步电动机,可以采用短时起动用的频敏变阻器,起动完毕即被切除,起动时可获得接近恒转矩特性。

②对于重复短期工作制的绕线式异步电动机,可以采用持续通电率分别为 15%、25%、

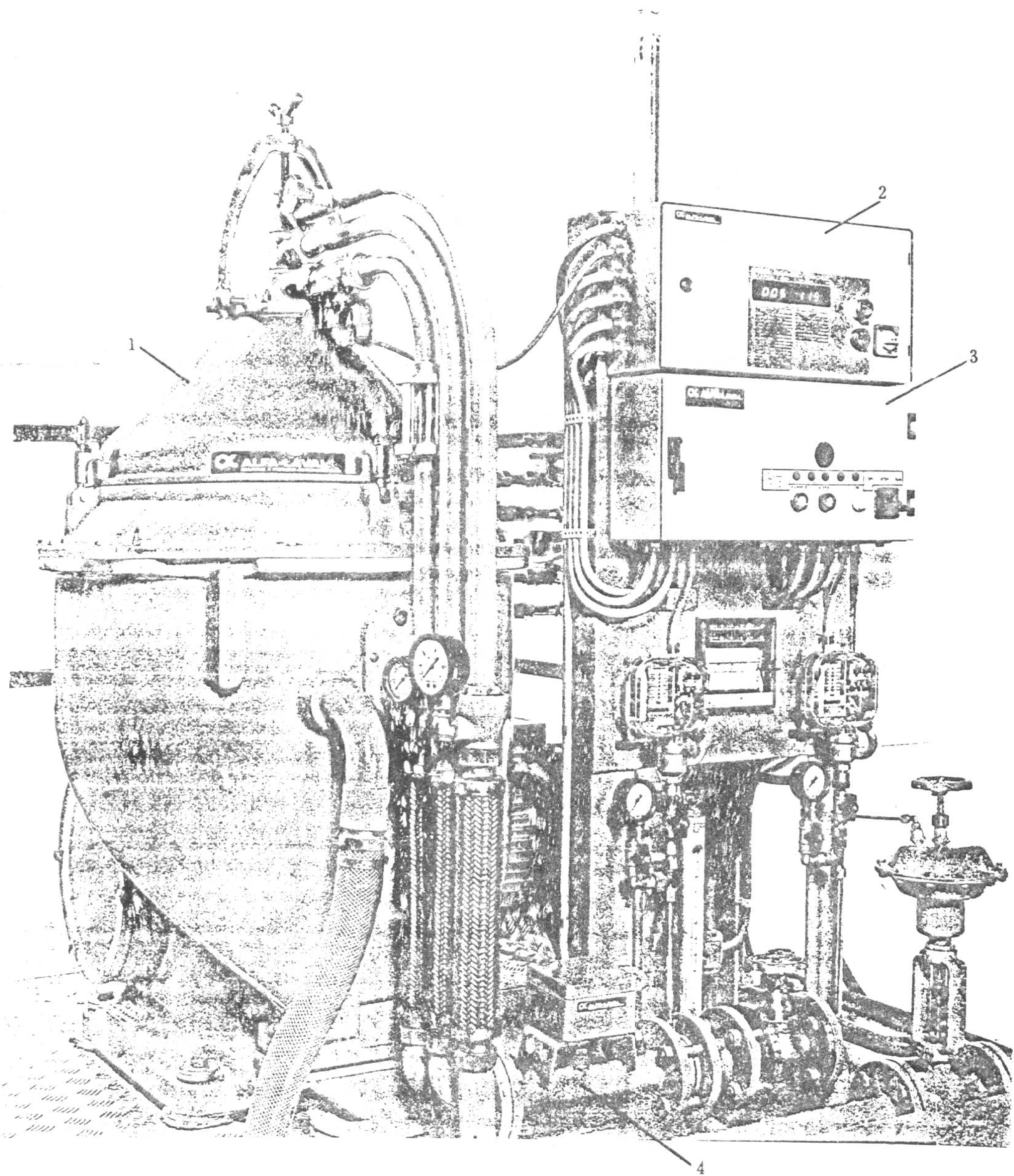


图 5.6.5-25　瑞典ALCAP系统布置

1-分离机；2-MARST 1 型微处理机；3-排放程序控制箱；4-水分传感器

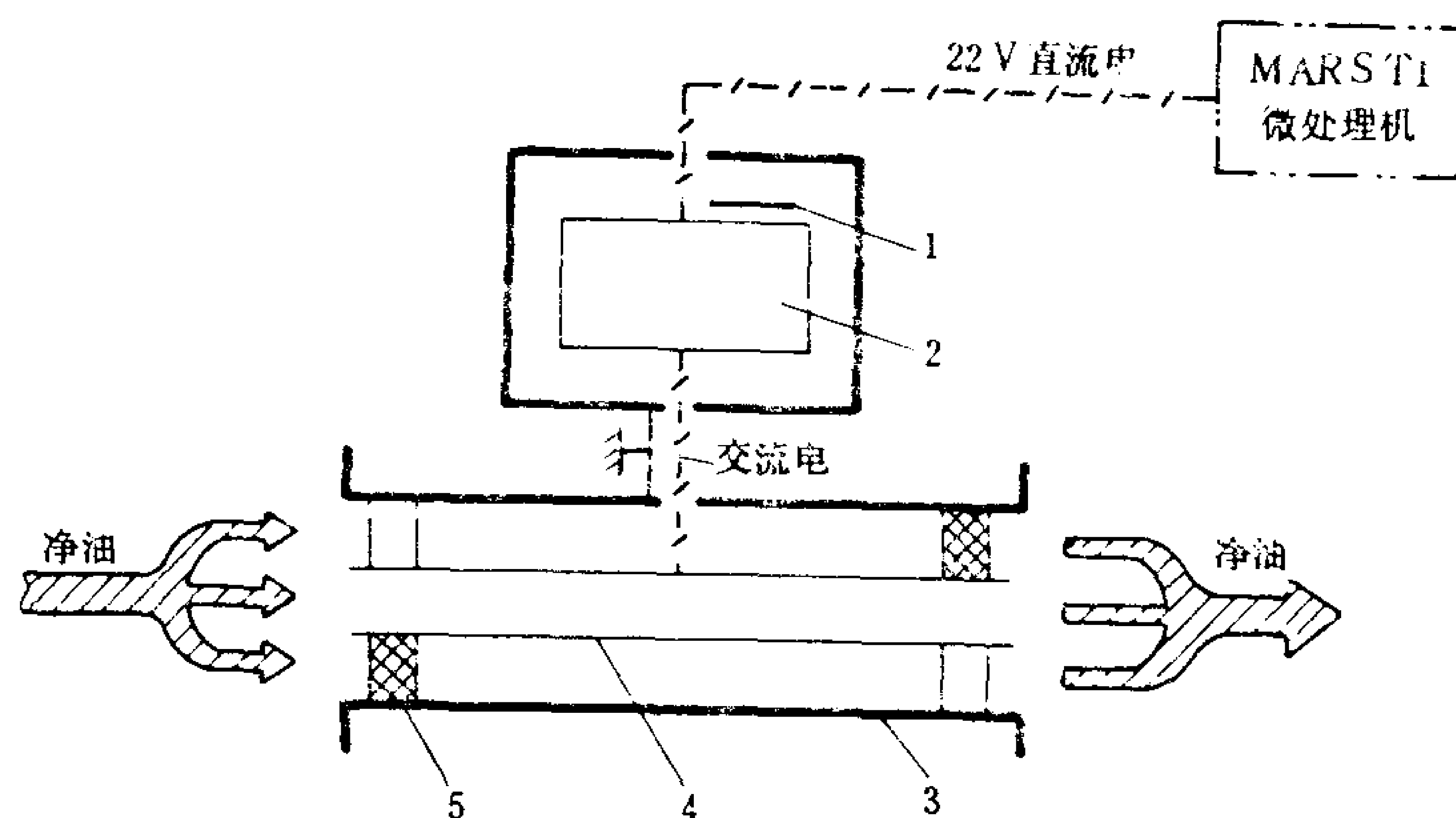


图 5.6.5-26 瑞典ALCAP水分传感器工作原理

1-试验控制卡；2-振荡器；3-电容器；4-电极；5-绝缘体

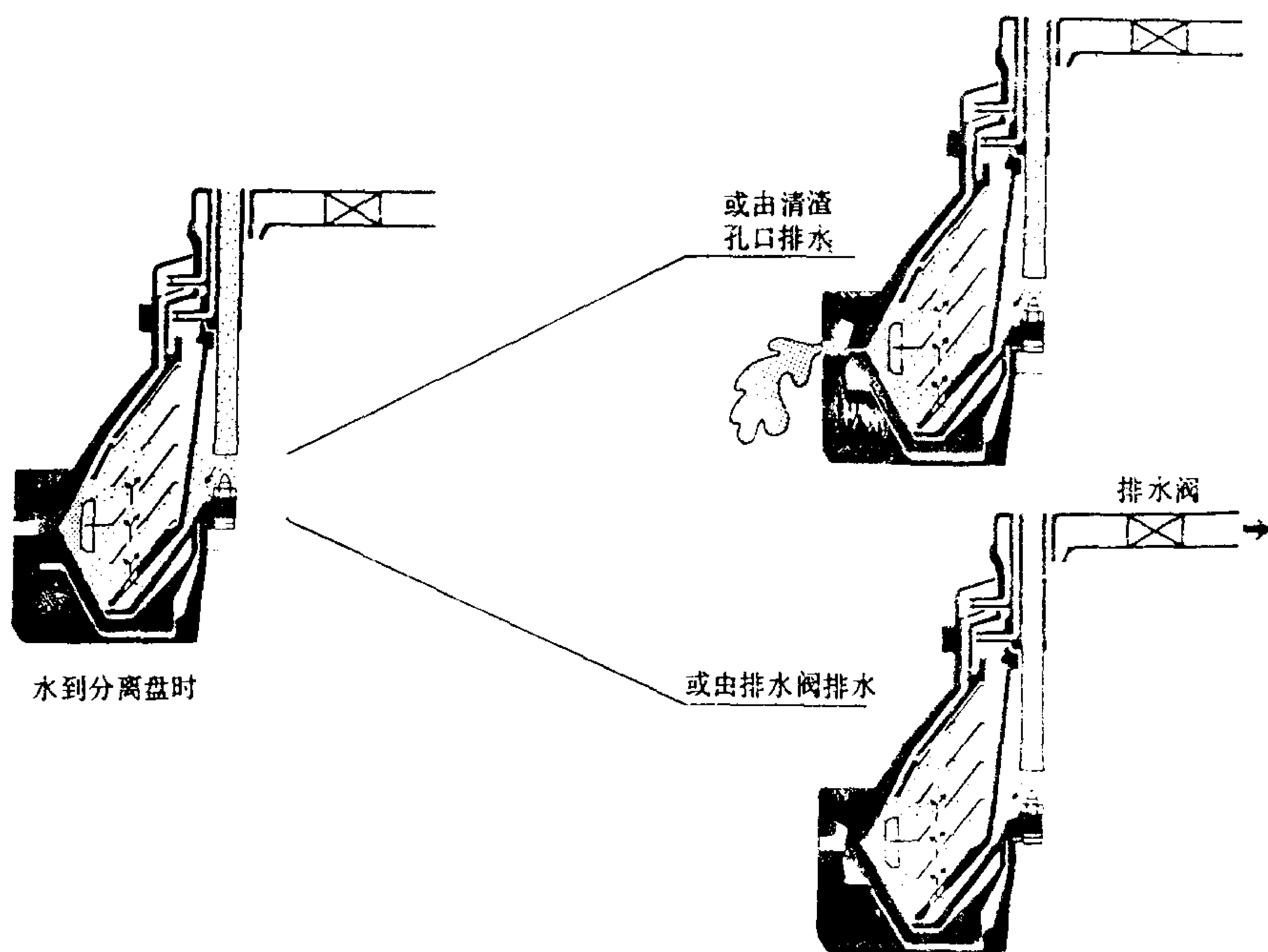


图 5.6.5-27 瑞典ALCAP排放分离水（污水）

5.3.6 注意事项

1）ALCAP系统专门处理重质燃料油，不可用来分离润滑油、馏分燃料或船用柴油。

2）被分离的燃料油密度不得低于 900 kg/m³(15℃)。

3）为了保持最佳的分离效果，燃料油的分离温度不得超过规定温度±5℃。这一点对于高粘度的燃料油尤为重要。

6 管理

现以DBY-50型部分排渣型分离机为例，说明管理要点如下。

6.1 润滑

6.1.1 机械传动部分的润滑

润滑油常采用50号机械油，当周围环境温度较高或分离油温较高时，需用HC-14号柴油机润滑油。

润滑油量应保持在齿轮箱油位观察玻璃的两刻度线之间。

分离机首次运行300 h后，需进行第一次换油，以后则视润滑油质量和使用情况决定滑油的使用期限。但每运转1200 h后必须更换润滑油，并彻底清洁油箱底部。

6.1.2 分离筒的润滑

重新装配分离筒部件时，应按不同部位，涂上润滑脂或润滑油，例如：

1）主锁环和本体螺纹处涂上二硫化钼润滑脂；

2）比重环和筒盖螺纹处涂上二硫化钼润滑脂；

3）主锁环与筒盖配合面处涂上二硫化钼润滑脂；

4）活塞与本体配合面和活塞环处，薄薄涂上一层润滑油；

5）作用滑块与本体以及滑块座间配合面和滑块环，薄薄涂上一层润滑油。

6.2 检修周期和部位

6.2.1 运行检查项目（每4 h进行一次）

电源电压值和电动机电流；分离机转速；齿轮箱润滑油面；分离水中含油状况；排渣机构工作情况；分离量；分离温度；重力水箱水位；程序控制指示灯；分离机振动情况。

6.2.2 300 h检查项目

首次运行300 h后，更换一次齿轮箱润滑油。

6.2.3 600 h（每月）检查项目

分解、清洗分离筒；检查各密封件；检查摩擦离合器摩擦片磨损情况；检查配水装置和操作水路；检查刹车片磨损情况；清洗和检查净油与污水向心叶轮。

6.2.4 1200 h（每2月）检查项目

齿轮箱换油和清洁油箱底部；检查大螺旋齿轮磨损情况；检查分离筒本体排渣孔、排渣活塞密封面腐蚀情况；分解、清洗、检查立轴缓冲避振装置；分解配水装置和操作水路，清洗并除去水垢污物；检查立轴与分离筒本体配合圆锥面接触情况。

6.2.5 6000 h（1年）检查项目

整机分解、拆检、清洗；检验分离筒作用弹簧，检查立轴缓冲弹簧与轴承底弹簧的弹性和变形；检查水平轴系和垂直轴系中各轴承磨损情况；检查分离筒本体、筒盖、主锁环、活塞、分离盘等腐蚀情况；清扫重力水箱、配水装置、操作水路并除去水垢污物。

6.3 检修要点

6.3.1 活塞

要密切注意活塞密封面。若有轻微损伤，可用细油石修磨。当损伤较深时，可按图

5.6.5-28的技术要求进行修理。若活塞表面点腐蚀深度超过1 mm，应予换新。

6.3.2 密封环

主密封环的压痕深度一般为0.5～0.8 mm，超过时，如不影响密封，仍可使用。如果密封环表面伤痕已贯穿整个密封面，则应换新。

对其他各类橡胶密封环，应检查有无伤痕、脆化、断裂等缺陷，发现时应予更换。

6.3.3 大螺旋齿轮

大螺旋齿轮磨损量，即固定弦齿厚(见图5.6.5-29)减薄量超过0.5 mm时，应予换新。

6.3.4 摩擦离合器

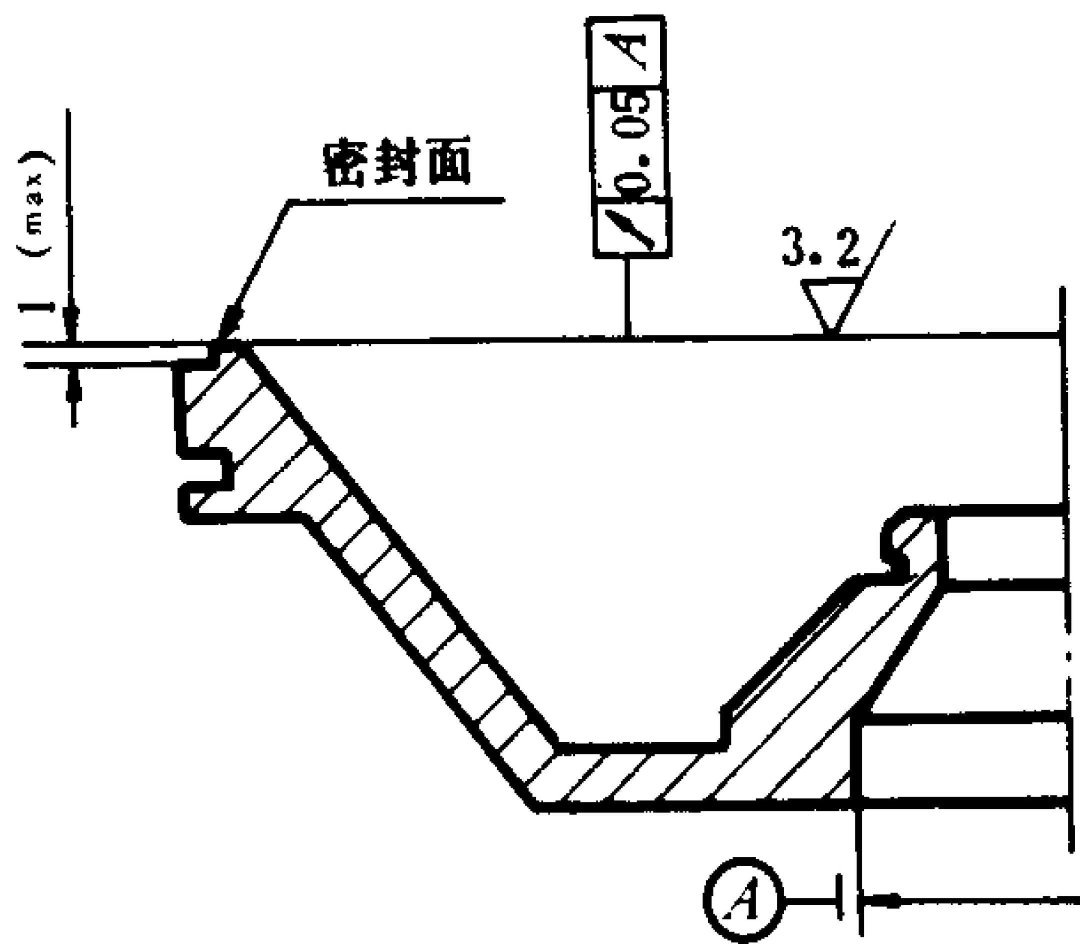


图5.6.5-28 活塞技术要求

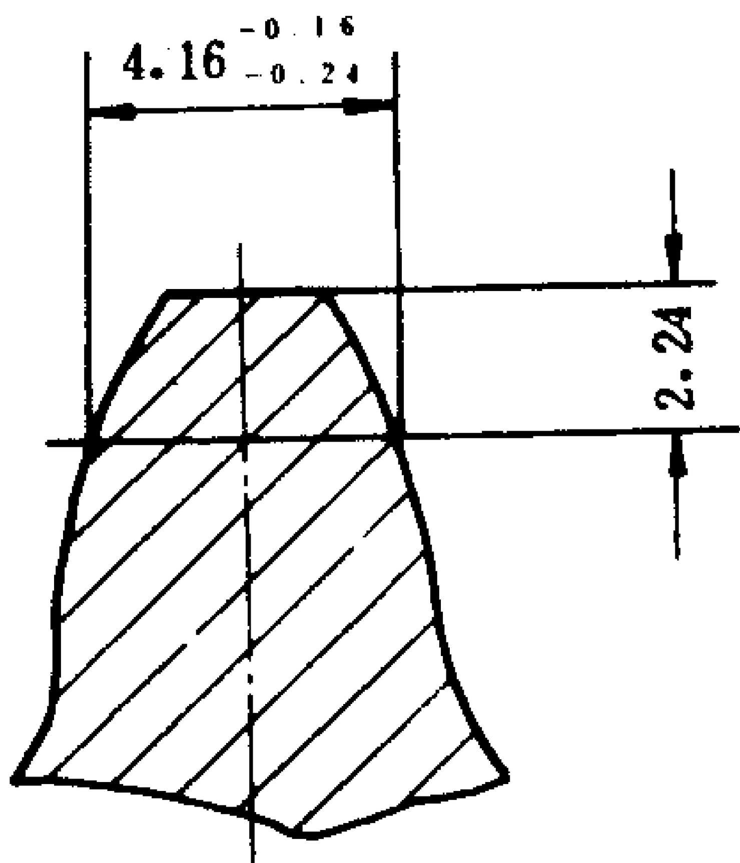


图5.6.5-29 固定弦齿厚

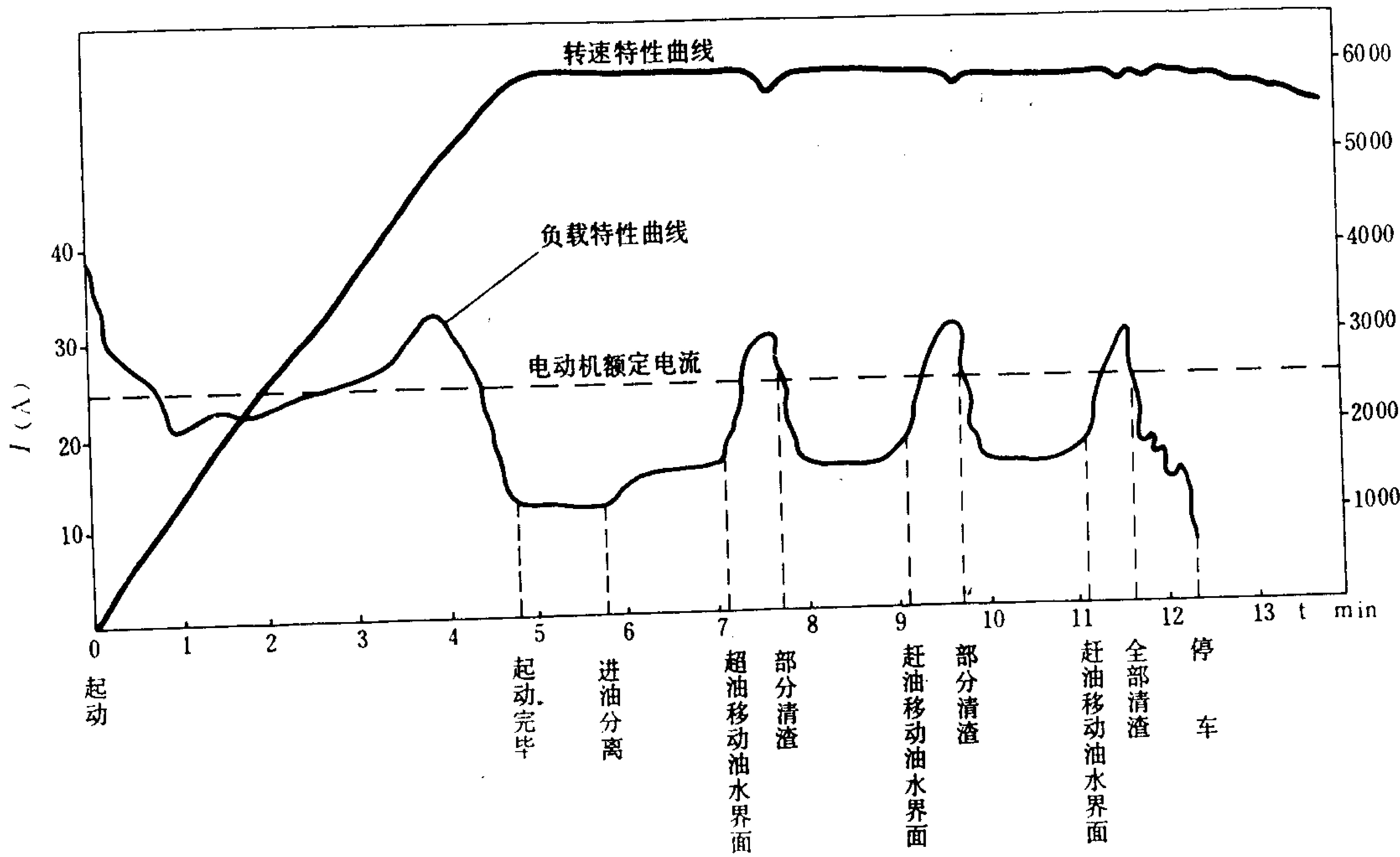


图5.6.5-30 DBY-50型分离机转速、负载特性曲线

摩擦片磨损超过原厚度 1/3 时应予换新。

6.3.5 各类轴承

检修时应将轴承清洗干净。当滚道出现拉毛或磨损严重而使间隙增大时，应予换新。

6.3.6 各类弹簧

如发现弹力降低或出现永久变形，应予更换。立轴的成组（6 只）缓冲弹簧，必须成组更换。

6.3.7 制动装置

当制动片磨损量超过原厚度 1/2 时，应予更换。

6.4 DBY-50型分离机起动和起动特性

DBY-50 型分离机的起动操作与前述者相似，整个起动过程约需 5 ～ 6 min。起动期间，电动机会出现一时超载，但起动完毕后，电流和转速均应正常。

起动过程的时间与转速、负载关系，见图 5.6.5-30。

③对于位能负载的工作机械，用制动获得稳定的下降速度。

制动方法：

①断开电枢电源，实现自由停车。这种自由停车方法时间较长；

②采用电磁制动器，实现机械制动。这种方法制动力矩大，制动过程短；

③采用能耗、电源反接等方法实现电气制动。这种方法制动效果好，常与上述第②种制动方法配合使用。

5.2 直流他励电动机能耗制动及其控制

5.2.1 原理

正在旋转的电动机，若只保持磁场电压而将电枢电路自电源断开，同时与附加制动电阻 R_f 接通构成闭路，即产生能耗制动，见图 6.3.4—29。由于惯性，旋转的电动机仍按原电动方向旋转，E 方向不变，电枢电流 I_s 反向，又因 U＝0，所以：

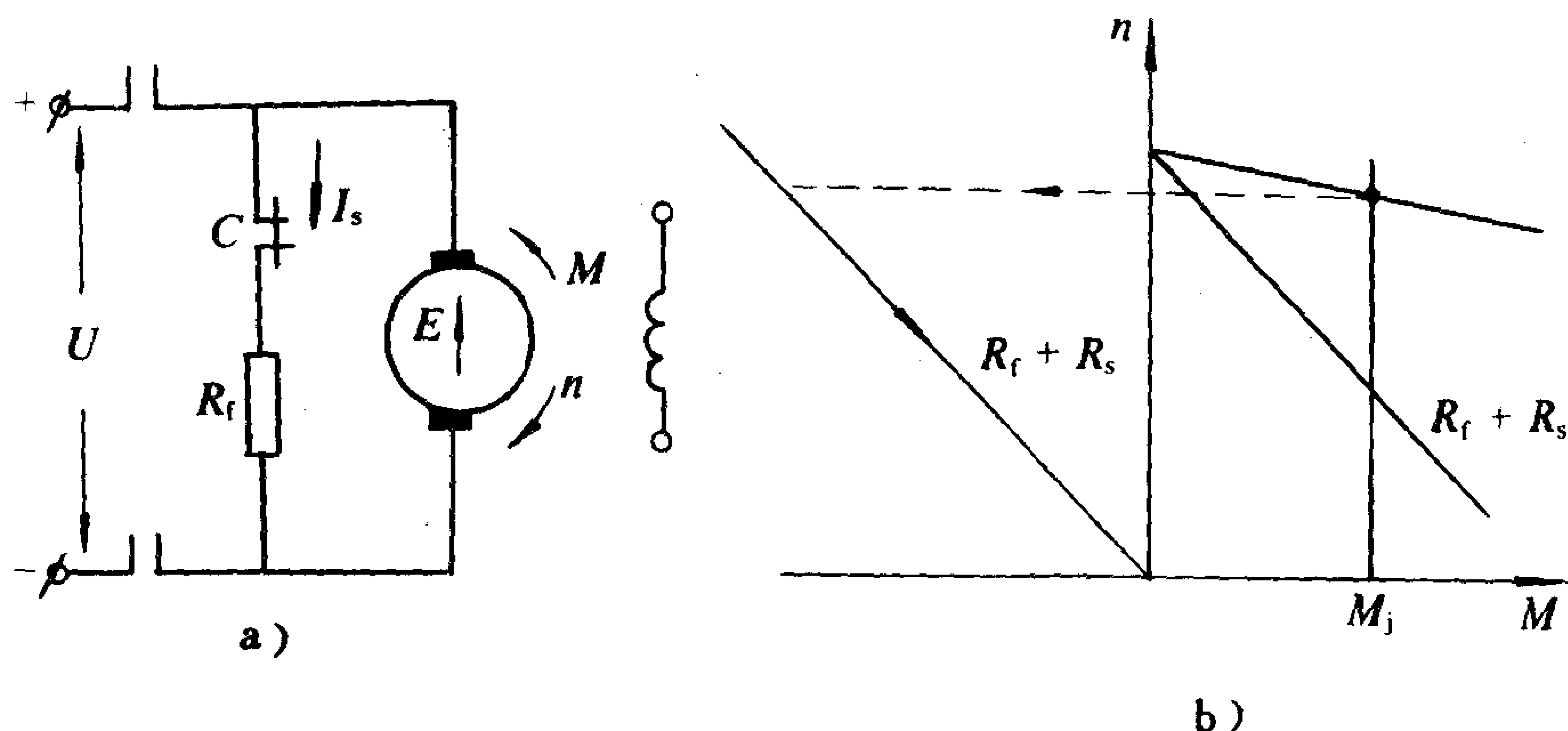


图 8.3.4—29 直流他励电动机的能耗制动

$$I_s=-\frac{E}{R_s+R_f}$$

I_s 产生与旋转方向相反的制动转矩，将贮积于系统的机械位能与惯性能量转变为电功率，全部变为热能消耗在 R_f 上。能耗制动的机械特性位于第二象限，如图 8.3.4—29b）所示。

5.2.2 控制线路

如图 8.3.4—29a）所示，接触器常开触点 c 断开使电动机断开电源，常闭触点 c 闭合将 R_f 接入电枢回路，即进行能耗制动。

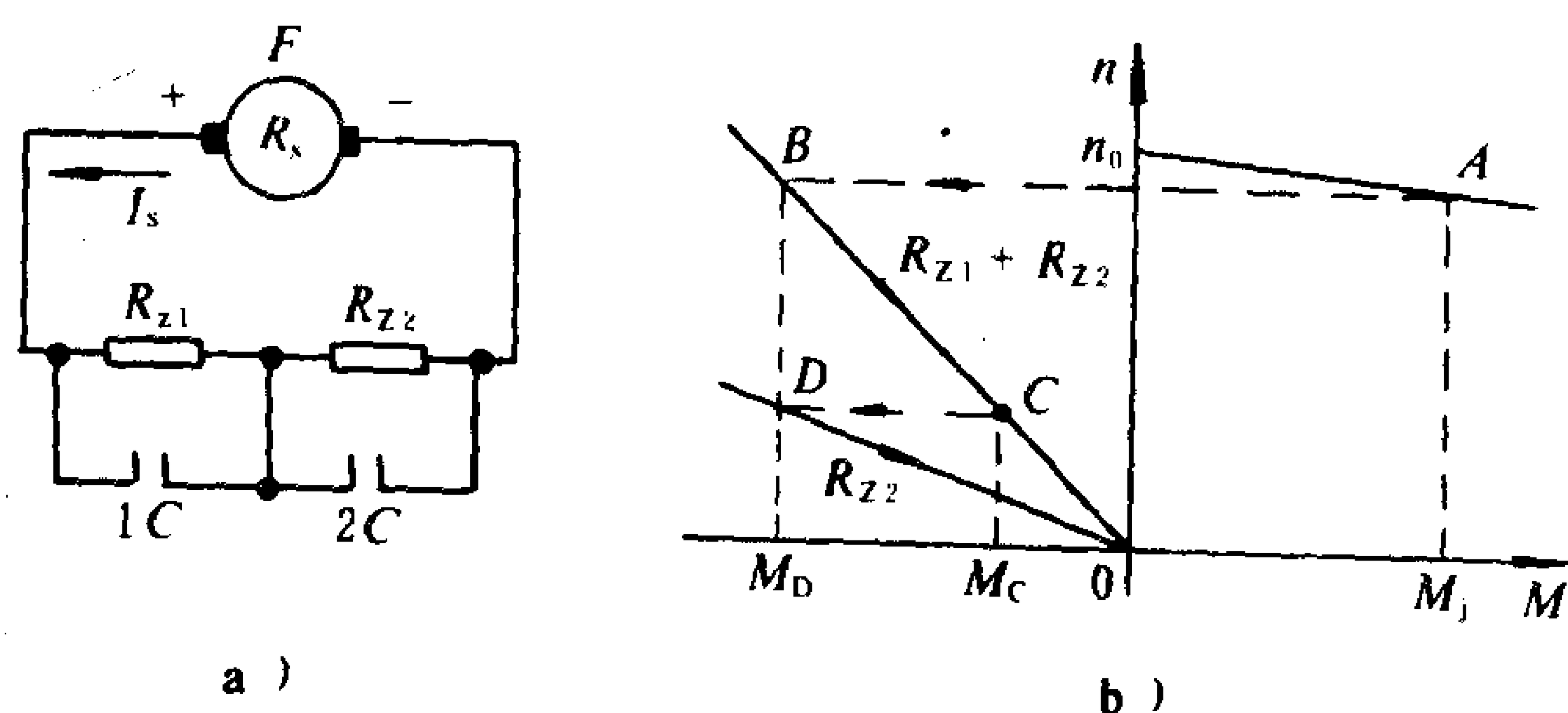


图 8.3.4—30 直流他励电动机两级能耗制动线路及机械特性

5.2.3 特点

①线路简单，制动减速平稳可靠。

②制动转矩随转速下降而减小，制动过程较长。为改善制动效果，一般分两级制动。见图 8.3.4—30。

喷嘴出口的流速很高，为了避免严重磨损，在喷嘴(见图 5.6.6-2)中常镶有耐磨的陶瓷材料，并将出口按筒壁切向安装，使液流的出口流向与筒体旋转方向相反，以回收射流能量，并减少对内盖的冲刷。

2.2 循环水系统

循环水系统由循环水箱 6、循环水泵 5 和滤器 4 等组成，见图 5.6.6-3。循环水泵除向分离筒供给循环水外，还向环状洒水管 1 供水，使箱内水温保持均匀。进入分离筒的水量按进水压力$(0.3\sim0.5)\times10^5$Pa进行调节。压力越高，进入分离筒内的水量越多。循环水由压力水柜补充。箱内水位保持在距箱顶 10 cm处，水温通过汽水混合器 12，由蒸汽加热到所需的温度。水温一般比油温低 10℃左右或与油温相等。

循环水箱中的污渣靠重力流至油渣柜。

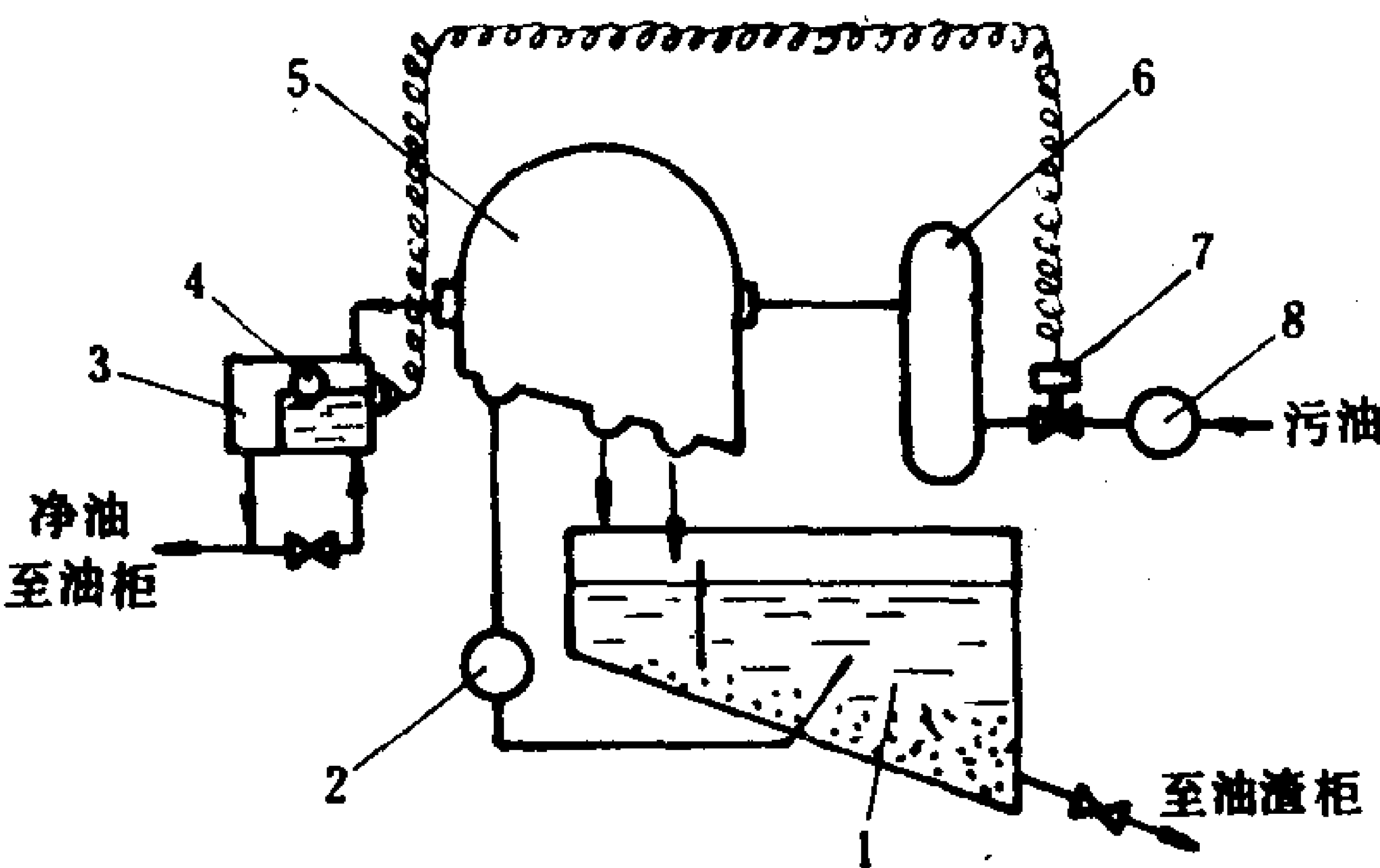


图 5.6.6-4 “跑油”控制和报警装置

1-循环水箱；2-循环水泵；3-集油室；4-浮子继电器；5-分离机；6-油加热器；7-电磁阀；8-污油泵

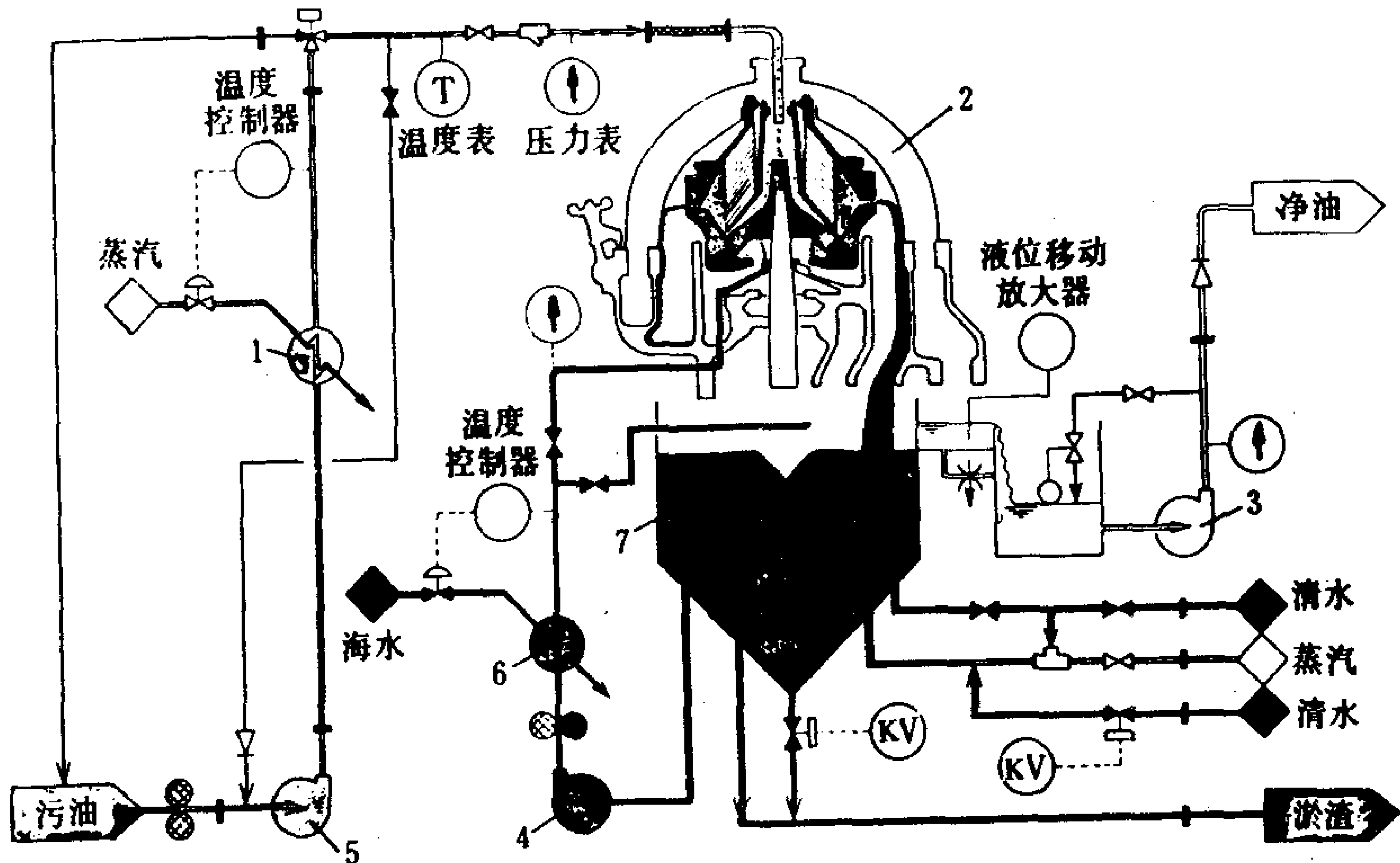


图 5.6.6-5 G型分离装置工作系统

1-油加热器；2-分离机；3-净油泵；4-循环水泵；5-污油泵；6-循环水冷却器；7-循环水箱

2.3 跑油的控制和报警装置

本系统中一旦循环水中断，净油就会从排渣口和底部比重环处排入循环水箱，此现象称为“跑油”。为此，特将浮子室放在净油出口处(见图5.6.6-4)。当出现“跑油”时，净油中断，浮子下垂而发出警报，并关闭污油泵后的电磁阀，使分离机停止进油。

3 结构实例

日本巴工业株式会社根据油料粘度的不同，发展了DH型和G型连续排渣式分离机。图5.6.6-5所示为G型分离装置的工作系统。

动特性与他励直流电动机能耗制动时相同。

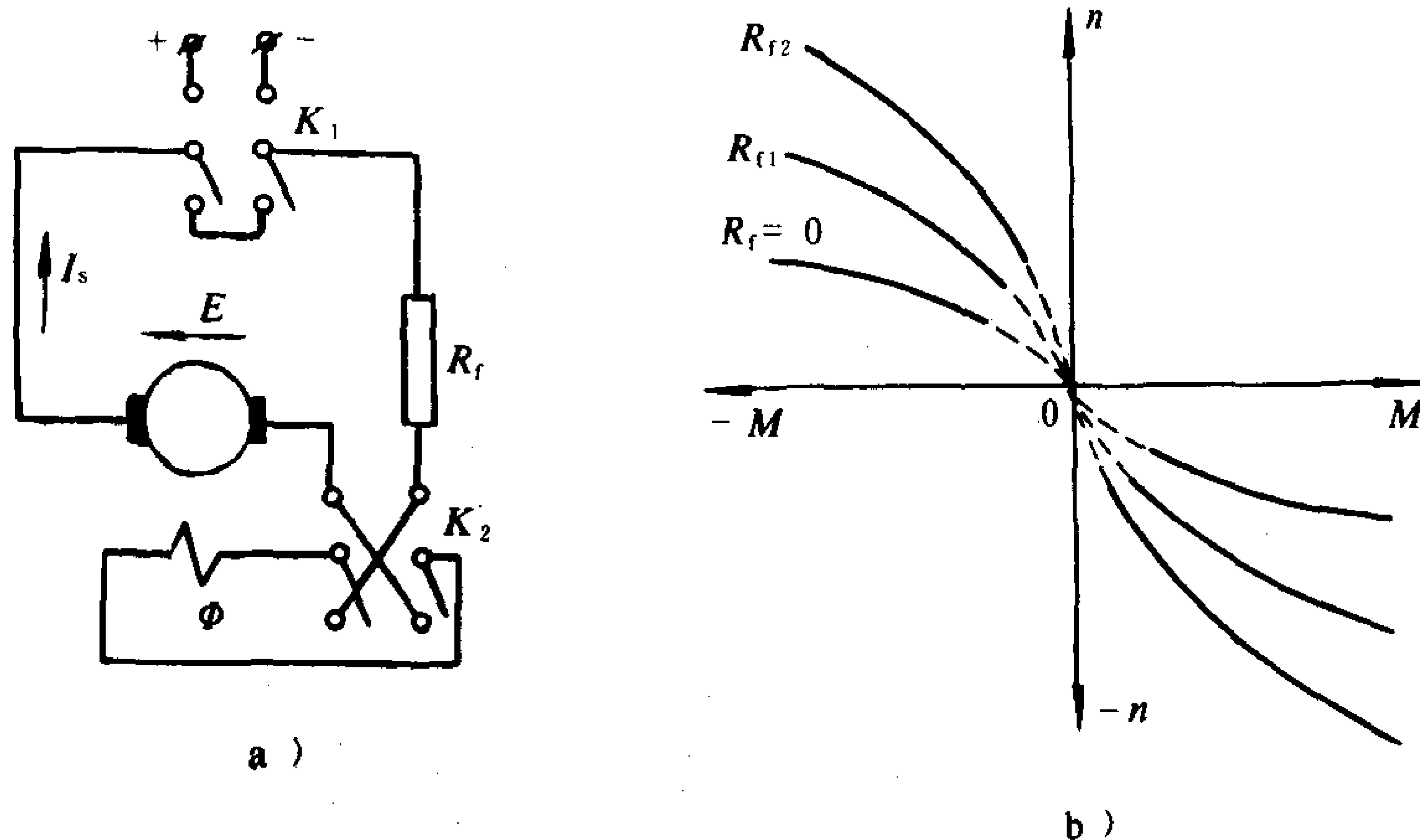


图 8.3.4—34 直流串激电动机自励能耗制动线路及特性

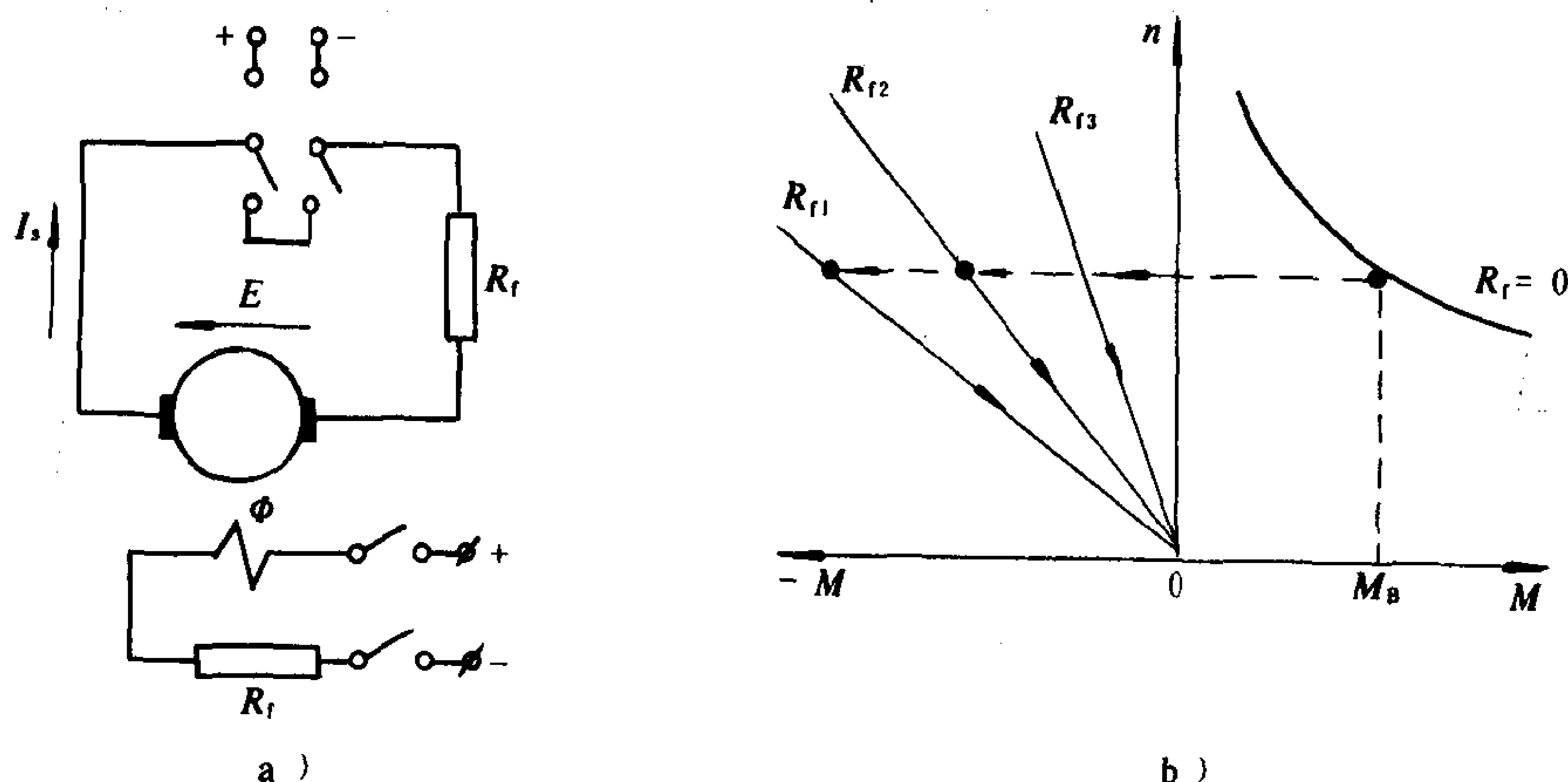


图 8.3.4—35 直流串励电动机他励能耗制动线路及机械特性

5.5.2 特点

①串励机他励能耗制动效果比自励要好，但必须配备他励电源。图 8.3.4—36 即为小型串励机他励能耗制动的具体控制线路。图中，用按钮 ZQA、FQA 控制接触器 ZC、FC，实现电动机正反转，松开按钮电动机就停止运转，并通过 ZC、FC 常闭触点将电阻 1Rc、2Rc 接入实现能耗制动。

②对于自励能耗制动而言，若速度低，自励电势小，其制动电流小，基本没有制动作用，高速时制动能力强。

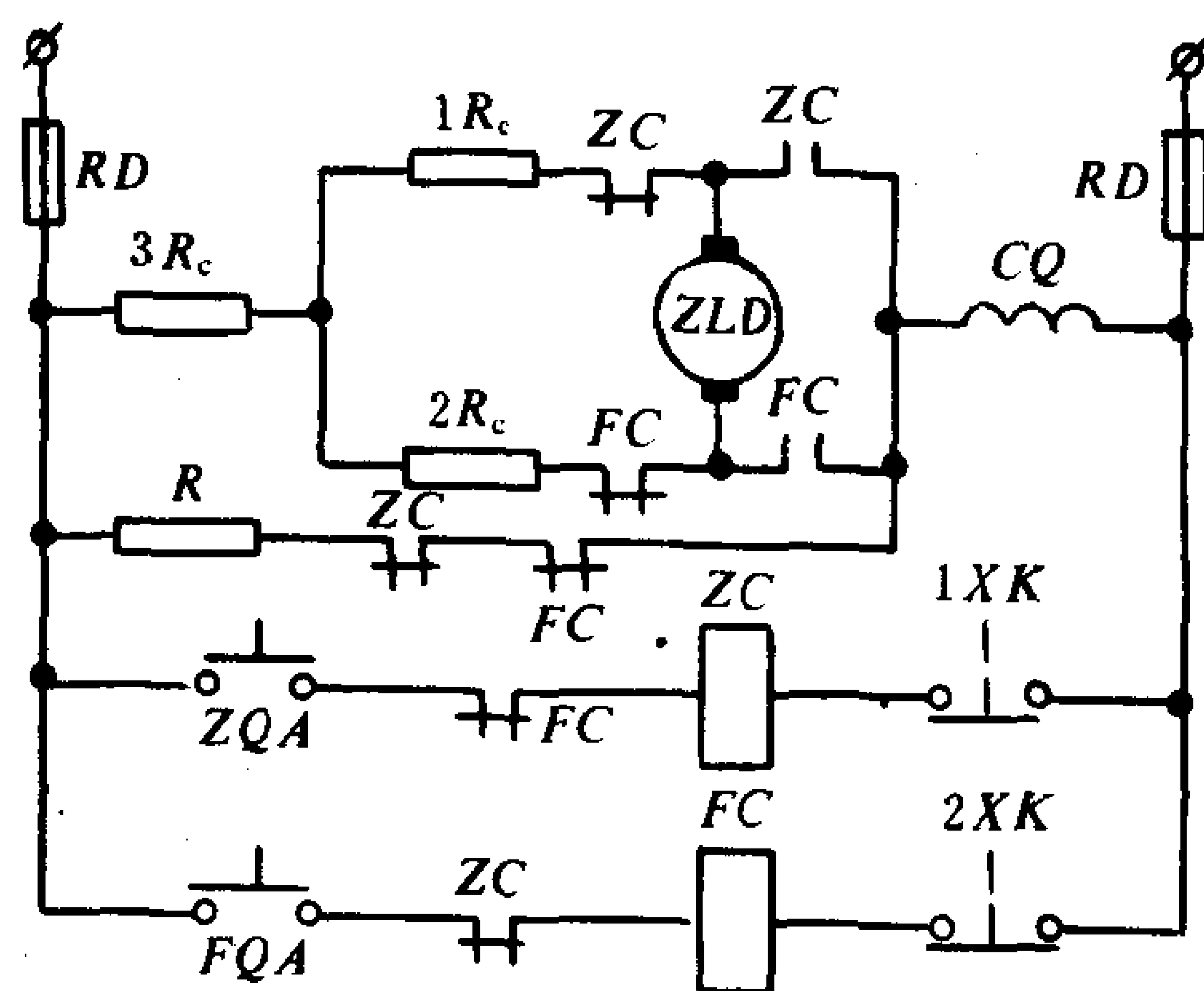


图 8.3.4—36 直流串励电动机他励能耗制动控制线路

〔4〕联邦德国“韦斯代里亚”分离机工厂：韦斯代里亚矿物油分离机
〔5〕欧阳剑、刘琴、孟宪法、叶洪馨：船舶辅助机械，人民交通出版社，1981
〔6〕华东化工学院化工机器及设备教研室：化学生产机器及设备
〔7〕《船用碟式分离机技术条件》GB 5745.2—85
〔8〕《船用碟式分离机型式和基本参数》GB 5745.1—85
〔9〕南京绿洲机器厂：DZY-30型、DZY-50型、DBY-50型、DRY-15型使用说明书

第7篇 液压传动

第1章 基础知识

1 引言

液压传动是一种传动方式，它借助液体压力能以实现能量的传输和变换。

液压传动装置由液压泵、液压阀、液压缸或液压马达和液压辅件等四类元件，按指定的作业要求组合而成，例如，液压舵机、液压起货机的传动装置等。液压传动的优点如下：

（1）输出的力或转矩可以很大，线速度和转速可以很低，体积和重量却较小；

（2）易于实现频繁的起动、换向和变速，且对舰船电站的影响较小；

（3）调速范围广，容易实现无级变速；

（4）惯性小，位置控制精度较高；

（5）通用化程度高，适宜批量生产；

（6）标准化程度高。

液压传动的主要缺点是：

（1）装置总效率较低，一般不大于65%；

（2）装置的振动噪声和外漏有时会成为公害；

（3）液压元件属精密设备，对制造、安装、调试和管理水平的要求较高，否则会影响正常工作。

液压传动正朝着低噪声、节能、延长使用寿命、比例控制和元件集成化等方向发展，它在舰船上的应用将会日益广泛。

2 常用基础标准

表5.7.1-1至表5.7.1-3列出有关的基础标准。

表5.7.1-1 压力分级(GB 824—66) 单位MPa

压力分级	低压	中压	中高压	高压	超高压
压力范围	0~2.45	>2.45~7.85	>7.85~15.7	>15.7~31.4	>31.4

表 5.7.1-2　　液压、气动系统和元件公称压力系列(GB 2346—80)　　单位 MPa

0.010	0.10	1.0	10.0 (12.5)	100.0
0.016	0.16	1.6	16.0 20.0	
0.025	0.25	2.5	25.0 31.5	
0.040	0.40	4.0	40.0 50.0	
0.063	0.63 (0.80)	6.3 (8.0)	63.0 80.0	

注：①括号内的数值为非优先选用值。

②公称压力超出 100 MPa时，应按 GB 321—80《优先数和优先数系》中 R10 数系选用。

③本标准与 ISO 2944 的名称和内容相符。

表 5.7.1-3　　公称通径(JB 825—66 摘录)

1	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10
12	15	20	25	32	40	50	65	80	100
125	150	170	200	225	250	300			

公称通径是一种名义尺寸，记为 D_g 或 NG 。实际内径可能略大或小于 D_g。

液压图形符号(GB 786—76 摘录)见表 5.7.1-4。

表 5.7.1-4　　液压图形符号(摘自 GB 786—76)

名称	符　　号	名称	符　　号	名称	符　　号
工作管路		排气口		一般快速接头	
泄油管路		管端通油箱液面下		一端带压快速接头	
控制管路		管端通油箱液面上		两端带压快速接头	
管路连接		管路从油箱底接出		单通道回转式接头	
管路交错		堵头		三通道回转式接头	

续上表

名称	符号	名称	符号	名称	符号
软管		测压接头		伸缩接头	
放气装置		开关		总成的组件范围	
定量泵（单向）		定量马达（单向）		液压缸（双作用活塞式）	
变量泵（单向）		变量马达（单向）		液压缸（双作用双杆活塞式）	
定量泵（双向）		定量马达（双向）		液压缸（带缓冲头）	
变量泵（双向）		变量马达（双向）		液压缸（弹簧复位）	
摆动油缸		液压缸（柱塞式）		液压缸（伸缩式）	
手柄控制		滚轮控制		比例电磁铁控制	
旋钮控制		离心式控制		比例电磁铁双线圈控制	

续上表

名称	符　　号	名称	符　　号	名称	符　　号
按扭控制		液压直接控制		伺服控制	
脚踏控制		压力·位移式控制		机械反馈机构	
弹簧控制		电磁力控制		定位机构	
顶杆控制		电·液控制		弹跳机构	
溢流阀		顺序阀（外控外泄）		减压阀（定差式）	
溢流阀（外控）		减压阀（定压式）		减压阀（定比式）	
节流阀（外控）		节流阀（可调节）		调速阀（带温度补偿）	
调速阀（详细符号）		溢流节流阀（详细符号）		分流阀	
（简化符号）		（简化符号）		集流分流阀	

续上表

名称	符号	名称	符号	名称	符号
单向元件		液控单向阀	P_1 P_2 K	换向滑阀（常闭式二位二通）	A P
单向阀		梭阀		换向滑阀（常通式二位二通）	A P
换向滑阀（二位三通）		换向滑阀（二位四通）		换向滑阀（三位三通）	
换向滑阀（三位四通）		* 滑阀机能 M型		* 滑阀机能 K型	
* 滑阀机能 O型		* 滑阀机能 J型		* 滑阀机能 Y型	
* 滑阀机能 X型		* 滑阀机能 H型		* 滑阀机能 C型	
伺服阀（二位二通）		伺服阀（二位三通）		伺服三位四通	
蓄能器		其他附件装置		真空表	
气体非隔离式蓄能器		压力继电器	W	流量计	
气体隔离式蓄能器		交流电动机	D	温度计	

名称	符号	名称	符号	名称	符号
加热器		直流变速电动机	D	温度计（带电触点式）	
冷却器		压力表（指针式）		转速表	n
粗滤器		压力表（带远程发送器）		扭矩仪	M
精滤器		压力表（带电接触点）		其他仪表	

3　液流的压力损失

液流的压力损失分为沿程阻力和局部阻力两类。降低系统的压力损失就意味着节能，因为系统的功率损耗为

$$\Delta N = \sum Q \cdot \Delta p \quad \mathrm{W} \tag{5.7.1-1}$$

式中：Q——流量，m^3/s；

Δp——压力损失，Pa。

系统压力损失的降低是有极限的，所以适当采用较高的系统工作压力，就具有明显的节能效果。

在系统设计中，应避免采用能耗较大的节流调节回路，正确选定系统的公称通径、液压油的牌号和工作温度以及压力损失较小的液压元件等。

在系统建造中，应当力求缩短管线长度，急骤的转弯或分支、管端切割的缩口和内壁的焊瘤都会造成不必要的压力损失。

在使用中，液压油牌号的正确选择、工作油温的控制、液压泵供油量的调节，亦具有降低系统压力损失的效果。

系统的压力损失，可以用空载的实际供油压力来估量，也可以在管道沿线设置的测压点来测定（但应注意油的牌号、油温和气温）。

4　容积损失

液压元件的外漏，会导致液压油的损耗和环境的污染甚至酿成人身事故。液压元件的内部泄漏则会导致线速度或转速的下降和能耗的增加。这两种泄漏均属于容积损失。

4.1 元件的外漏

液压油经由元件的外漏可以归结为密封的失效。外漏的成因如下：

（1）在建造过程中，管道的焊接质量或密封结构的性能、质量和安装，未能遵守有关的技术标准或规范，事后亦未据此严格验收；

（2）在使用中，由于锈蚀、振动或液压冲击，在管道、液压元件及其连接件中出现了爆裂、擦破、松脱等缺陷；

（3）密封圈与轴或杆的密接面有伤痕或金属表面粗糙度；

（4）密封结构拆装操作失误。

4.2 元件的内漏

液压元件内部的偶件需要一个大小适当的运动间隙，在压差的作用下，不可避免地会产生内漏。例如液压缸经由活塞从压力腔向回油腔泄漏，这种泄漏称为压差泄漏。活塞杆从液压缸伸出时，即使没有压差，其表面也会带出微量的液压油，这种泄漏称为剪切泄漏。内部泄漏也存在这种形式的泄漏，但并不显著。

压差泄漏量（对平行缝隙）：

$$\Delta Q = b\delta^3(p_1 - p_0)/(12\mu l)\text{mL/s} \tag{5.7.1-2}$$

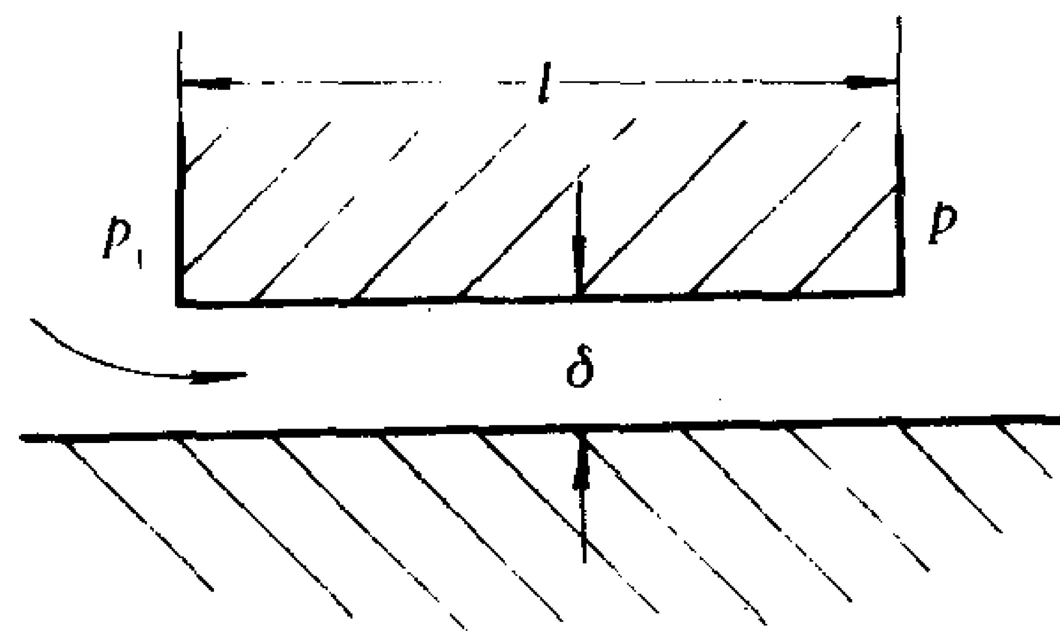


图 5.7.1-1 压差泄漏

式中： b、l——泄漏通道的宽度和长度，cm；

δ——泄漏间隙，cm；

$(p_1 - p_0)$——压力差，Pa；

μ——油的动力粘度，Pa·s。

式 5.7.1-2 为以下的实践提供了依据：

（1）泄漏量正比于压差或负载油压。因此，液压马达的满载转速n_1将因泄漏量的变化而低于空载转速 n_0。差值$(n_0 - n_1)$或比值n_1/n_0的变化，在工作条件相同的情况下，可以粗略地表明该系统某些元件泄漏程度的变化。

（2）泄漏量与油的粘度成反比。因此，选用粘度适当的液压油，或者适当降低系统的工作油温，将有助于泄漏的减少。

（3）倘若间隙加倍，泄漏量就是原来的 8 倍。所以，对泄漏间隙的严格控制就显得十分重要。

5 发热和冷却

5.1 液压系统的发热量

当系统工作压力小于溢流阀调定压力时，系统的发热量 H 的主要来源是元件和管道的流动阻力、内泄漏和机械摩擦等。

$$H = 3600(1-\eta)P \quad \text{kJ/h} \tag{5.7.1-3}$$

式中：η——系统总效率，$\eta = 0.65 \sim 0.75$；

P——泵的总功率，kW。

③当供给电动机的电源连续变化时，可以得到无级平滑调速。然而需要专门可调的直流供电装置，其初始投资较大。

目前应用较多的可调直流电源是直流发电机和晶闸管整流装置，以这些装置为基础的调速系统有：

①直流发电机—电动机调速系统；

②交磁放大机—电动机调速系统；

③由交磁放大机励磁的直流发电机—电动机系统；

④由晶闸管励磁的直流发电机—电动机系统；

⑤由晶闸管供电的直流电动机调速系统；

⑥由磁放大器励磁的直流发电机—电动机调速系统。

7.1.3 改变磁通Φ调速

在直流他励电动机端电压为额定电压 V_e 时，减小电动机励磁磁通Φ，使转速升高，称为弱磁升速。

在调速公式(8.3.4—9)中，Φ减小，n_0 提高，使电动机得到在 n_e 以上的转速调节，特性变软。

调速性能为：

①励磁电流小，损耗小，而且可以通过变阻器进行连续调节，实现无级平滑调速。

②只能在 n_e 以上调节，调节范围不大(一般 D=2)转速高时，机械特性较软，稳定度(静差率)变低。

③随着Φ减小，转速升高，转矩M减小，而输出电磁功率 $P=\frac{M\cdot n}{975}=P_e$ 基本不变，属恒功率调速。

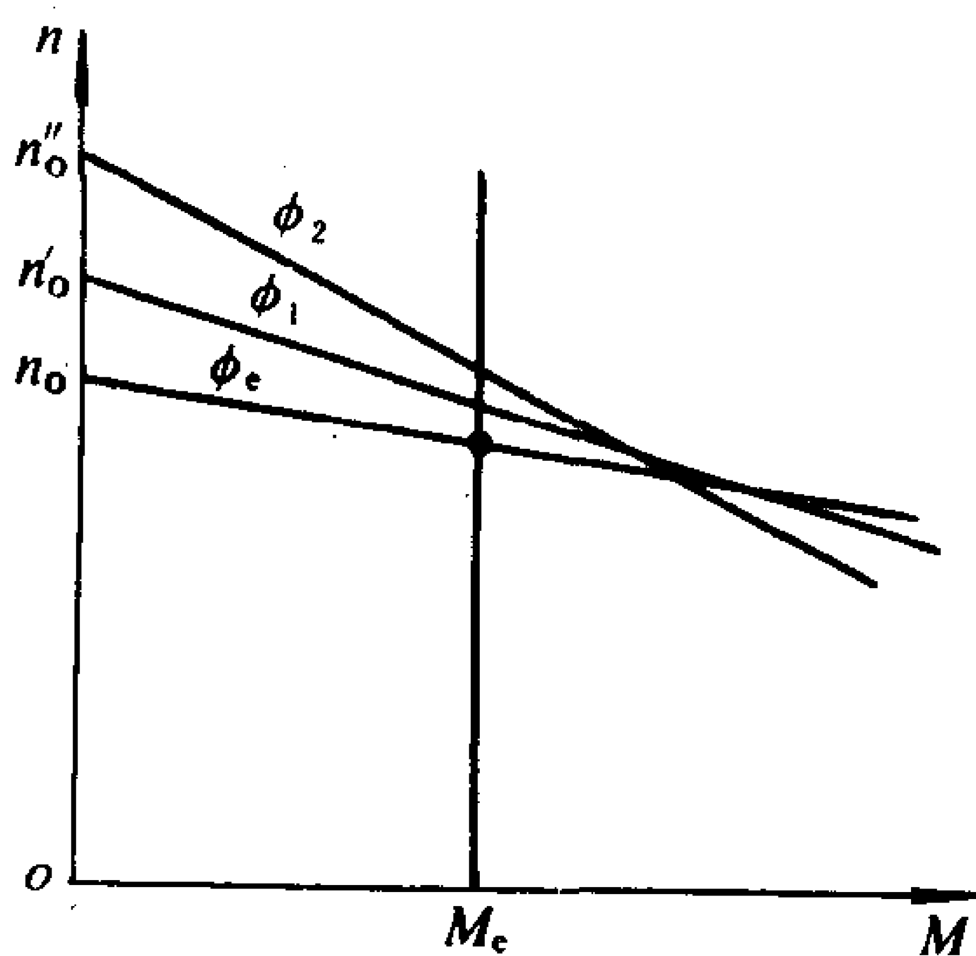


图 8.3.4—49 直流他励电动机调节励磁的机械特性

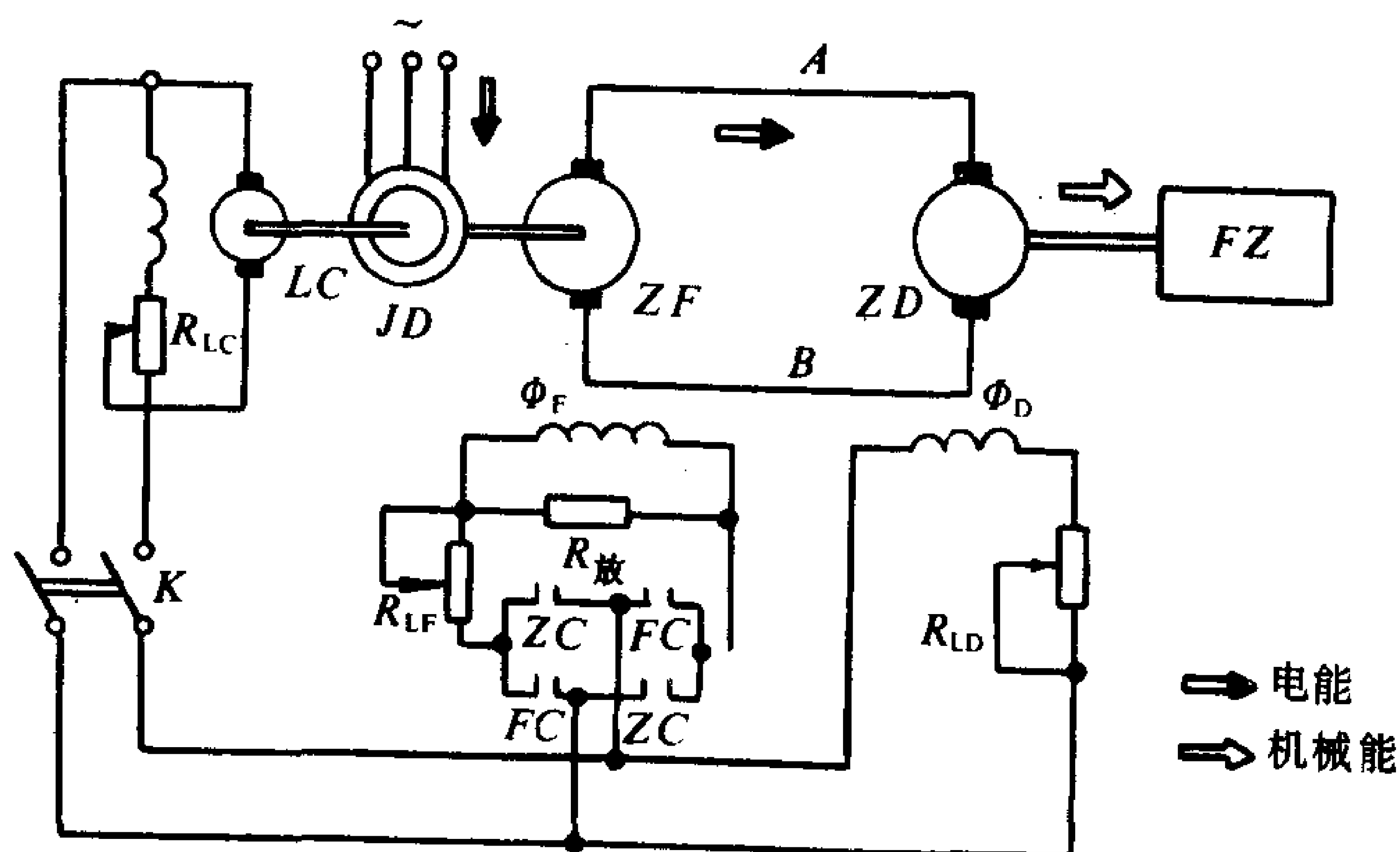


图 8.3.4—50 直流发电机—电动机系统

7.2 F—D系统调速原理及控制

7.2.1 系统组成

直流发电机—电动机调速系统简称F—D系统。直流电动机D由直流发电机F供电。F与D的磁场电流由励磁机LC提供，原理如图8.3.4—50所示。F、LC的原动机为交流异步电动机JD。发电机与电动机的磁场励磁电流也可以由整流桥或晶闸管整流桥提供(图8.3.4—

K_i——各部分的传热系数，W/(m²·℃)。

则系统连续工作τ小时后，油液温升(与周围大气的温度差) 为

$$\Delta t=\frac{H}{3.6\sum K_iA_i}(1-e^m)+\Delta t_0e^m \quad ℃ \qquad (5.7.1\text{-}8)$$

式中： $m=-\dfrac{3.6\sum K_iA_i}{\sum c_iA_i}\tau$

长时间连续运行($\tau\approx\infty$)以后，系统发热量将等于散热量，油的温升亦稳定于最大值，即

$$\Delta t_{max}=H/3.6\sum K_iA_i \quad ℃ \qquad (5.7.1\text{-}9)$$

仅凭元件、管道和油箱表面的散热，油液的最高温度将会到达

$$t_{max}=t_0+\Delta t_{max} \quad ℃ \qquad (5.7.1\text{-}10)$$

式中：t_0——周围大气的温度,℃。

液压系统的油温一般不宜超过50℃，最高不得超过65℃。若是式5.7.1-8的计算结果偏高，则应设置液压油冷却器，并通过冷却水流量的调节来控制油液的温度。

系统油温过高的不良后果是：

(1)泄漏量增加，容积效率降低，能耗增加；

(2)运动副的润滑条件恶化；

(3)液压油加速氧化变质，使用寿命缩短。

6 液压冲击

初速为 v 的液流，若在极短时间内截止其流动，在截流点处将首先出现一个峰值甚高的压力冲击波，随后在管道往复振荡并衰减至零。这种现象称为液压冲击。液压冲击的危害如下：

(1)系统工作压力与压力冲击波峰值之和，可能远远超过管道或元件的机械强度、连接强度或密封能力，因而引起破裂并大量漏油；

(2)管壁由于长期的往复振动或摆动会被管夹擦破，管子与法兰的焊口会疲劳断裂，螺纹亦会滑牙，并引起渗漏或大量漏油；

(3)液控单向阀、顺序阀或外控式平衡阀可能产生误开启动作；

(4)引起冲击噪声。

液压冲击可由液流惯性冲击和机械惯性冲击形成，见图5.7.1-2 a)和b)。

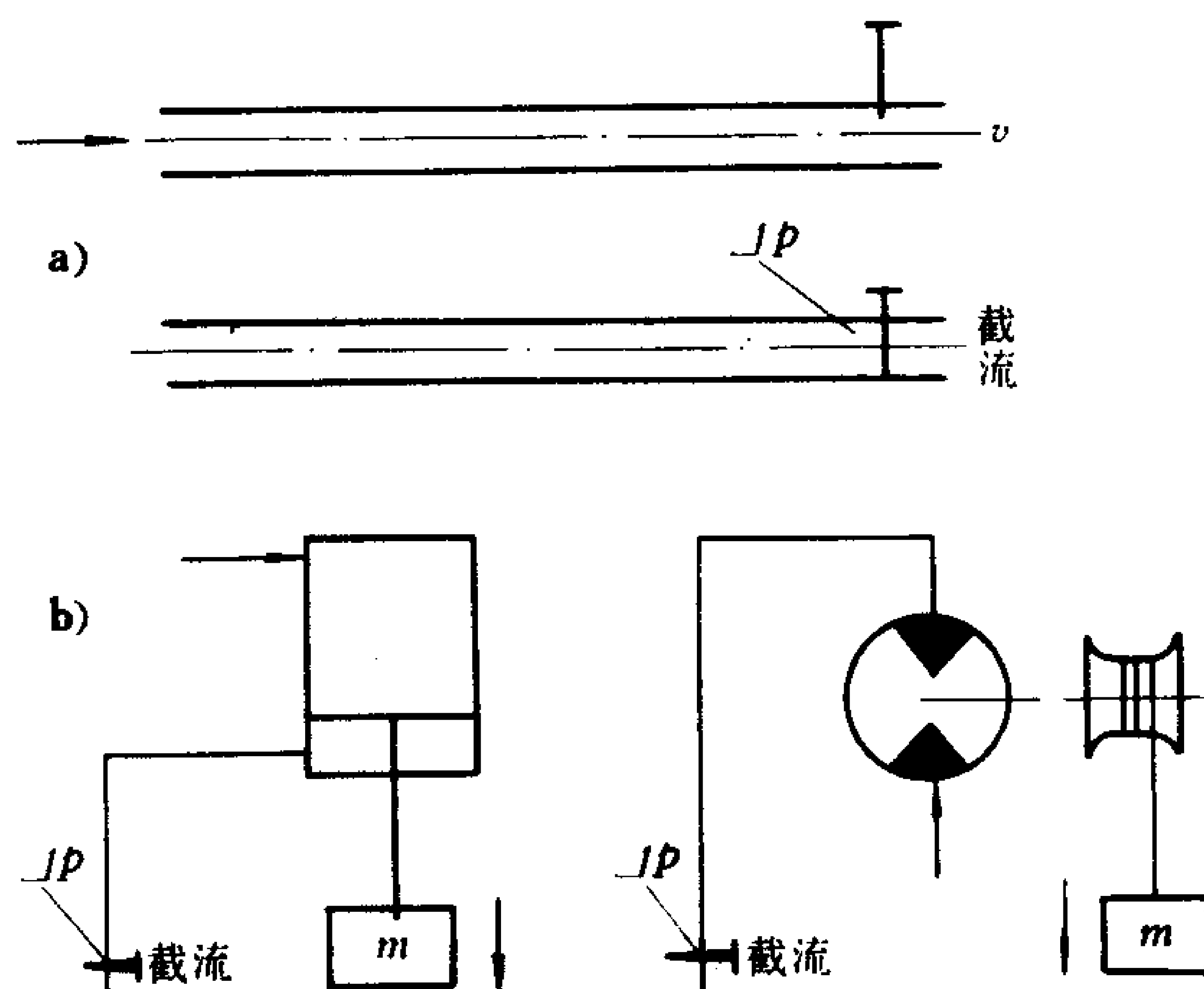


图5.7.1-2 两种液压冲击

a) 液流惯性冲击；b) 机械惯性冲击

6.1 液流惯性冲击

液流冲击所造成的压力增加 Δp 与操作条件有关。

1)当出口突然完全关闭时($t\le T$)

压力波的峰值

$$\Delta p=\rho vc \quad \text{Pa} \tag{5.7.1-11}$$

压力波的传播速度

$$c=\sqrt{E_y \rho} \Big/ \sqrt{1+E_y d/E\delta} \quad \text{m/s} \tag{5.7.1-12}$$

压力波的传播周期

$$T=2L/c \quad \text{s} \tag{5.7.1-13}$$

式中：t——截流过程的时间，s；

ρ——油的密度，kg/m^3；

v——截流前的流速，m/s；

E_y——油的体积弹性模量，随含气量的多少而异，一般是 $1.2\times10^3\sim0.7\times10^3$ MPa;

E——管道材料的体积弹性模量：钢管 $E=2.1\times10^5$ MPa；钢丝夹层耐油橡胶的高压软管$E\approx3.6\times10^3$ MPa;

d/δ——管径与壁厚的比值，对钢管$d/\delta\approx10$，对高压软管$d/\delta\approx4$;

L——管长，m;

根据实验资料，钢质液压管道$c\approx1280$ m/s，钢丝夹层耐油橡胶高压软管$c\approx800$ m/s。

若将上列数值代入式 5.7.1-11，则可得下列近似计算式：

对钢管 $\Delta p_s\approx1.2v$ MPa (5.7.1-14)

对高压软管 $\Delta p_k\approx0.75v$ MPa (5.7.1-15)

2）当出口逐渐地完全关闭时($t>T$)

延长阀的关闭时间，可具有较小的冲击压力峰值，其大小按下式计算：

$$\Delta p=2\rho vL/t \quad \text{Pa} \tag{5.7.1-16}$$

6.2 机械惯性冲击

当急剧改变液压马达或液压缸的运动速度时，例如将被外负载倒拖而运行于泵工况的油缸的排油端突然截流(或减速)，从负载到活塞之间的运动件和液流惯性能量的变化就会引起液压冲击。假定有关运动件均按等减速度停止运动，则压力增加值为

$$\Delta p=Mv/At+\sum\frac{l_i\rho A}{A_i}\cdot\frac{v}{t} \quad \text{Pa} \tag{5.7.1-17}$$

式中：M——运动件的质量，kg;

v——运动件的初速度，m/s;

l_i——第 i 段油流管道的长度，m;

A——出口管子的流通面积，m^2;

A_i——第i段油流管道的有效面积，m^2;

t——停止运动的时间，s。

6.3 液压冲击的控制

（1）对于液流惯性冲击，首先要判明其特征，然后采取相应的有效措施。

（2）力争避免出现“突然关闭”。

（3）在截流点附近加装容量适当的蓄能器，以延长液流停止运动的突际时间，使压力峰

值下降。

（4）在截流点附近加装开启迅速的安全阀（缓冲阀），以便在第一个压力冲击波形成的初期，及时泄放一部分冲击能量，削低压力冲击峰值。但是，即使是直接作用式安全阀，对液压冲击的响应速度亦不尽理想。所以仍需与蓄能器联合使用，方能获得更好的效果。

（5）在机械传动件的某个环节上加装耗能型或蓄能型的缓冲元件或设备。

（6）高压软管的弹性模量比钢管低得有限，其削减冲击压力峰值的效果亦有限，况且高压软管的接头由于加工或安装质量的缘故，往往容易拉脱而发生大量漏油的事故。在这方面宜审慎从事。

7 液压噪声

在设计、建造或使用中，有缺陷的液压传动装置的噪声可能严重到损害船员听觉的程度，特别是在城区的港口进行夜间装卸作业，更可能成为严重的公害。

7.1 液压装置的主要噪声源

一般说来，液压泵是一种强烈而又持续的噪声源，其次是液压马达。液压缸则是安静的元件。液压阀通常只有轻度的流动噪声，但锥形阀芯的各种压力阀（特别是溢流阀），若选用的通径过大、阀的芯座有缺陷、特别是阀的弹簧与邻近元件出现了共振时，便会产生响亮的嗡嗡声或尖锐的啸叫声。

液压泵（马达）的产品噪声值，目前仍多半沿用行业惯例，在专门的试验室按照一定的试验条件（压力、转速、粘度和油温等），在距离液压泵（马达）的端面 1 m处，用声级计的A计权网络进行测定，并以A声压级的分贝数来标定其噪声值，例如 75 dB(A)。实际上，液压泵（马达）的产品噪声值只包括泵（马达）及其支架两种表面的声辐射。

液压泵（马达）的噪声是由多种声振源共同产生的，它们以各自的方式和频率，在各自的敏感因素影响下，产生或强或弱的振动和噪声。所以，熟练的技术人员常常能凭藉其音色或敏感因素的改变而提出有效的防治措施。

表 5.7.1-6　　**液压泵（马达）的主要声振源**

种　类	成因和部位举例	影响因素	声频特性
零件撞击	运动间隙过大。如柱塞滑靴的球铰副叶片与转子槽、联轴器不对中	间隙的大小、转速、压力、粘度及油温等	联轴器的声频以轴基频 1～4 倍为主，泵的声频以泵基频 1～10 倍为主
压力切换	工作腔偶件在吸、排压力交变过程出现的振动噪声。如柱塞泵缸体和叶片泵定子的径、轴向振动	压力切换过程的夹角、转速、压力、粘度和油温等	以泵的基（倍）频为主
压力脉动	由排量脉动速度引起，它将激发邻近元件与管道产生振动和噪声	泵的结构类型，泵的转速和压力，传播和激振的效果等	以泵的基（倍）频为主，夹有其他元件或管道的固有频率；存在共振的可能性
气　蚀	工作腔在高真空状态吸入时，油液释出空气或油液冲击工作腔形成的噪声	吸入真空度，空气溶入量，泵的结构类型、转速和油温等	与轴或泵的基（倍）频无关的宽带高频

8.2 变极调速

8.2.1 变极原理

图 8.3.4—54 是一台双速电动机的 A 相绕组，制造时分成两部分，即 $A_1—X_1$ 与 $A_2—X_2$ 两个半相绕组（B、C 两相与 A 相接法完全相同）。图中 a）是 $A_1—X_1$ 与 $A_2—X_2$ 顺次串联，构成四级；图中 b）是 $A_1—X_1$ 与 $A_2—X_2$ 首尾并联，形成两极，极数减少一半。

利用这个原理，除了得到倍极比（2/4，4/8 极）多速电机外，还可以得到非倍极比（4/6，6/8 极）多速电机。

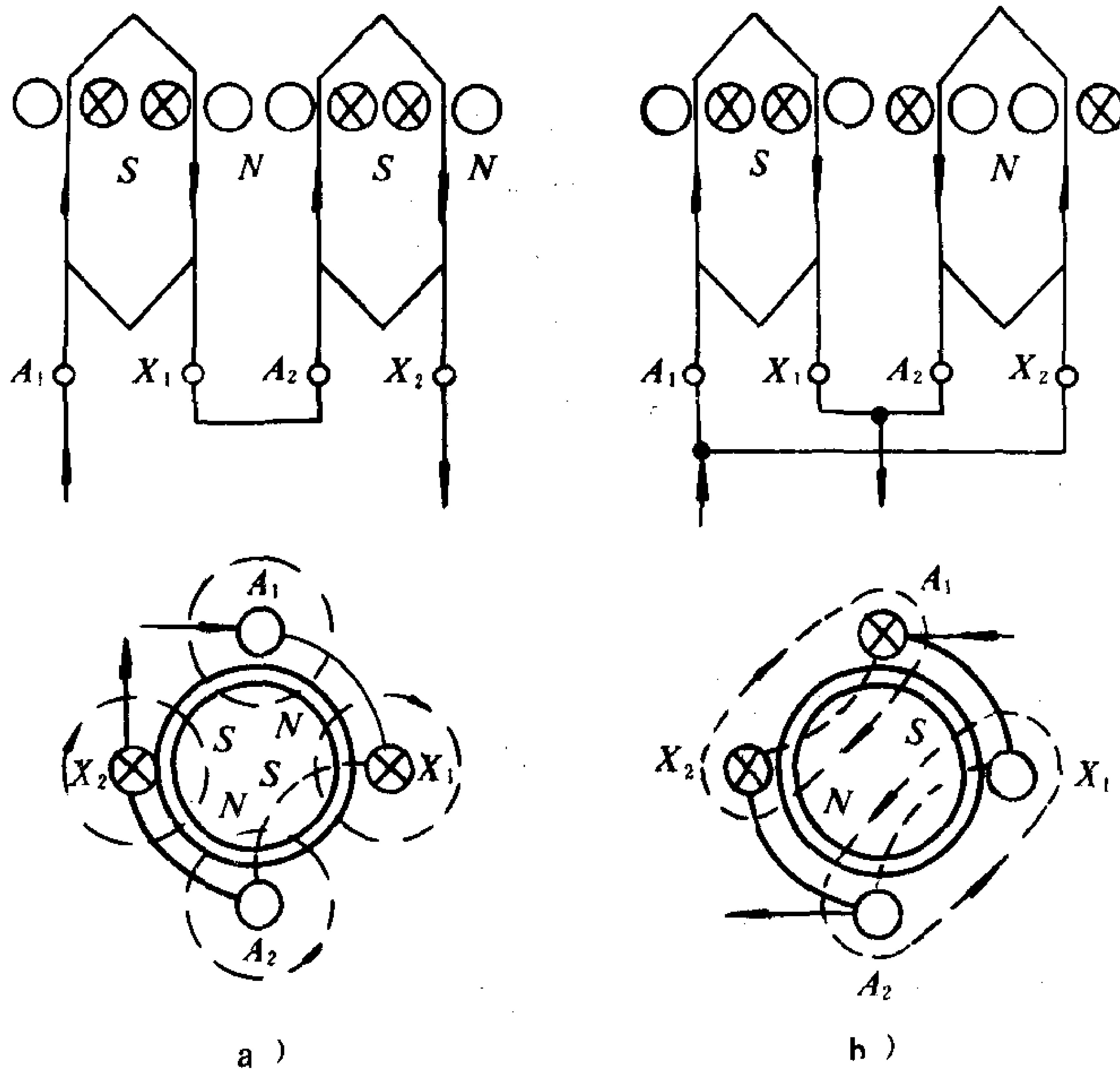


图 8.3.4 54 双速电机的绕组连接
a）半相绕组串联；b）半相绕组关联

8.2.2 变极的接线方式

改变定子绕组极对数，可以通过单一绕组改变不同的接线组合；或在定子槽内安放两种不同极对数的独立绕组；再或者在两种不同极对数的独立绕组基础上改变不同的接线组合，来实现变极调速。

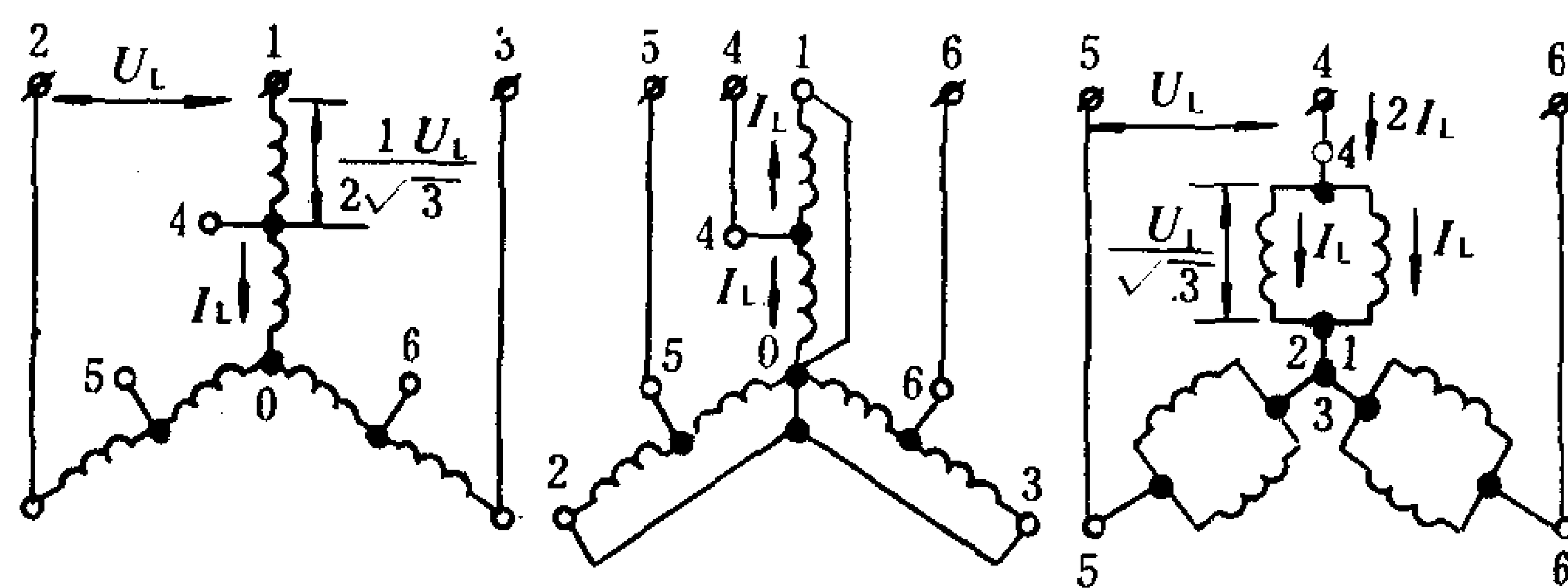


图 8.3.4—55 Y—YY 变换时的三相绕组

①图 8.3.4—55 所示 Y—YY 变换，即单星，形接法变换成双星形接法。

单星形时，端点 1、2、3 接电源，中间抽头 4、5、6 不用，三相绕组另外一端接在一起，形成中性点 O，此时输入功率为 $P_Y=\sqrt{3}U_eI_e\cos\Phi_r$。

双星形连接时，端点 4、5、6 接电源，端点 1、2、3 接在一起，并与中性点相连，此时，极对数由 2P 变为 P，同步转速增加一倍，输入功率 P_{YY} 比 P_Y 增加一倍。即：

$$n_{YY}=2n_Y$$

$$P_{YY}=\sqrt{3}V_e(2I_e)\cos\Phi_r=2P_Y$$

强弱次序，然后针对较强的一个或几个声源，选择一些有效而又节省的措施进行综合治理。

噪声的防治是一项专业性很强的工作，求助于有资格的专业机构常常是必要的。

表 5.7.1-9　噪声防治方案举例

采用措施		b	a	a+b
声源A dB	80	80	70	70
声源B dB	75	66	75	66
A+B dB	81.2	80.2	76.2	71.2
降噪效果 dB		1	5	10

7.3　液压噪声预防通则

1）选用低噪声的产品。

2）采用弹性联轴器并注意轴线对中。

3）液压泵和电动机的共同底板，可通过隔振结构安装在刚性足够大的机座上（尽量避免安装在油箱上）。隔振结构的固有频率应避免与轴或泵工作腔的频率产生共振。液压泵的工作腔数目一般在 6～12 之间，所以机座隔振结构的固有频率最好设定为轴基频的 2.5～3.5 倍。隔振结构的固有频率可由下式计算：

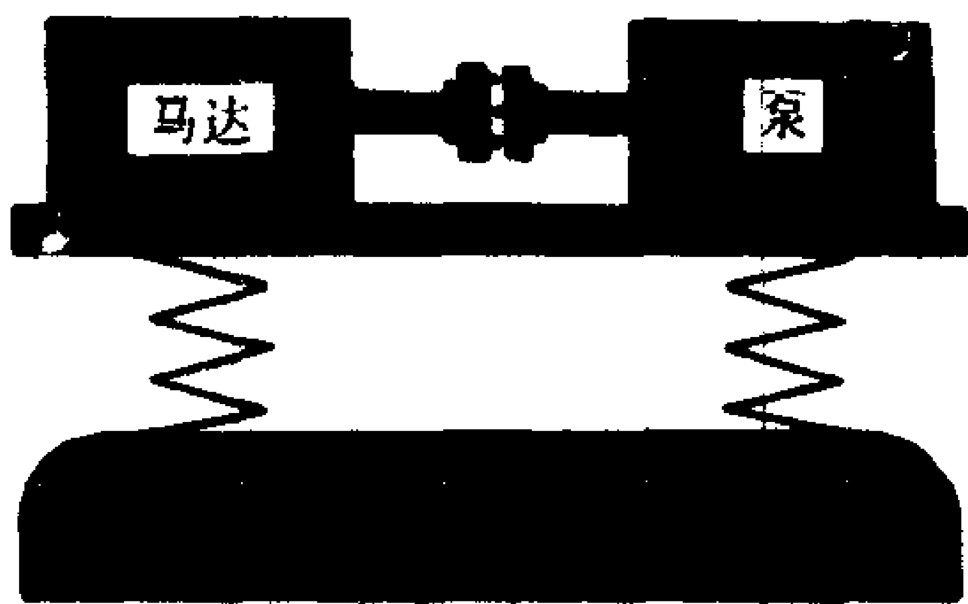


图 5.7.1-4　液压泵的隔振

$$f_0=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}} \quad \text{Hz} \qquad (5.7.1\text{-}18)$$

$$X=M/K \quad \text{m} \qquad (5.7.1\text{-}19)$$

式中：X——机组和共同底板的静态下沉位移，m；

M——机组和共同底板的质量，kg；

K——隔振结构的弹性系数，kg/m。

4）液压泵（马达）的进出油口，以短的软管与钢管连接，可以避免引起钢质管道振动。但是，软管接头是一个薄弱环节，安装方式必须正确（详见第 4 章 2）。

5）液压泵的排油压力脉动倘若已证实为重要的噪声源，则需考虑：在泵的出口加装适当长的软管；在泵的出口加装容量适当的波纹型气囊式蓄能器。

6）管道可能对舱壁产生激振或相反；所以管子应当固定于刚性较大的壁面（或梁柱）上。普通支座的衬套材料应采用不会擦伤管壁的尼龙或塑料，穿越隔舱壁的支座衬套材料则以弹性较大的耐油橡胶为宜，见图 5.7.1-5。

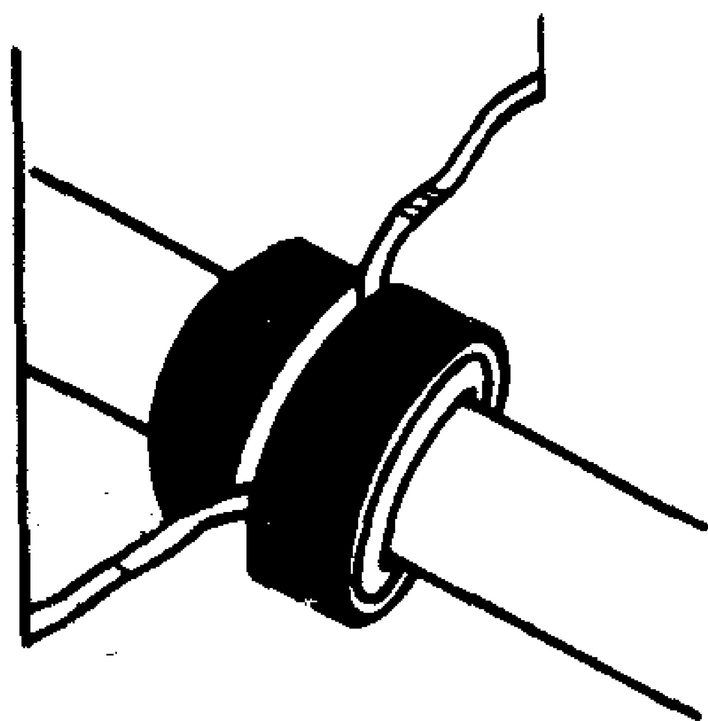


图 5.7.1-5　管子穿越舱壁的隔振

7）安装在支座上的管子，其固有频率与支座间距等参数有关，ISO 4413 给出的间距数据列于表 5.7.9-1。当管子受到激励而产生共振时，可以在该段管子上加一个适当的质量，以降低其固有频率；也可以在中间附近增加一个支座，以提高其固有频率。

8）由于结构特点以外原因所引起的气蚀现象，各类液压泵往往都需要同时采取多种措施，方能取得满意的效果。例如：

（1）适当提高开式系统的油箱安装高度；对于闭式系统，则可在靠近泵的入口处增设一个安装高度适当的膨胀油箱；

（2）降低液压泵吸油管道的流动阻力；

（3）吸入滤油器的通油量要足够大，网目不要超过150；最好带有淤塞指示装置和自动旁路功能；要及时清洗干净；

（4）冬季可以使用加热器，适当提高油的工作温度；

（5）必要时可以考虑更换其他类型的液压泵，或者适当降低其工作转速。

9)空气泡噪声的防治措施

（1）油箱进出管口的形状、朝向和浸入液面的深度，均应有利于气泡上升到达液面，更不允许由此而生成大量的空气泡；

（2）油箱的大小和中间隔板的数目，应当让空气泡有足够长的时间升达液面；

（3）在油箱的出口侧加装气泡滤网，以免空气泡再次混入油液，见图5.7.1-6；

（4）避免工作油温过低；

（5）选用消泡性能较好的液压油。

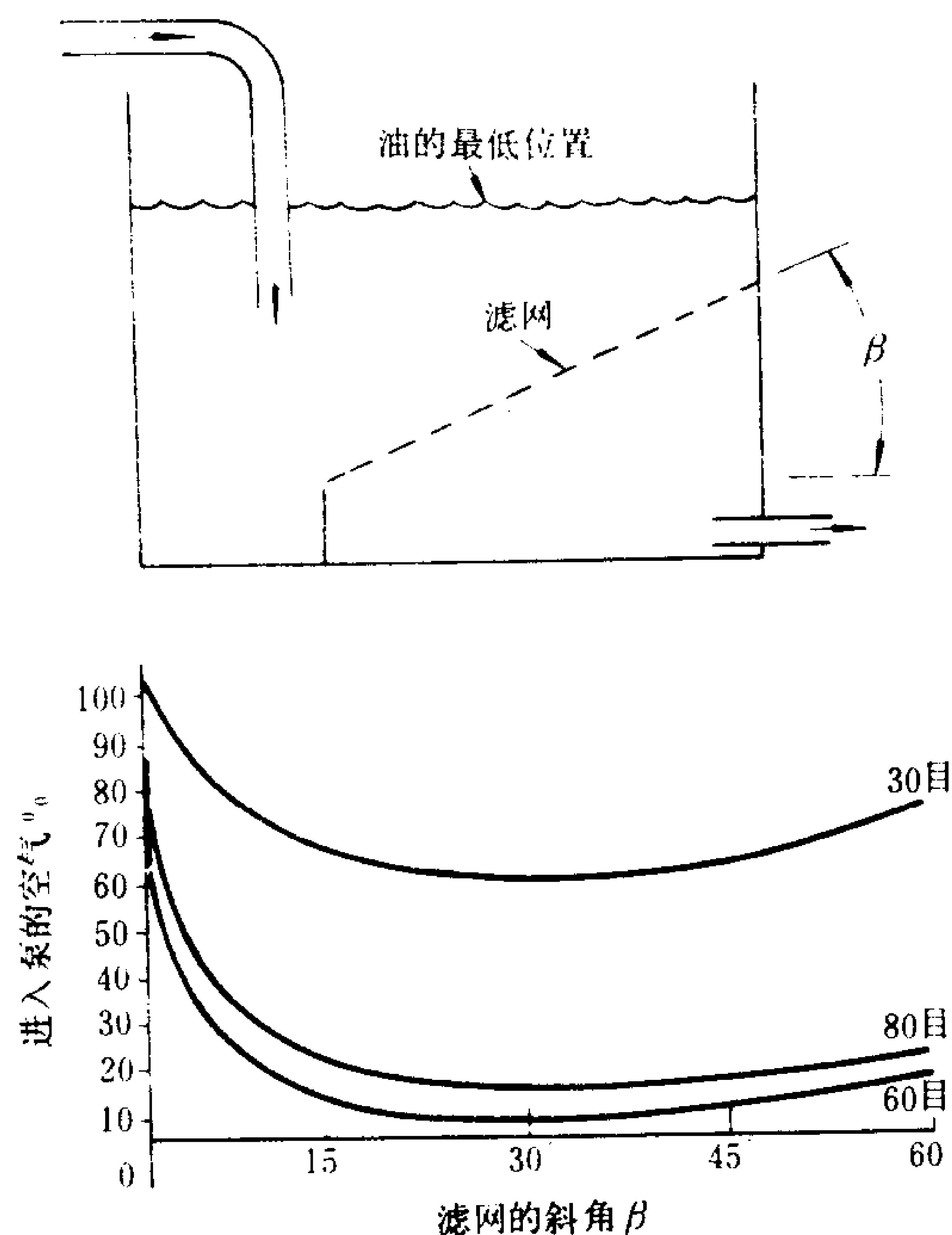


图 5.7.1-6 油箱的气泡滤网及其效果

参考文献

〔1〕盛敬超：液压流体力学，机械工业出版社，1980年

〔2〕〔日〕市川常雄：液压技术基本理论，煤炭工业出版社，1975年

〔3〕罗志骏：液压气动设计计算图表，机械工业出版社，1981年

〔4〕机械设计手册（下），化学工业出版社，1983年

〔5〕刘连山：流体传动与控制(上)，人民交通出版社，1983年

〔6〕〔美〕威格士公司：液压系统噪声对策，1974年

表 8.3.4 16　HZ- 系列触点闭合表

定位特征及接线图编号 / 触点编号	MO_8		
	0	1	2
1—2	—	×	—
3—4	—	—	×
5—6	—	—	×
7—8	—	×	—
9—10	—	×	—
11—12	—	—	×
13—14	—	—	×
15—16	—	—	×

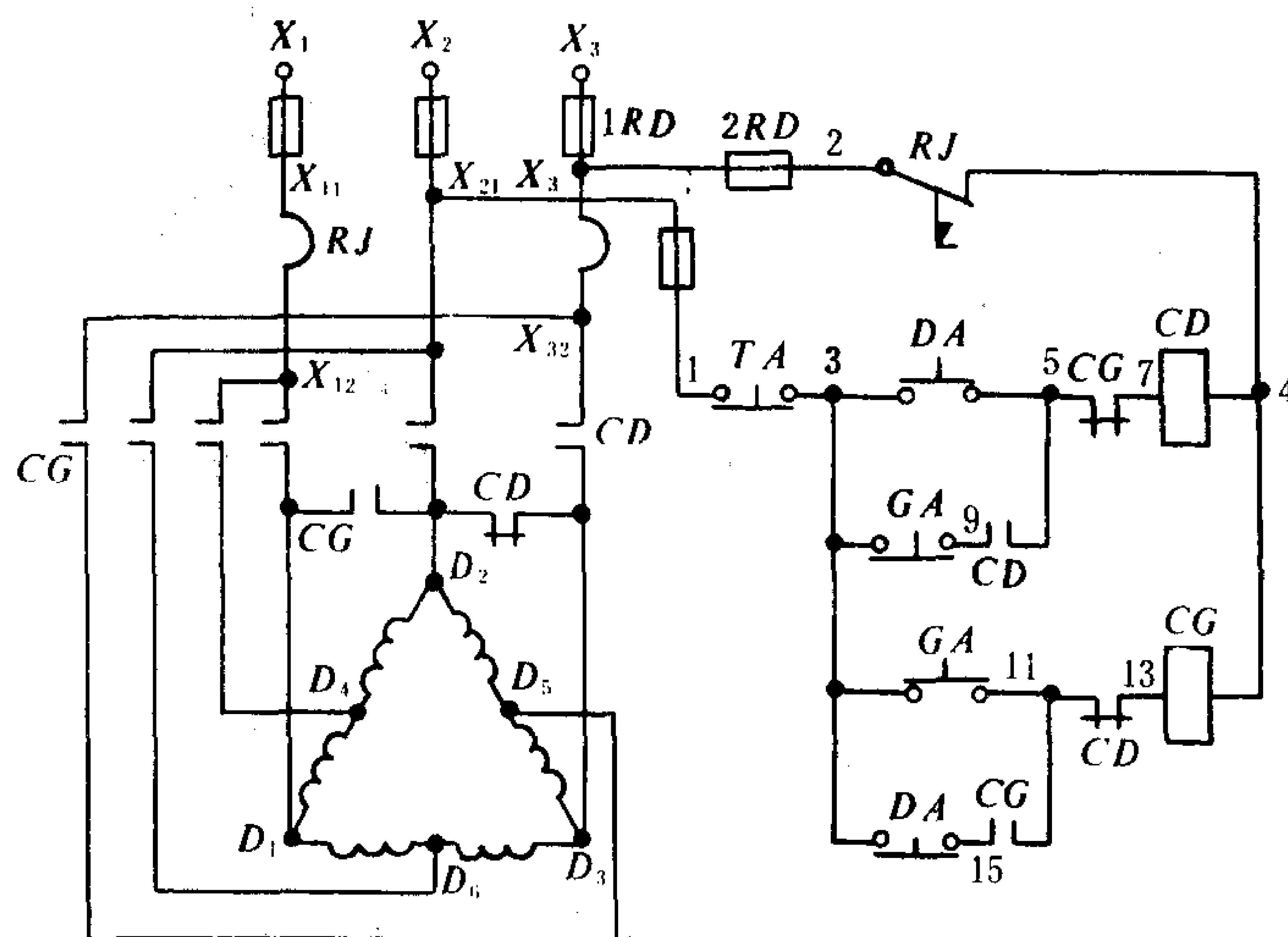


图 8.3.4 59　用两只接触器控制的变速电路

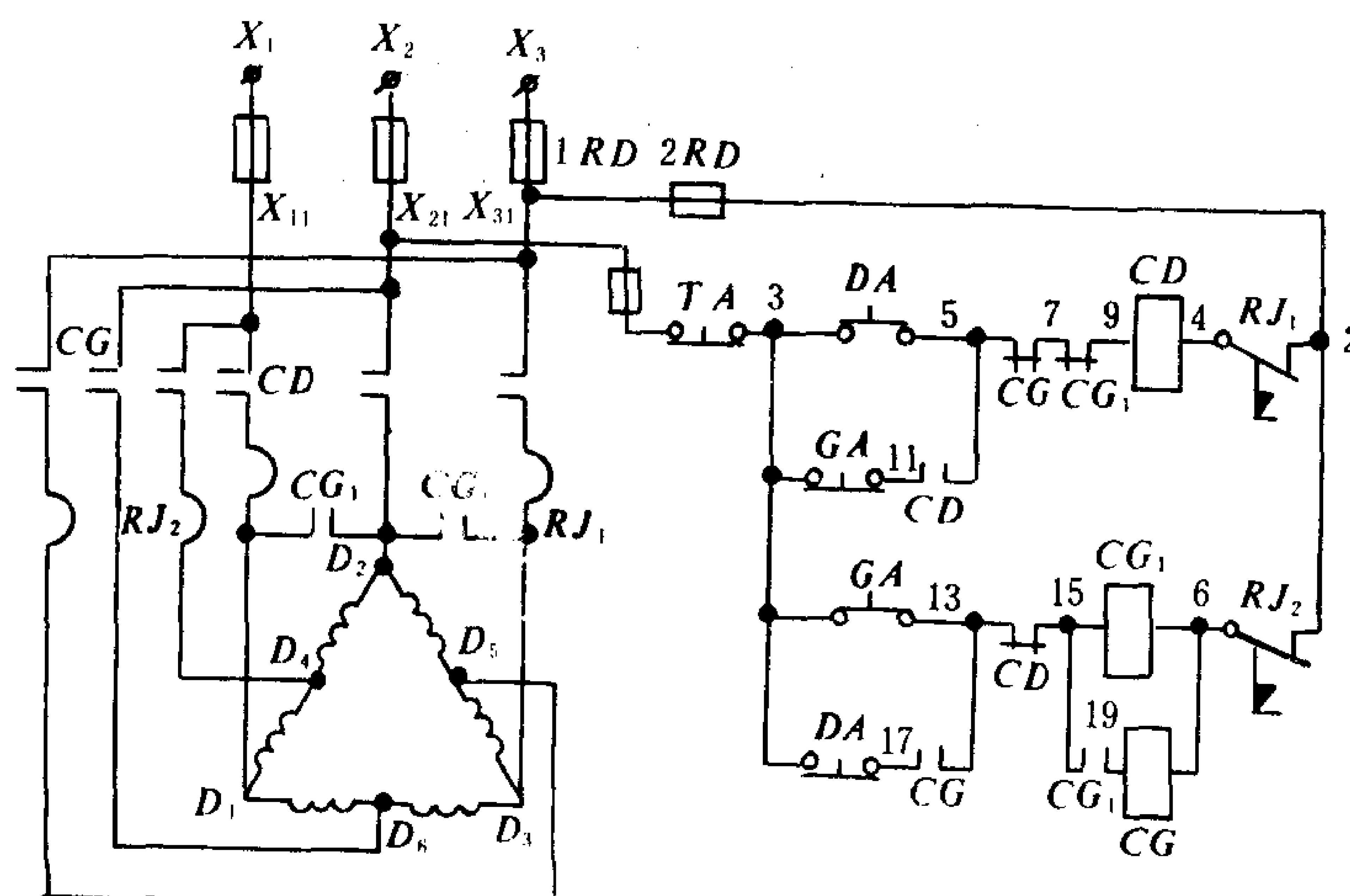


图 8.3.4 60　用三只接触器控制的变速电路

3)实际控制电路

双速电动机和三速电动机多用于锚机拖动控制系统。图 8.3.4—61 为三速异步电动机的内部接线与控制电路;图 8.3.4—62 是用于锚机拖动系统的 MDCI—20、40/2 电气原理图。

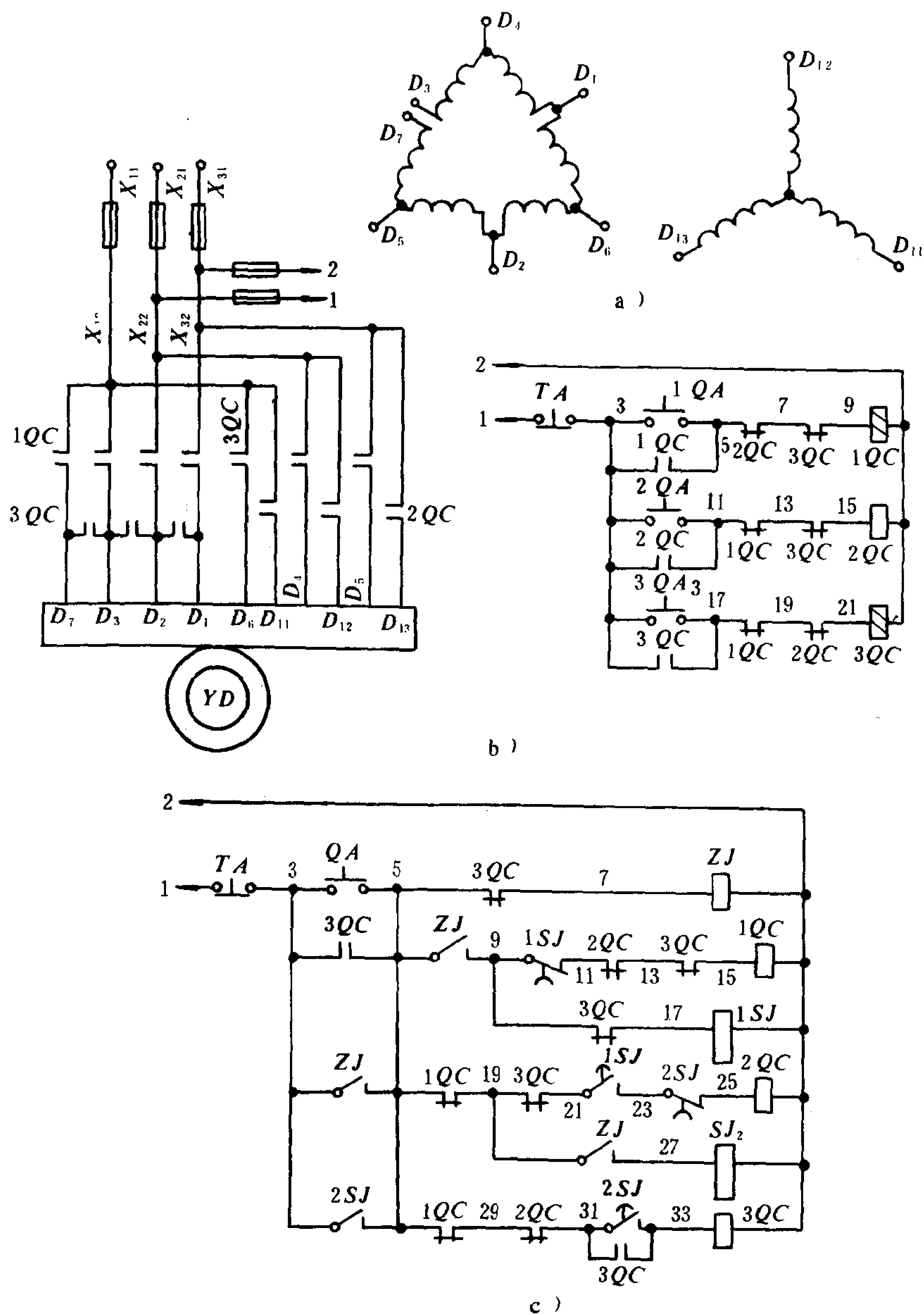


图 8.3.4—61 三速交流异步电动机内部接线和控制电路

a)定子绕组接线示意图;b)用交流接触器起动的电路;c)用交流接触器和延时继电器的自动加速控制电路

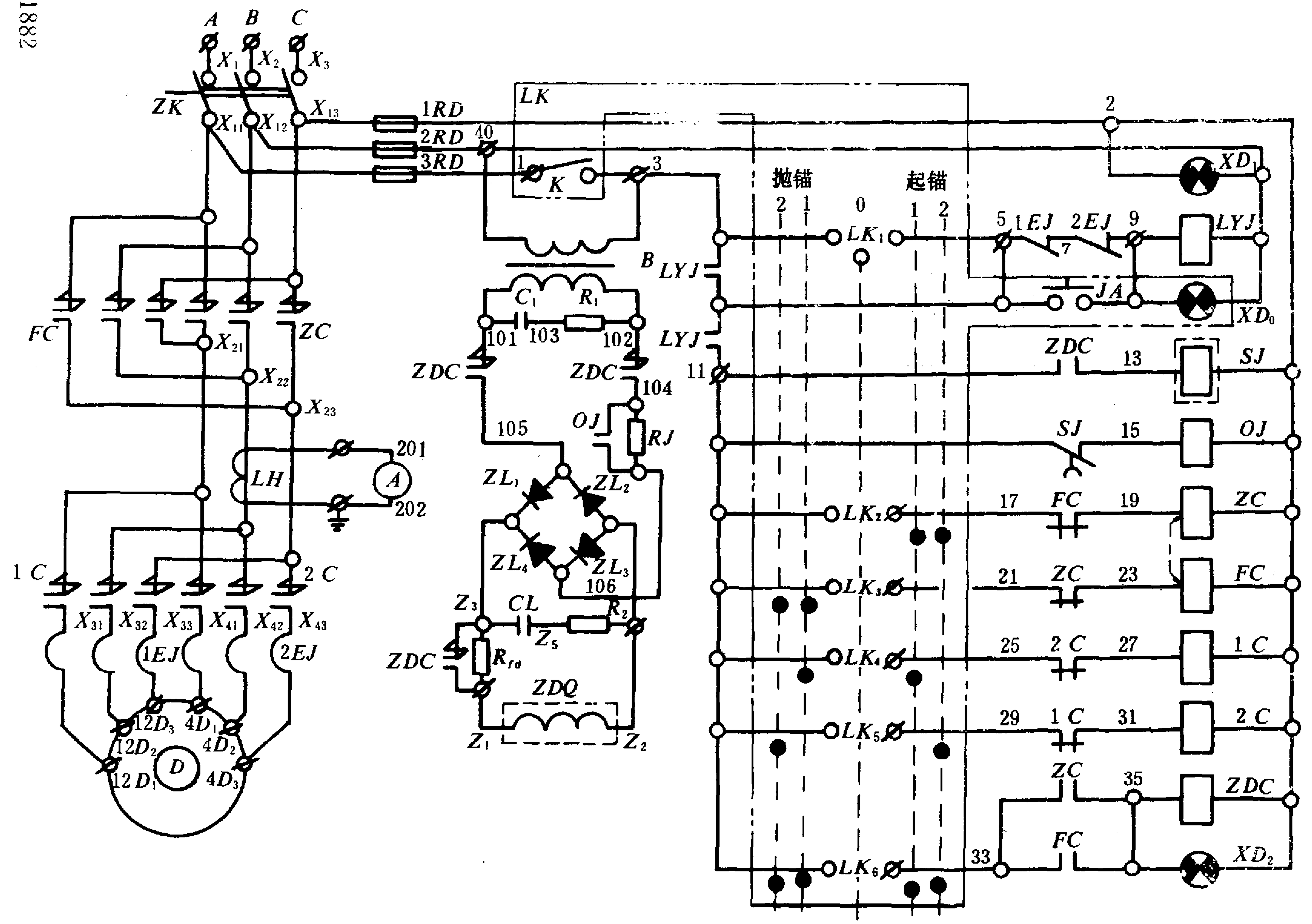


图 8.3.4－62　MKCI－20、40/2 锚机电气原理

$XD_{0\sim2}$	指示灯
1～3 RD	熔断器
$C_{1\sim2}$	电容器
$R_{1\sim2}$	电阻
R_{fd}	放电电阻
R_j	经济电阻
$ZL_{1\sim4}$	硅整流器
B	变压器
A	电流表
LH	电流互感器
ZK	自动空气开关
JA	应急按钮
K	控制电源开关
LK	主令控制器
SJ	延时继电器
1～2 EJ	热继电器
OJ	中间继电器
LYJ	零压继电器
1～2 C	速度接触器
ZC、FC	方向接触器
ZDC	制动接触器
ZDQ	直流制动器
D	电动机

$P_{d0.1}$值是以粗糙斑痕的表面直径达到1 mm时的轴向加载力来表示液压油抗擦伤的性能。

3）P_D值

P_D值是以 4 个钢球开始“烧结”在一起时的轴向加载力，来表示含有极压添加剂的液压油的抗烧结性能。极压剂的作用如下：某些液压元件的运动副常常会在局部点接触或线接触的状态下，频繁地起动或低速运行。甚高的接触比压会导致零件表面局部出现高温，这时，含有硫、磷、氯、铅、锌和锑等元素的极压添加剂，首先会在该表面的凸起部位生成一种低熔点的合金覆盖层(图 5.7.2-4 a)，并在被擦去以后又会重新迅速形成，从而避免元件的大面积擦伤和烧结。

表 5.7.2-1　油液的P_k和P_D值

	P_k　N	P_D　N
一般的基础油	300～650	1000～1400
含极压剂的液压油	1000～2200	5000～6000

1.6　固体杂质

液压油中的固体杂质通常包括金属磨屑、铁锈、氧化皮、焊渣、研磨材料、尘土、油漆片以及纤维等固体微粒物。这些微粒物楔入运动间隙，就会导致有关工作面的间接摩擦和磨损，或者使滑阀芯子卡紧而动作失灵。

每 100 mL液压油含有固体杂质的mL数，是液压油的一个重要指标。

1.7　水分

液压油所含的水分，一部分来自炼制和储运过程，一部分则在系统运行过程中产生。

在带有柱塞式液压缸的开式系统，油箱可能频繁而大量地呼吸空气。在油箱壁温低于湿空气露点温度时，水蒸气将凝结成水珠而进入油液中（精心的设计可以大为减轻)。

水分的存在会使不经常运行的元件遭到锈蚀。水与水溶性有机酸在一起，会加速金属腐蚀。防锈添加剂可减轻水的锈蚀作用。

1.8　酸值和水溶性有机酸

在正常情况下，液压油产品都含有各种微量的酸性物质，并用“酸值”来衡量。酸值的大小是以中和每克液压油全部酸性物质所耗费的氢氧化钾（KOH）的毫克数来表示。对于基础油，酸值可表明其炼制质量如何，但对含有酸性添加剂较多的优质液压油来说，则仅表明酸性物质的含量。

对多数金属具有强烈腐蚀作用的是低分子的水溶性有机酸。它是液压油氧化变质的初期产物之一，并随着变质向深度发展而日渐增加。所以，对于使用中的液压油，水溶性有机酸的含量还能表明液压油自身的老化变质深度，或者是否应该更换新油。

水溶性有机酸的存在可以通过油样的水抽提试验来测定，详见GB 259—64。

2　液压油的添加剂

近代的优质液压油都借助多种添加剂来提高其性能，见表 5.7.2-2。

添加剂大多属于较复杂的有机化合物。它们之间往往具有相互排斥或抑制的作用。例如2.6 叔丁基甲酚（抗氧化剂）与五氯联苯（抗磨剂）合用时，其P_k值比基础油还低。所以，不

应把不同厂家和属于不同系列的液压油掺合使用。

液压油在使用过程中，大多数添加剂因不可逆的化学反应而日渐损耗。特别是在使用优质液压油去冲洗新建的管道时，其中某些添加剂可能在短时间内即耗尽而需要提前换油。

表 5.7.2-2　　液压油常用的添加剂

代　号	名　　称	效　　能	备　　注
T 501	2.6 二叔丁基对甲酚	抗氧化	又名 264，石油六厂等产
T 202	硫磷丁辛醇锌盐	抗氧、抗腐、抗磨	又名 6411，石油六厂等产
上 105	硫磷化高级醇锌盐	抗氧、抗腐、抗磨	上海炼油厂代号，下同
	磷酸三乙酯	抗氧、抗磨	天津试剂一厂等产
上 404	硫化棉子油	抗磨	
上 402	硫氯化石蜡	抗擦伤	
	氯化石蜡	抗擦伤	又名RCI
兰 407	烷苯基二硫代磷酸锌	抗擦伤、抗磨	兰州炼油厂代号
T 746	烯基丁二酸	防锈	兰炼 708，上炼 802
T 702	石油磺酸钠	防锈、抗乳化	杭州炼油厂等产
	单元酸甘油酯	抗锈、抗乳化	
T 601	聚正丁基乙烯基醚	增粘	上炼 601
上 602	聚甲基丙烯酸酯	增粘降凝	
T 603	聚异丁烯	增粘	石油六厂代号 6911
上 605	反丁烯二酸酯与醋酸乙烯酯	增粘降凝	
	二甲基硅油	抗泡沫	上海树脂厂等产
	苏丹红	消声剂	

注：T 501 代表统一编号 501。

3　液压油

在我国，船舶液压传动装置广泛使用的优质液压油有低温（凝）液压油和抗磨液压油。在气温较高的航区，有时也选用精密机床液压油。

3.1　精密机床液压油

精密机床液压油含有抗氧化剂、抗磨剂、抗泡沫剂和防锈剂，具有工作稳定和设备磨损少等优点，使用寿命一般在一年以上，见表 5.7.2-3。

3.2　抗磨液压油

抗磨液压油以精炼的机械油、汽轮机油或变压器油为基础油，所含的添加剂与精密机床液压油相近，但凝点为−25℃，见表 5.7.2-4。

3.3　低温（凝）液压油

低温（凝）液压油以汽轮机油、变压器油和航空润滑油为基础油，含有增粘剂、降凝剂、抗氧化剂、抗腐蚀剂、抗磨剂以及防锈等添加剂，有较高的粘度指数和更低的凝点，适用的航区较广，见表 5.7.2-5。

8.4 电磁离合器调速

8.4.1 工作原理

电磁离合器是将异步电动机转轴和生产机械转轴，通过电磁感应原理作软性连接，以此传递功率的一种装置。电磁离合器分电磁滑差离合器和磁粉离合器两种。

图 8.3.4—64a)为电磁滑差离合器示意图。图中 1 是主动部分，它是由电磁材料制成的圆筒，称为电枢，由异步电动机带动作恒速旋转。2 是从动部分，上面装有激磁绕组 3。绕组引线接于集电环上，通过电刷与直流电源接通。当绕组通过直流电流产生磁场时，则异步电动机带动的电枢会因切割磁力线而感应涡流，涡流再与磁极的磁场作用产生电磁力并形成转矩，以致使内磁极组成的从动部分带动生产机械跟随电枢旋转，调节励磁电流的大小，就可调节从动部分的转速。但从动部分转速不会等于主动部分转速。只有保持“转差”，才能产生涡流，产生带动生产机械转动的转矩。机械特性如图 8.3.4—64b)所示。

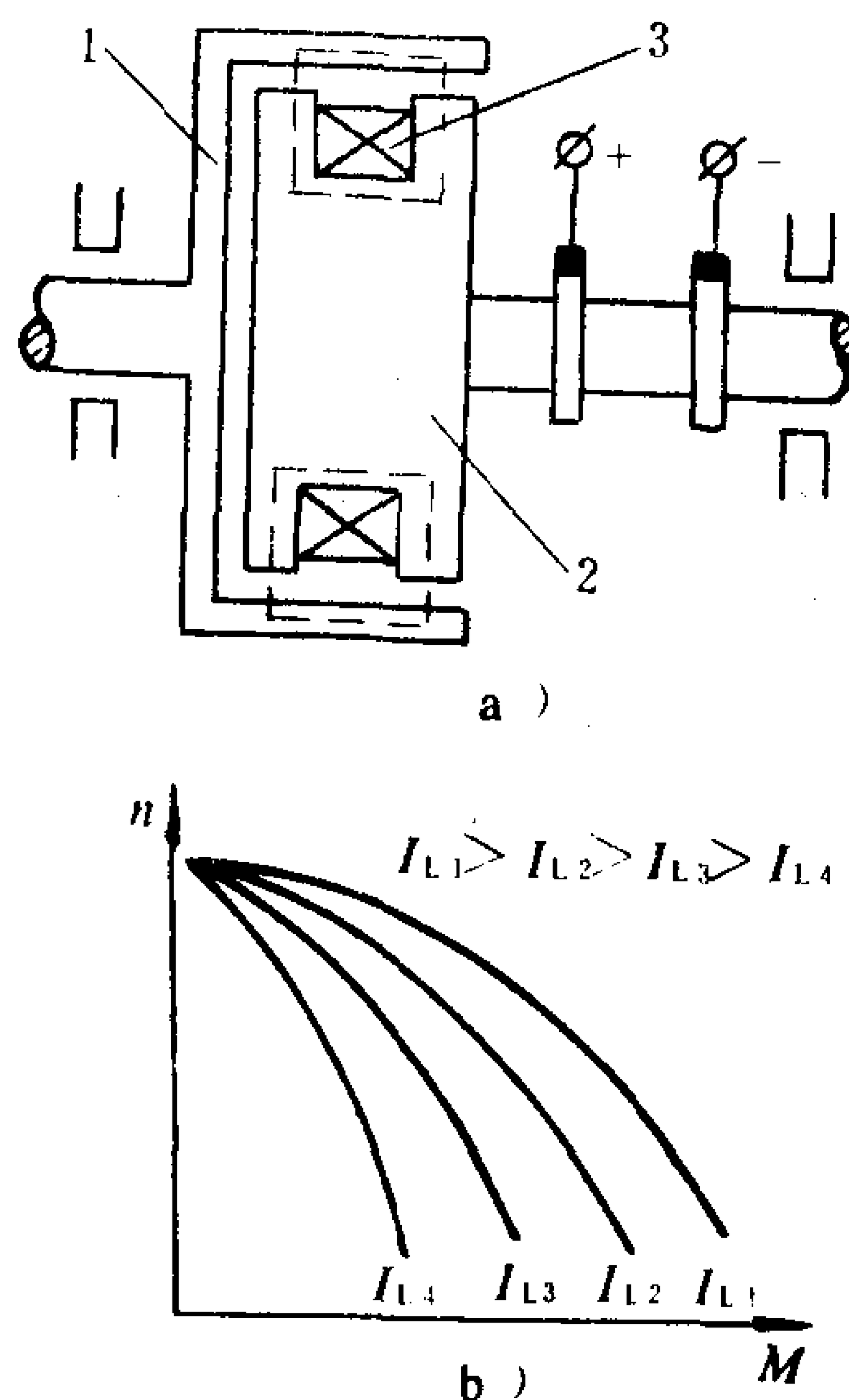


图 8.3.4—64 电磁滑差离合器
a)结构示意图；b)机械特性

8.4.2 系统组成

图 8.3.4—65 是电磁转差离合器调速系统组成原理图及其机械特性。系统由电磁转差离合器励磁控制装置和测速反馈装置等组成。

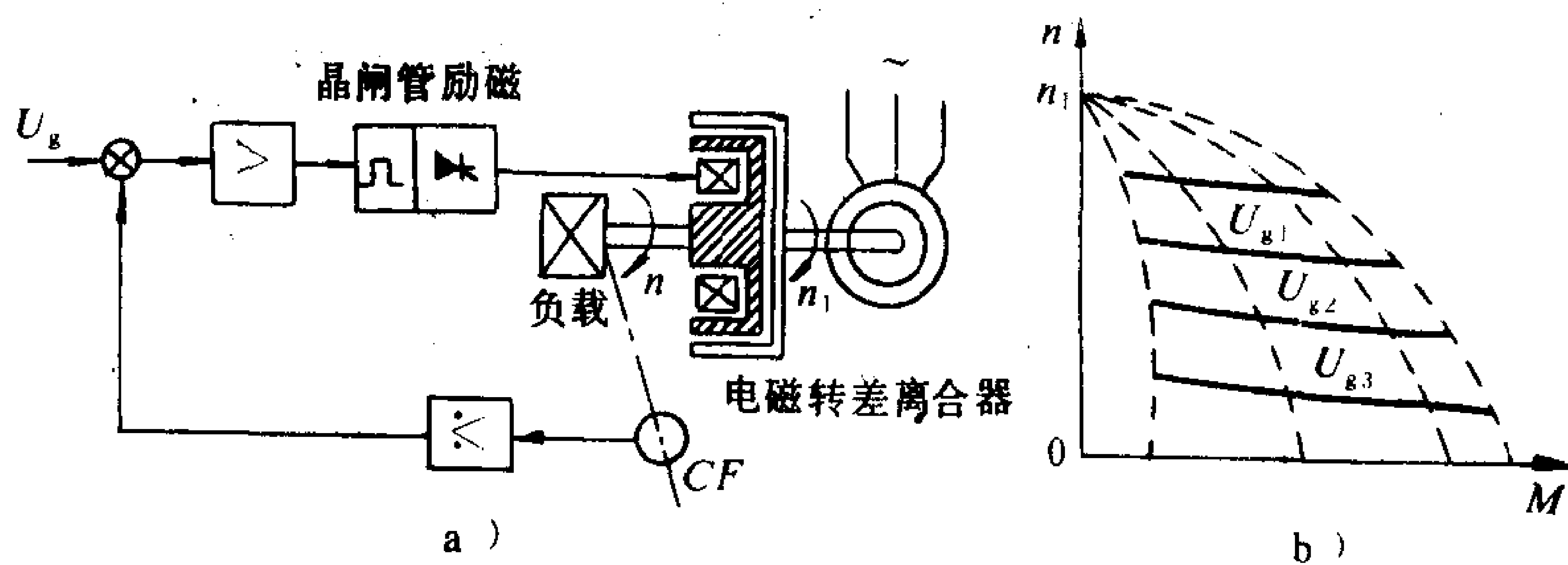


图 8.3.4—65 具有速度负反馈的电磁转差离合器调速系统

表 5.7.2-6　　我国液压油产品的分组、命名和代号（GB 2512 摘录）

分组			命名	代号	粘度等级对照	
组成和特性	类组号	组别			新牌号 (ν_{40})	原牌号 (ν_{50})
精制矿物油			可采用机械油代			20 号 30
有良好抗氧、防锈性能的精制矿油			可采用汽轮机油（目前仅含抗氧化剂）代			20 30
有良好抗氧、防锈和一般抗磨性能的精制矿油	YA	普通	N 32 号普通液压油 N 46 号普通液压油 N 68 号普通液压油 N 32 G号普通液压油 N 68 G号普通液压油	YA-N 32 YA-N 46 YA-N 68 YA-N 32 G* YA-N 68 G	N 32 N 46 N 68 N 32 N 68	20 30 40 20 40
有良好抗氧、防锈和抗磨性能的精制矿油	YB	抗磨	N 32 号抗磨液压油 N 46 号抗磨液压油 N 68 号抗磨液压油 N 100 号抗磨液压油 N 150 号抗磨液压油	YB-N 32 YB-N 46 YB-N 68 YB-N 100 YB-N 150	N 32 N 46 N 68 N 100 N 150	20 30 40 60 80
有良好抗氧、防锈、抗磨、低温性能和良好的粘温性能的精制矿油	YC	低温	N 15 号低温液压油 N 32 号低温液压油 N 46 号低温液压油 N 68 号低温液压油 N 46 D低温液压油	YC-N 15 YC-N 32 YC-N 46 YC-N 68 YC-N 46 D*	N 15 N 32 N 46 N 68 N 46	10 20 30 40 30
粘温性能比YC油更好	YD	高粘度指数	N 32 H号高粘度指数液压油	YD-N 32 H	N 32	20

* G—有良好粘-滑特性，减少爬行；尾注D—有良好低温起动性能。

4　液压油的选用

4.1　系统的工作温度范围

从耐油橡胶密封件和液压油的使用寿命考虑，系统许用最高工作油温t_1应当小于 65℃；从液压泵吸入条件考虑，系统最低工作油温t_2应当大于 15℃。

4.2　系统的工作粘度范围

液压泵和液压马达的产品说明书中，一般都提出各自的工作粘度范围，阀件与液压缸有时也提出这种要求。但作为整个系统而言：

系统工作粘度上限=各元件许用粘度上限中的最低值ν_2

系统工作粘度下限=各元件许用粘度下限中的最高值ν_1

4.3　液压油的粘度等级

在液压油产品的粘温特性图 5.7.2-5 上作等温直线t_1、t_2和等粘度直线ν_1和ν_2，并且得到一个矩形$a\ b\ c\ d$。凡是既与等温线ab又与等温线cd相交的产品粘温特性线，其粘度等级都能满足系统的工作粘度要求。

③转差功率可返回电网，效率较高，适合于大容量绕线式异步电动机的转速调节。

④因逆变电压频率必须随转子转速而变化，这样的装置在技术上较复杂，设备投资较大。

⑤适用于通风机负载和恒转矩性负载。

8.6 定子调压调速

8.6.1 工作原理

定子调压调速是在恒定交流电源与异步电动机之间接入由晶闸管组成的调压装置，利用改变电动机端电压的方法来实现转速调节。

由于交流电压是正弦交变的，为了使异步电动机端电压是正、负半波对称的电压波形，每相采用两只晶闸管反并联连接，也可采用双向晶闸管（图 8.3.4—68a)所示）。对于不同的触发时刻，可获得不同的控制角 α，从而可得到相应的不同输出电压波形 U＝f(t)（图 8.3.4—68b)所示）也就改变了加在电动机端电压的有效值。

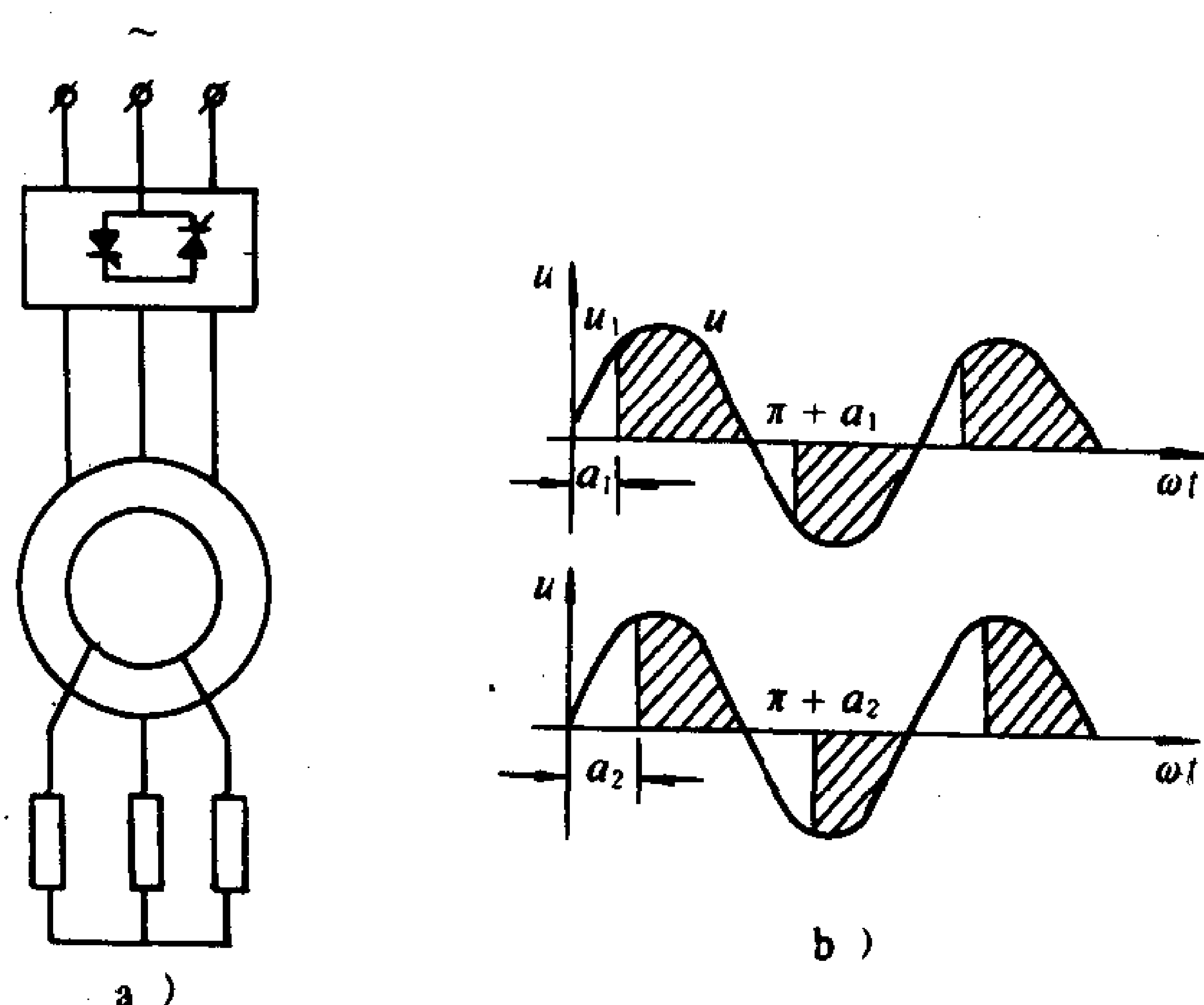


图 8.3.4—68 晶闸管交流调压调速

a)主电路；b)电压波形图

仅仅调节电动机端电压，对电动机实行开环控制，其机械特性如图 8.3.4—69a)所示，这种调速方法的调节范围不大，显然没有实用价值。目前多采用具有转速负反馈的调压调速系统，其组成如图 8.3.4—69b)所示。由于引入了速度反馈，静态特性硬度大大增加，见图 8.3.4—69c)，调速精度和调速范围得到很大提高。

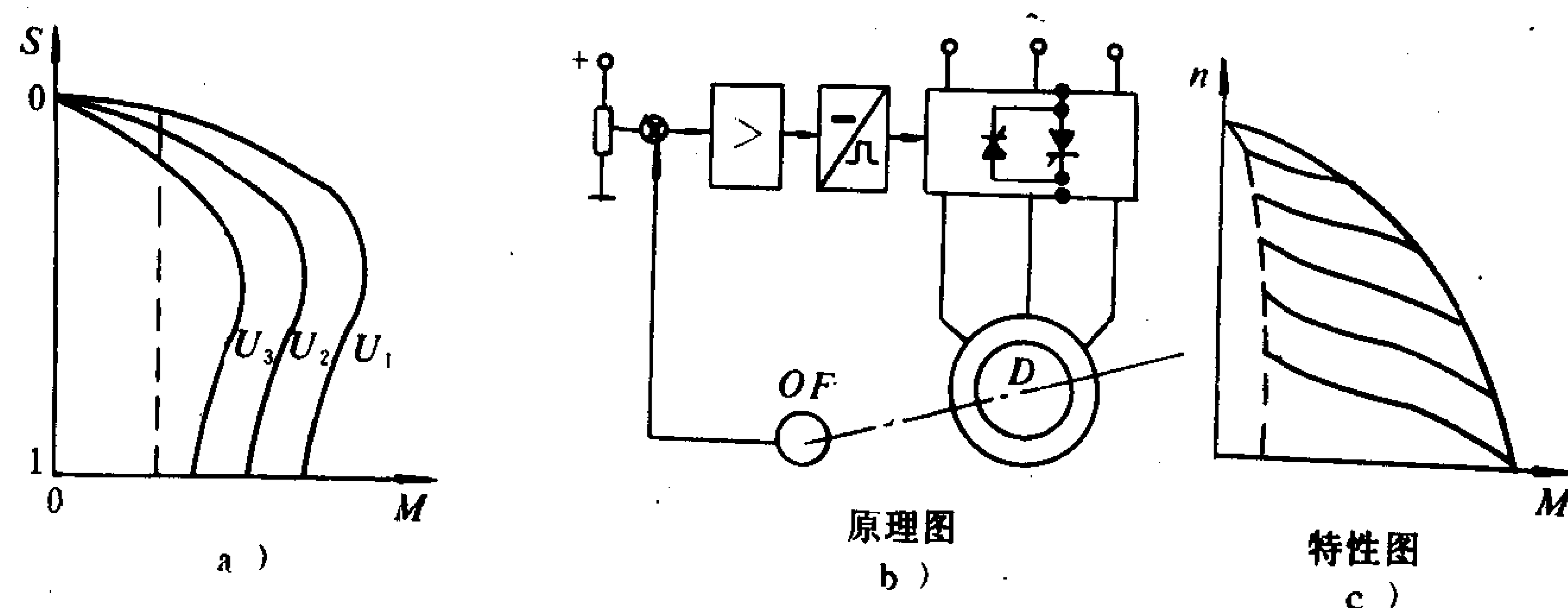


图 8.3.4—69 交流调压调速的机械特性与系统组成

8.6.2 特点

①调速系统线路简单，价格低廉，维修方便，可以对绕线式异步电动机或高转差鼠笼异步电动机实现无级平滑调速。调速范围可达 10∶1 或更大一些。

②低速运行时，转差损耗大，效率低。适用于短期或重复短期工作制的生产机械。

③存在高次谐波，功率因数较低。

④属恒转矩性调速，适用通风机负载或恒转矩性负载。

根据以上要求，参照表5.7.2-3至表5.7.2-6，即可确定液压油的品种名称和牌号，例如N 68号低温液压油或YC-N 68。

5 使用和管理

液压油的污染和变质，对液压元件的故障发生率、使用寿命和效率都有密切关系，同时还涉及液压油的更换间隔时间。所以，有经验的轮机员常常把液压油的使用管理置于工作的首位。

5.1 液压油的污染

液压油在储存、运输、添入、系统修建、元件拆装以及正常运行等过程中，都可能混入各类有害杂质（见表5.7.2-7）。其中，固体杂质的混入会引起元件的异常磨损和故障，因此固体杂质的几何尺度和数量就成为液压油污染监督和控制的主要参数。

表5.7.2-7　　液压油混入杂质的情况

种类	名　称	来　　源	危　　害
流体	水	储运容器、油箱呼吸	锈蚀；与水溶性有机酸在一起，对一般金属具有强烈腐蚀作用
半流体	糊状沉淀物	液压油的深度氧化产物	半透明，积聚在油箱底部，容易淤塞细密的滤芯，且难被视察检查出来
	油脂	元件安装	容易造成局部淤塞
固体	纤维 密封件碎片 油漆碎片 钢铁氧化皮 焊渣、焊瘤	元件安装和管道施工	容易导致滑阀芯卡紧、锥阀密封失败和各种压力阀的节流通道堵塞。此类故障的发生率最大
	铁锈	油中含有水分	容易导致滑阀芯卡紧、锥阀密封失败和各种压力阀的节流通道堵塞，加速元件的磨损
	尘土 金属微粒	活塞杆带入 元件磨损	容易导致滑阀芯卡紧、锥阀密封失败和各种压力阀的节流通道堵塞

系统在修建时容易混入固体杂质，其尺度可能从几μm（例如尘土）到几十μm（例如密封件碎片），如图5.7.2-6所示。但在添加液压油时，不洁的容器或操作不当也会使较多的固体杂质混入。倘若系统经设计对于固体杂质具有充分的滤清能力，并且在管理中充分发挥其效果，那么，纵使元件的自然磨损会不断产生金属微粒，但在运行一段时间之后，液压油中所含固体杂质的数量和尺度仍会逐渐降低到某一平衡状态，系统的故障发生率也就明显下降至某一最低限度。

表5.7.2-8　细小通道和间隙的一般尺度

通道或间隙种类	尺度μm	污染后果
元件的节流孔口或细长管	$\phi1500 \sim \phi5000$	堵塞
滤油器的过流尺度：		堵塞
泵进口的	179～	堵塞
泵出口的	≤45	堵塞
回油总管的	≤20	堵塞
元件局部精滤芯	5～15	堵塞
滑阀芯的运动密封间隙	5～15（每边）	卡紧和磨损
泵（马达）的润滑和密封间隙	10～30（每边）	卡紧和磨损

表5.7.2-8给出了可能出现堵塞、淤塞、卡紧和磨损的通道或间隙的一般尺度。

结合上述固体杂质混入的情况，大体上可以得到如下概念：

（1）新建或修复的系统，应当经过认

表 8.3.4—20　**交—交变频器与交—直—交变频器主要特点比较**

变频器类型 比较内容	交—交变频器	交—直—交变频器
换能方式	一次换能，效率较高	二次换能，效率略低
换流方式	电网电压换流	强迫换流或负载换流
装置元件数量	较多	较少
元件利用率	较低	较高
调频范围	输出最高频率为电网频率的 1/3～1/2	频率调节范围宽
电网功率因数	较低	如用可控整流桥调压，则低频低压时功率因数较低，如用斩波器或 PWM 方式调压，则功率因数高
适用场合	低速大功率拖动	可用于各种拖动装置，稳频稳压电源和不停电电源

表 8.3.4—21　**电流型与电压型交—直—交变频器主要特点比较**

变频器类型 比较内容	电　流　型	电　压　型
直流回路滤波环节	电抗器	电容器
输出电压波形	决定于负载，当负载为异步电机时，近似正弦形	矩形
输出电流波形	矩形	决定于逆变器电压与负载电动机的电势，有较大的谐波分量
输出动态阻抗	大	小
再生制动	方便，主回路不需附加设备	需要在电源侧设置反并联逆变器
过流及短路保护	容易	困难
动态特性	快	较慢，如用 PWM 则快
对晶闸管要求	耐压高，对关断时间无严格要求	耐压一般可较低，关断时间要求短
线路结构	较简单	较复杂
适用范围	单机、多机拖动	多机拖动，稳频稳压电源或不停电电源

5.3 液压油的更换

由于氧化变质、添加剂的自然损耗或者受到严重的污染，液压油的部分应用性能指标将会呈现不同程度的变化。轮机管理人员应对下列3项加以重视：

1）酸值的增值。在使用过程中，由于氧化变质而生成水溶性有机酸，液压油的总酸值将会变大，其增值在很大程度上反映出油的氧化变质程度。一般认为，液压油总酸值的增值不应超过0.3 mgKOH/g。如果在油箱底部的抽样中含有半透明的糊状粘稠液，则酸值的增值已经远远超过上述数值。

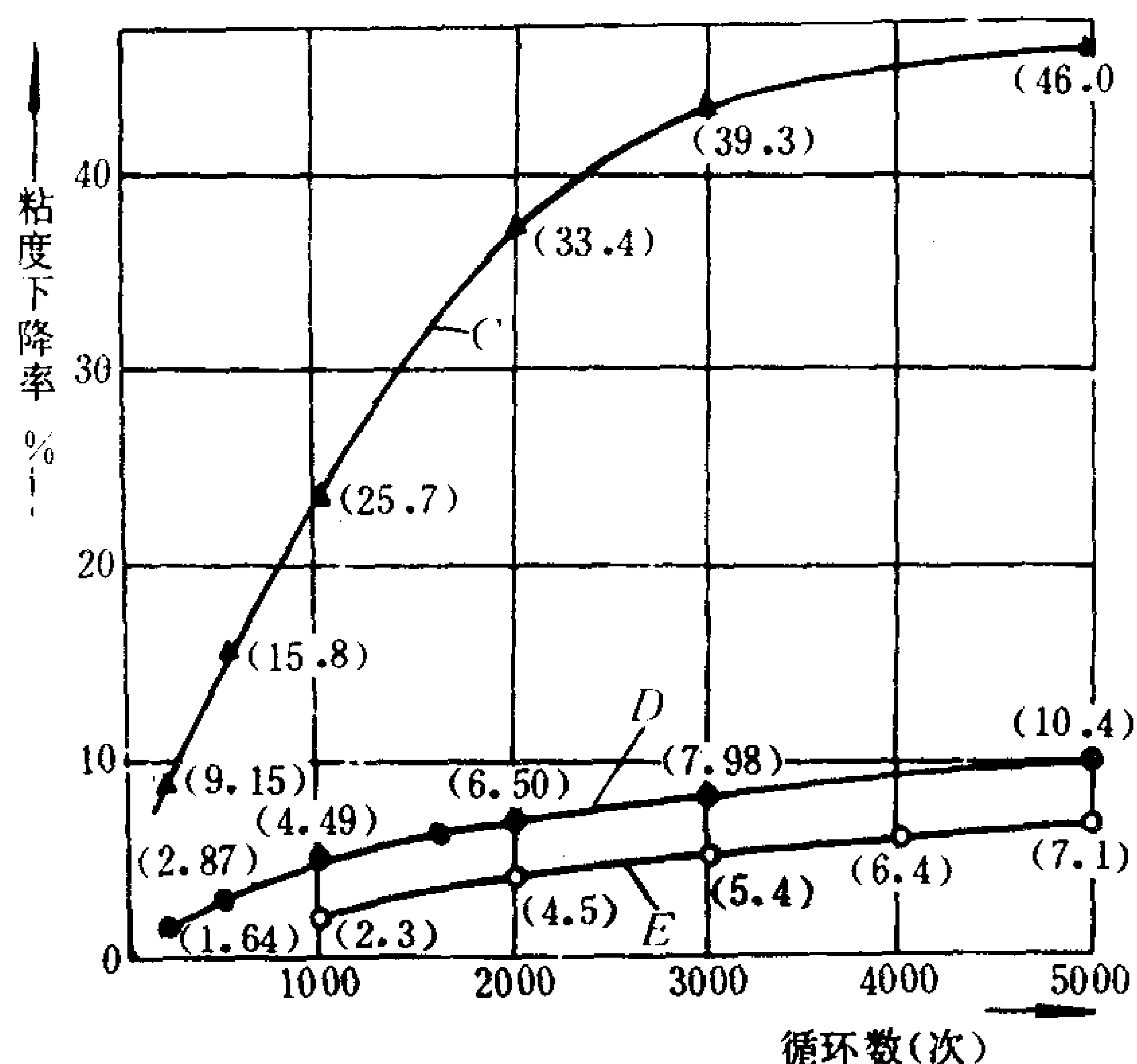


图5.7.2-7 高粘度指数液压油的剪切稳定性试验

2）粘度的变化率。粘度对于实现完全的油膜润滑或减少泄漏都起着十分重要的作用。然而含有粘度指数增进剂的液压油，其抗剪切性能一般都比较差，粘度会日渐下降。图5.7.2-7表示含粘度指数增进剂油的剪切特性试验结果。试验用的油样以10号变压器油为基础油，加入数量和品种不同的粘度指数增进剂，在齿轮泵式液压油剪切稳定性试验机上进行试验。另一方面，液压油的氧化变质却会提高油的粘度。所以，一般认为，从润滑和泄漏出发，粘度变化率不应超过新油的±15%。

3）P_k值或P_D值的下降。它表明液压油抗磨或抗擦伤性能的下降程度。这项指标对于容易出现边界润滑状态的液压设备是很重要的。例如连杆式低速大扭矩液压马达的球铰副或主轴承、大型摆动式油缸的活塞杆与导向套以及高压叶片泵的叶顶与定子曲面等运动副，都要求液压油保持较高的P_k值或P_D值。但目前仍缺乏这方面的评价资料作为换油的依据。

一般说来，上述任一项指标明显下降时，都应及时换油。

换油的间隔时间，根据一般资料推荐如下：

新建系统首次换油	500 工作小时
以后的换油	5000 工作小时

但设计合理和精心管理的系统，液压油的使用寿命往往超过上列值。

系统换油包括旧油排放和新油充入两个操作。旧油排放时，应将旧油尽可能彻底地从系统排尽。其中应该倍加注意的是，油缸及其连接管中的液压油可能有相当多的部分从来没有流经滤油器。在改用另一厂家生产的液压油时，为了避免掺杂而引起性能下降，彻底排净旧油就显得特别重要。

充入新油时，应特别注意防止各类杂质进入系统。在充油的同时，应把管道和元件中的空气放尽。

5.4 液压油的掺合使用问题

不同厂家生产的液压油，由于彼此采用了性质不同的添加剂，一旦掺合使用，就可能严

表 5.7.2-9 国内外抗磨或低温（凝）液压油对照表

国产油	粘度 ν_{50}	BP	CALTEX	CASTROL	ESSO	MOBIL	SHELL	三菱	大协	丸善	日石	出光	共石	富士
	8～12	Energol HLP 40		Hyspin AWS 15	Nuto H 36		Tellus 15							Fukkol SP Hydrol 特1
	13～17	Energol HLP 50		Hyspin AWS 22			Tellus 21	Diamond 425 EP			Super Hyrando Oil 22	Torque Oil B		Fukkol SP Hydro 1号
20号抗磨液压油	17～23	Energol HLP 65	Rando Oil HD 32	Hyspin AWS 32	Nuto H 44 Standard NH-45	D. T. E. 24	Tellus 27	Diamond 430 EP	Pio-Hydro 150	Swalube HP 150	Super Hyrando Oil 32	Daphne Hydraulic Fluid 44 S	Sonic Hydraulic Oil AWL 150	Fukkol SP Hydro 2号
30号抗磨液压油	27～33	Energol HLP 80	Rando Oil HD 46	Hyspin AWS 46	NutoH 48	D.T.E.25	Tellus 29	Diamond 435 EP	Pio-hydro 215	Swalube HP 200	Super Hyrando Oil 46	Daphne Hydraulic Fluid 47 S	Sonic Hydraulic Oil AWL 200	
40号抗磨液压油	37～43	Energol HLP 100	Rando Oil HD 68	Hyspin AWS 68	Nuto H 54 Standard NH-55	D. T. E. 26	Tellus 33	Diamond 440 EP	Pioo-Hydro 315 Pio-Hydro Ace 315	Swalube HP 300	Super Hyrando Oil 68	Daphne Hydraulic Fluid 52 S	Sonic Hydraulic Oil AWL 320	Fukkol SP Hydro 3号
	47～53	Energol HLP 125		Hyspin AWS 100				Diamond 460 EP		Swalube Super Hyrand Oil 83	Super Hyrando Oil 83	Daphne Hydraulic Fluid 60 S	Sonic Hydraulic AWL 400	Fukkol SP Hydro 4号
20号低凝液压油	17～23	Energol HLP 80	Rando Oil HD AZ		Nuto H 44 Univis J 58	D. T. E. 13 D. T. E. 23	EP Hydro-Kinetic	Diamond 430	Pio-Hydro A 150 Pio-Hydro 150	Swalube 150	Super Hyrando Oil 90	Daphne Hydraulic Fluid 44	Sonic Hydraulic Oil LW-150	Fukkol SP Hydro 2
30号低凝液压油	27～33	Energol HLP 100		Hyspin AWH 46	Nuto H 48	D. T. E. 15	Tellus T 27	Diamond 435	Pio-lube Allpur A 125 Pio-Hydro 215	Swalube 200	Super Hyrando Oil 120		Sonie Hydraulic Oil LW-200	
40号低凝液压油	37～43		Rando Oil HD CZ		Nuto H 54		Tellus T 33	Diamond 440	Pio-lube Allpur A 315 Pio-Hydro 315 Pio-Hydro ACC 315	Swalube 300	Super Hyrando Oil 140	Daphne Hydraulic Fluid 52	Sonic Hydraulic Oil LW-320	Fukkol SP Hydro 3
	47～53	Energol HLP 150						Diamond 460	Pio-Lube AHpu A400		Super Hyrando Oil 180	Daplne Hydranlic Fluid 65 AV		

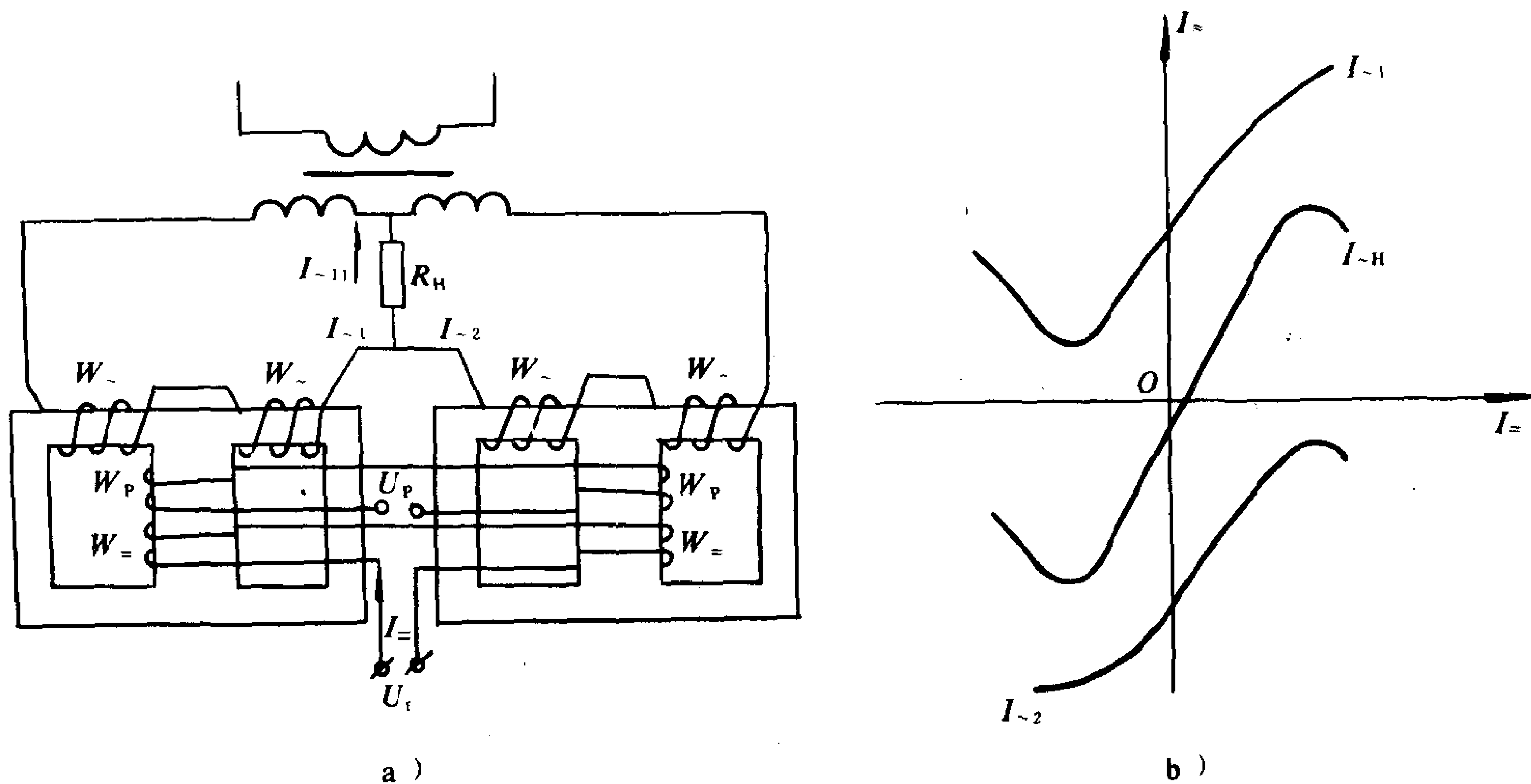


图 8.3.4—74 差动式双拍磁放大器

a)接线；b)控制特性

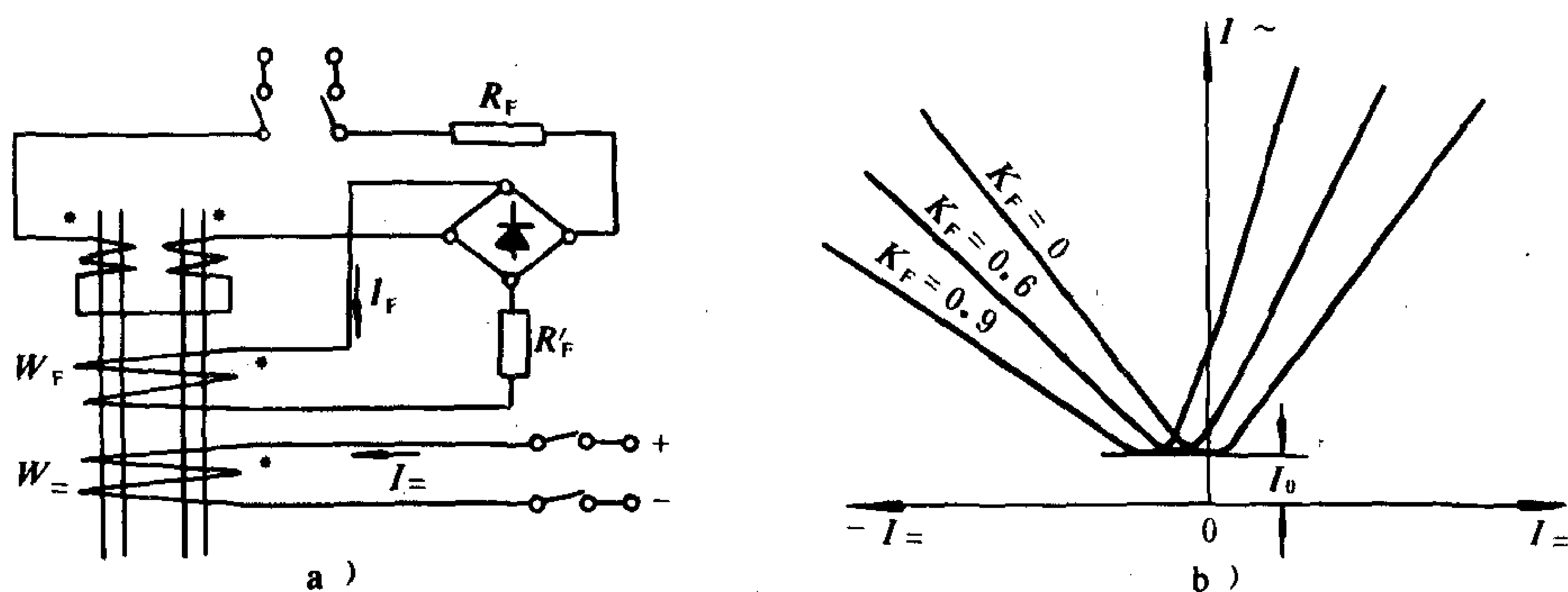


图 8.3.4—75 磁放大器正反馈线路及不同反馈系数的特性

9.2 磁放大器在拖动控制中的应用

9.2.1 用途

磁放大器和交磁放大机一样，可以实行多绕组控制。实际磁放大器由于采用正反馈接线(图 8.3.4—75a)中 W_F 为反馈绕组)，使放大倍数可达 $10^3 \sim 10^6$。其工作绕组，既可交流输出，也可经整流作直流输出。当直流输出时，可直接给直流电动机供电，也可以作为直流发电机的励磁控制，分别组成磁放大器—电动机(CFD—D)系统和磁放大器—发电机—电动机系统。图 8.3.4—76 为具有内反馈的 CFD—D 系统。

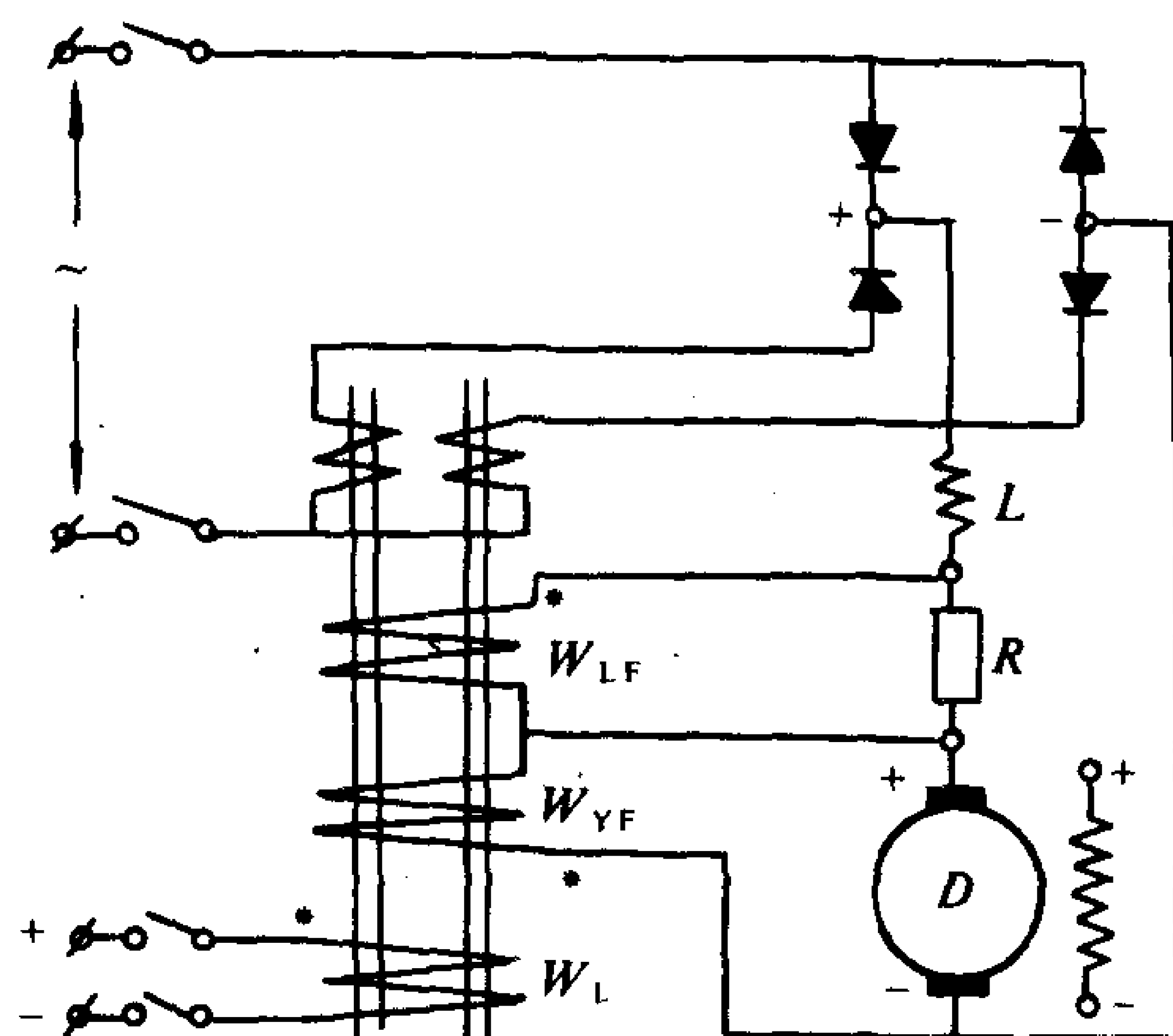


图 8.3.4—76

具有内反馈的磁放器—电动机系统

9.2.2 特点

①结构简单，容易制造，成本低廉。

②无旋转部分，性能稳定，工作可靠，便于维护。

第3章 密 封 圈

1 概述

1.1 密封圈的种类和用途

表5.7.3-1 密封圈的种类和用途

序号	名 称	图 形	材 料	适 用 条 件	用 途 和 特 点
1	O形橡胶密封圈		橡胶I~IV	液压油、润滑油、气体、水 $t=-35\sim+200℃$ $p\leq31.41$ MPa	各种形式的固定密封，小尺寸轴杆运动密封
2	Y形橡胶密封圈		橡胶I、II	液体、气体 $t=-40\sim+80℃$ $p\leq19.6$ MPa	活塞和活塞杆的往复运动密封
3	U形夹织物橡胶密封圈		橡胶I	液体、气体 $t=-25\sim+80℃$ $p\leq31.4$ MPa	活塞和活塞杆的往复运动密封
4	V形夹织物橡胶密封圈		橡胶I、II	液体 $t=-40\sim+80℃$ $p\leq49$ MPa	活塞和活塞杆的往复运动密封，允许搭口安装，具有扶中功能
5	V形塑料密封圈		聚氯乙烯	水、油 $t=-10\sim+60℃$ $p\leq31.4$ MPa	活塞和活塞杆的往复运动密封，允许搭口安装，具有扶中功能
6	Y_x形密封圈		聚氨酯	油、水、气 $t=-30\sim+100℃$ $p\leq31.4$ MPa	活塞和活塞杆的往复运动密封，允许搭口安装，具有扶中功能，短唇与运动面接触
7	三角形组合活塞环		上环 聚四氟乙烯 下环尼龙6	液压油、润滑油 $t=-80\sim+260℃$ $p\leq24$ MPa	上环摩擦系数低，用于连杆式油马达，耐磨
8	L形橡胶密封圈		橡胶I、II	气体、液体 $t=-40\sim+80℃$ $p<9.8$ MPa	气动缸活塞用，摩擦阻力小
9	J形橡胶密封圈		橡胶I、II	气体、液体 $t=-40\sim+80℃$ $p<9.8$ MPa	气动缸活塞用，摩擦阻力小
10	防尘圈		聚胺酯	油、水、气的防尘	与杆密封圈并用
11	油封		橡胶I、II	液压油、润滑油	轴密封用

注：序号1和7以外统称为唇形密封圈。

1.2　密封圈常用材质的特性比较

表 5.7.3-2　　　　　　　　**常用材质特性比较**

工作条件和适应性	丁腈橡胶 NBR	丁苯橡胶 SR	聚丁橡胶 IR	丁基橡胶 IIR	氯丁橡胶 CR	氯磺化聚乙烯合成橡胶 CSM	乙丙橡胶 EPDM EPM	氟橡胶 FPM	合成天然橡胶 IR	天然橡胶 NR	聚丙烯橡胶 ACM ANM	聚硫橡胶 T	聚氨酯类橡胶 U	硅橡胶 Si	聚四氟乙烯
耐臭氧性	4	4	4	1、2	1、2	1	1	1	4	4	1	1	1	1	1
耐风化性	3	3	3	1、2	1	1	1	1	3	3	1	1	1	1	1
耐热性	2	2、3	3	1、2	2	2	1	1	3	3	1	4	2、3	1	1
耐化学药品性	2、3	2、3	2、3	1	2、3	1	1	1	2、3	2,3	4	2	4	1	1
耐油性	1	4	4	4	2、3	3	4	4	4	4	1	1	2	1	1
耐渗透性	2	3	3	1	2	2	2	2	3	3	1	3	1	4	2
耐寒性	2	2	2	2	2、3	2、3	2、3	2、3	2	2	4	2	2	1	1
耐扯裂性	2、3	2、3	1、2	2	2、3	2	1、3	1、2	1、2	1、2	2,3	4	1、2	4	1
耐磨性	2	2	1	2、3	2	2	1、2	1、2	1	1	2	4	1	4	1
耐压缩变形	1、2	2	2	2、3	3	3	1、2	1、2	2	2	3	4	3	1、2	4
对运动的抵抗性	1、2	2	3	3	3	3	1、2	1、2	3	1	3	3	3	4	4
耐酸性	3	3	2、3	2	2、3	2	2	2	1、2	1、2	4	4	4	2、3	1
加入增强剂后的扯断强度	1、2	2	1	2	2	3	1、2	1、2	1	1	3	3	1	4	—
电绝缘性能	3	1	1	2	3	3	2	2	1	1	3	3	3	2	1
对水、蒸汽的抵抗性	2、3	2、3	2、3	2	3	3	1	1	2、3	2、3	4	3	4	2、3	1
耐燃性	4	4	4	4	2	2	4	4	4	4	4	4	4	3	2

注：1-特优；2-优；3-良；4-劣。

1.3　耐油橡胶的性能

表 5.7.3-3　　　　　　　　**耐油橡胶的性能**

组　　别		I-1	I-2	I-3	I-4
硬度范围		低	中	高	高
硬度(邵尔 A 型)　度		55±5	65±5	75±5	85±5
拉断力MPa	≮	7.85	9.81	9.81	9.81
拉断伸长率%	≮	350	300	250	150
拉断永久变形%	≮	30	25	25	20
脆性温度℃	≯	−35	−30	−30	−25
老化系数 70±2℃×96 h	≮	0.7	0.7	0.7	0.8
耐油重量	120 号汽油(75 份)+苯(25 份),15~25℃×24 h　≯	+25	+25	+25	+20
变化率%	15 号机械油,25~25℃×24 h　≯	+5 −3	+5 −3	+5 −3	+4 −2

1.4 密封圈标准索引

表5.7.3-4列举了液压传动各种密封圈的标准概况。

表5.7.3-4 密封圈标准索引

序号	标准名称	标准号	简介	备注
1	O形圈的形状与尺寸	〈日〉JISB 2401	规定O形圈的规格代号、公称内径和断面直径的尺寸与公差，断面直径对于运动密封有1.9、2.4、3.5、5.7和8.4五种，对固定密封有3.1和5.7两种	对ISO 3601/I已投票赞成，原标准计划修改
2	O形圈的沟槽尺寸	〈日〉JISB 2406	分别对圆柱面（运动与固定）和平面密封的沟槽规定尺寸及压缩量	日本工业标准
3	O形圈第一部分：内径、断面、公差及规格代码	ISO 3601/I 1978-08-15	内径按优先数$R20$从$\phi 1.8 \sim \phi 670$排列，断面直径有1.8 ± 0.08、2.65 ± 0.09、3.55 ± 0.1、5.3 ± 0.13和7 ± 0.15五种，前三位数代表粗细，后五位数代表内径的一百倍	已颁布实施的国际标准
4	O形圈第二部分：标准使用场合的设计准则	ISO/DP 3601/II 1978	规定每一规格代码O形圈在不同用途的沟槽尺寸、公差、表面粗糙度和最大压缩量	处在由专业分委会提出的建议草案阶段
5	O形圈第三部分：质量检验标准	ISO/DP 3601/III 1978	对不同断面尺寸O形圈八种表面缺陷的尺寸，规定划分为常规级（N级）和专用级（S级）	处在由专业分委会提出的建议草案阶段
6	O形圈第四部分：带防挤出元件的沟槽尺寸	ISO/DIS 3601/IV 1979	规定每规格代码O形圈在各种用途下，带有一或二个档圈的沟槽尺寸和公差，耐压可达24.5 MPa	处在国际标准草案的阶段
7	O形橡胶密封圈尺寸系列与公差	GB 3452.1—82	规定O形密封圈的内径、断面直径的尺寸和公差，与ISO/DIS 3601/I一致	82年颁布实行
8	Y形橡胶密封圈	HG 4—335—66	以杆（活塞）和孔（缸）径为名义内外径，规定密封圈、支承环和安装腔的尺寸、公差与配合，杆径从$\phi 6 \sim \phi 300$	化工部标准①
9	U形夹织物橡胶密封圈	HG 4—336—66	以杆（活塞）和孔（缸）径为名义内外径，规定密封圈、支承环和安装腔的尺寸、公差与配合，杆径从$\phi 6 \sim \phi 300$	化工部标准①
10	V形夹织物橡胶密封圈	HG 4—337—66	以杆（活塞）和孔（缸）径为名义内外径，规定密封圈、支承环和安装腔的尺寸、公差与配合，杆径从$\phi 6 \sim \phi 300$，还规定了环数的选择依据	化工部标准①
11	V形密封圈尺寸	〈日〉JISB 2403	规定了90℃ V形橡胶（代号H）和夹布（代号F）密封圈的内径、断面直径、材质圈数以及安装高度的尺寸	日本工业标准①
12	L形橡胶密封圈	HG 4—331—66	规定以孔径为名义直径的密封圈尺寸系列和使用说明	化工部标准①
13	J形橡胶密封圈	HG 4—332—66	规定以杆径为名义直径的密封圈尺寸系列和使用说明	化工部标准①

磁场定向式是按照产生同样的旋转磁场的等效原则，利用异步电动机与直流电动机存在着确定的矢量变换关系，通过控制异步电动机定子电流 i_a、i_b、i_c 的变化规律，相当于控制直流电动机电枢磁场和励磁磁势，从而将异步电动机模拟成直流电动机来控制，获得等效于直流电动机的调速性能。

11.2 系统组成

异步电动机矢量变换控制系统的原则性方柜图如图 8.3.4—79 所示。

图中带"＊"号各量表示为给定信号，不带"＊"号的各量表示实测信号。

此图完全模仿了直流电动机的双环调速系统，所不同的是控制信号要从直流量变换到交流量，而反馈信号则必须从交流量变换成直流量。

系统的外环是速度环，速度给定信号 W^* 与测速发电机 SF 实测的速度反馈信号 W 相比较，经速度调节器 ST 输出电流给定信号 i_T＊（相当于直流电动机的电枢电流给定信号），励磁给定信号 Φ^* 与通过磁通检测装置、直角坐标/极坐标变换器（K/P）实测的励磁反馈信号 Φ 相比较。经磁通调节器 ΦT 输出电流给定信号 i_M＊（相当于励磁给定信号），i_T＊、i_M＊经直角坐标/极坐标变换器（K/P）合成电流幅值给定信号 i_1＊和相位给定信号 Q＊。i_1＊与实测电流反馈信号 i_1 相比较，经电流调节器 LT 控制变频装置电流的幅值。

系统的内环是电流环，电流反馈是由检测出的三相交流电流 i_A、i_B、i_C 经三相/两相变换器（3Φ/2Φ）得到等效的两相交流电流 i_α 和 i_β，再经矢量旋转变换器（VR）得到等效的直流电流 i_T 和 i_M，最后经 K/P 得到实测的电流反馈信号 i_1。

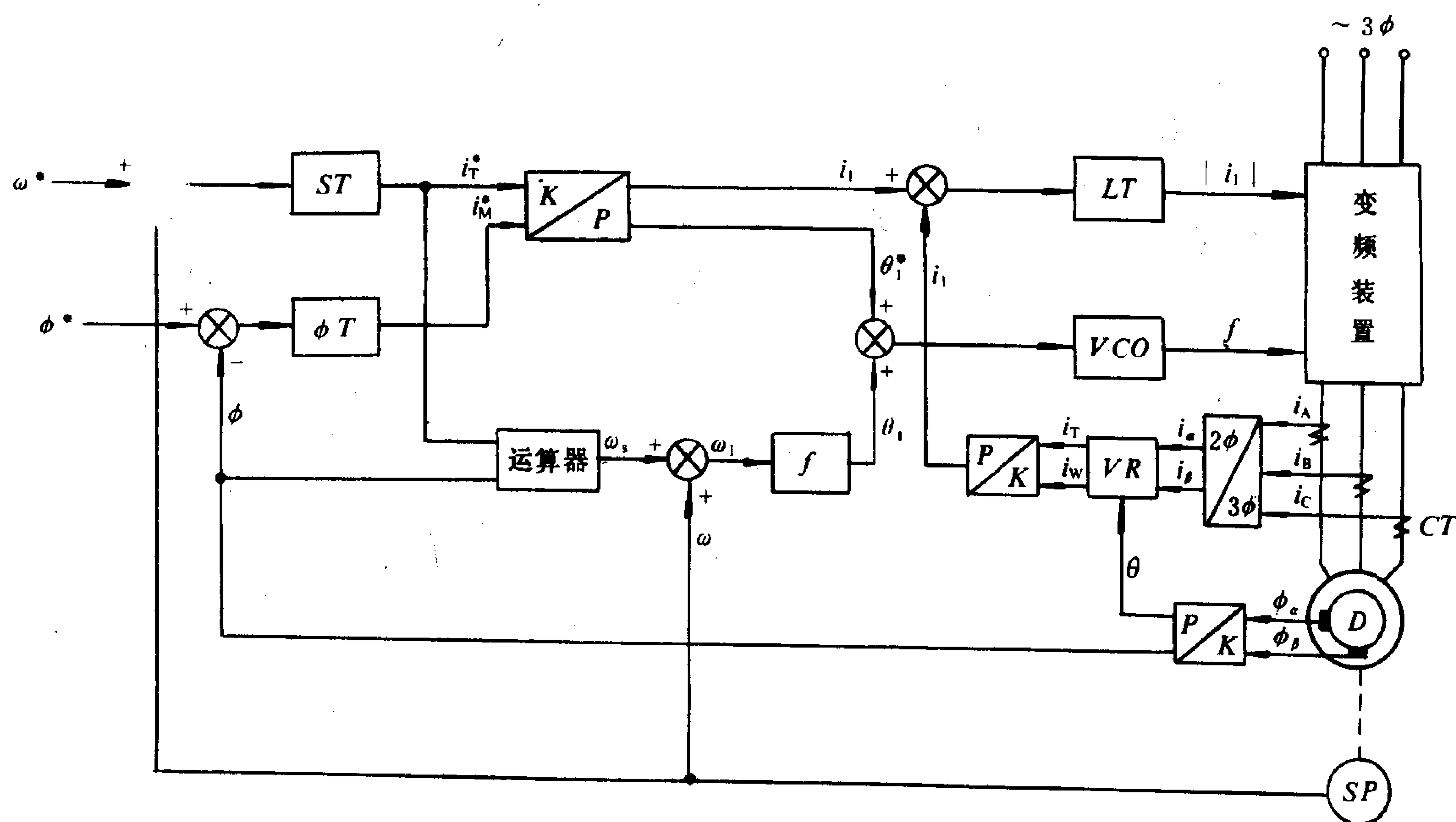


图 8.3.4—79 原理性的异步电动机矢量变换控制系统方框原理图

变频装置所需的频率控制信号，一般采用转差控制方式。电流给定信号 i_T^* 和实测的激磁反馈信号 Φ，经运算器运算后，所得的滑差角速度 W_S 与实测的速度反馈信号 W 相加，得到同步角速度 W_1 积分后，可得到磁通同步旋转的角度 Q_1，Q_1 与 Q^* 相加，经电压控制振荡器

要求低摩擦力的气动密封 $\varepsilon_3 = 5\% \sim 6\%$

2.1.3 挡圈

在运动密封中，随着压差的增大，O 形圈可能局部挤入间隙而被剪破。因此 O 形圈的标准还规定：对油压 $p \geqq$ 9.8 MPa的运动密封，要加装 1 或 2 个（对双向泄漏的密封）挡圈（图 5.7.3-2）。挡圈应在消除运动间隙的同时，力求减轻自身与滑动面的摩擦和磨损，所以通常都以聚四氟乙烯制成。ISO/DIS 3601/IV 规定了适用于 24.5 MPa 带有挡圈的 O 形圈沟槽的尺寸。

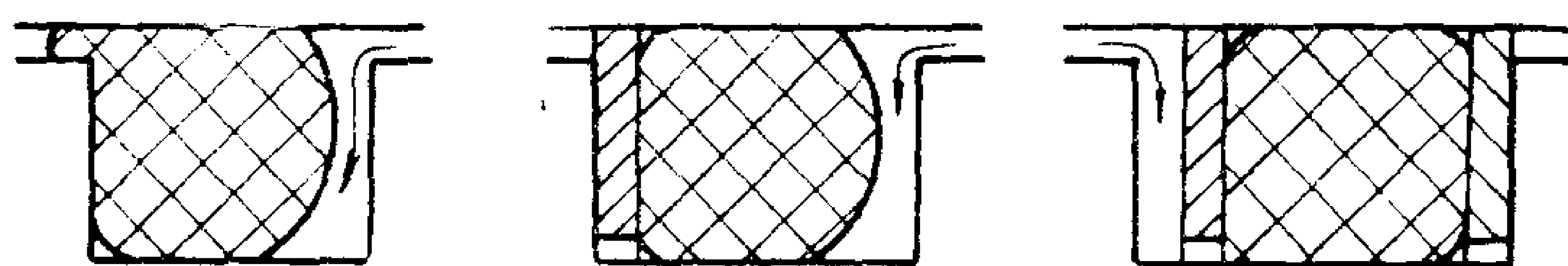


图 5.7.3-2 挡圈的作用

2.1.4 摩擦和磨损

摩擦和磨损涉及 O 形圈的硬度、压缩率以及静置时间的长短，同时还涉及金属滑动表面的粗糙度和线速度，油压也是一个重要的影响因素。在低硬度、大压缩率、静置时间较长、或是表面粗糙度高于$\overset{0.8}{\bigtriangledown}$的高速O 形圈密封，其摩擦阻力（特别是起动时）和磨损都比较大。

2.1.5 泄漏量

正确的固定密封一般不存在泄漏。但在运动密封中，却存在压差泄漏和占有较大比例的剪切泄漏。因此，它跟以压差泄漏为主体的缝隙流动规律完全不同(图 5.7.3-3)，根据实验，O 形密封泄漏量为

$$Q \propto D\nu^{1.5} u^2 F(p)/F(H) \quad \text{cm}^3/\text{h} \tag{5.7.3-2}$$

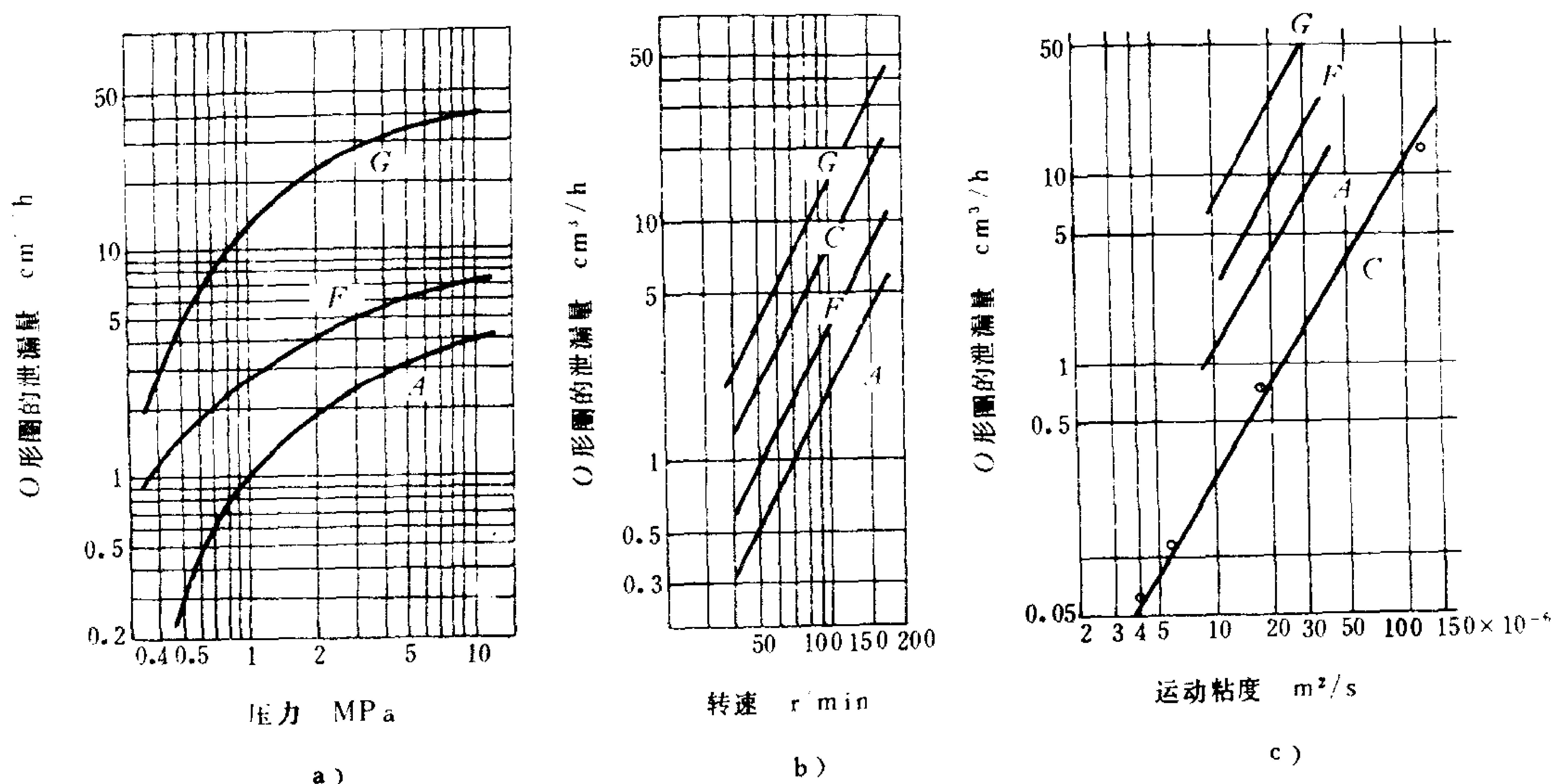


图 5.7.3-3 O 形圈的泄漏量

a) 压力与泄漏量；b) 转速与泄漏量；c) 粘度与泄漏量

硬度：A-80；C-77；F-65；G-52 度（邵氏A）

式中：D——轴的直径，cm;

ν——油的运动粘度，cm^2/s;

u——往复运动平均速度，cm/s;

$F(p)$——与压力有关的系数;

$F(H)$——与O 形圈硬度有关的系数。

2.2 O 形圈的尺寸和公差标准

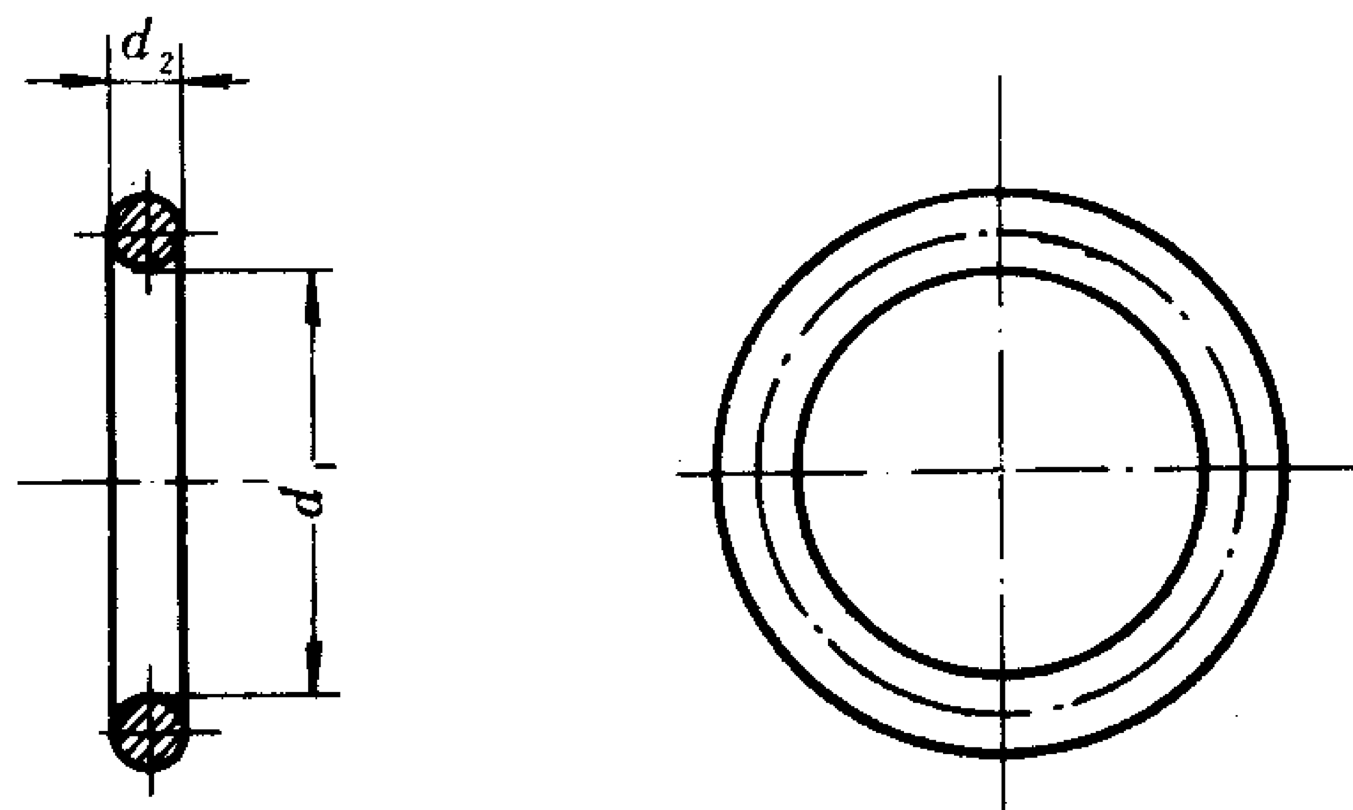


图 5.7.3-4　O 形圈尺寸标示

O 形圈的尺寸和公差标准列于表 5.7.3-5，尺寸标示见图 5.7.3-4。

规格代码示例:

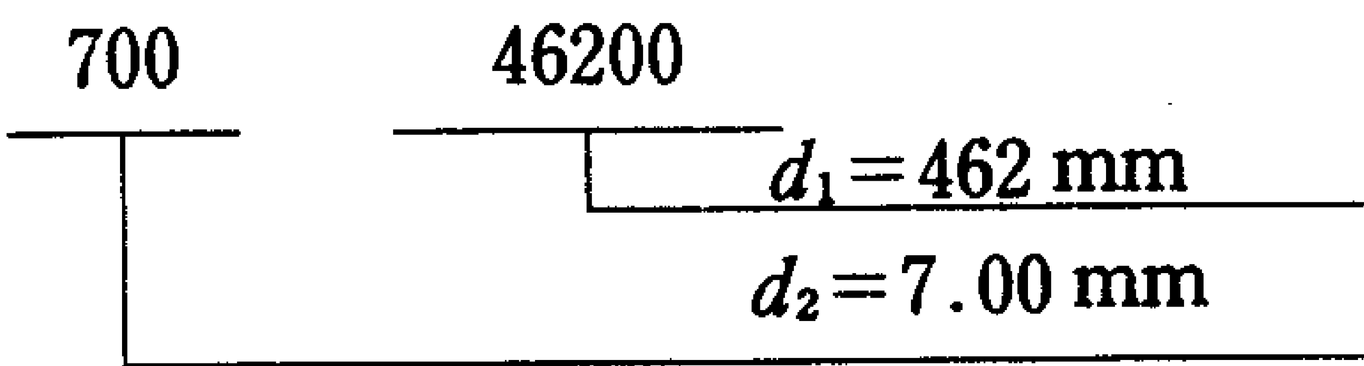


表 5.7.3-5　　O 形圈内径、断面直径和公差mm(GB 3452—82、ISO 3601/I)

d_1		d_2和公差±					d_1		d_2和公差±					d_1		d_2和公差±				
	公差 ±	1.80±0.08	2.65±0.09	3.55±0.10	5.30±0.13	7.00±0.15		公差 ±	1.80±0.08	2.65±0.09	3.55±0.10	5.30±0.13	7.00±0.15		公差 ±	1.80±0.08	2.65±0.09	3.55±0.10	5.30±0.13	7.00±0.15
1.80	0.13	×					5.00	0.15	×					8.50	0.16	×				
2.00	0.13	×					5.15	0.15	×					8.76	0.17	×				
2.24	0.13	×					5.30	0.15	×					9.00	0.17	×				
2.50	0.13	×					5.60	0.15	×					9.50	0.17	×				
2.80	0.14	×					6.00	0.15	×					10.0	0.17	×				
3.10	0.14	×					6.30	0.15	×					10.6	0.18	×				
3.55	0.14	×					6.70	0.16	×					11.2	0.18	×				
3.75	0.14	×					6.90	0.16	×					11.8	0.19	×				
4.00	0.14	×					7.10	0.16	×					12.5	0.19	×				
4.50	0.14	×					7.50	0.16	×					13.2	0.19	×				
4.87	0.15	×					8.00	0.16	×					14.0	0.19	×	×			

续上表

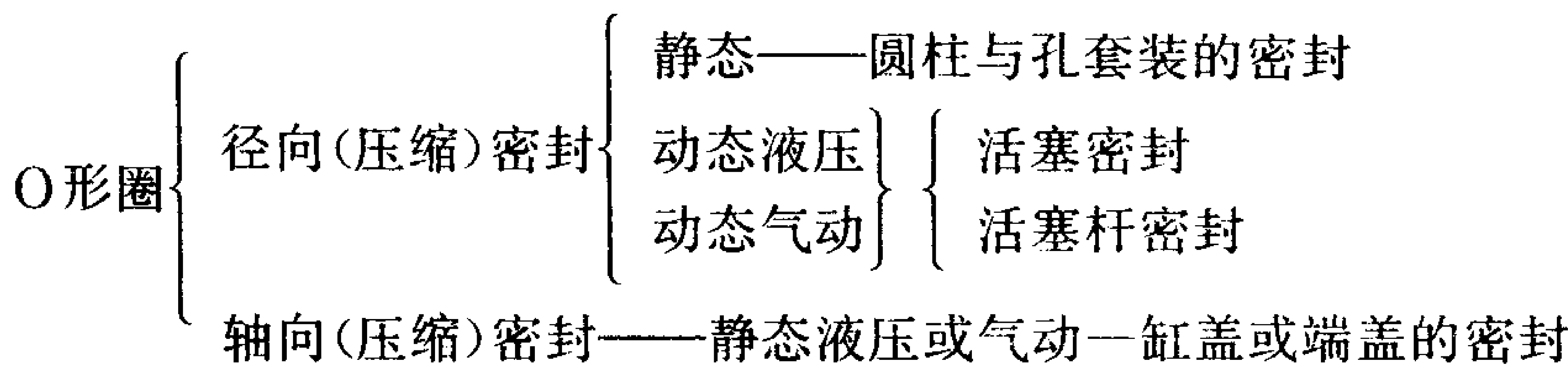
d_1		d_2和公差±					d_1		d_2和公差±					d_1		d_2和公差±				
	公差±	1.80±0.08	2.65±0.09	3.55±0.10	5.30±0.13	7.00±0.15		公差±	1.80±0.08	2.65±0.09	3.55±0.10	5.30±0.13	7.00±0.15		公差±	1.80±0.08	2.65±0.09	3.55±0.10	5.30±0.13	7.00±0.15
15.0	0.20	×	×				58.0	0.52			×	×		160	1.27			×	×	
16.0	0.20	×	×				60.0	0.54			×	×		165	1.31			×	×	
17.0	0.21	×	×				61.5	0.55			×	×		170	1.34			×	×	
18.0	0.21		×	×			63.0	0.56			×	×		175	1.38			×	×	
19.0	0.22		×	×			65.0	0.58			×	×		180	1.41			×	×	
20.0	0.22		×	×			67.0	0.59			×	×		185	1.44			×	×	
21.2	0.23		×	×			69.0	0.61			×	×		190	1.48			×	×	
22.4	0.24		×	×			71.0	0.63			×	×		195	1.51			×	×	
23.6	0.24		×	×			73.0	0.64			×	×		200	1.55			×	×	
25.0	0.25		×	×			75.0	0.66			×	×		206	1.59				×	×
25.3	0.26		×	×			77.5	0.67			×	×		212	1.63				×	×
26.5	0.26		×	×			80.0	0.69			×	×		218	1.67				×	×
28.0	0.28		×	×			82.5	0.71			×	×		224	1.71				×	×
30.0	0.29		×	×			85.0	0.73			×	×		230	1.75				×	×
31.5	0.31		×	×			87.5	0.75			×	×		236	1.79				×	×
32.5	0.32		×	×			90.0	0.77			×	×		243	1.83				×	×
33.6	0.32		×	×			92.5	0.79			×	×		250	1.88				×	×
34.5	0.33		×	×			95.0	0.81			×	×		258	1.93				×	×
35.5	0.34		×	×			97.5	0.83			×	×		265	1.93				×	×
36.5	0.35		×	×			100	0.84			×	×		272	2.02				×	×
37.5	0.36		×	×			103	0.87			×	×		280	2.08				×	×
38.7	0.37		×	×			106	0.89			×	×		290	2.14				×	×
40.0	0.38			×	×		109	0.91			×	×		300	2.21				×	×
41.2	0.39			×	×		112	0.93			×	×		307	2.25				×	×
42.5	0.40			×	×		115	0.95			×	×		375	2.30				×	×
43.7	0.41			×	×		118	0.97			×	×		325	2.37				×	×
45.0	0.42			×	×		122	1.00			×	×		335	2.43				×	×
45.2	0.43			×	×		125	1.03			×	×		345	2.49				×	×
47.5	0.44			×	×		128	1.05			×	×		355	2.56				×	×
48.7	0.45			×	×		132	1.08			×	×		365	2.62				×	×
50.0	0.46			×	×		136	1.10			×	×		375	2.68				×	×
51.5	0.47			×	×		140	1.13			×	×		387	2.76				×	×
53.0	0.48			×	×		145	1.17			×	×		400	2.84				×	×
54.5	0.50			×	×		150	1.20			×	×		412	2.91					×
56.0	0.51			×	×		155	1.24			×	×		425	2.99					×
437	3.07					×	515	3.54					×	615	4.13					×
450	3.15					×	530	3.63					×	630	4.22					×
462	3.22					×	545	3.72					×	660	4.34					×
475	3.30					×	560	3.81					×	670	4.46					×
487	3.37					×	580	3.93					×							
500	3.45					×	600	4.05					×							

注：① GB 3452·1—82 与本标准一致。

② 所给定的公差适合于硬度为 70 IRHD的丁腈胶(NBR)。当采用其他材料时，要用另外的工装，以满足所示的公差。

2.3 O 形圈的沟槽标准

2.3.1 密封类别



2.3.2 O 形圈对不同密封类别的适用范围

同一规格的 O 形圈用于不同的密封类别时，要求采用尺寸略异的沟槽，使O 形圈得到合乎要求的压缩率和周向的拉伸率。表 5.7.3-6 列出了它们的适用场合。

表 5.7.3-6　　**O 形圈对各种密封类别的适用范围**

O 形圈规格代码范围	应用场合					
	活塞密封			活塞杆密封		
	静态径向	动态气动	动态液压	静态径向	动态气动	动态液压
18000375～18000450				×	×	×
18000487		×		×	×	×
18000500～18001320	×	×	×	×	×	×
18001400～18001700	×			×	×	
26501400～26502240	×	×	×	×	×	×
26502360～26505870	×			×		
35501800～35504120	×	×	×	×	×	×
35504250～35520000	×			×		
53004000～53011500	×	×	×	×	×	×
53011800～53040000	×			×		
70010900～70025000	×	×	×	×	×	×
70025800～70067000	×			×		

2.3.3 O 形圈沟槽的尺寸、公差和表面粗糙度

O 形圈沟槽的尺寸、公差和表面粗糙度见图 5.7.3-5 和表 5.7.3-7～表 5.7.3-14。各表摘自 ISO/DP 3601/II和 ISO/DIS 3601/II，是按照国际硬度为 70 的丁晴橡胶、工作温度范围－30～40℃来制定的。前者适用于油压≦9.8 MPa，后者适用于至 24.5 MPa。

2.4 O 形圈的外形质量检验标准

O 形圈的外形缺陷分为 6 类共 9 种，国际标准建议草案 ISO/DP 3601/III，按照缺陷的程度，划分为 *N* 级和 *S* 级，见表 5.7.3-15，分别适应一般和较高的要求。如果厂商与用户商定只要求某 3 种缺陷必须符合 *N* 级或 *S* 级，则应在等级符号后面添加字母 *Z*（例如 *NZ* 级)。

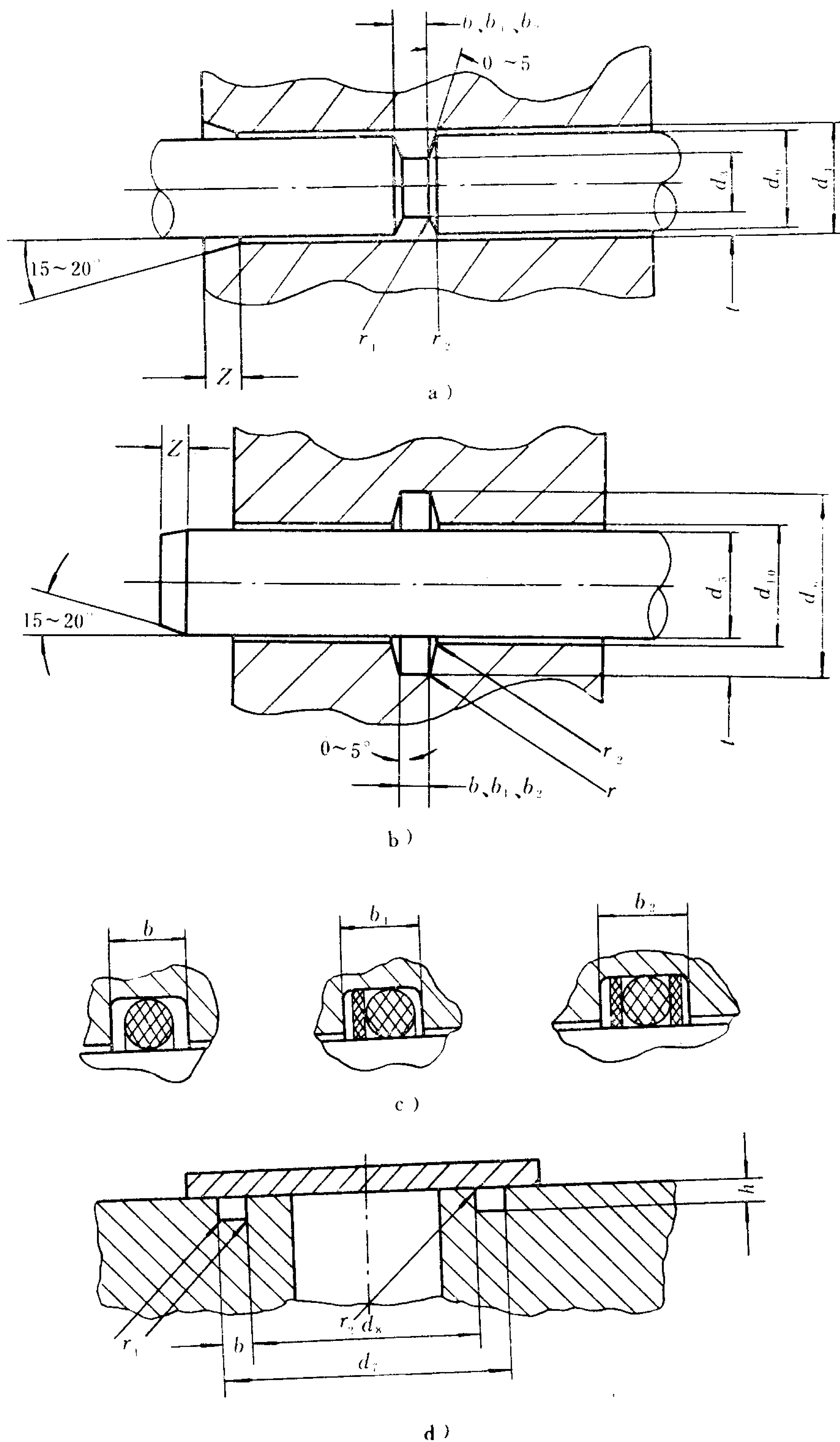


图 5.7.3-5　O 形圈沟槽

a）活塞密封；b）杆密封；c）向槽宽；d）轴向（压缩）静态密封

表 5.7.3-7　沟槽表面粗糙度

表　面	应用场合	压　力	表面粗糙度	
			R_a	R_{max}
密封沟槽的底面和侧面	静态	非交变和非脉冲	3.2	12.5
		交变或脉冲	1.6	6.3
	动态			
配合表面	静态	非交变和非脉冲	1.6	6.3
		交变或脉冲	0.8	3.2
	动态		0.4	1.6

表 5.7.3-8　槽底园角和槽边缘圆角半径

d_2	r_{1max}(槽底圆角)	r_2槽尖圆角
1.80 2.65	0.5	0.1/0.3
3.55 5.30 7.00	1.0	0.2/0.4

表 5.7.3-9　沟槽安装倒角宽度

d_2	1.80	2.65	3.55	5.30	7.00
Z_{min}	1.1	1.5	1.8	2.7	3.6

符号见图 5.7.3-5 a)、b) 和d)，导角棱边应倒圆。

表 5.7.3-10　沟槽径向尺寸公差

缸筒内径	d_4	H_8比较好 最大H_{11}-当可能时
活塞直径	d_9	f_7
活塞杆直径	d_5	f_7
套筒直径	d_{10}	H_8
O 形圈密封沟槽内径	d_8	动态h_2，静态h_{11}
O 形圈密封沟槽外径	d_6	动态H_9，静态H_{11}
轴向静态密封槽外径	d_7	H_{11}
轴向静态密封槽内径	d_8	h_{11}

符号见图 5.7.3-5 a)、b) 和d)。

表 5.7.3-11 轴向静态密封沟槽的宽度和深度

d_2	1.80	2.65	3.55	5.30	7.00
b	2.6	3.8	5.0	7.3	9.7
h	1.28	1.97	2.75	4.24	5.72

符号见图 5.7.3-5 d)。

表 5.7.3-12　活塞密封的沟槽深度 t

d_2 / 应用场合	1.80	2.65	3.55	5.30	7.00
动态液压	1.42	2.16	2.96	4.48	5.95
动态气动	1.46	2.23	3.03	4.65	6.20
静态径向	1.38	2.07	2.74	4.19	5.67

符号见图 5.7.3-5 a)

表 5.7.3-13　杆密封沟槽的深度 t

d_2 / 应用场合	1.80	2.65	3.55	5.30	7.00
动态液压	1.47	2.24	3.07	4.66	6.16
动态气动	1.57	2.37	3.24	4.86	6.43
静态径向	1.42	2.15	2.85	4.36	5.89

表 5.7.3-14　沟 槽 宽 度

d_2	动态、静态径向液压		
	b	b_1	b_2
1.80	2.4	3.8	5.2
2.65	3.6	5.0	6.4
3.55	4.8	6.2	7.6
5.30	7.1	9.0	10.9
7.00	9.5	12.3	15.1

表 5.7.3-15

O 形圈外形质量分级标准

O 形圈表面缺陷			断面直径和最大允许的缺陷尺度 mm									
缺陷种类	示意图	缺陷尺寸代号	N 级(常规用)					S 级(专用)				
			1.80	2.65	3.55	5.30	7.00	1.80	2.65	3.55	5.30	7.00
错位和配合不当		e	0.08	0.10	0.13	0.15	0.15	0.08	0.08	0.10	0.10	0.12
流失胶边		凸延部 f	0.08	0.10	0.13	0.14	0.16	0.08	0.08	0.10	0.10	0.12
开模缩裂		宽度 g	0.13	0.27	0.36	0.53	0.70	0.10	0.15	0.20	0.25	0.35
分模面凹陷		深度 h	0.08	0.08	0.10	0.10	0.13	0.08	0.08	0.10	0.10	0.13
过度去边		i	当 d_2 在公差范围内时，i 是允许的									
流痕		长度 j (圆周方向)	最大←—$0.05\times d_1$—→					最大←—$0.03\times d_1$—→				
			1.5	最小 1.5	最小 6.5	最小 6.5	最小 6.5	1.5	最小 1.5	最小 5.0	最小 5.0	最小 5.0
		深度 K	←— 0.08 —→					←— 0.05 —→				
凹坑、外来杂质、		宽度 l	0.60	0.80	1.00	1.30	1.70	0.25	0.25	0.38	0.63	1.00
模型积垢—凹坑		深度 m	0.07	0.08	0.10	0.10	0.10	0.05	0.05	0.08	0.08	0.08
上述最大允许极限，也适用于非标准的 d_2 范围		大于 到	— 2.24	2.24 3.15	3.15 4.50	4.50 6.30	6.30 8.00	— 2.24	2.24 3.15	3.15 4.50	4.50 6.30	6.30 8.00

摘自 ISO/DP 3601/III

表 8.3.5—1 **晶闸管的电压参数**

名　称	符　号	定　义	说　明
断态重复峰值电压	V_{DRM}	晶闸管两端出现的重复最大瞬时值断态电压，包括所有的重复瞬态电压，但不包括所有的不重复瞬态电压	
反向重复峰值电压	V_{RRM}	晶闸管两端出现的重复最大瞬时值反向电压，包括所有的重复瞬态电压，但不包括所有的不重复瞬态电压	
额定电压		通常用 V_{DRM}和 V_{RRB}中较小的那个数值(用 KV 表示)标作器件型号上的额定电压	应选用晶闸管的额定电压与其正常工作峰值电压的 2～3 倍，作为安全余量
通态峰值电压	V_{TM}	晶闸管通以 π 倍或规定倍数额定通态平均电流时的瞬态峰值电压	应选用 V_{TM}较小的晶闸管，以减少损耗和发热

1.3.2 电流参数见表 8.3.5—2

表 8.3.5—2 **晶闸管的电流参数**

名　称	符　号	定　义	说　明
通态平均电流	$I_{T(AV)}$	I 频正弦半波的通态电流在一个整周期内的平均值	在正弦半波情况下，平均电流 I_T 和电流有效值的关系是 $I=1.57I_T$，例如 $I_T=100A$ 的晶闸管，允许的电流有效值为 157A
断态重复峰值电流	I_{DRM}	对应于断态重复峰值电压 V_{DRM}的峰值电流	
反向重复峰值电流	I_{RRM}	对应于反向重复峰值电压 V_{RRM}的峰值电流	
维持电流	I_H	使晶闸管维持通态所必须的最小主电流	
擎住电流	I_L	晶闸管刚从断态转入通态，并移去触发信号之后，能维持通态所需的最小主电流	
浪涌电流	I_{TSM}	一种由于电路异常情况(如故障)引起的，并使结温超过额定结温的不重复性最大通态过载电流	浪涌电流用峰值表示，在元件寿命期内应限制其出现的次数

1.3.3 门极触发参数见表 8.3.5—3

表 8.3.5—3 **门极触发参数**

名称	符号	定义	说明
门极触发电流	I_{GT}	使晶闸管由断态转入通态所必须的最小门极电流	触发器送给门极的电流和电压应适当大于 I_{GT} 和 V_{GT} 的上限值，但不应超过其峰值 I_{FGM} 和 V_{FGM} 门极平均功率 P_G 和峰值功率 P_{GM} 也不应超过允许值
门极触发电压	V_{GT}	对应于门极触发电流 I_T 的门极触发电压	

1.3.4 动态参数见表 8.3.5—4

表 8.3.5—4 **动态参数**

名称	符号	定义	说明
断态电压临界上升率	$\frac{dV}{dt}$	在规定条件下，不导致从断态到通态转换的最大主电压上升率	晶闸管保持断态所允许的最大主电压上升率应小于表 8.3.5—5 和表 8.3.5—6 所示的数值
通态电流临界上升率	$\frac{di}{dt}$	在规定条件下，晶闸管能承受而无有害影响的最大通态电流上升率	晶闸管正常工作所允许的最大电流上升率应小于表 8.3.5—5 和表 8.3.5—7 所示的数值
(门极控制)开通时间	t_{gt}	用门极触发脉冲使晶闸管从断态转入通态所需的时间间隔	
(电路换向)关断时间	t_q	外部使主电路转换动作后，从主电流下降至零值瞬间起，到晶闸管能承受规定的断态电压而不致于过零开通止的时间间隔	

1.3.5 晶闸管的型号及主要参数

1)晶闸管的型号

按原一机部 JB1144—75 规定，普通晶闸管元件型号为 kP，根据中华人民共和国国家标准(GB4940—85)，普通晶闸管的一些主要参数的数值示于表 8.3.3—5 至表 8.3.5—8 中。在晶闸管的出厂合格证上，列出每个元件的实测参数值。

续上表

活塞杆直径 d	公称密封腔径向深度 S	槽底直径 D	轴向长度			圆角半径 r 最大	活塞杆直径 d	公称密封腔径向深度 S	槽底直径 D	轴向长度			圆角半径 r 最大
			L_1	L_2	L_3					L_1	L_2	L_3	
16	4	24	5.0	6.3	14.5	0.3	90	7.5	105	9.5	12.5	25	0.4
	5	26	—	8	16	0.3		10	110	—	16	32	0.6
18	4	26	5.0	6.3	14.5	0.3	100	10	120	12.5	16	32	0.6
	5	28	—	8	16	0.3		12.5	125	—	20	40	0.8
20	4	28	5.0	6.3	14.5	0.3	110	10	130	12.5	16	32	0.6
	5	30	—	8	16	0.3		12.5	135	—	20	40	0.8
22	4	30	5.0	6.3	14.5	0.3	125	10	145	12.5	16	32	0.6
	5	32	—	8	16	0.3		12.5	150	—	20	40	0.8
25	4	33	5.0	6.3	14.5	0.3	140	10	160	12.5	16	32	0.6
	5	35	—	8	16	0.3		12.5	165	—	20	40	0.8
28	5	38	6.3	8	16	0.3	160	12.5	185	16	20	40	0.8
	7.5	43	—	12.5	25	0.4		15	190	—	25	50	0.8
32	5	42	6.3	8	16	0.3	180	12.5	205	16	20	40	0.8
	7.5	47	—	12	25	0.4		15	210	—	25	50	0.8
36	5	46	6.3	8	16	0.3	200	12.5	225	16	20	40	0.8
	7.5	51	—	12.5	25	0.4		15	230	—	25	50	0.8
40	5	50	6.3	8	16	0.3	220	15	250	20	25	50	0.8
	7.5	55	—	12.5	25	0.4	250	15	280	20	25	50	0.8
45	5	55	6.3	8	16	0.3	180	15	310	20	25	50	0.8
	7.5	60	—	12.5	25	0.4	320	20	360	25	32	63	1.0
50	5	60	6.3	8	16	0.3	360	20	400	25	32	63	1.0
	7.5	65	—	12.5	25	0.4							

注：本表摘自ISO 5597/I，适用于ISO 3320 的油缸尺寸系列。

3.2 V 形夹布橡胶密封圈

如图 5.7.3-8 所示，密封圈断面呈 V 形，用丁腈橡胶和布多层压制而成。常以 3 ～ 5 个 V形圈、压环和支承环组成密封装置，见图 5.7.3-9 或 10。可通过压盖适当调节压环对 V 形圈的轴向压紧力，使其翼唇张开而形成初始密封。在工作油压升高以后，压力油将经由支承环的均压槽、孔（图 5.7.3-11）而构成液压补偿密封（切勿错装方向）。

表 8.3.5—8　　　　　　　　　　**晶闸管的门极参数**

通态平均电流 $\frac{I_{Ta}}{A}$	门极触发电流 $\frac{I_{gT}}{mA}$	门极触发电压 $\frac{U_{gT}}{V}$	门极不触发电压 $\frac{U_{gD}}{V}$	门极正向峰值电流 $\frac{I_{fgm}}{A}$	门极反向峰值电压 $\frac{U_{rgm}}{V}$	门极正向峰值电压 $\frac{U_{fgm}}{V}$	门极平均功率 $\frac{P_{g(au)}}{W}$	门板峰值功率 $\frac{P_{gm}}{W}$
1	≤20	≤2.5	≥0.2		5	6		
3	≤60	≤3.0				10		
5								
10	≤100							
20								
30	≤150							
50	≤200			1			0.5	4
100	≤250	≤3.5		2			2	8
200				3			3	15
300	≤350					16		
400		≤4.0						
500				4			4	20
600								
800	≤450							
1000								

1.4　特殊晶闸管

特殊晶闸管的名称、特征、型号及符号见表 8.3.5—9。

表 8.3.5—9　　　　　　　　　　**特 殊 晶 闸 管**

序号	名　　称	特　　征	型号	符　　号
1	可关断晶闸管(GTO)*	当阳极加上正向电压时，在门极施加正向脉冲可导通；导通后，在门极施加负向脉冲，可关断。开关速度较快，需加入缓冲电路限制关断时的 dv/dt	KG	
2	双向晶闸管	双方向均可由门极触发信号导通，相当于两只普通晶闸管反并联，但只有一个门极。门极有四种触发方式(见图 1.4.4)	KS	
3	光控晶闸管	当阳极加上正向电压，同时有光照晶闸管时，晶闸管导通。导通后，停止光照，当阳极电流小于维持电流时，晶闸管关断。	GK	
4	场控晶闸管	当阳极加上正向电压时，栅极(门极)零压或开路时，晶闸管导通，栅极施加一定的负向电压时，晶闸管关断。开关速度快、承受 di/dt 和 dv/dt 能力强，使用结温可达 170℃	—	(栅极)

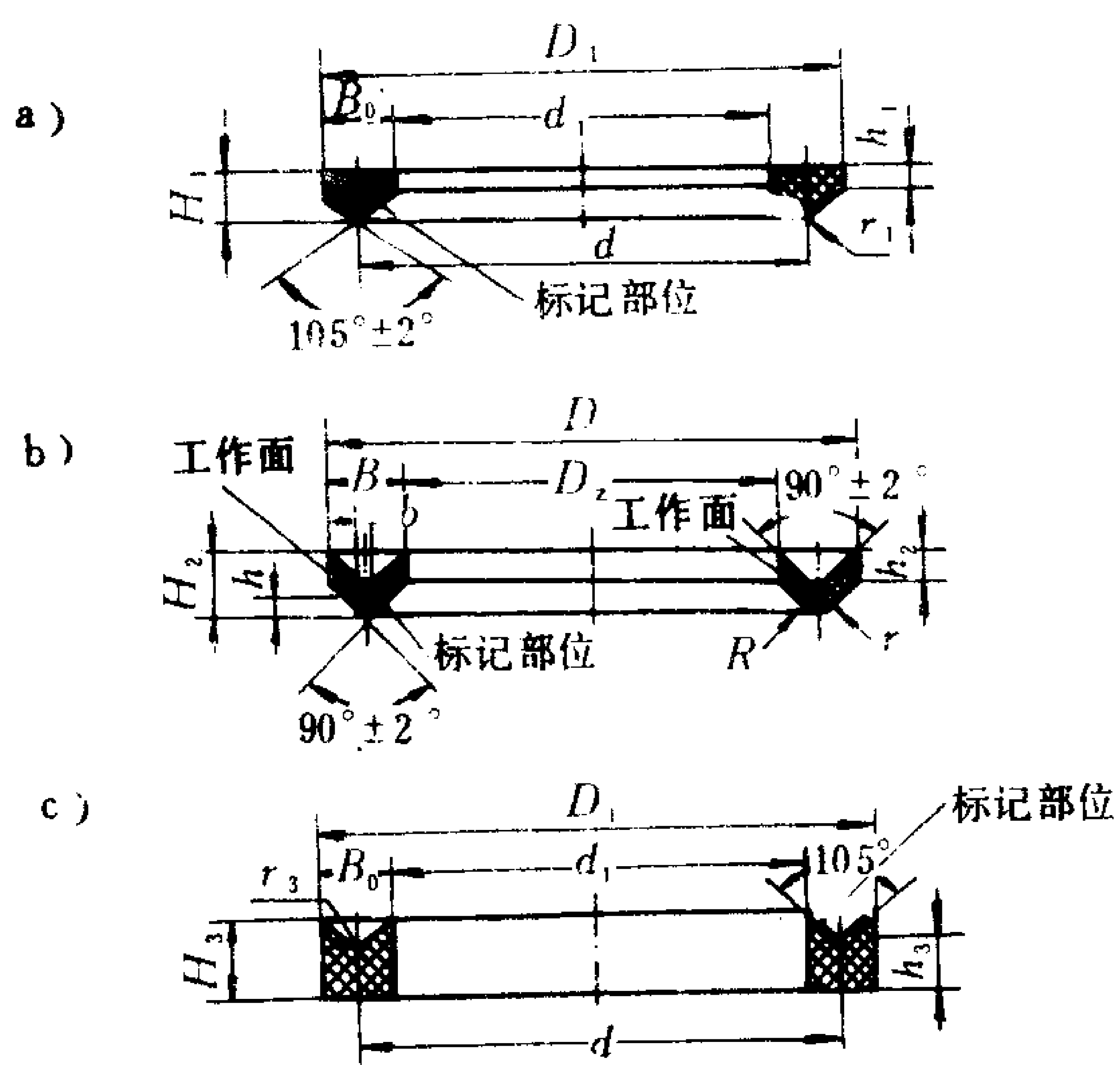


图 5.7.3-8 V 形夹布密封圈

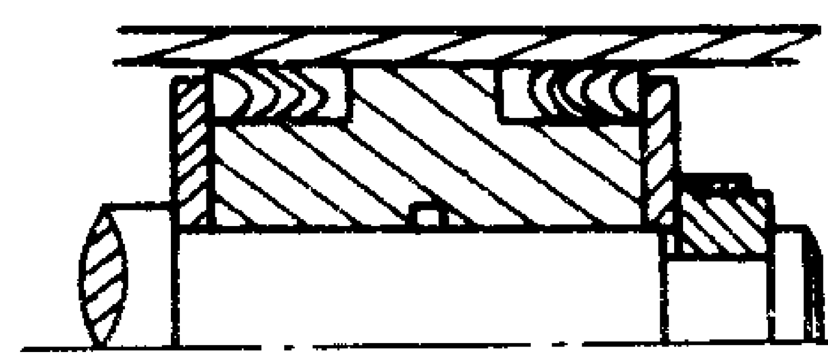


图 5.7.3-9 用 V形圈的活塞密封

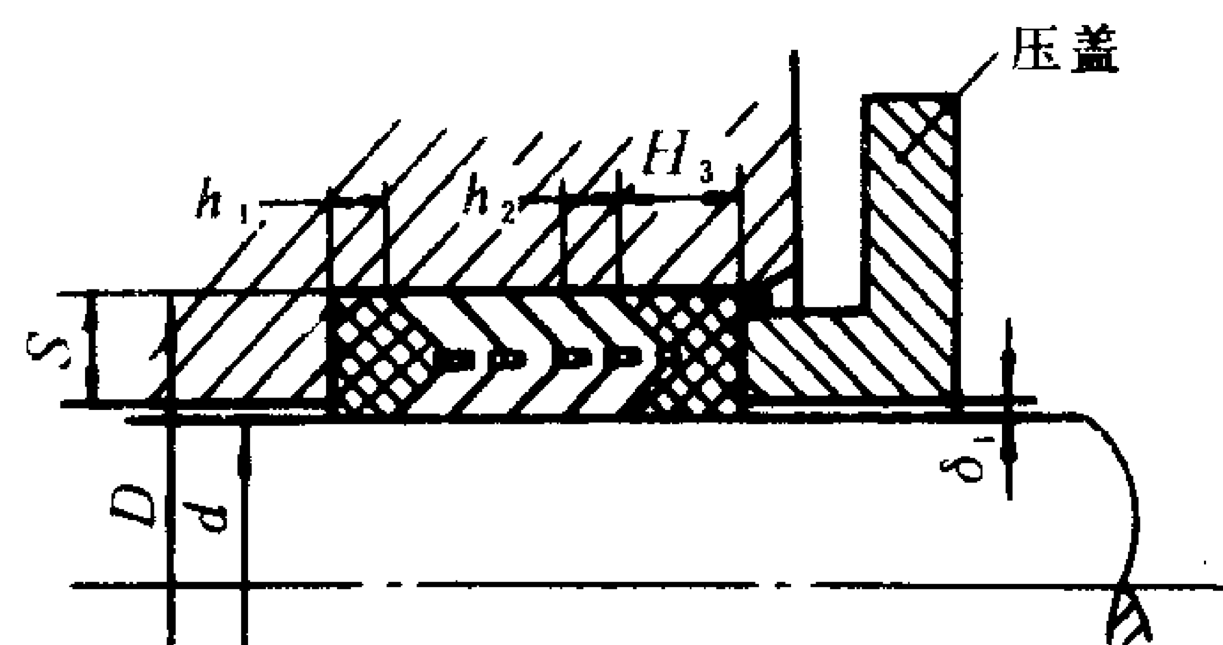


图 5.7.3-10 用 V形圈的杆密封

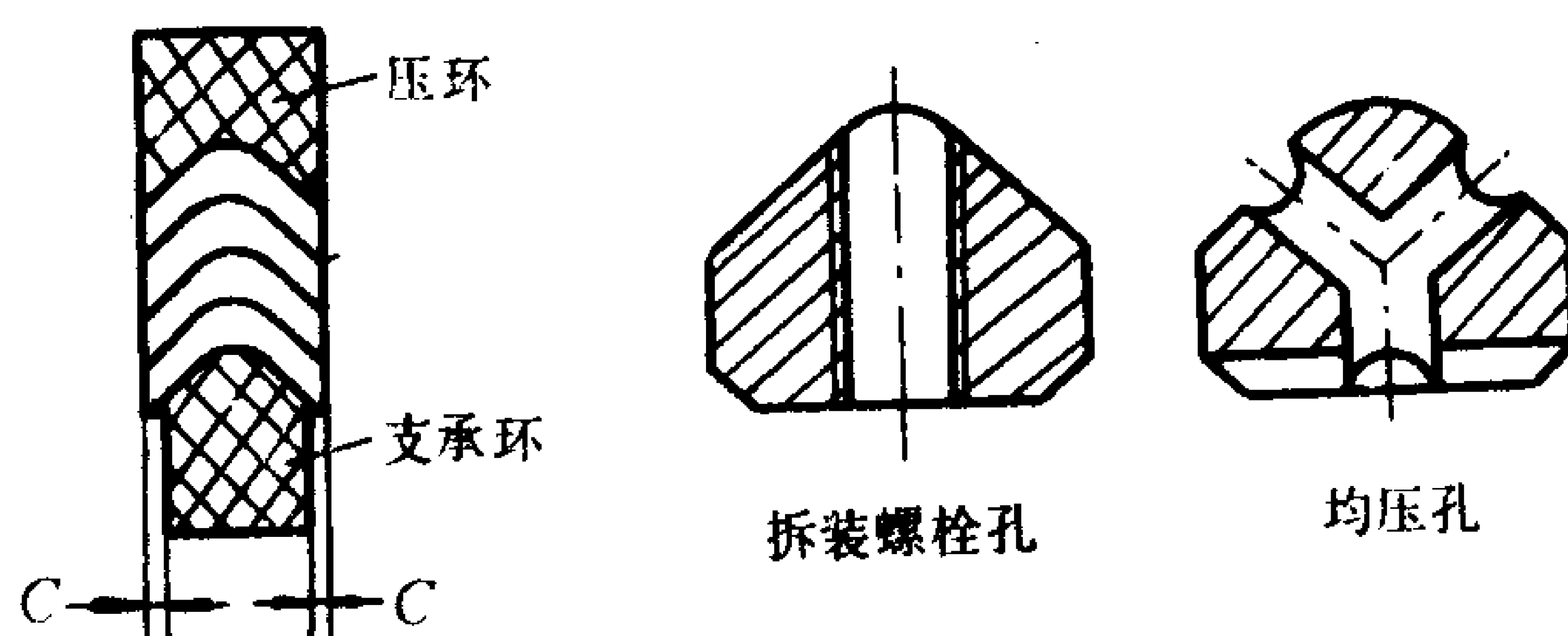


图 5.7.3-11 V 形圈的压环和支承环

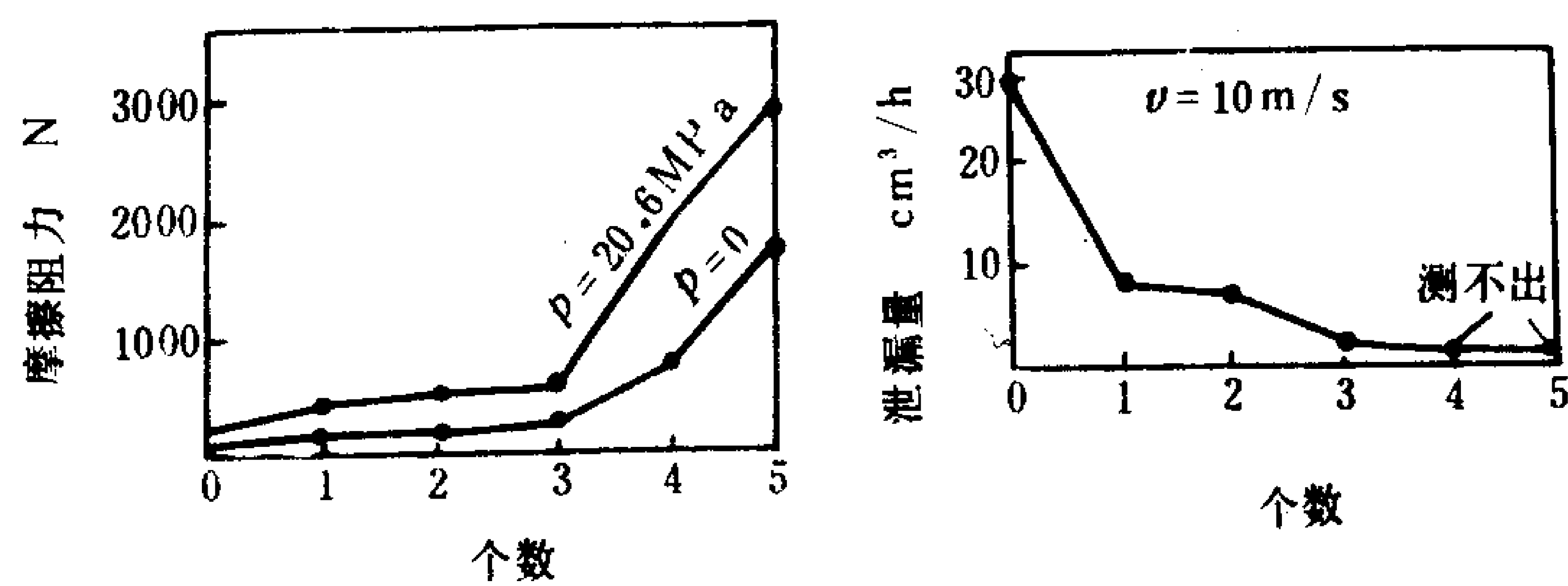
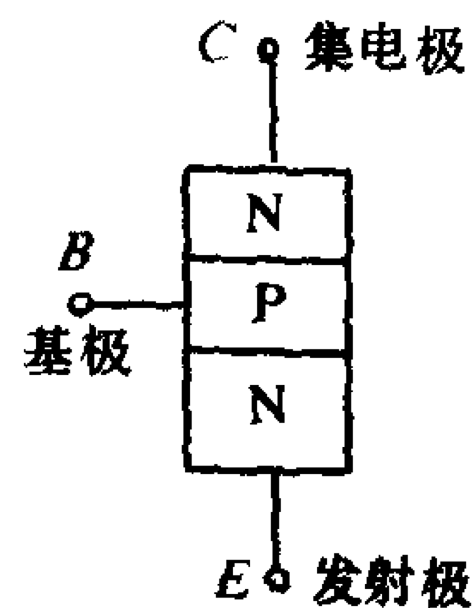


图 5.7.3-12 V 形圈重叠个数的摩擦阻力与泄漏量

功率晶体管是一种三层PNP或NPN半导体器件，如图8.3.5—10及图8.3.5—11所示。



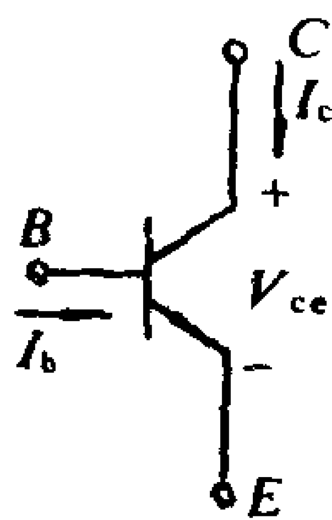
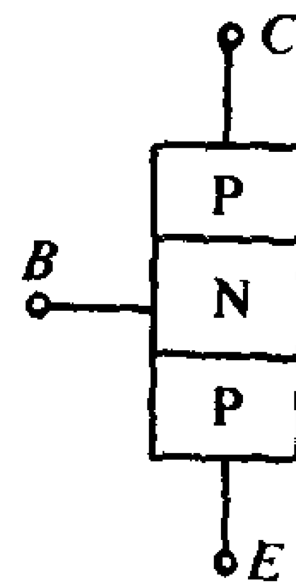


图8.3.5—10 NPN型功率三极管



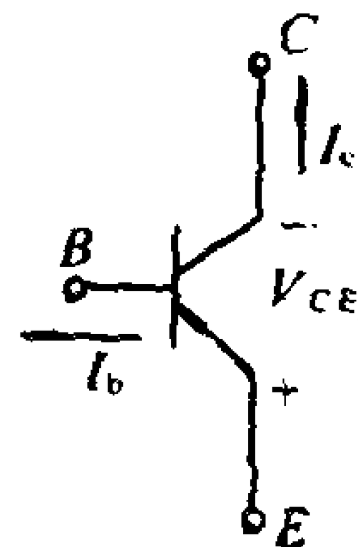


图8.3.5—11 PNP型功率三极管

基极正向偏置时，产生基极电流 I_b，使晶体管导通。基极反向偏置时，基极电流 $I_b=0$，晶体管截止。

2）达林顿管(Darlington)

功率达林顿管是在一块芯片上制成的复合晶体管，见图8.3.5—12。

达林顿管主要优点是电流增益高，体积小。缺点是易受干扰。

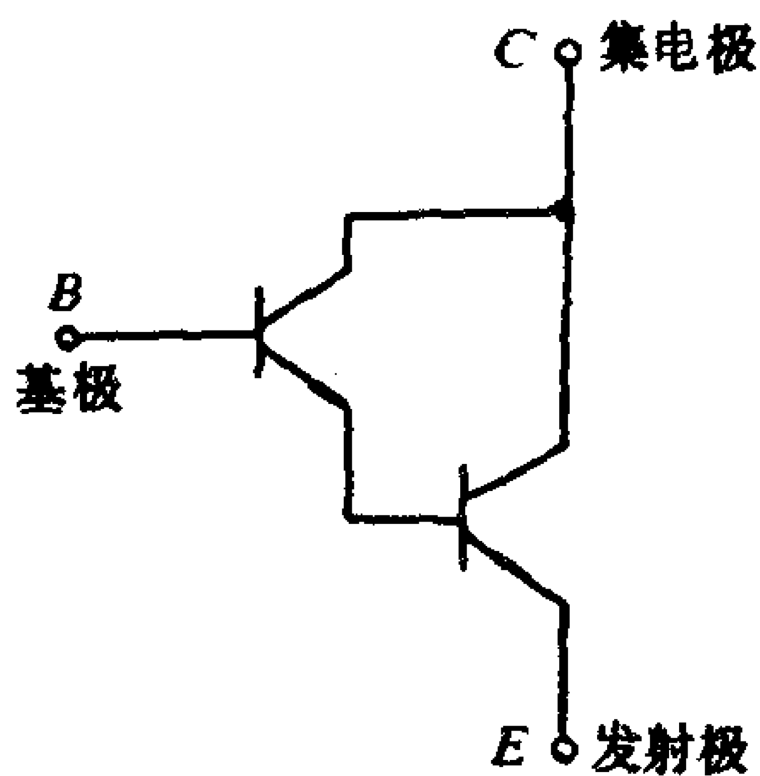


图8.3.5—12 达林顿晶体管

1.4.3 晶闸管、可关断晶闸管和大功率晶体管的比较（见表8.3.5—11）

表8.3.5—11 **晶闸管、可关断晶闸管、大功率晶体管的比较**

内容 名称	最高容量	换向电路	控制功率	使用频率	装置效率	耐浪涌电压及电流的能力	同容量价格	使用场合
晶闸管	3500A/6000V 4000A/5000V	复杂	小	<5kHz	低	中	低	电机调速、电子开关、中频电源、不停电电源、调压器、蓄电池快速充电电源、可调直流电源
可关断晶闸管	2400A/4500V	较简单	较小	<100 kHz	高	大	较高	逆变器、斩波器、异步电机调速、功率步进电机驱动电源、静态开关及相位控制，电视机行扫描
大功率晶体管	800A/500V 400A/1000V	简单	大	<100 MHz	中	小	高	高速拖动系统、脉宽调制系统、矢量控制系统

3.6 Y_x 形夹布橡胶密封圈

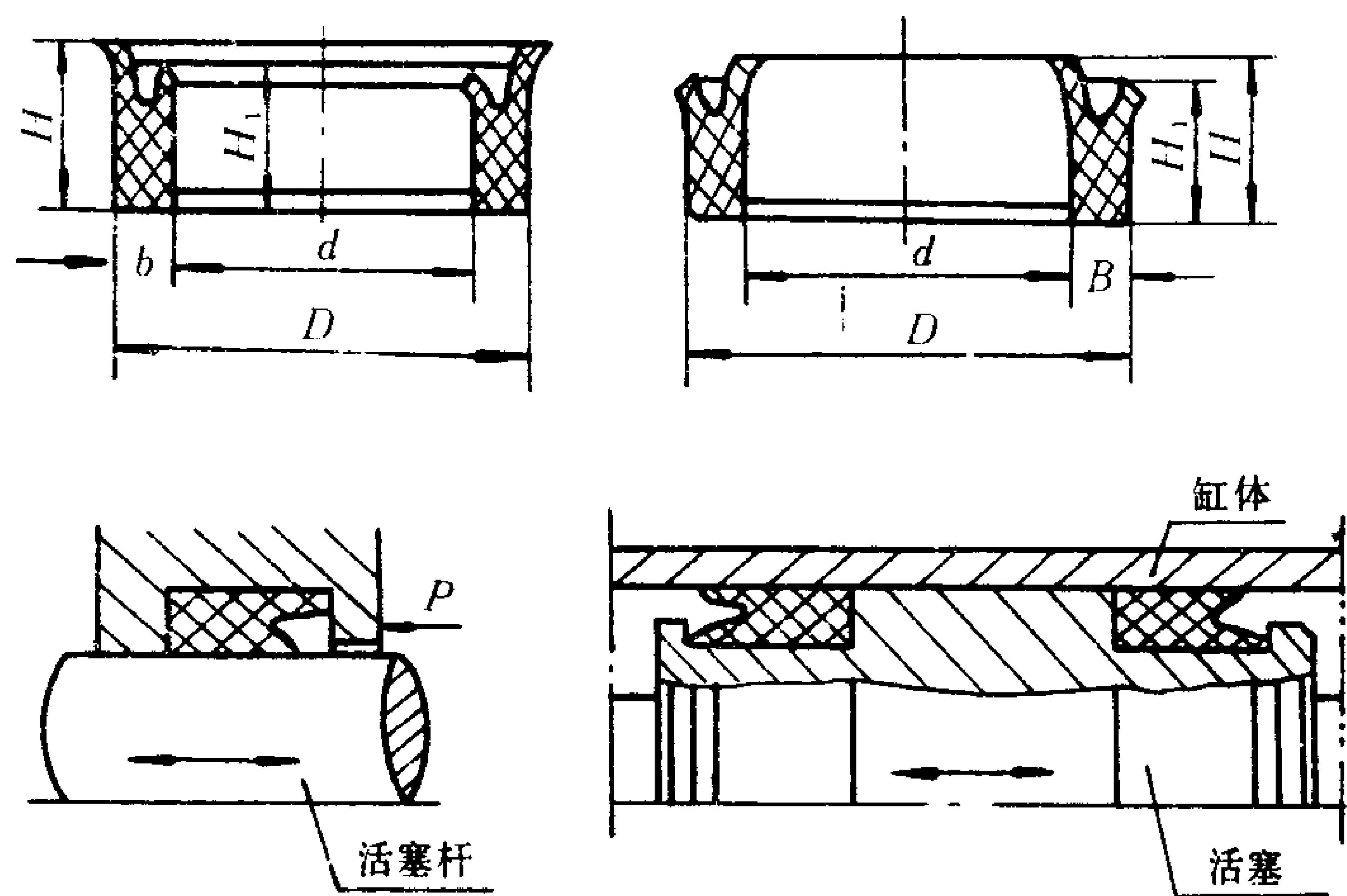


图 5.7.3-16 Y_x 形夹布橡胶密封圈

Y_x形密封圈的断面见图 5.7.3-16，它具有较大的高厚比（$H/B \geq 2$），所以无支承环亦不易在槽内翻滚，工作可靠，寿命长。工作温度≤80℃，工作压力≤31.4 MPa。

它的短唇摩擦阻力比长唇小，因此应用短唇去接触滑动面。孔用的与杆用的 Y_x 形密封圈不能互换。其余优缺点与 Y 形密封圈类似。订货尺寸应指明 d、H 和D或B。

4 防尘密封圈

活塞杆应该设有防止灰尘进入液压缸的防尘密封圈。这种密封圈通常以

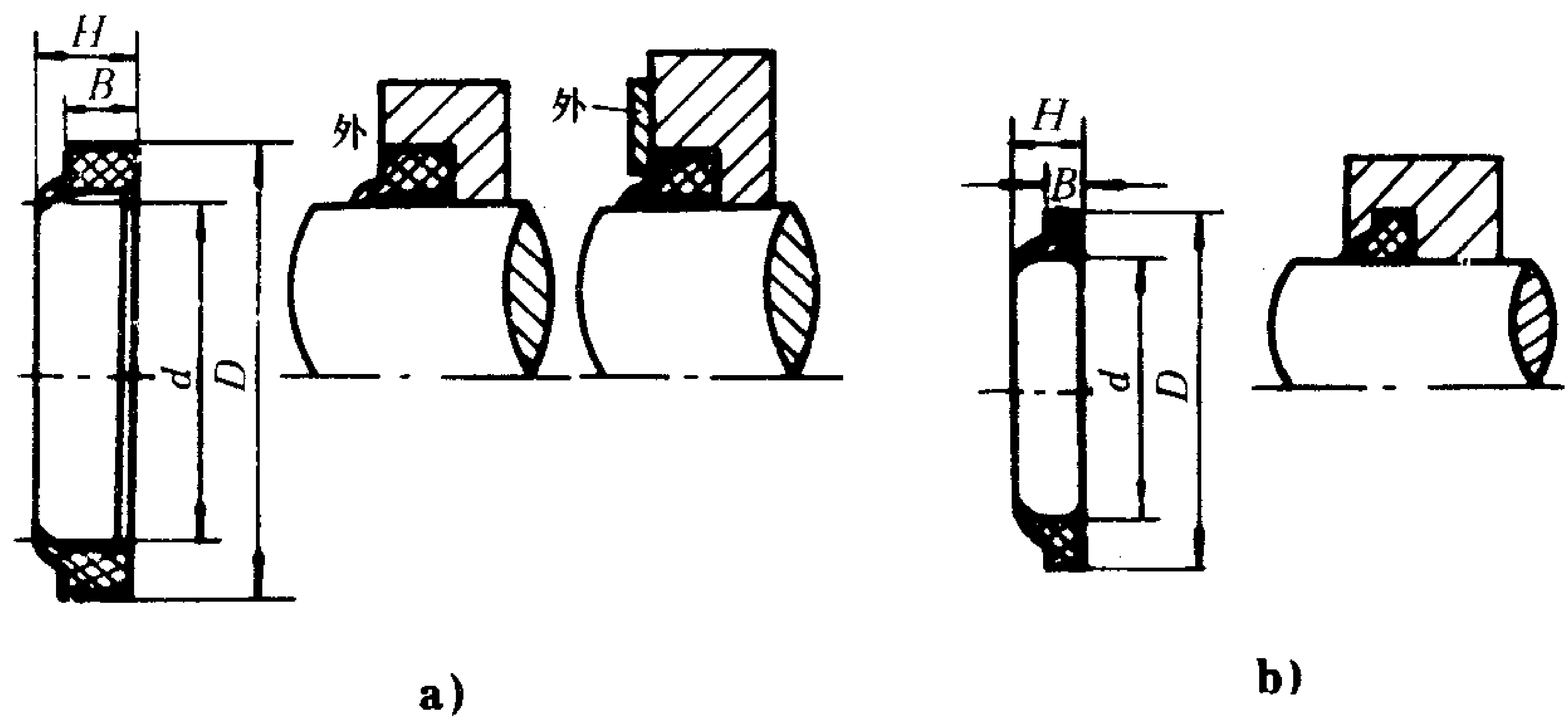


图 5.7.3-17 外骨架和无骨架 J 形防尘密封圈

a) 外骨架式；b) 无骨架式

聚胺酯橡胶为材料。无骨架 J 形防尘圈的断面形状和安装应用情况见图 5.7.3-17 b)。它可以直接嵌入密封槽中使用。外骨架式的结构具有较高的可靠性，它的外圈与孔可采用轻压配合、粘合或以端盖压紧。它的订货尺寸应写明杆径 d、孔径 D 和宽度 B。

5 油封(轴用唇形密封圈)

液压泵或液压马达传动轴的外漏，可借助于油封唇部与光滑轴面的密封而减免。

油封的初始密封是借助于唇部内径与轴外径适当的过盈量以及弹簧圈所产生的径向箍紧力实现的。

若轴面粗糙度很高、唇部的接触压力或宽度较大、轴面圆周速度较高或者油温过高，唇部将因局部高温而缩短使用寿命，所以密封的可靠性不单纯取决于油封的质量。

油封的工作参数范围一般是压差 0.1～0.2 MPa，圆周速度 5 ～12 m/s，温度≤80℃。结构设计和材质不同，许用参数略异。

油封在大的压差下工作很容易出现唇部翻边或"吹破"而大量外漏，所以要用金属环状骨架予以加强。外周为金属骨架的油封，与安装孔腔的装配应当采用轻压配合和防漏的涂料或粘结剂。外周覆有橡胶的内骨架式油封，在一般条件下使用就显得较为方便。

双唇油封的副唇朝外，可以防止空气中的尘土进入，也可防止海水进入。水下工作的低速大扭矩液压马达通常使用双唇油封。

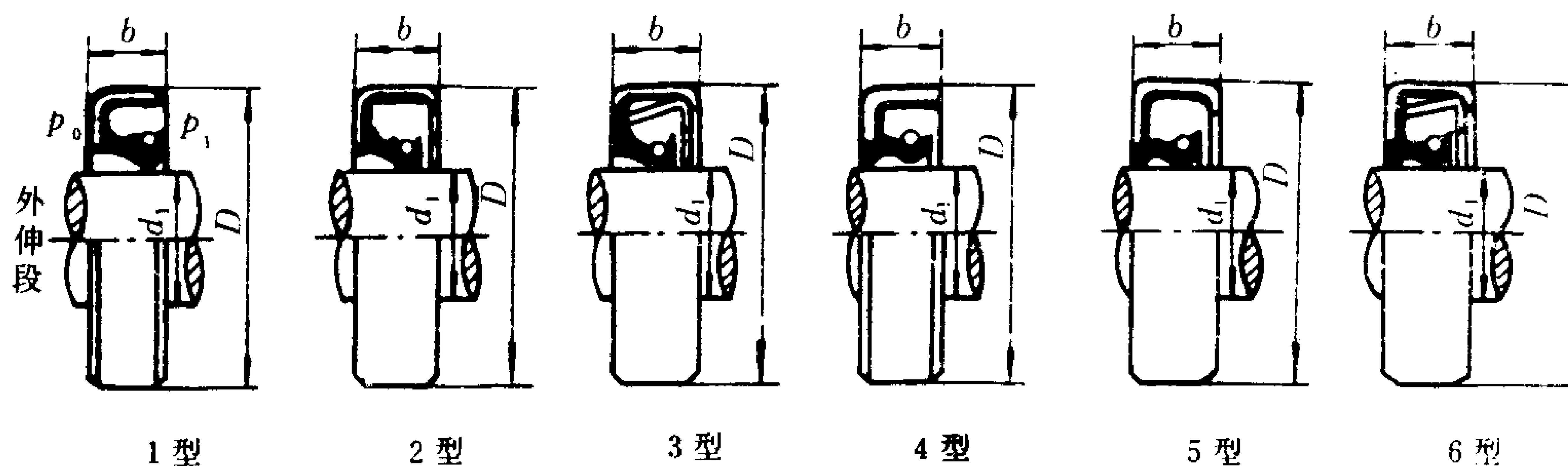


图 5.7.3-18 油封的基本结构型式

1 型-橡胶包覆骨架型；2 型-外金属骨架型；3 型-装配式金属骨架型；4 型-双唇橡胶包覆骨架型；5 型-双唇金属外骨架型；；6 型-双唇装配式金属骨架型

油封的结构和材质将因厂家而异，订货尺寸应写明d_1和D（见图 5.7.3-18）。国际标准 ISO/DIS 6194/I规定：

轴的直径公差　　H 11

轴面粗糙度

$R_a=0.2\sim0.65\mu m$，而且$R_{max}=0.8\sim2.5\mu m$

安装腔直径公差　　≤H 8

腔孔圆柱面　$R_a\leq3.2$ um

而且$R_{max}\leq1.25$ um

参考文献

〔1〕机械设计手册（下册），化学工业出版社，1985年

〔2〕部分橡胶密封装置标准汇编，西北橡胶工业制品研究所，1981年

〔3〕《日》近森德重：O形密封圈，机械工业出版社，1976年。

〔4〕《日》近森德重：唇形密封圈，机械工业出版社，1977年

〔5〕ISO 3601/I 液压与气动系统— O 形圈—第1部分：内径、断面直径、公差与规格代码，第1版 1978-08-15

〔6〕ISO/DP 3601/II液压与气动系统— O 形圈—第2部分：规定使用条件下的设计准则（建议草案），1978

〔7〕ISO/DP 3601/III液压与气动系统— O 形圈—第3部分：质量检验标准（建议草案），1978

〔8〕ISO/DIS 3601/III液压与气动系统— O 形圈一第4部分：.带挡圈的 O 形圈沟槽在规定使用条件下的设计准则（国际标准草案），1979-12

〔9〕ISO 5597/I液压与气动系统—往复运动用活塞杆及活塞密封安装腔尺寸与公差第1部分：通用系列，第一版 1980-11-01

〔10〕ISO/DP 5597 补充（补充ISO 6020/II 160 巴紧凑系列油缸的密封件安装腔尺寸与公差，建议草案）

〔11〕ISO/DIS 6194/I 旋转轴唇形密封圈：第一部分：公称尺寸与公差

第 4 章　管子及其附件

1　钢管

液压管道通常采用 15 号冷拔无缝钢管（YB231—70)。因为这种管材具有良好的焊接性能和耐冲击疲劳性能并易于冷弯加工。

无缝钢管的商品规格用外径和壁厚标示。它的内径和壁厚可按式 5.7.4-1 和 5.7.4-2 确定，亦可按表 5.7.4-1 确定。其中，卡套式连接用的管子外径尺寸偏差应符合表 5.7.4-2 的高级精度要求。

1.1　尺寸要素

1）内径

$$d = 4.6\sqrt{Q/v} \quad \text{mm} \qquad (5.7.4\text{-}1)$$

式中：Q——流量，L/min；

v——流速，m/s。通常压油管道　$v=2.5\sim5$，吸油管道　$v=0.5\sim1.5$，回油管道　$v=2\sim4$，泄油管道　$v\leq0.5$ m/s。

2）壁厚

$$\delta = pdn/2\sigma_b \quad \text{mm} \qquad (5.7.4\text{-}2)$$

式中：p——系统压力，MPa；

d——管子内径，mm；

σ_b——抗拉强度，对于 15 号冷拔无缝钢管，$\sigma_b=3.8$MPa；

n——安全系数，当$p<7$ MPa时，取$n=8$；$p<17.2$ MPa时，取$n=6$；$p>17.2$ MPa时，取$n=4$。

表 5.7.4-1　**液压管道尺寸要素**

公称直径 D_g		外径 D	壁厚 mm				
			系统压力 MPa				
mm	inch	mm	≤2.45	≤7.85	≤15.7	≤24.5	≤31.4
3		6	1	1	1	1	1.4
4		8	1	1	1	1.4	1.4
5,6	1/8	10	1	1	1	1.6	1.6
8	1/1	14	1	1	1.6	2	2
10,12	3/8	18	1	1.6	1.6	2	2.5
15	1/2	22	1.6	1.6	2	2.5	3
20	3/4	28	1.6	2	2.5	3.5	4
25	1	34	2	2	3	4.5	5
32	1¼	42	2	2.5	4	5	6
40	1½	50	2.5	3	4.5	5.5	7
50	2	63	3	3.5	5	6.5	8.5
65	2½	75	3.5	4	6	8	10
80	3	90	4	5	7	10	12
100	4	120	5	6	8.5		

表 5.7.4-2　　冷拔无缝钢管尺寸许用偏差

		尺寸精度等级		
		普通级	高级	最高级
外径 mm	≤30	±0.4 mm	±0.2 mm	±0.1 mm
	31~51	±0.45 mm	±0.3 mm	±0.2 mm
	>51	(±1%)	(±0.8%)	(±0.5%)
壁厚 mm	≤1	±0.15 mm	±0.12 mm	±0.10 mm
	2~3	+15% −10%	+12% −10%	+10%
	>3	+12% −10%	±10%	

3）管子弯曲的曲率半径

外径≤14 mm的管子可用人力冷弯，外径较大时则用人力或人力油压弯管机冷弯，曲率半径一般≥3倍外径，见表 5.7.4-3。

表 5.7.4-3　　弯管曲率半径

管子外径 mm	10	14	18	22	28	34	42	50	63
曲率半径 mm	50	70	75	75	90	100	130	150	190

1.2 钢管的固定

安装长管道时，中间必须采用支座固定，见图 5.7.4-1。管道可能由于存在液压冲击而产生轴向窜动，管道与安装面间的互相激振也有可能在垂直方向引起共振，所以管道应采用既不会擦伤管壁，又具有隔振性能的衬套夹紧。

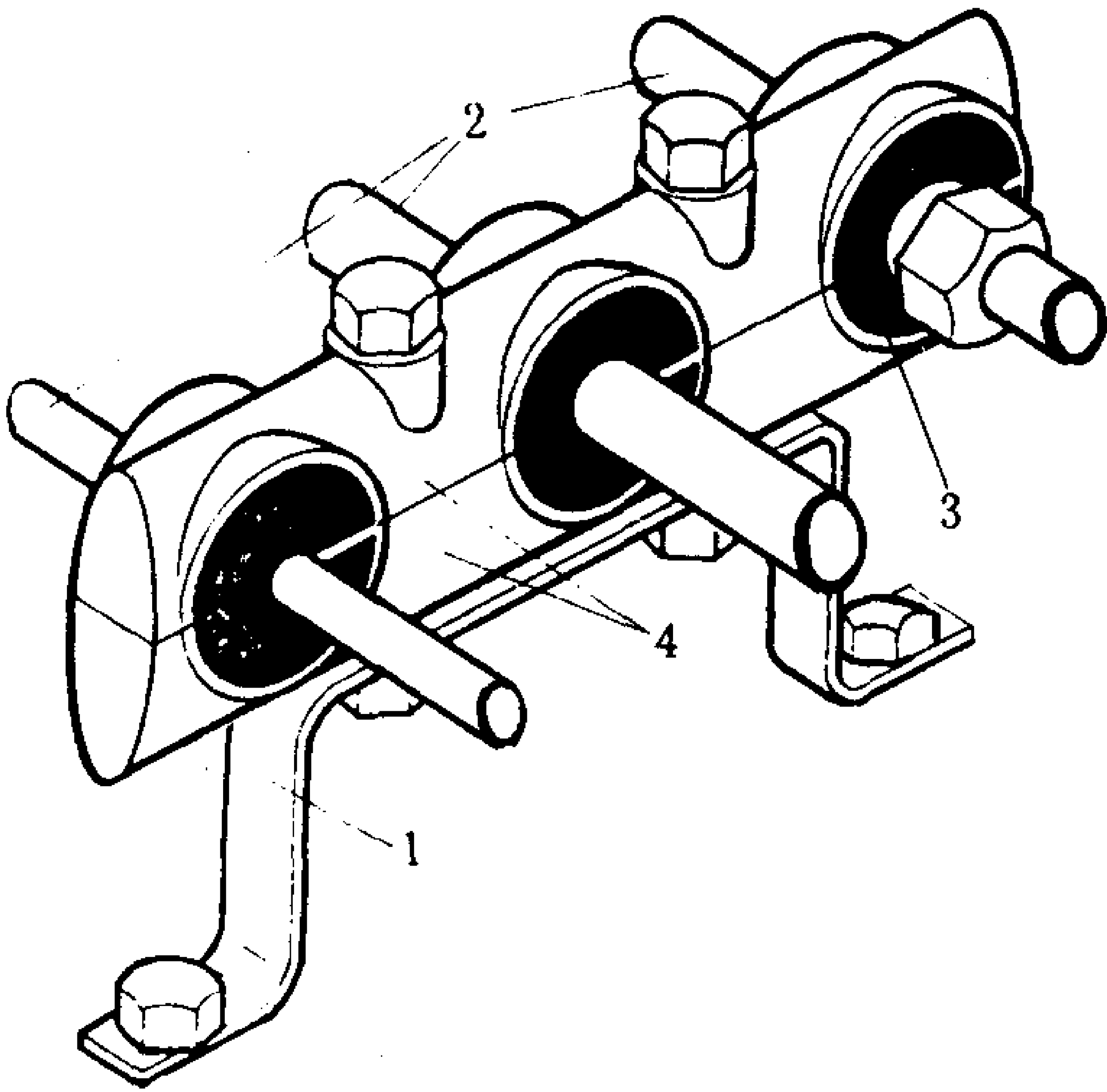


图 5.7.4-1　管座固定

1-托架；2-管子；3-衬套；4-管夹

1.3 钢质直管的压力损失

$$\Delta p=\lambda\rho L v^2/2d \quad \text{MPa} \qquad (5.7.4\text{-}3)$$

式中：λ——阻力系数：当 $R_e<2000$ 时，$\lambda=64/R_e$，当 $R_e>2000$ 时，$\lambda=0.3164R_e^{-0.25}$；

L——管长，m；

v——流速，m/s；

ρ——液压油密度，kg/dm^3；

d——管子内径，mm。

直管每米管长的压力损失可按诺模图 5.7.4-2 或图 5.7.4-3 上示出的顺序和箭号得出。

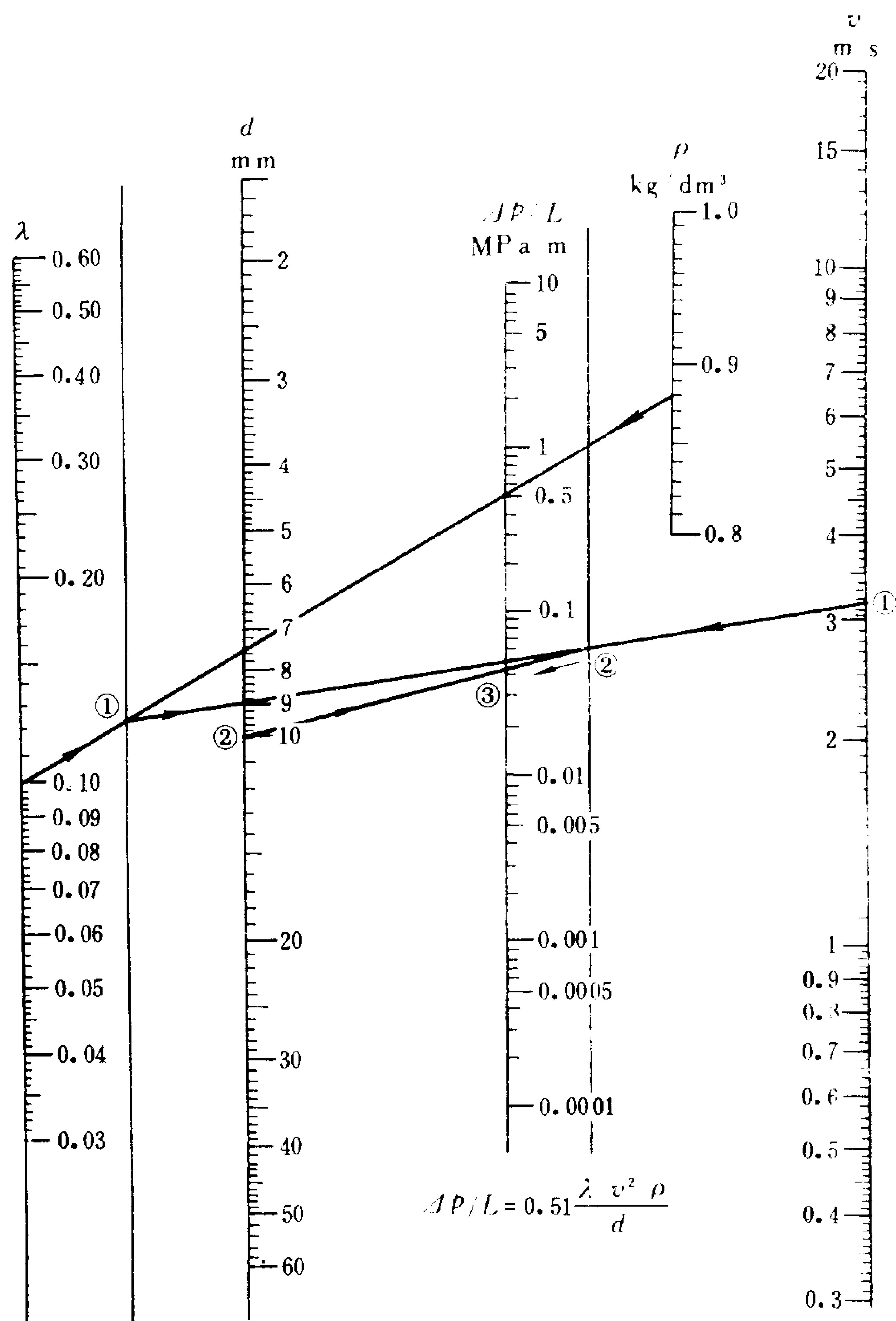


图 5.7.4-2　层流的直管压力损失（$d≤60$ mm）

2　高压软管

2.1　结构和参数

高压软管是一种柔性管，传递机械振动的性能差，因此常被用作液压泵与钢质管道间的隔振元件。但实验证明，高压软管的弹性模量仅比钢管小 36%左右，对液压冲击不是一种理想的缓冲元件。

如图 5.7.4-4 所示，按照钢丝层的构造，高压软管可以分为钢丝缠绕式（图a）和钢丝编织式（图b）。钢丝层数不同，工作压力亦异。而缠绕式则可以达到较高的工作压力，见表 5.7.4-4 和 5.7.4-5。

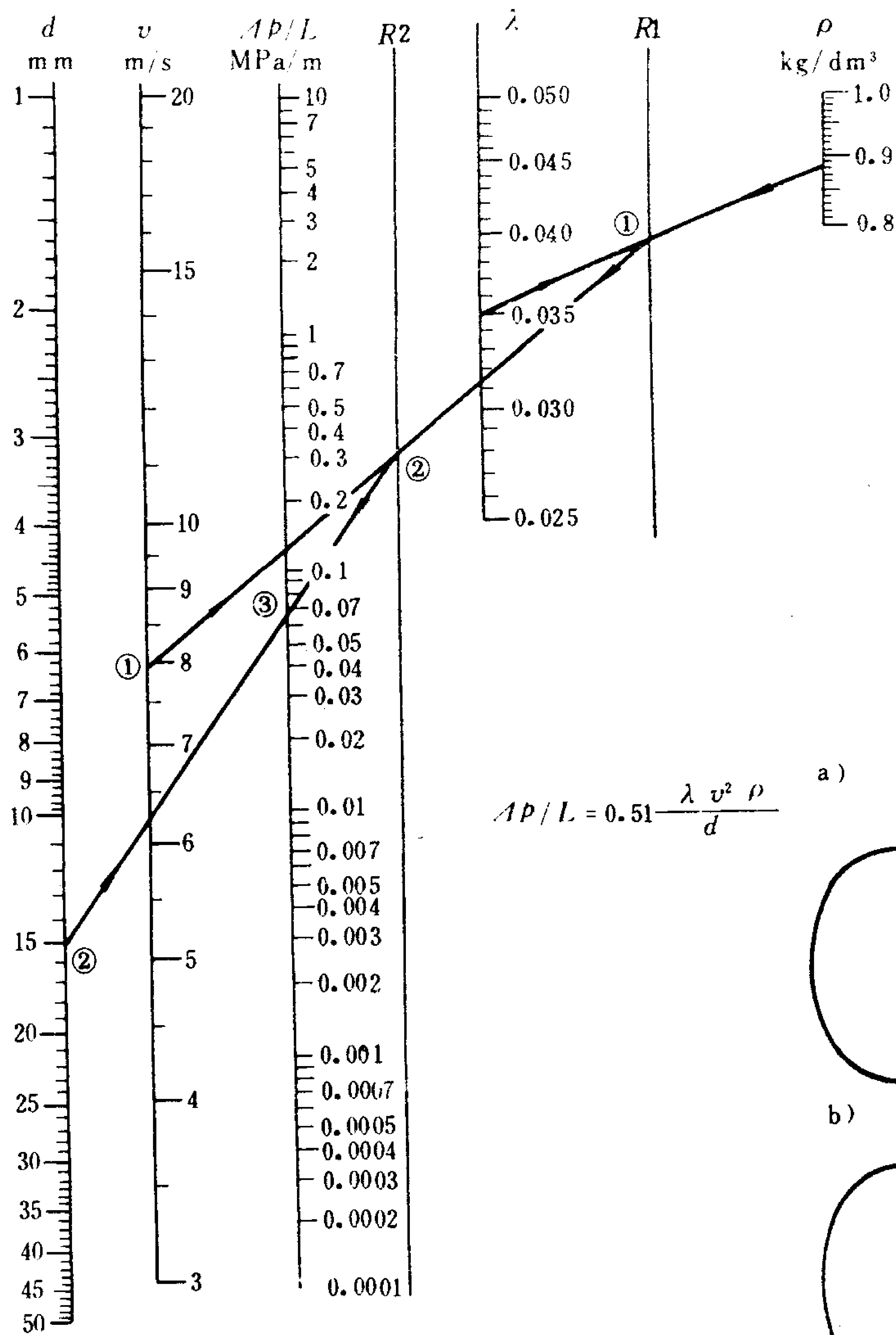


图 5.7.4-3　紊流的直管压力损失（$d \leq 50$ mm）

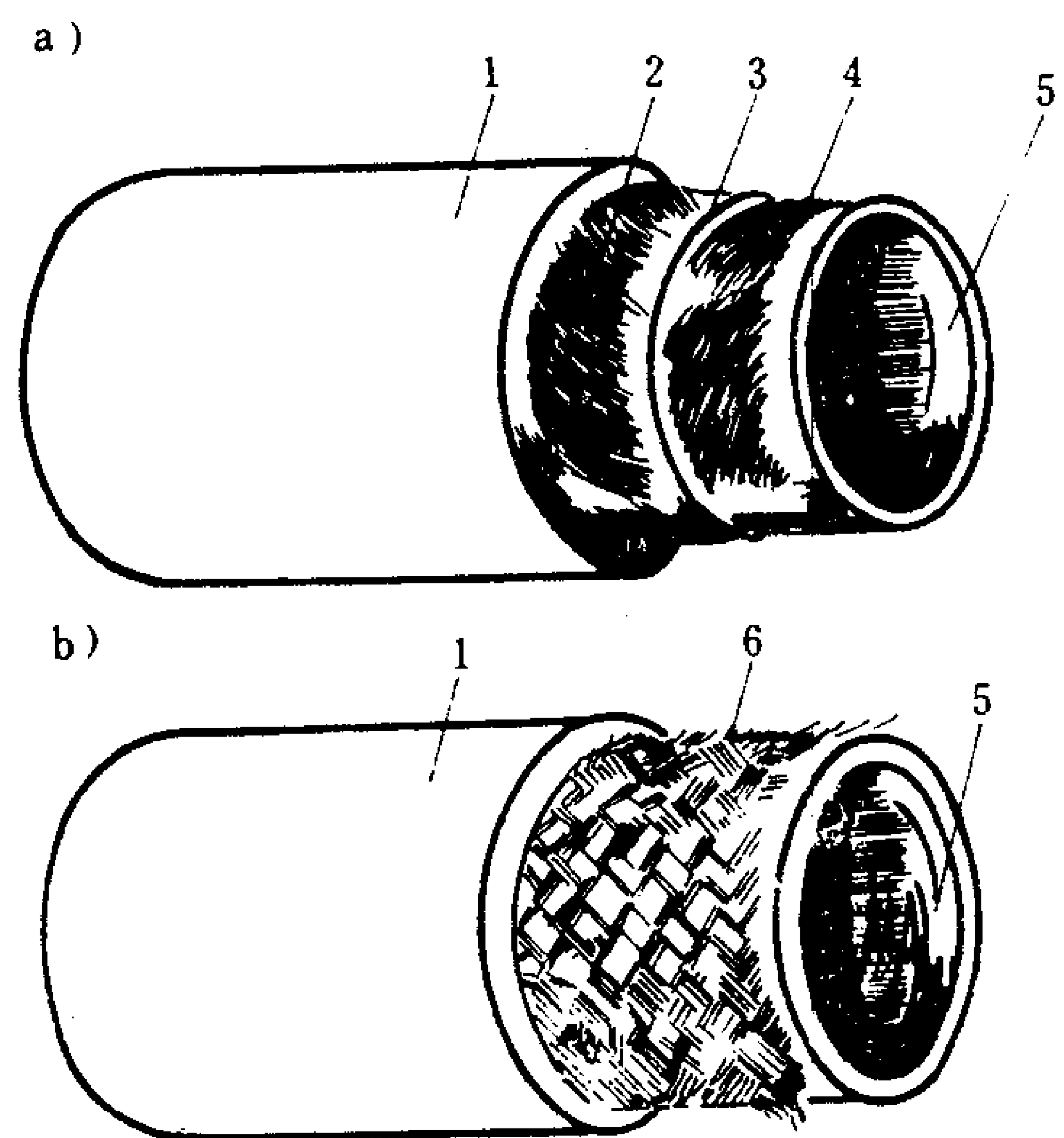


图 5.7.4-4　高压软管

a）缠绕式；b）编织式

1、3、5-耐油橡胶层；2、4-钢丝缠绕层；6-钢丝编织层

表 5.7.4-4　　钢丝缠绕式高压软管规格

公称通径　mm	胶管内径　mm	钢丝层数	工作压力　MPa	最小曲率半径　mm
6	6	6	71.6	150
8	8	6	64.7	170
10	10	6	58.8	180

表 8.3.5—17

各种可控整流电路的主要参数

数整流主电路	单相半波	单相全波	单相半控桥	单相全控桥	单相桥式（输出端有一个晶闸管）	三相半波	三相半控桥	三相全控桥	双Y带平衡电抗器
主电路接线方式									
控制角 $\alpha=0$ 时，空载直流输出电压平均值 U_{do}	$0.45U_2$	$0.90U_2$	$0.90U_2$	$0.90U_2$	$0.90U_2$	$1.17U_2$	$1.35U_2$	$1.35U_2$	$1.17U_2$
控制角 $\alpha\neq 0$ 时，空载直流输出电压 $U_{d\alpha}$：电阻性负载或电感性负载有续流二极管 ZP 的情况	$\frac{1+\cos\alpha}{2}\times U_{do}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}\times U_{do}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}\times U_{do}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}\times U_{do}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}\times U_{do}$	当 $0<\alpha\leqslant\frac{\pi}{6}$ 时：$\cos\alpha\times U_{do}$ 当 $\frac{\pi}{6}<\alpha\leqslant\frac{5\pi}{6}$ 时：$0.577[1+\cos(\alpha+\frac{\pi}{6})]\times U_{do}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}\times U_{do}$	当 $0<\alpha\leqslant\frac{\pi}{3}$ 时：$\cos\alpha\times U_{do}$ 当 $\frac{\pi}{3}<\alpha\leqslant\frac{2\pi}{3}$ 时：$[1+\cos(\alpha+\frac{2\pi}{3})]\times U_{do}$	当 $0<\alpha\leqslant\frac{\pi}{6}$ 时：$\cos\alpha\times U_g$ 当 $\frac{\pi}{6}<\alpha\leqslant\frac{5\pi}{6}$ 时：$0.577[1+\cos(\alpha+\frac{\pi}{6})]\times U_{do}$
控制角 $\alpha\neq 0$ 时，空载直流输出电压 $U_{d\alpha}$：电阻＋无限大电感的情况	$\frac{1+\cos\alpha}{2}\times U_{do}$（有 zp）	$\cos\alpha\times U_{do}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}\times U_{do}$	$\cos\alpha\times U_{do}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}\times U_{do}$	$\cos\alpha\times U_{do}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}\times U_{do}$	$\cos\alpha\times U_{do}$	$\cos\alpha\times U_{do}$
$\alpha=0$ 时的脉动电压：最低脉动频率	f	2f	2f	2f	2f	3f	6f	6f	6f
$\alpha=0$ 时的脉动电压：脉动率(%)	121	48.4	48.4	48.4	48.4	18.7	4.2	4.2	4.2
整流臂的正向电压峰值和反向电压峰值	$\sqrt{2}U_2$	$2\sqrt{2}U_2$	$\sqrt{2}U_2$	$\sqrt{2}U_2$	$\sqrt{2}U_2$ 反向无	$\sqrt{6}U_2$	$\sqrt{2}U_2$	$\sqrt{2}U_2$	$\sqrt{6}U_2$
移相范围：纯电阻负载或电感负载有续流二极管 ZP 的情况	$0\sim\pi$	$0\sim\pi$	$0\sim\pi$	$0\sim\pi$	$0\sim\pi$	$0\sim\frac{5\pi}{6}$	$0\sim\pi$	$0\sim\frac{2\pi}{3}$	$0\sim\frac{2\pi}{3}$
移相范围：电阻＋无限大电感的情况	$0\sim\frac{\pi}{2}$	$0\sim\frac{\pi}{2}$	$0\sim\frac{\pi}{2}$	$0\sim\frac{\pi}{2}$	$0\sim\frac{\pi}{2}$	$0\sim\frac{\pi}{2}$	$0\sim\frac{\pi}{2}$	$0\sim\frac{2\pi}{3}$	$0\sim\frac{\pi}{2}$
最大导通角	π	π	π	π	π	$\frac{2\pi}{3}$	$\frac{2\pi}{3}$	$\frac{2\pi}{3}$	$\frac{\pi}{3}$
整流臂的正向峰值电压和反向峰值电压	$\sqrt{2}U_2$	$2\sqrt{2}U_2$	$\sqrt{2}U_2$	$\sqrt{2}U_2$	$\sqrt{2}U_2$ 反向无	$\sqrt{6}U_2$	$\sqrt{2}U_2$	$\sqrt{2}U_2$	$\sqrt{6}U_2$
整流臂正向电流平均值（没有 ZP 的情况）	I_d（为负载电流平均值）	$\frac{1}{2}I_d$	$\frac{1}{2}I_d$	$\frac{1}{2}I_d$	I_d	$\frac{1}{3}I_d$	$\frac{1}{3}I_d$	$\frac{1}{3}I_d$	$\frac{1}{6}I_d$
变压器容量：初级绕组	$3.48P_d$	$1.11P_d$	$1.11P_d$	$1.11P_d$	$1.11P_d$	$1.21P_d$	$1.05P_d$	$1.05P_d$	$1.05P_d$
变压器容量：次级绕组	$3.48P_d$	$1.57P_d$	$1.11P_d$	$1.11P_d$	$1.11P_d$	$1.48P_d$	$1.05P_d$	$1.05P_d$	$1.48P_d$

2.2 使用和安装

高压软管两端必须安装在软管接头上，方能与设备或其他管道联接。高压软管的工作可靠性和使用寿命取决于软管的质量、与接头组装的质量、工作条件以及软管布置安装的合理性等。

2.2.1 工作条件

（1）工作温度上限。以耐油橡胶为母材的软管，在高温且与氧气充分接触的情况下，其增塑剂容易失效，软管将迅速老化并出现破裂。所以输送液压油的工作温度上限一般规定为80℃，而输送空气时则不得超过50℃。

（2）工作温度下限。软管在低温下频繁弯曲也容易破裂（以低温挠曲试验来考核）。因此一般产品的工作温度下限常常规定为－40℃，军用的特殊产品亦可低达－54℃（聚四氟乙烯软管可以低达－73℃）。

（3）钢丝增强的耐油橡胶高压软管，在输送高真空度流体时，内胶层往往容易剥离并堵塞通道。

（4）长期工作于高频冲击载荷的软管，钢丝增强层与胶层亦容易出现剥离现象。按照美国 SAE 100R2和SAE100R10规范的要求，软管应在93℃和1.33倍工作压力下进行高温液压耐冲击试验。对于双层钢丝编织式软管，耐冲击应大于2×10^5次，四单向层钢丝缠绕式软管则应大于4×10^5次。因此，在正常使用条件下，超过1×10^6次冲击而损坏的可算是优质产品。

（5）强酸溶液会腐蚀、损毁软管。

2.2.2 软管接头及其组装

软管接头常用的结构有扣压式和三瓣式两种。

扣压式接头如图5.7.4-5所示，由外套和芯子组成。组装之前，软管外胶层需剥去规定长度，将外套装上，借助于外套内的螺纹，将干净并涂了液压油的芯子旋入软管中去，最后在专用设备上进行径向挤压。由于外套直径的缩小，外套内侧的环状锯齿牢固地扣紧软管的钢丝层并形成可靠的密封。扣压式接头和软管的组装件通常按总成的标准长度供货，亦可按用户指定的总成长度供货。

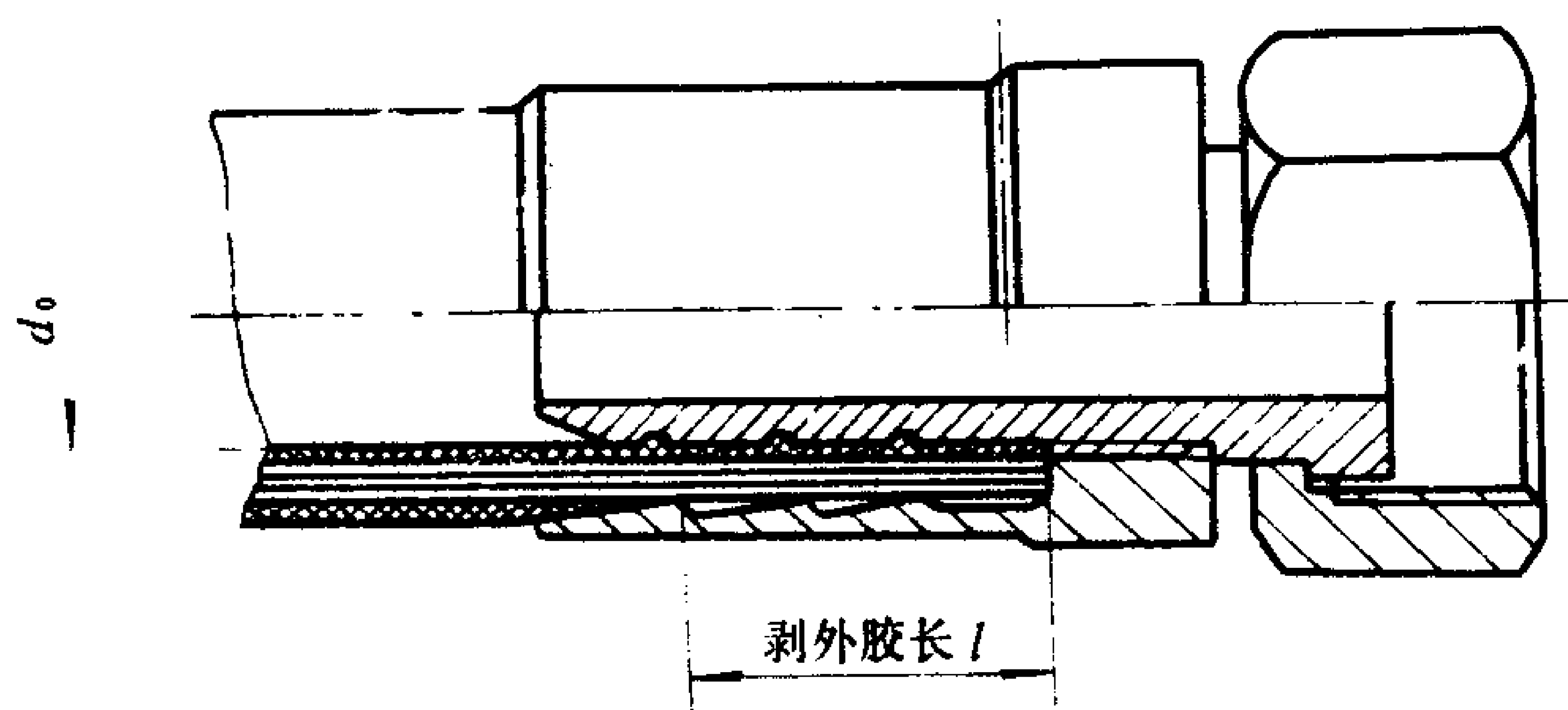


图5.7.4-5 扣压式软管接头

三瓣式软管接头（图5.7.4-6）便于用户自行更换软管，操作方便，工作可靠。装配

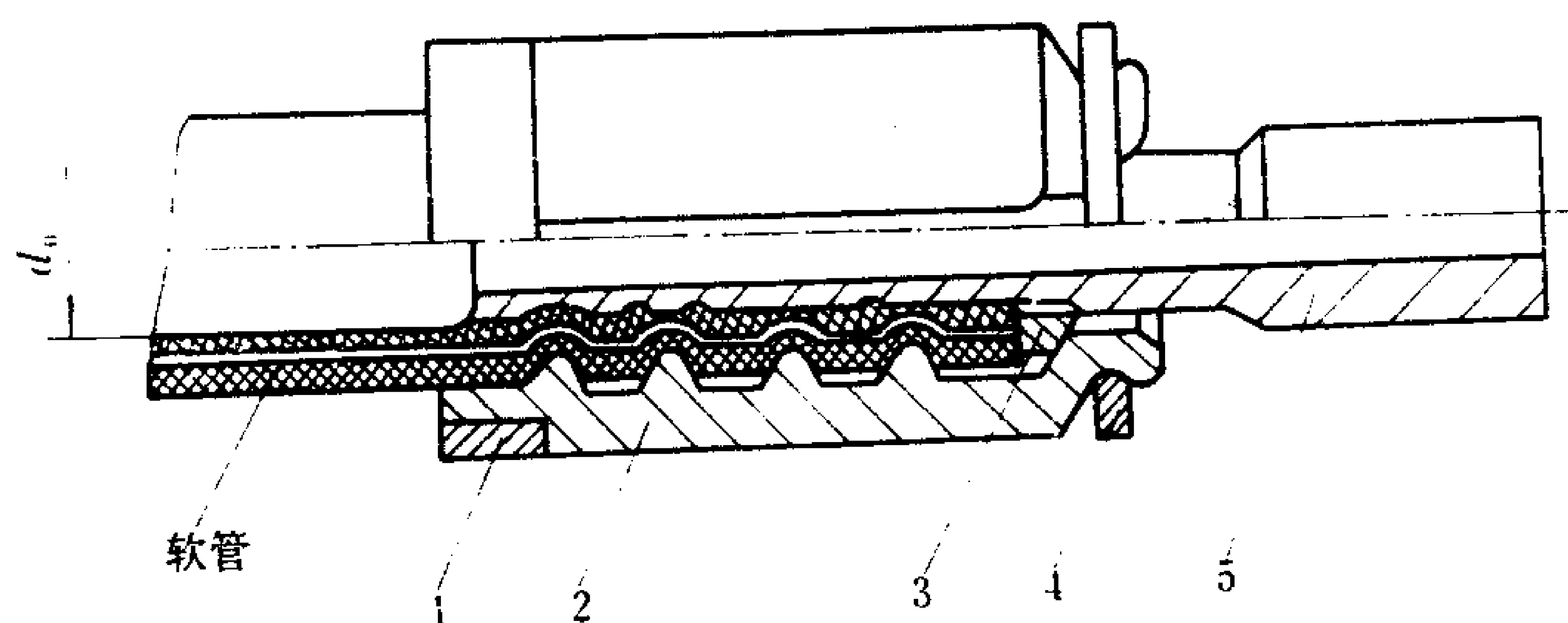


图5.7.4-6 三瓣式软管接头

1、4-后、前套环；2-套片（3件）；3-连接环；5-芯子

续上表

整流主电路		单相双半波	单相半控桥	单相全控桥	三相半波	三相半控桥	三相全控桥	带平衡电抗器的双反星形
序号		1	2	3	4	5	6	7
$B=\frac{U_{d\alpha}}{U_{do}}$	带续流二极管	$\frac{1+\cos\alpha}{2}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}$	$\cos\alpha(\alpha=0°\sim30°)$ $0.577[1+\cos(\alpha+30°)]$ $(\alpha=30°\sim150°)$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}$	$\cos\alpha(\alpha=0°\sim60°)$ $[1+\cos(\alpha+60°)]$ $(\alpha=60\sim120°)$	$\cos\alpha(\alpha=0°\sim60°)$ $[1+\cos(\alpha+60°)]$ $(\alpha=60°\sim120°)$
	不带续流二极管	$\cos\alpha$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}$	$\cos\alpha$	$\cos\alpha$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}$	$\cos\alpha$	$\cos\alpha$
C		$\frac{1}{\sqrt{2}}=0.707$	$\frac{1}{\sqrt{2}}=0.707$	$\frac{1}{\sqrt{2}}=0.707$	$\frac{\sqrt{3}}{2}=0.866$	$\frac{1}{2}=0.5$	$\frac{1}{2}=0.5$	$\frac{1}{2}=0.5$
$K_{i2}=\frac{I_2}{I_d}$		0.707	1	1	0.577	0.816	0.816	0.289
$KI_1=\frac{KI_1}{I_d}$		1	1	1	0.472	0.816	0.816	0.408
m_2		2	1	1	3	3	3	6
m_1		1	1	1	3	3	3	3
S_1/S_2		0.707	1	1	0.816	1	1	0.707
S_2/P_d		1.57	1.11	1.11	1.48	1.05	1.05	1.48
S_1/P_d		1.11	1.11	1.11	1.21	1.05	1.05	1.05
S/P_d		1.34	1.11	1.11	1.34	1.05	1.05	1.26

2)自耦式整流变压器的计算容量：

$$S_c=(1-\frac{1}{K})S \tag{8.3.5—2}$$

$$K=U_1/U_2=N_1/N_2(\text{匝比})$$

式中：S——视在容量，VA，参照整流变压器的计算方法。

3)整流元件的选择

整流元件的额定电压

$$U_{ked}=(2\sim3)U_m \tag{8.3.5—3}$$

式中：U_m——元件承受的最大峰值电压，V，由表 8.3.5—21 查得。

整流元件的额定电流(通态平均电流)

$$I_T=(1.5\sim2)K_{fb}KI_d \tag{8.3.5—4}$$

式中：K_{fb}——α=0°时的计算系数，由表 8.3.5—21 查得；

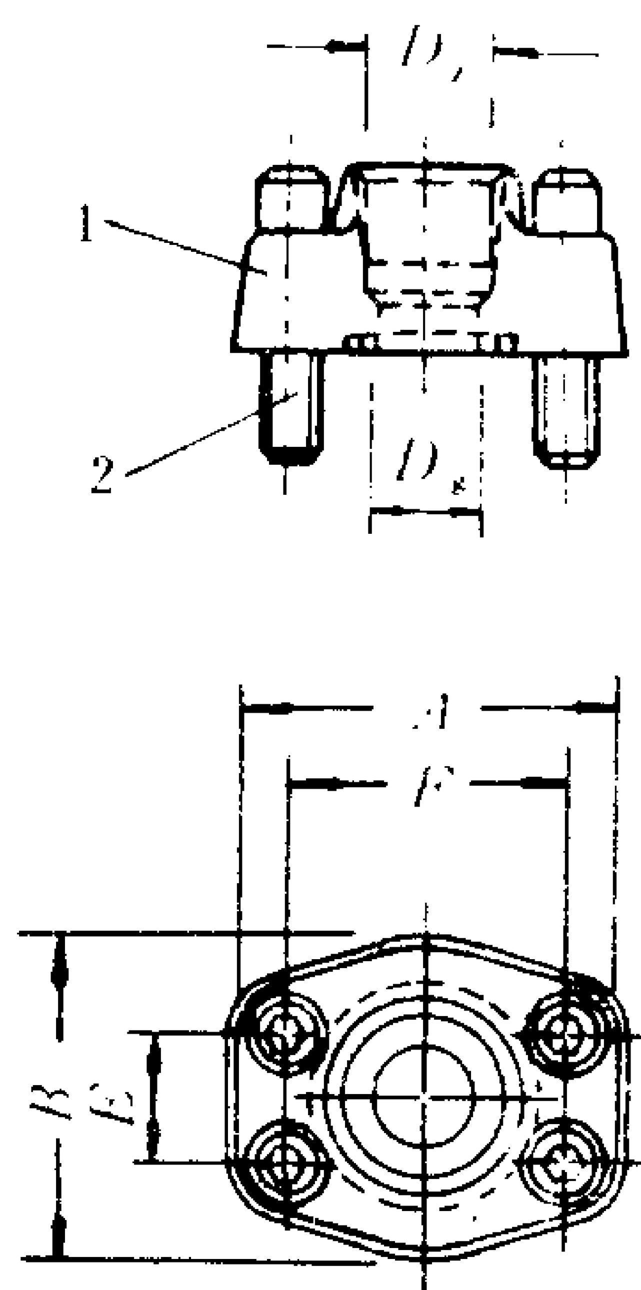
K ——负载允许的过载倍数；

I_d ——负载电流，A。

表 8.3.5－20

整流变压器的计算系数(电阻负载)

整流主电路	单相双半波	单相半控桥	单相全控桥	三相半波	三相半控桥	三相全控桥	带平衡电抗器的双反星形
序号	1	2	3	4	5	6	7
$A=\frac{U_{do}}{U_2}$	0.90	0.90	0.90	1.17	2.34	2.34	1.17
$B=\frac{U_{d\alpha}}{U_{do}}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}$	$\cos\alpha$ $(\alpha=0^\circ\sim30^\circ)$ $0.577[1+\cos(\alpha+30^\circ)]$ $(\alpha=30^\circ\sim150^\circ)$	$\frac{1+\cos\alpha}{2}$	$\cos\alpha$ $(\alpha=0^\circ\sim60^\circ)$ $[1+\cos(\alpha+60^\circ)]$ $(\alpha=60^\circ\sim120^\circ)$	$\cos\alpha$ $(\alpha=0^\circ\sim60^\circ)$ $[1+\cos(\alpha+60^\circ)]$ $(\alpha=60^\circ\sim120^\circ)$
$K_{i2}=\frac{I_2}{Id}$	0.785	1.11	1.11	0.587	0.816	0.816	0.294
$K_{I1}=\frac{KI_1}{I_d}$	1.11	1.11	1.11	0.480	0.816	0.816	0.415
m	2	1	1	3	3	3	6
m_1	1	1	1	3	3	3	3
S_1/S_2	0.707	1	1	0.816	1	1	0.707
S_2/P_d	1.75	1.23	1.23	1.51	1.05	1.05	1.51
S_1/P_d	1.23	1.23	1.23	1.23	1.05	1.05	1.05
S/P_d	1.49	1.23	1.23	1.37	1.05	1.05	1.28



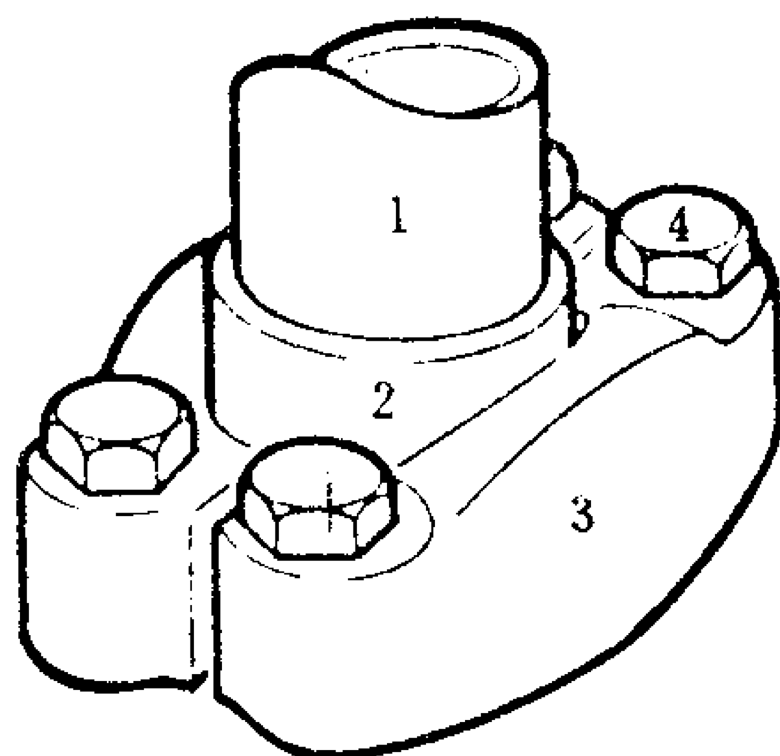


图 5.7.4-10 分解式法兰的不正安装
1-管子；2-法兰；3-压盖；4-螺钉；5-O形圈

图 5.7.4-9 矩形法兰
1-法兰；2-法兰螺钉

法兰的连接尺寸有公制和英制两个系列。欧美液压元件的连接法兰，仍广泛采用美国汽车工程师学会的英制四孔法兰（简称SAE四孔法兰），其特征是 4 个螺钉孔按矩形布置，公称通径用英寸(in)标示。液压系统中通常使用的是 20.6 MPa（3000 psi）和 41.2 MPa（6000 psi）两种压力级的SAE四孔法兰。分解式法兰的连接尺寸亦与 20.6 MPa的SAE四孔法兰相同。在一些使用公制的国家，尽管其液压泵、马达和液压缸采用了SAE法兰，但法兰螺钉孔却仍然采用公制螺纹。表 5.7.4-6 摘录了常见的部分SAE四孔法兰的连接尺寸。

表 5.7.4-6 **SAE四孔法兰连接尺寸（摘录）**

		压力级 20.6 MPa									压力级 41.2 MPa			
		公称通径 in									公称通径 in			
		3/4	1	1¼	1½	2	2½	3	3½	4	3/4	1	1¼	1½
孔心距	E mm	22.2	26.2	30.2	35.7	42.9	50.8	61.9	69.9	77.7	23.8	27.8	31.8	36.5
	F mm	47.6	52.4	58.7	69.9	77.8	88.9	106.4	120.7	130.1	50.8	57.2	66.7	79.4
螺	英制 in	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	3/8	1/2	1/2	5/16
钉	公制 mm	M 10	M 10	M 10	M 12	M 12	M 12	M 16	M 16	M 16	M 10	M 12	M 14	M 16

注：尺寸E、F见图 5.7.4-9。

法兰的安装应注意其连接件的密封和受力情况。对O形圈和沟槽都合格的法兰，只有保证平面密接（四周均无间隙），才能防止泄漏（见图 5.7.4-9 的不正安装）。

按照压力等级的不同，法兰螺钉通常用 35 号钢、45 号钢或 40 Cr加工并调质处理。在运行中，螺钉螺母将承受油压作用力、冲击振动应力和安装预紧力。安装预紧力应保证法兰密接面在其他外力出现以后不产生附加的轴向间隙而造成泄漏。在施工时，应注意部分螺钉由于克服管道重量而引起的附加预紧力，以及由于安装不当而将法兰强行拉拢贴平时所产生的很大的有害附加预紧力。应当力求减轻这些有害的附加力，并使各螺钉受力均匀（最好使用扭力扳手）。

3.2 接头

船舶液压系统多半采用钢质管道，因此可供选择的接头仅有焊接式和卡套式两种；在使用软管的场合，还会遇到软管接头和快速接头。

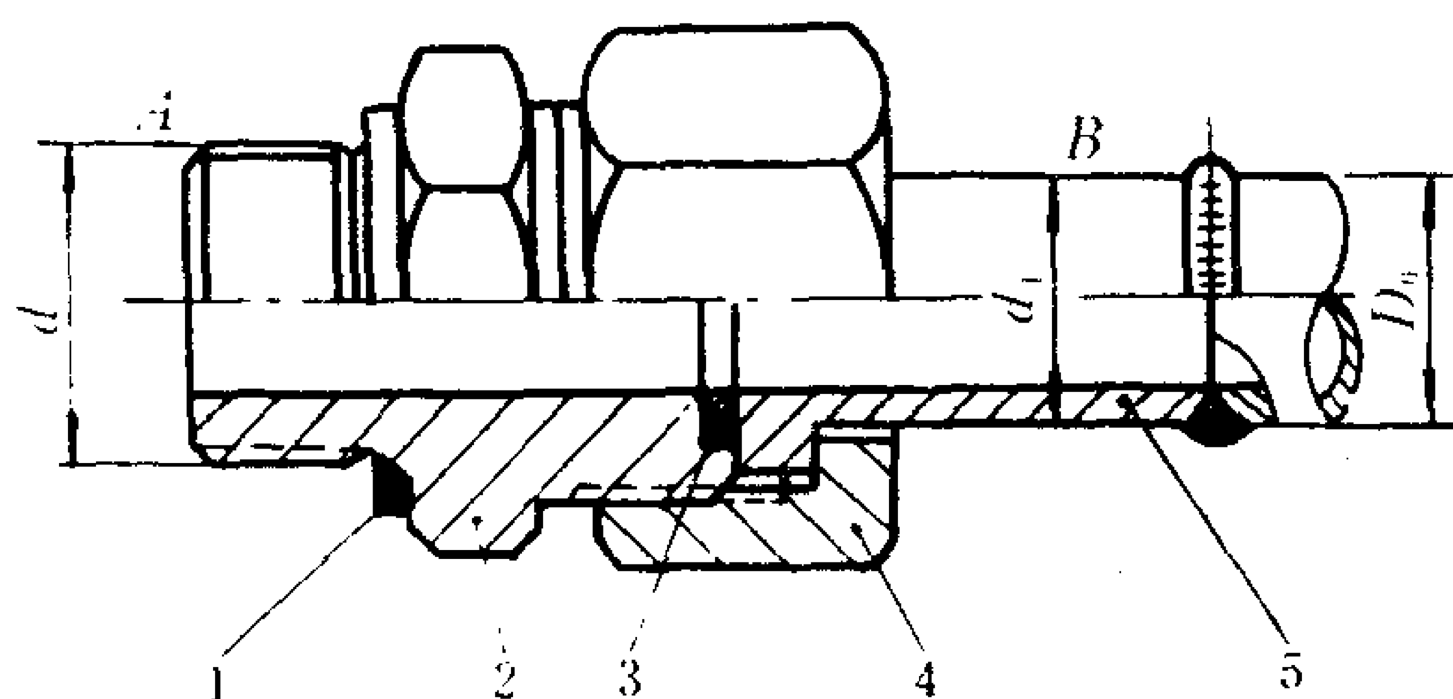


图 5.7.4-11 焊接式管接头

1-端面密封垫圈；2-接头体；3-O形密封圈；4-螺帽；5-接管

3.2.1 焊接式接头

焊接式接头一般只包括件号 2～5 等 4 个零件，见图 5.7.4-11。连接密封依靠O形密封圈 3、*B*端的接管与钢管对接焊牢，*A*端则有下列连接方式：

(1)螺纹连接，用来与液压泵等元件连接；

(2)接头体延伸为短管，焊接于总管上成为支路；

(3)接管焊接，用于直管连接。

我国的连接螺纹采用公制普通螺纹，因此接头需配用平面密封垫圈才能获得可靠的密封。在国外，油口螺纹多半采用美国的英制锥管螺纹或英国的管螺纹(缩写BSP)。它们都可用聚四氟乙烯薄膜作为螺纹密封材料。

焊接式接头最高工作压力可达 31.4 MPa，安装技术比较简单，只是管道焊接工作量较大。图 5.7.4-12 示出了上海液压附件厂目前生产的焊接式接头的品种。

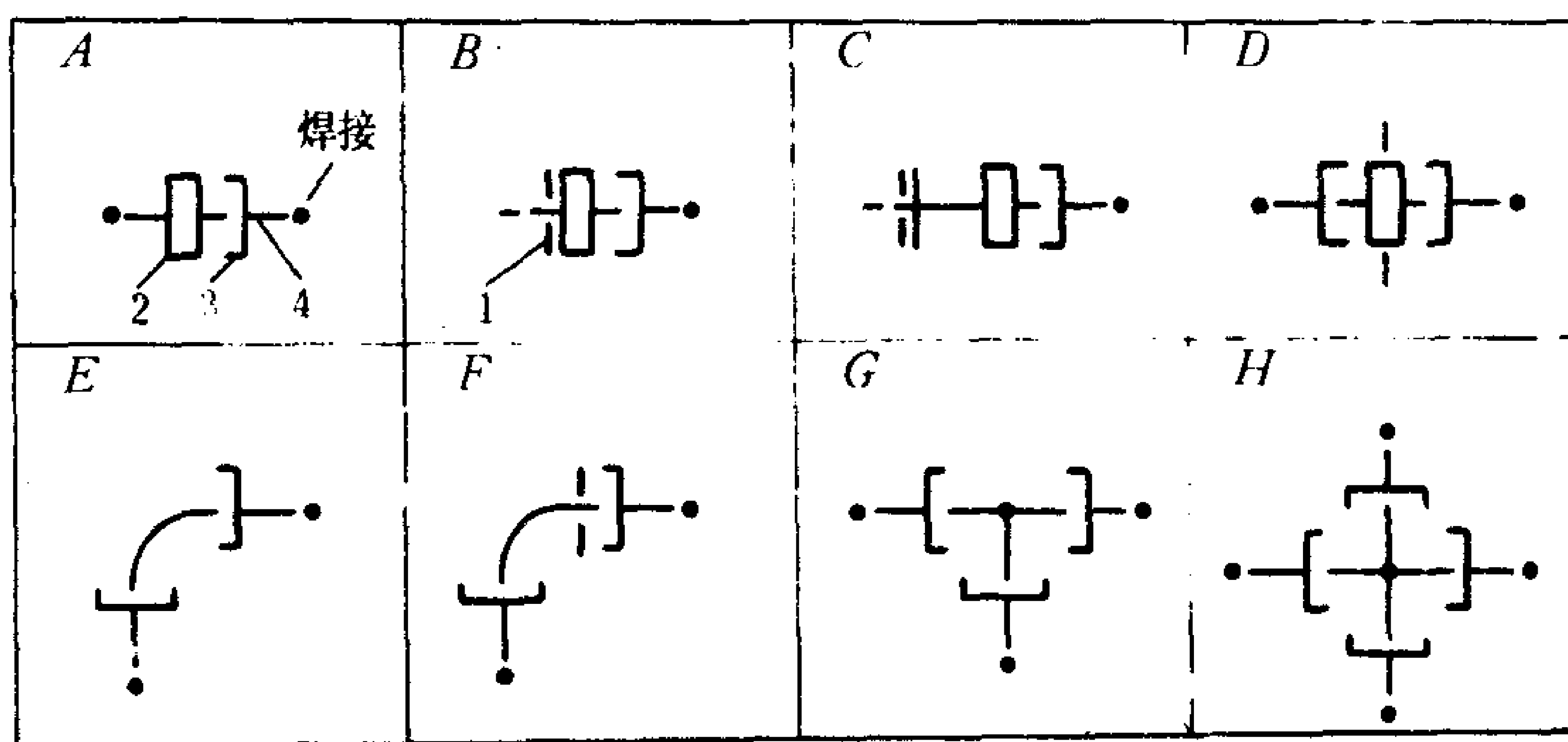


图 5.7.4-12 各种焊接管接头示意图

A-直通；*B*-端螺纹直通；*C*-端螺纹长管直通；*D*-隔壁直通；*E*-直角；*F*-隔壁直角；*G*-三通；*H*-四通；

1-端面密封圈；2-接头体；3-螺帽；4-接管

3.2.2 卡套式接头

卡套式接头由接头体、螺帽和卡套等组成，见图 5.7.4-13 和图 5.7.4-14。接头体和螺帽为 35 号钢，卡套用 10 号钢，表面渗碳处理后硬度应达到HV680～800。卡套式接头拧紧以后，

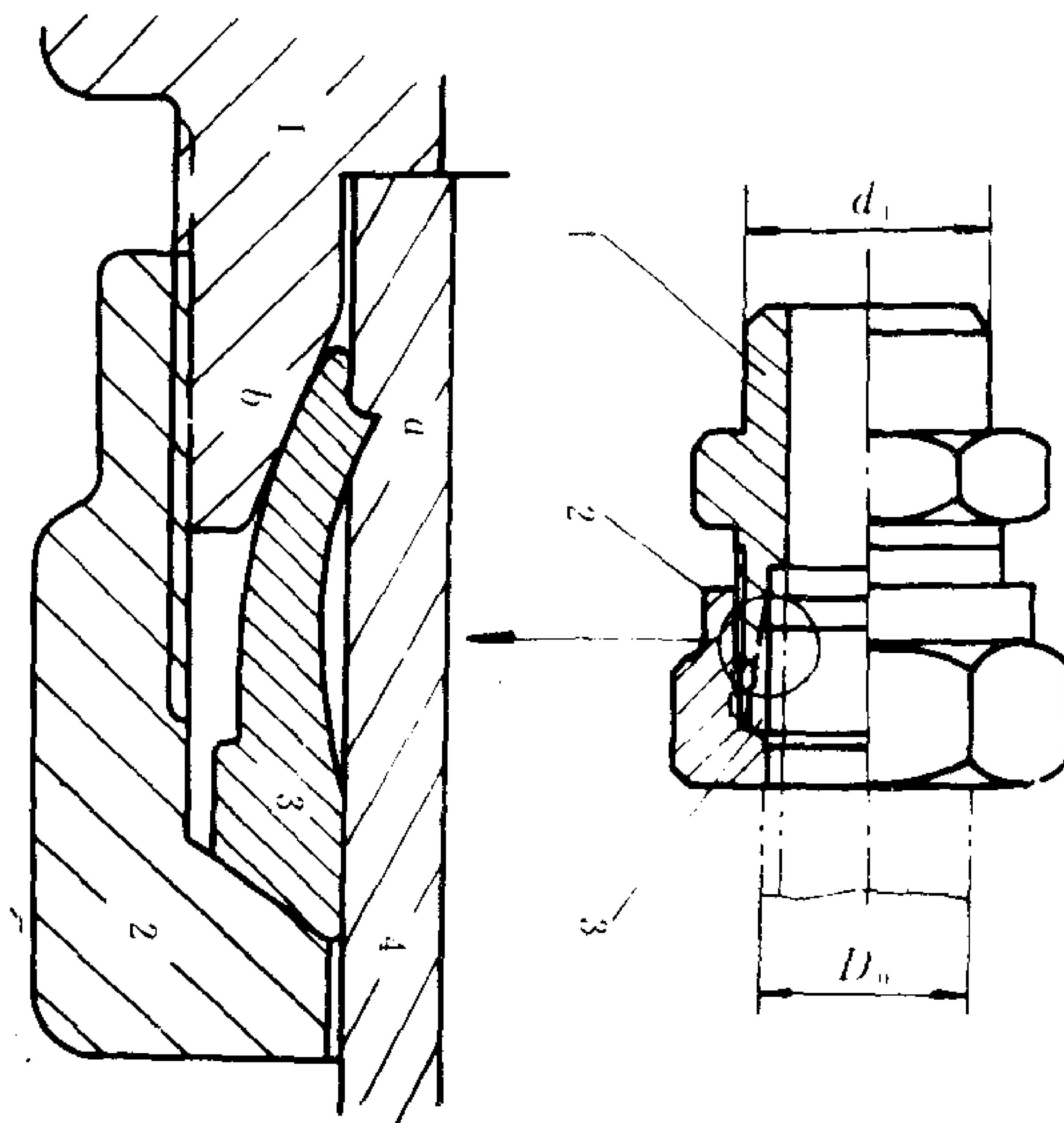


图 5.7.4-13　卡套式接头

1-接头体；2-螺帽；3-卡套；4-管子

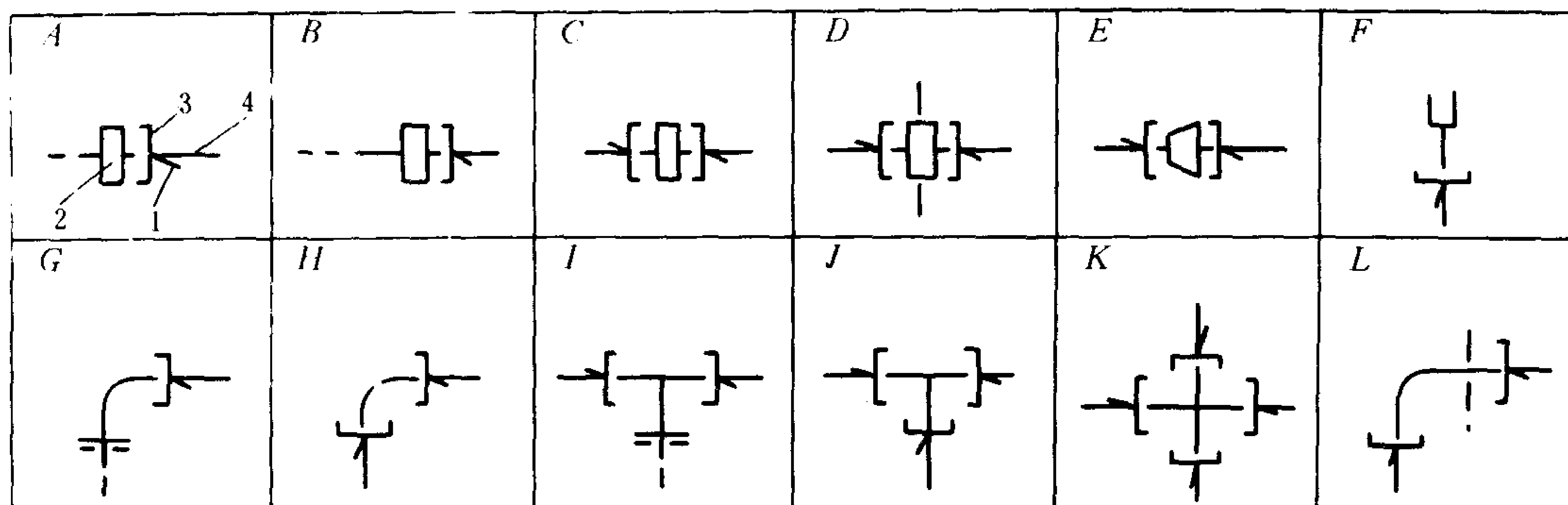


图 5.7.4-14　各种卡套式接头示意图

A-端螺纹直通；*B*-端螺纹直通；*C*-直通；*D*-隔壁直通；*E*-变径直通；*F*-压力表接头；*G*-端螺纹直角；*H*-直角；*I*-端螺纹三通；*J*-三通；*K*-四通；*L*-隔壁直角；1-卡套符号；2-接头体符号；3-螺帽符号；4-接管符号

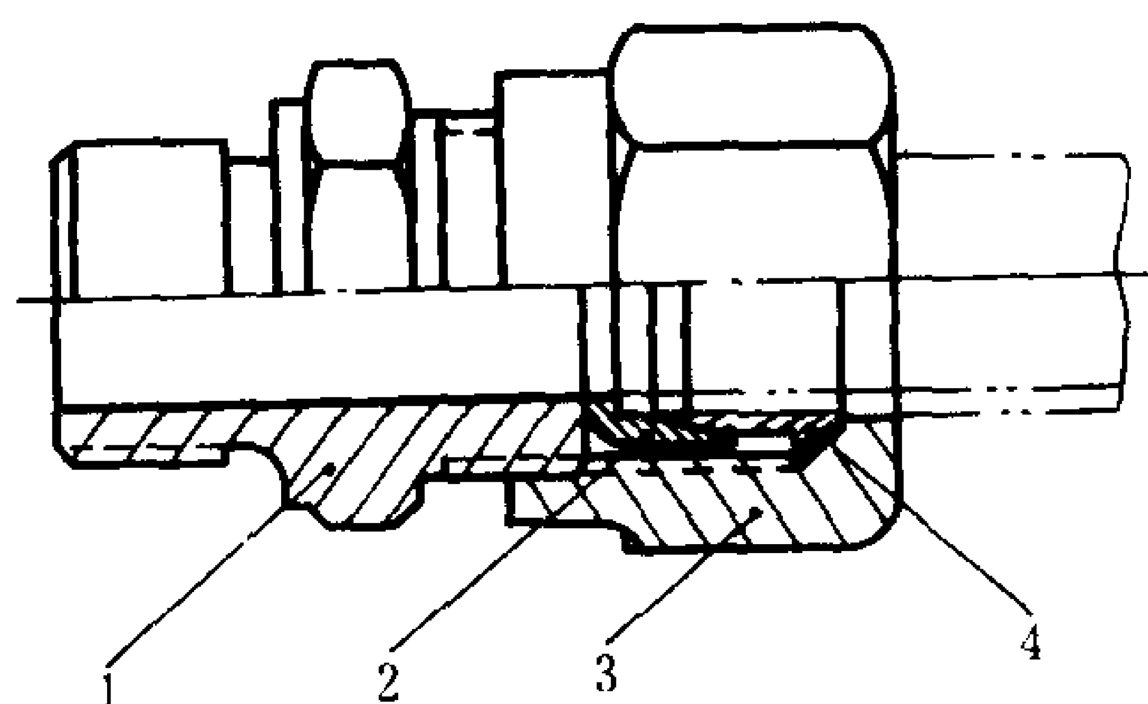


图 5.7.4-15　卡套式对接接头

1-接头体；2-锥体环；3-螺帽；4-卡套

接头体的内锥面将迫使卡套的刃口 a 呈环状地切入钢管外壁，同时还在 b 处与卡套产生环状的挤压，从而获得可靠的密封和连接强度。

卡套式接头可以省去大量的焊接工作，但管子选材、下料乃至安装等成套工艺的技术要求都比较严，否则将会影响施工质量。例如管子端面切口必须平整并垂直于管子中心线，管子端部外径公差和圆度亦有要求，否则卡套的套装或是卡套刃口的切入都将会发生困难。卡套刃口切入深度一般要求在0.25~0.5 mm之间，所以螺帽正式挤压卡套的旋进圈数必须准

表 5.7.4-7 **管子接头的连接尺寸** mm

型式	压力级 MPa	管子外直径 D_0	6	8	10	12	14	16	18	22	28	34	42	50
卡套式	15.7	公称通径 D_g	4	6	8	10	10	15	15	20	25	32	40	
		外接螺纹 d	M 10×1	M 10×1	M 14×1.5	M 18×1.5	M 18×1.5	M 22×1.5	M 22×1.5	M 27×2	M 33×2	M 42×2	M 48×2	
	31.4	公称通径 D_g	3	4	6		8		10	15	20	25	32	
		外接螺纹 d	M 10×1	M 10×1	M 14×1.5		M 18×1.5		M 22×1.5	M 27×2	M 33×2	M 42×2	M 48×2	
焊接式	31.4	公称通径 D_g	3		6		8		10	15	20	25	32	40
		外接螺纹 d	M 10×1		M 14×1.5		M 18×1.5		M 22×1.5	M 27×2	M 33×2	M 42×2	M 48×2	M 48×2
		接管直径 d_1	7.5		11		16		19	22	28	34	42	50

电阻 R_c 的功率：

$$P_{R_C} \geqslant (3\sim4)\frac{(\sqrt{2}U_{2L})^2}{R_c} \quad (8.3.5-22)$$

式中：P_{R_c}——电阻 R_c 的功率，W；

U_{2l}——变压器二次线电压有效值，V；

R_c ——电阻，Ω。

(2)压敏电阻保护(见图 8.3.5—30)

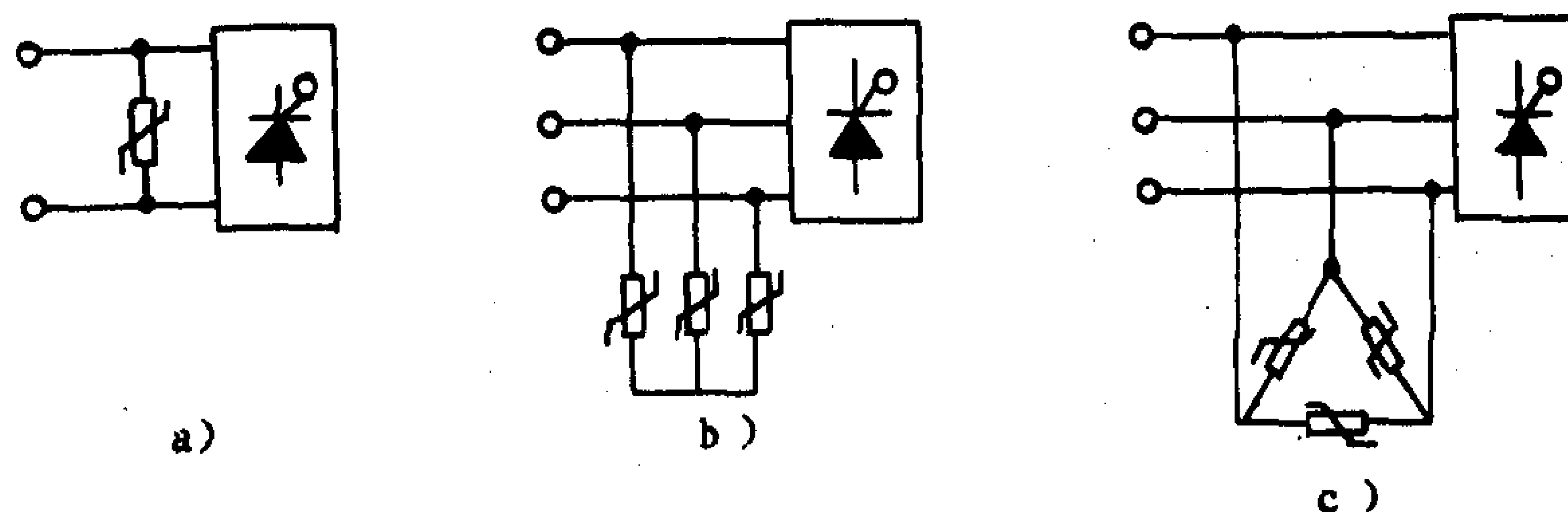


图 8.3.5—30 压敏电阻保护的接法

a)单相；b)三相 Y 接；c)三相△接

压敏电阻额定电压 U_{imA} 的选取：

$$U_{imA} \geqslant \frac{\varepsilon}{(0.8\sim0.9)} \times (\text{压敏电阻承受的额定电压峰值}) \quad (8.3.5-23)$$

式中：ε——电网电压升高系数，一般取 1.05～1.10。

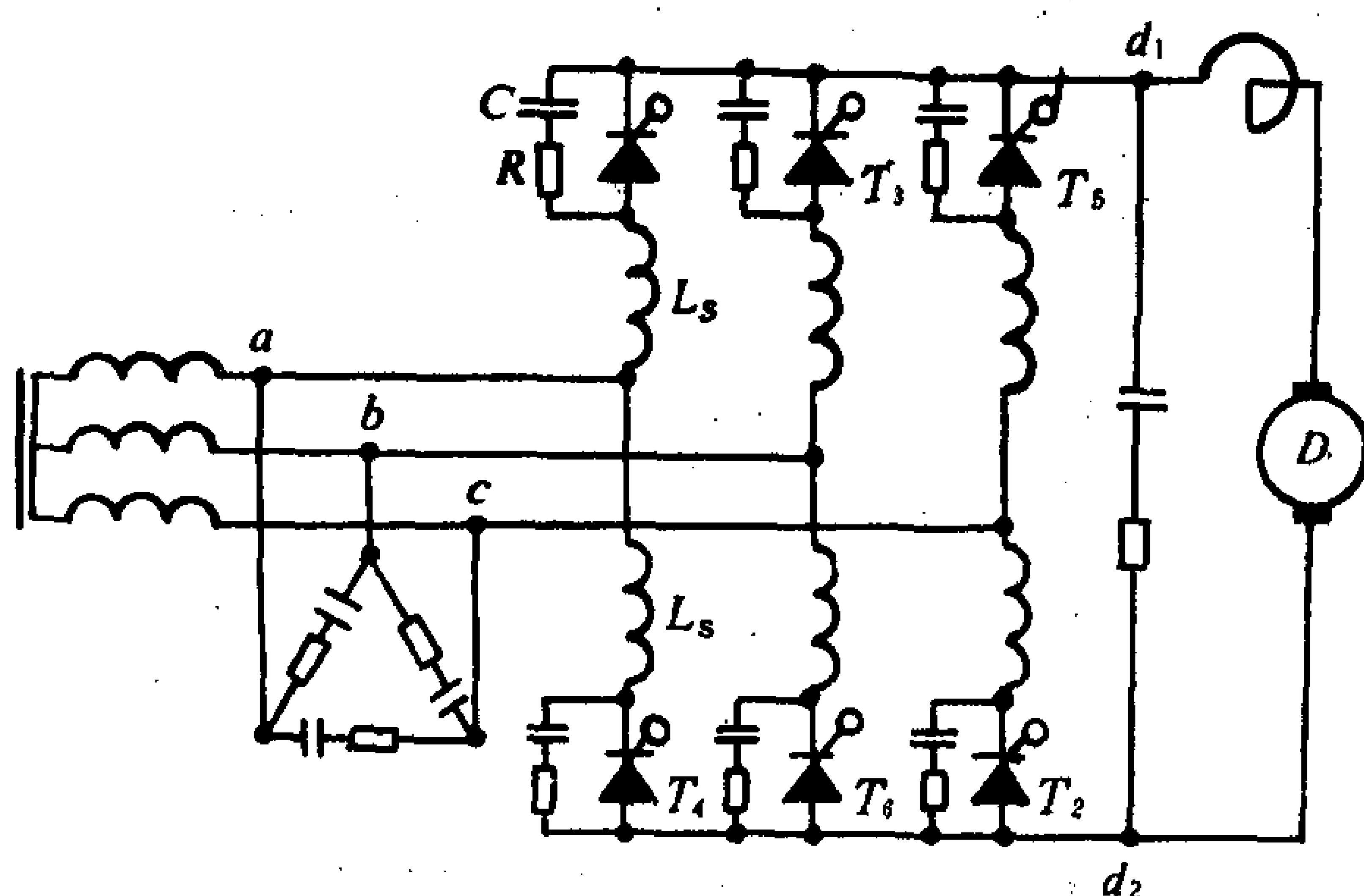


图 8.3.5—31 晶闸管串接桥臂电抗器

2)直流侧过电压保护

若快速开关和熔断器选配合适，不必安装直流侧过电压保护装置。如需要安装直流侧过电压阻容吸收装置，其参数参照交流侧阻容计算方法，最好采用整流法。

2.5.3 电流和电压上升率的限制

在每个桥臂上串联一个电感 L，抑制晶闸管导通时的正向电流上升率 $\frac{di}{dt}$。见图 8.3.5—31。

L 由下列估算：

$$L = \frac{(0.03\sim0.05)R_{dx}}{2\pi f} \quad (8.3.5-24)$$

式中：L ——电感，H；

R_{dx} ——整流装置输入端的等效电阻，Ω。

对三相整流系统而言，R_{dx} 是每相等效负载电阻，即相电压与线电流之比。

在每只晶闸管侧并联 RC 吸收装置，以抑制晶闸管换相时的 dv/dt，防止误导通，见图 8.3.5—31。其计算公式如下：

参 考 文 献

〔1〕机械设计手册（下），化学工业出版社，1985 年
〔2〕产品样本，上海液压附件厂，1986 年
〔3〕阿·施密特：液压传动教程，力士乐公司，1978 年
〔4〕STOP LEAKS, VICKERS, 1975 年
〔5〕上海煤矿机械研究所：液压传动设计手册，上海人民出版社，1974 年
〔6〕How to analyze hose failure, TRAINING BULLETIN 2057, A Libbey-Owens-Ford Company
〔7〕机械工业部：液压元件产品样本，机械工业出版社，1985 年

第5章 滤 油 器

1 概述

滤油器用来滤去液压油中的固体杂质，使油液污染度控制在要求范围之内。

1.1 液压系统中油液的污染度

在液压系统中，每100 mL油样含有5 μm以上的颗粒可能多达几十万粒，100 um左右的颗粒则可能只有几粒，其他尺度的颗粒数分布情况亦很不相同。所以，对污染度的描述或标示就出现了多种方法。其中以CETOP RP 70方法较为流行。它首先将颗粒数写成2^n并以指数n将它们划分成n个范围，并称n为颗粒的“范围数”，见表5.7.5-1；然后以导致间接磨损的颗粒关键尺度界限5 um和15 um的颗粒范围数，即“n_5/n_{15}”标示油液的污染度。例如污染度为18／13，它表示含有5 um以上的颗粒数为13～25万粒，15 um以上的颗粒数为4～8千粒。

表5.7.5-2是根据系统故障发生率以及对液压泵磨损的大量调查而提出的油液许可污染度的建议。

表5.7.5-1 颗粒数和范围数

每100 mL油样的颗粒数范围	范围数n	每100 mL油样的颗粒数范围	范围数n
$8\times10^6\sim16\times10^6$	24	$2\times10^3\sim4\times10^3$	12
$4\times10^6\sim8\times10^6$	23	$1\times10^3\sim2\times10^3$	11
$2\times10^6\sim4\times10^6$	22	$500\sim1\times10^3$	10
$1\times10^6\sim2\times10^6$	21	250～500	9
$500\times10^3\sim1\times10^6$	20	130～250	8
$250\times10^3\sim500\times10^3$	19	64～130	7
$130\times10^3\sim250\times10^3$	18	32～64	6
$64\times10^3\sim130\times10^3$	17	16～32	5
$32\times10^3\sim64\times10^3$	16	8～16	4
$16\times10^3\sim32\times10^3$	15	4～8	3
$8\times10^3\sim16\times10^3$	14	2～4	2
$4\times10^3\sim8\times10^3$	13	1～2	1

表5.7.5-2 系统油液许可污染度的建议

推荐的范围数		实际颗粒数应少于		系统对污染的敏感程度	推荐的应用范围	对应的过滤精度范围① x(um)
≥5μm	≥15μm	≥5μm	≥15μm			($\beta_x>75$)
13	9	4000	250	超	要求很高的实验室或航天系统	1～2
15	11	16000	1000	高	有伺服阀的高压系统，如飞机或精密机床	3～5
16	12	32000	4000	十分重要	高质量、可靠的系统，如一般机床	10～12
18	14	130000	8000	重要	中压一般工程机械系统	12～15
19	15	250000	16000	一般	低压重工业机械系统	15～25
21	17	1000000	64000	较低	低压、设备间隙较大的系统	25～40

① β_x见公式5.7.5-1。

b)

c)

d)

图 8.5.5-31　单结晶体管实用触发电路

a)触发电路;b)调压电路;c)延时电路;d)功率触发电路

1.3 滤油器的布置方案

系统油液污染的控制效果有赖于过滤器的合理布置。从污染控制效果出发，凡能产生、进入或积聚污染物的主要设备，其出口端都应设置滤油器。例如：在油箱、液压泵或其他可能产生大量金属磨屑的设备的排油口都应设滤油器。但从系统及其设备的使用和管理角度来看，还有一些更为重要的问题需要妥善解决，才能保证系统和设备的正常运行。所以，往往需要通过广泛的实践，反复权衡其利弊，才能确定一个布置方案。

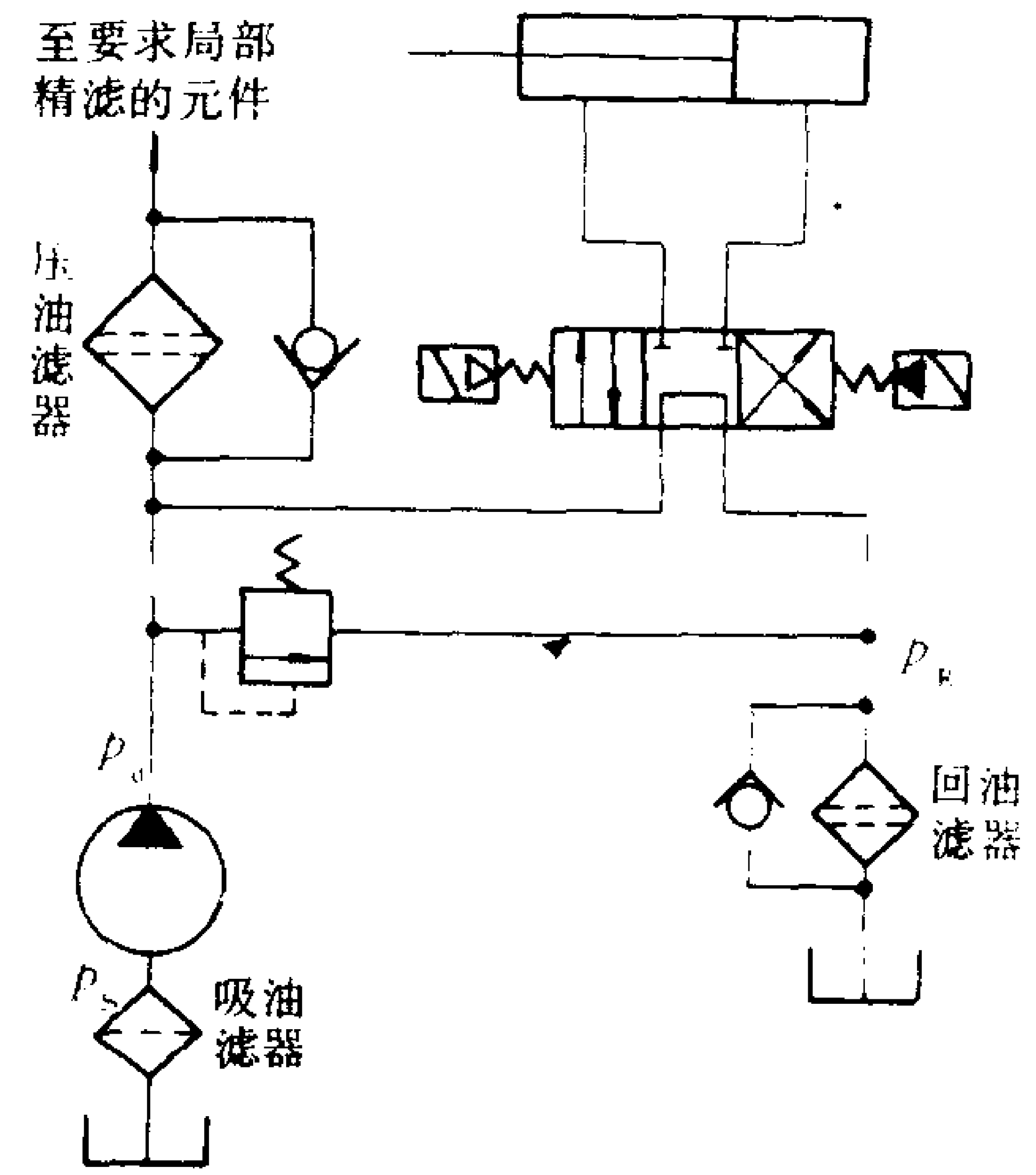


图 5.7.5-1　开式系统的滤油器布置

图 5.7.5-1 是船舶液压传动的开式系统最常用的过滤方案。它在油箱出口安装了 100～150 目（179～106μm）的吸油滤器，可以避免大尺度的污染物损坏液压泵。但是，系统的污染度仍然依靠回油总管上的 10～20μm的回油过滤器来控制。倘若系统中使用了过滤精度要求特别高的伺服阀，或者存在特别重要的控制油路，此时，可以采用过滤精度更高的高压滤油器（压油滤器）去加强这一局部回路的污染控制。因为大流量的高压高精度滤油器的体积、重量与价格都比较大。

图 5.7.5-2 所示是半开式系统最常用的一种过滤方案。它仅在回油总管上设置一个高精度的回油滤器，并在泵的吸入端加装一个容量不大的高位油箱，使吸入压力为正值。

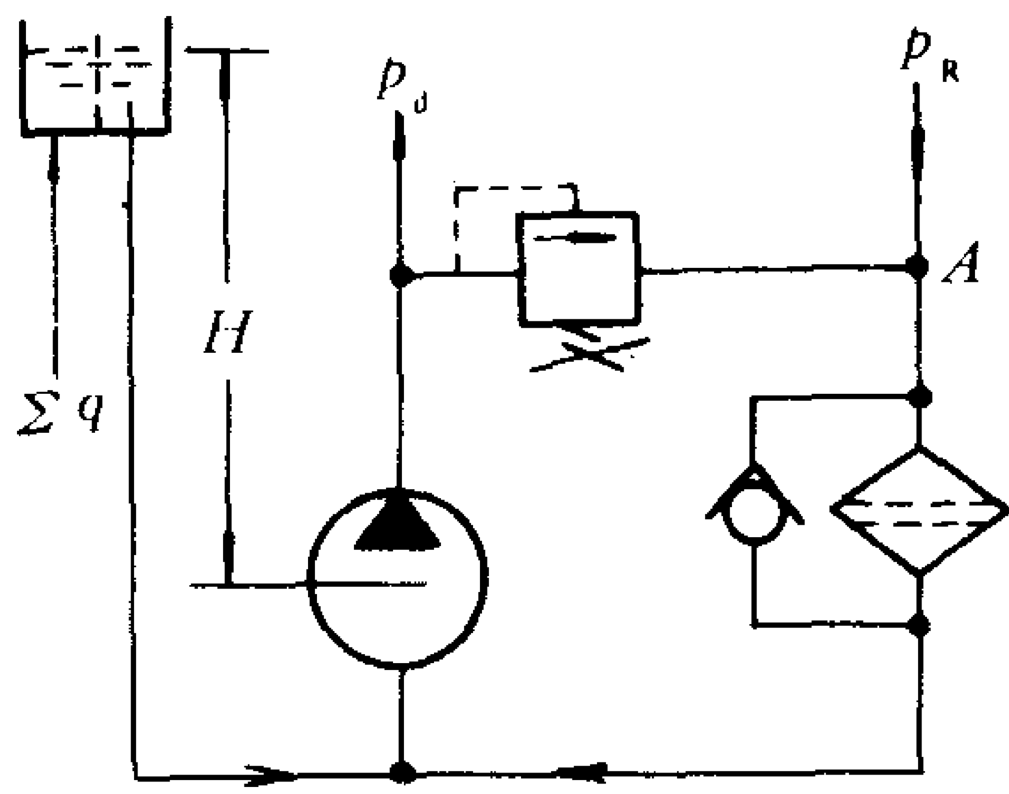


图 5.7.5-2　半开式系统的滤油器布置

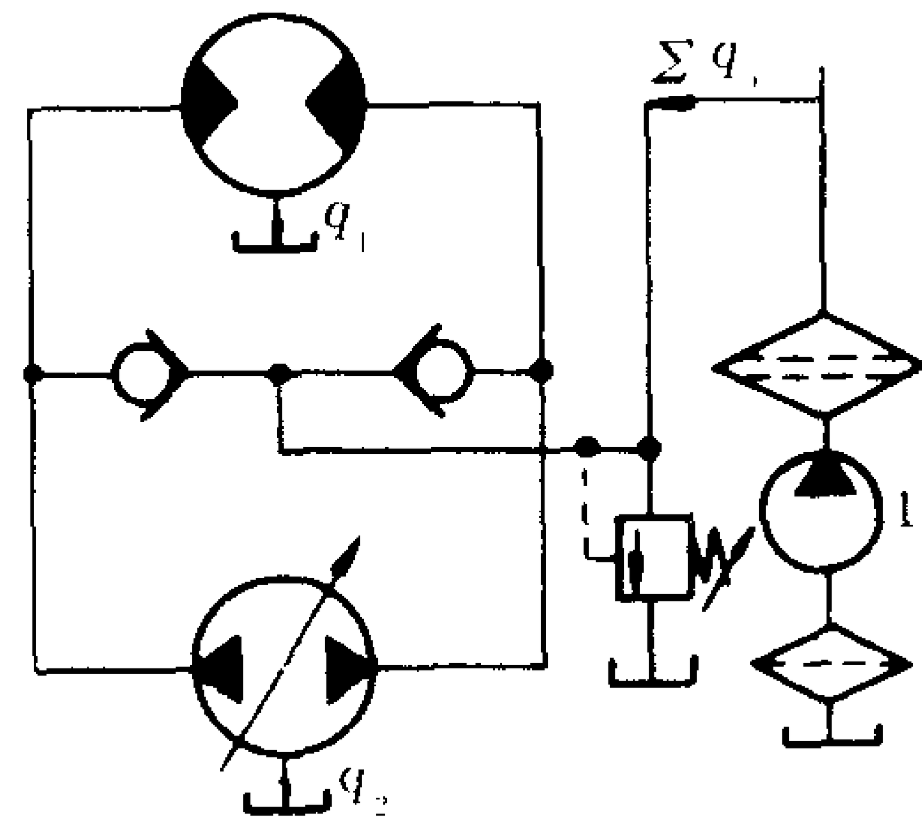


图 5.7.5-3　闭式系统的滤油器布置

图 5.7.5-3 所示是闭式系统常用的过滤方案。辅油泵 1 把经过高精度滤油器的油液补入主油路。由于补入流量仅等于设备总泄油量，因此捕集污染物的数量很有限。

2　过滤元件

在确保系统过滤精度的前提下，滤芯尚需满足下列要求：

（1）容易清洗干净，可以反复使用；

（2）纳垢量大，许用压差亦大；

（3）流动阻力小；

（4）强度和耐冲击性能好，不易碎裂；

（5）单位面积过流量大。

目前常用的过滤元件列于表 5.7.5-3。

表 5.7.5-3　　常用的过滤元件

类型	滤芯材质	过滤精度μm	压力差MPa	特　　点	用　　途
表面过滤	金属网格	180～25	≤0.01	阻力小，通油能力大，易清洗；过滤精度较低	保护液压泵的吸油滤器
	金属线隙	100～20	0.02～0.35	通油能力大；不耐冲击，不易洗净	流量稳定的低压系统过滤
	金属粉末烧结成型	50～3	0.1～0.2	过滤精度高，强度高，耐冲击，易洗净，可切削，价略高	压油滤器，局部重点保护之处
	微孔滤纸（木浆）	1～20	0.04～0.35	过滤精度高；强度差，易淤塞，一次性使用	回油滤器
纵深过滤	人造纤维（环氧树脂浸渍）	1～20	0.08～0.2，≤0.6	纳垢量大，强度高，耐冲击，在很宽的压差范围能滤除最细颗粒；难洗，一次性使用	要求过滤精度高的大流量滤油器①
	聚酯纤维	1～20	0.05～0.3≤0.6	纳垢量大，强度高，许用压差大	要求过滤精度高的大流量滤油器①
	金属纤维	1～20	0.006～0.055	阻力很小，结构紧凑，过滤精度高，纳垢量大，许用压差大，易洗净	要求过滤精度高的大流量滤油器①

① 据REXROTH公司滤油器产品资料RC 31 278／11.81 整理。

3　滤油器的性能及其影响

3.1　影响过滤精度的因素

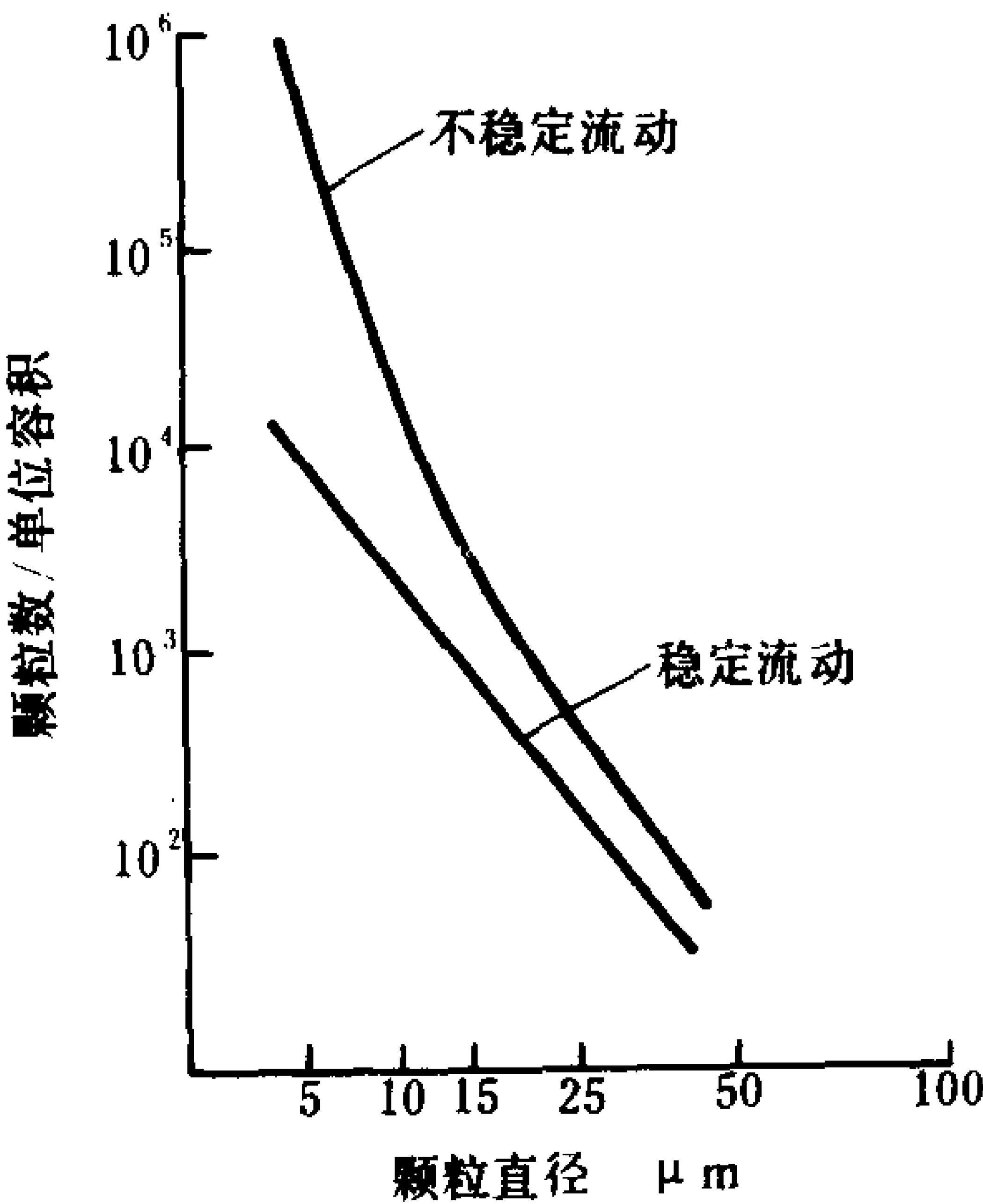


图 5.7.5-4　不稳定流动的过滤效果

1）流量和流量脉动。滤芯在大流量下工作时，长宽比值较大的固体杂质（例如碎片或纤维）亦能通过孔隙名义直径比它小的表面过滤型元件，而在纵深过滤型元件里，本来已经卡在滤芯纤维缝隙里的微小颗粒也会被冲走，特别是在流量存在大幅度脉动的情况（泵的起动和快速变量、油缸突然高速运动或蓄能器突然大量供油等）下，微小颗粒的通过量可能达到无法控制的程度。图 5.7.5-4 表示不稳定流动过滤效果的实验结果[1]。

2）淤塞。滤芯逐渐淤塞时，过滤精度将略有提高，但额定流量下的压力差亦迅速变大。对于摺叠间距较小的纸质滤芯，由于实际过滤面积有较明显的减少，压差的上升尤为急剧，见图 5.7.5-5。

3）旁通。当滤芯纳垢量到达某种程度时，常借助指针或声、光信号，及时提醒用户清洗或更换滤芯。倘若滤芯压差超过了许用值，就需要采用旁通

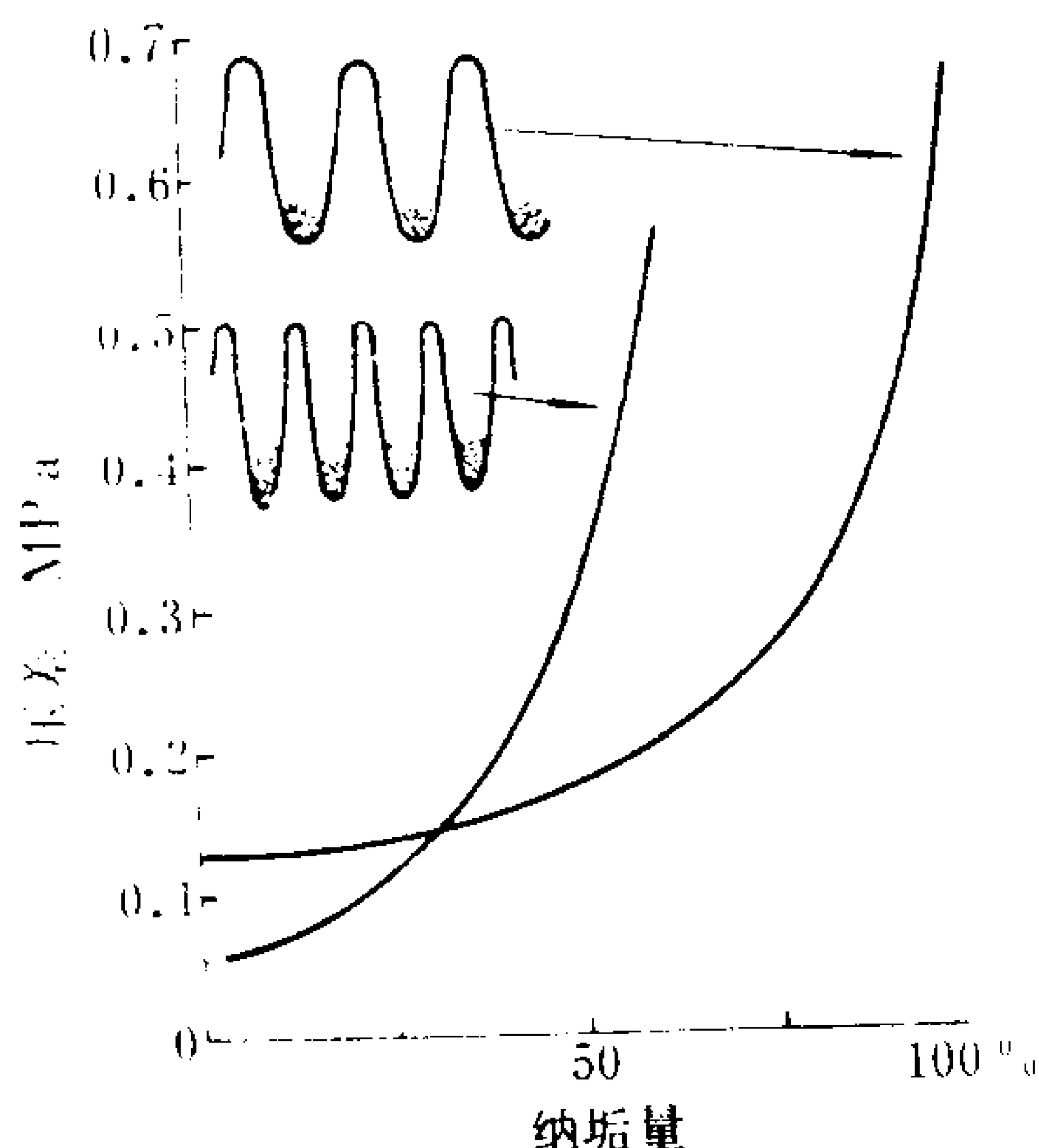


图 5.7.5-5 滤芯淤塞的影响[1]

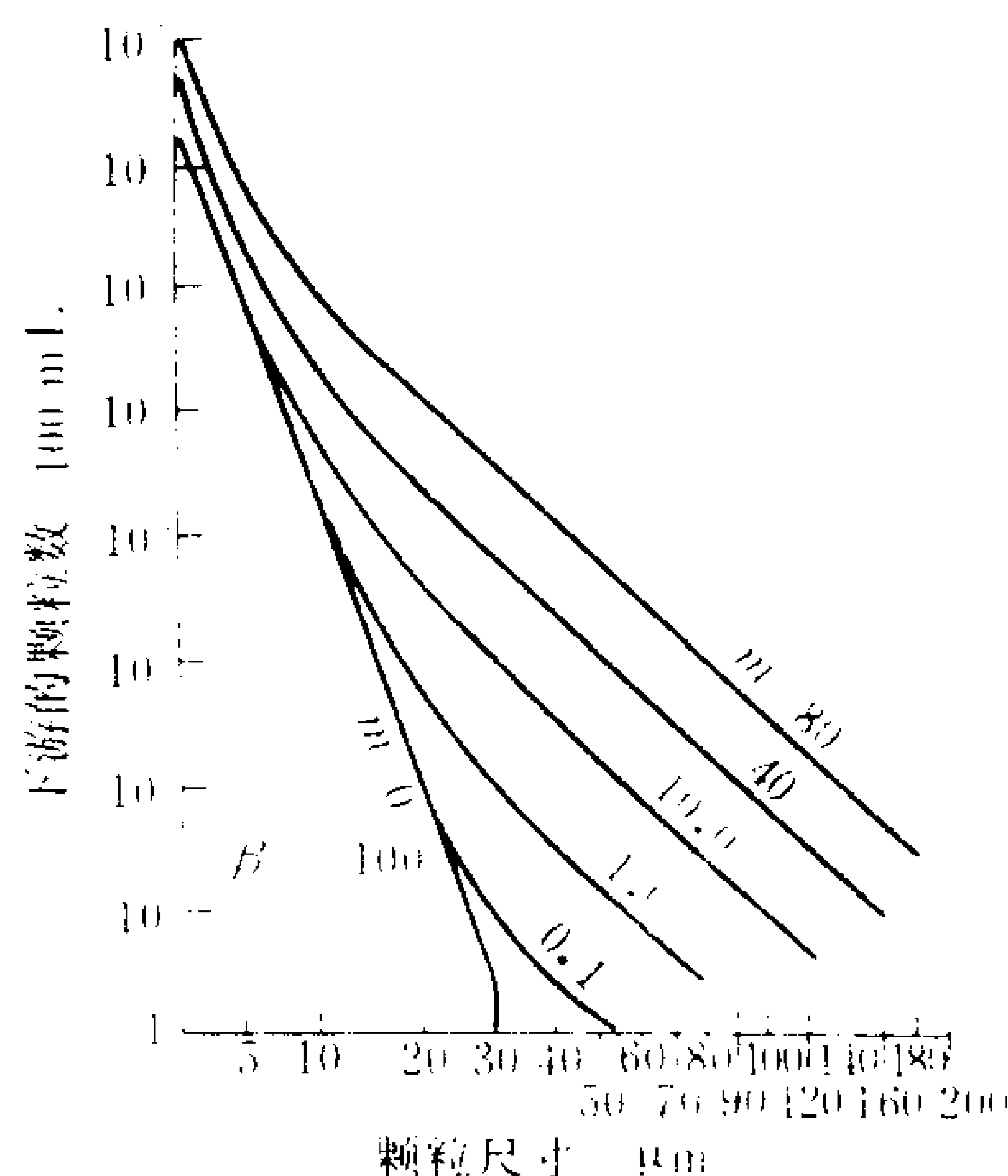


图 5.7.5-6 滤芯旁通的过滤效果

的办法来保护滤芯免遭碎裂。为此，可使滤芯的底部承压面积大于顶部承压面积而离开底座并构成旁通通路，或借助开启压力较高的单向阀与滤芯并联。旁路开启压力一般是滤芯额定压差的 1.5～3 倍，淤塞警报信号压差则为滤芯额定压差的 100～120%。旁通以后，污染控制效果的变坏程度就相当严重。安装不严密的滤芯也会出现类似情况。滤芯旁通的过滤效果[1]见图 5.7.5-6，其中m为旁通比。

$$m = Q_V / (Q_F + Q_V) \quad (5.7.5\text{-}2)$$

式中：Q_V——旁通流量；

Q_F——滤芯通流量。

3.2 压差-流量特性

滤油器中的压力损失包括壳体和滤芯损失两部分，它们都与流量有关，但性质并不完全相同。图 5.7.5-7 表示几种壳体的压降-流量特性[2]，显示出局部阻力损失的特性。图 5.7.5-8 表示不同精度滤芯在过滤一定粘度的油液时流量与压降的关系。而图 5.7.5-9 则表示过滤不

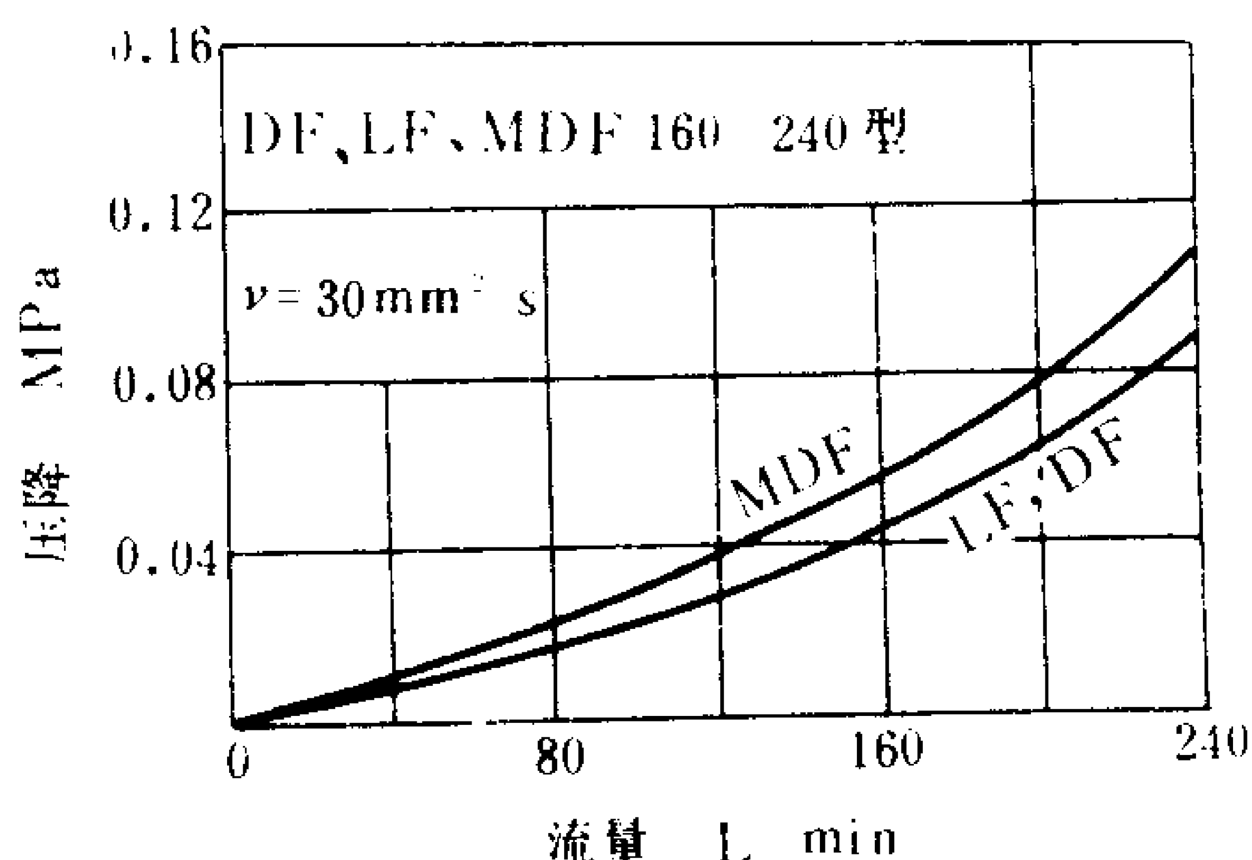


图 5.7.5-7 壳体的压差流量特性[2]

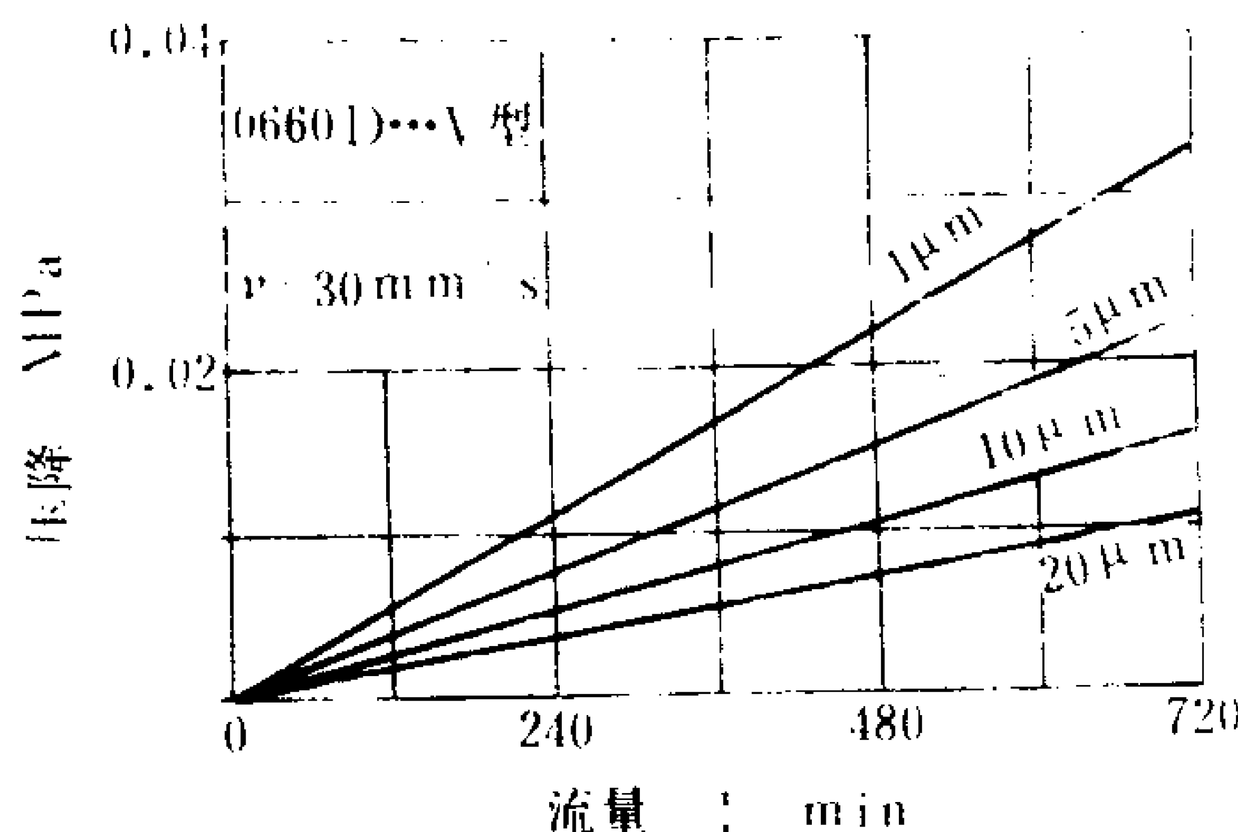


图 5.7.5-8 不同精度滤芯的压差流量特性（一）[2]

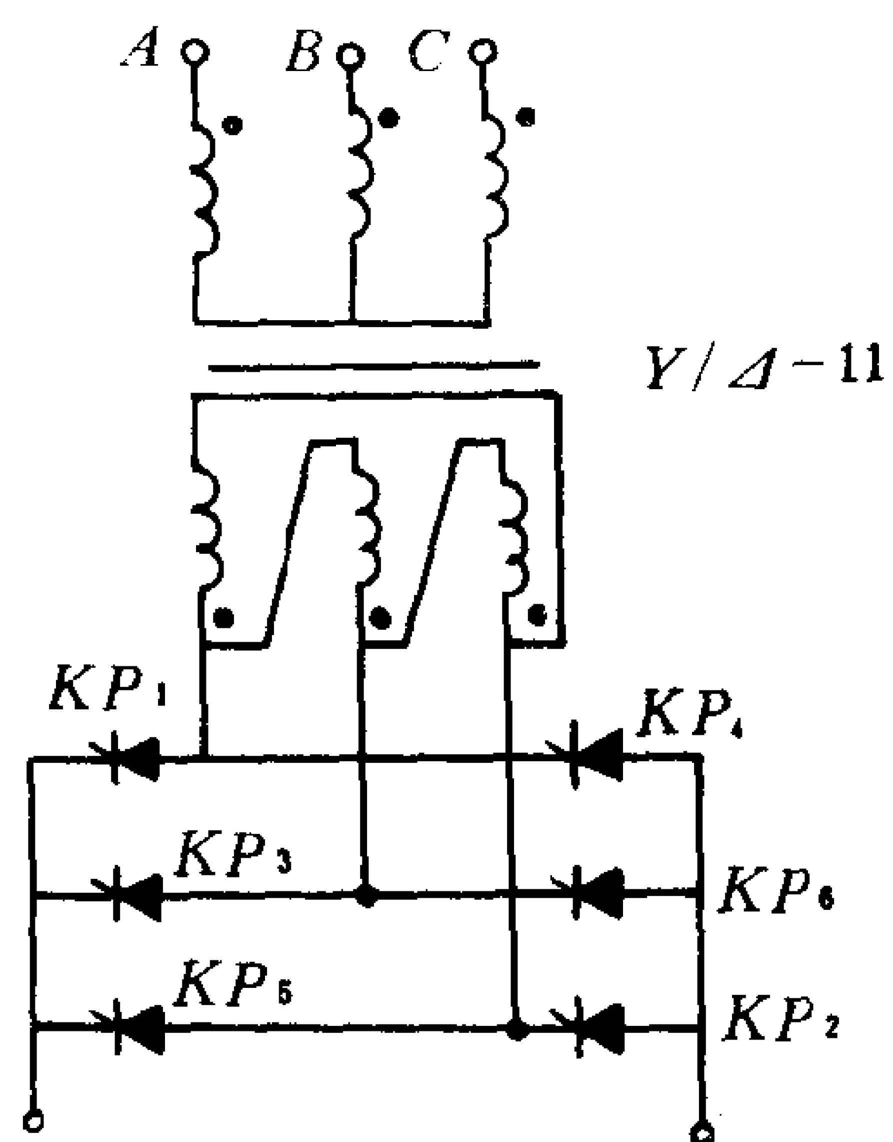


图 8.3.5-39　主回路变压器接法

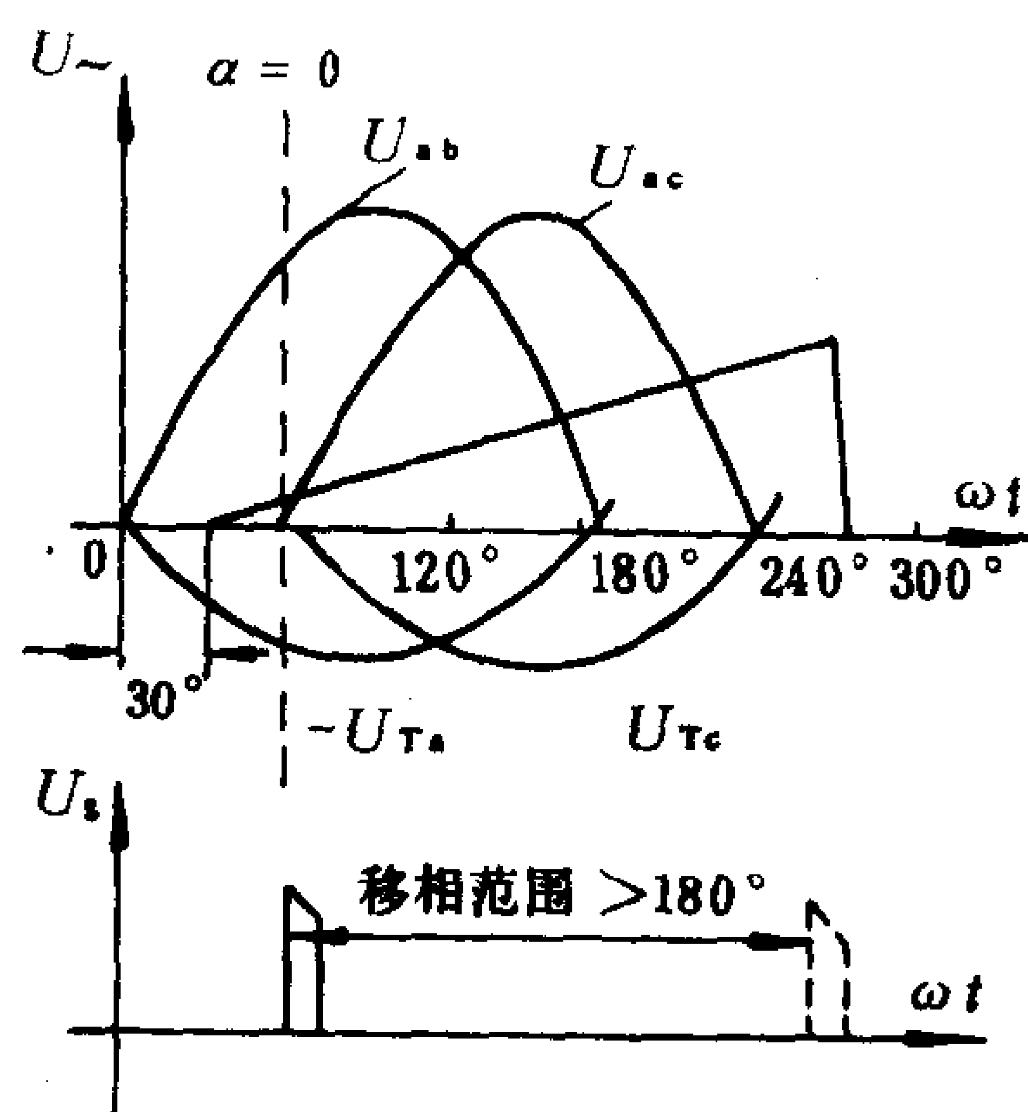


图 8.3.5-40　KP_1 晶闸管有关波形

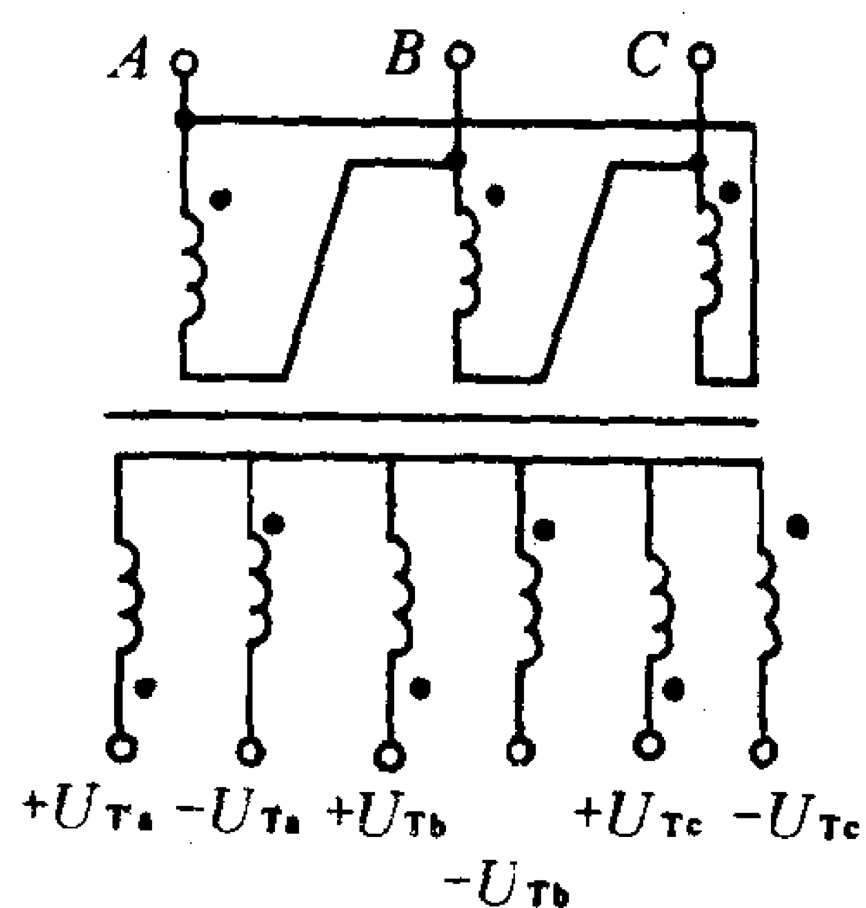


图 8.3.5—41　同步变压器接法

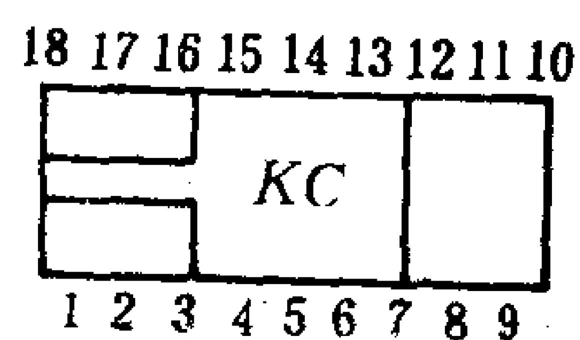


图 8.3.5-42　KC 系列管脚识别图

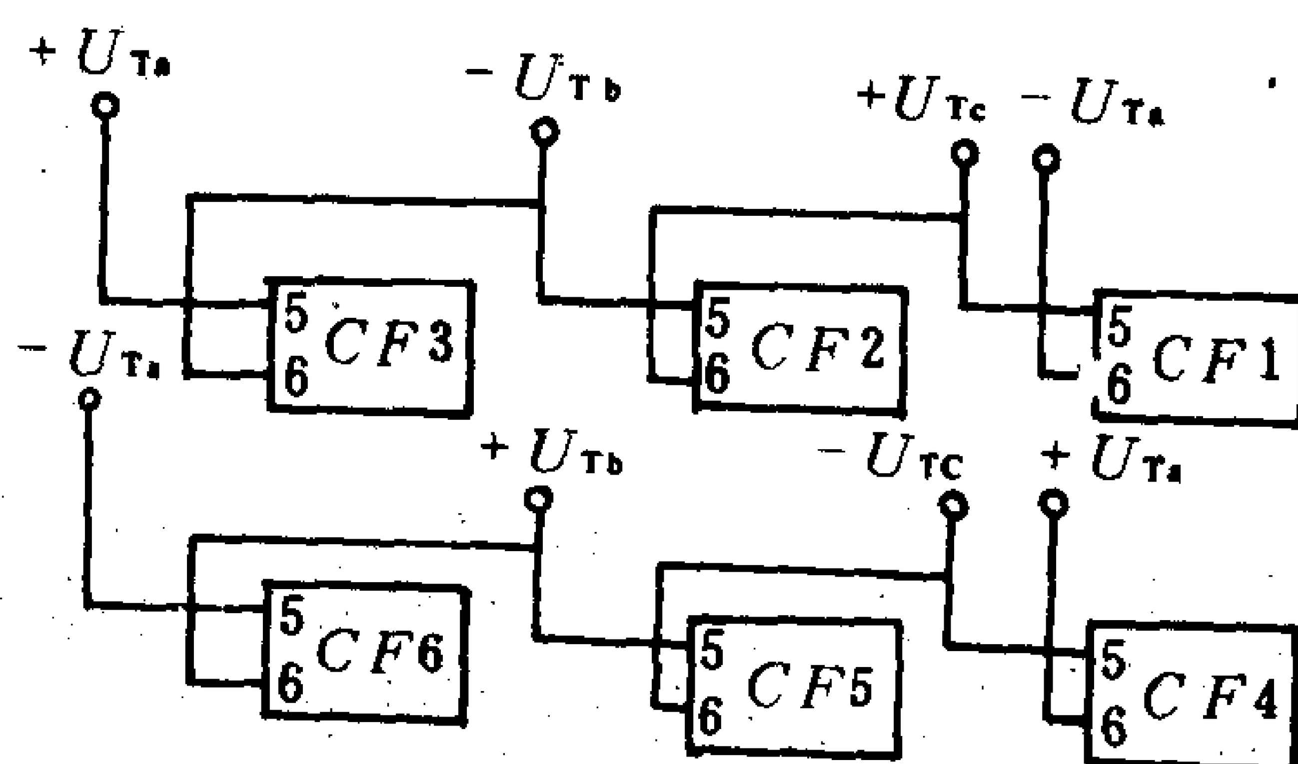


图 8.3.5-43　KC04 同步端子接线图

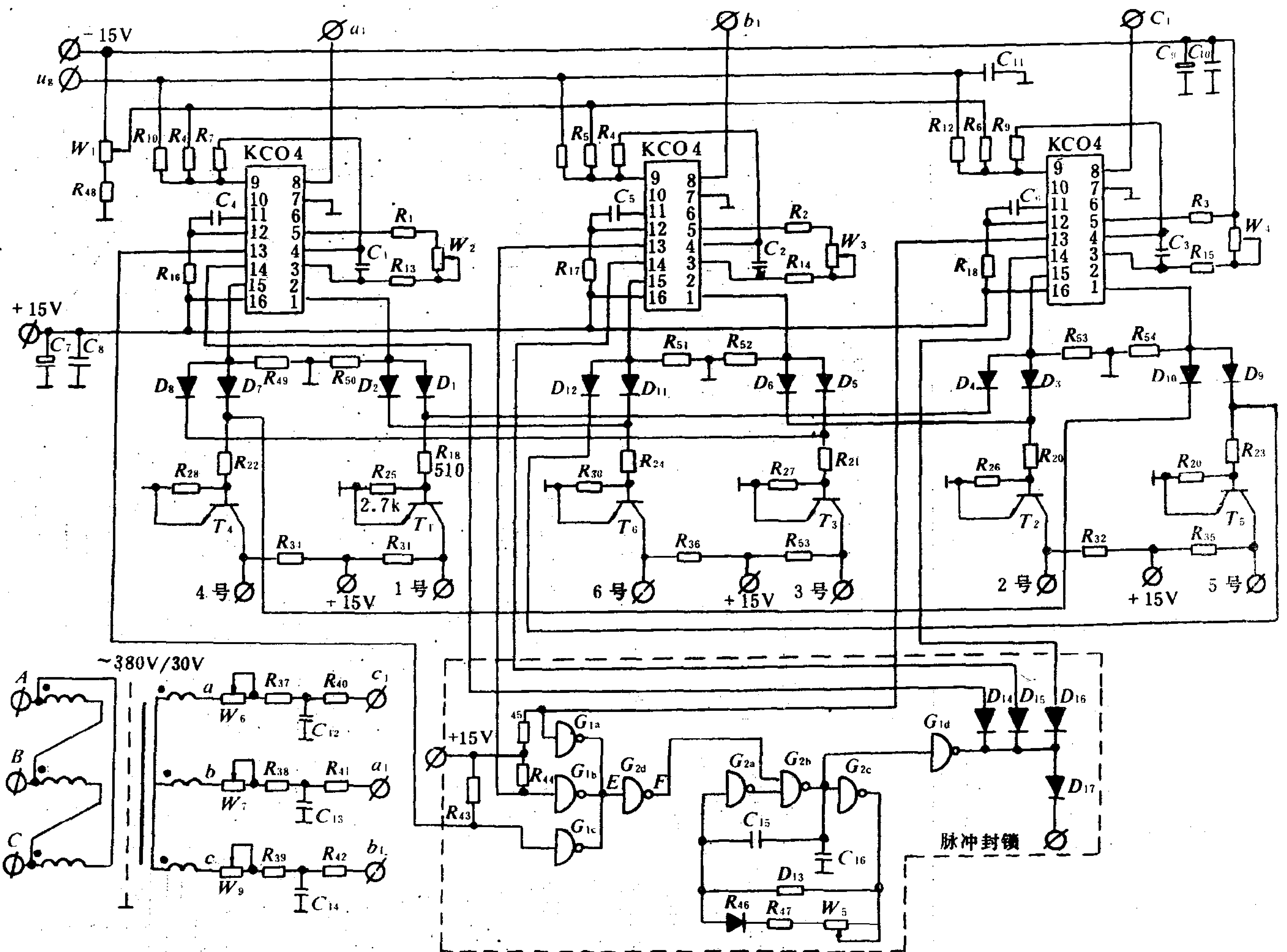


图 8.3.5 44 KCO4六脉冲触发器电路原理图

计的。6是螺塞或堵塞指示器的安装位置。

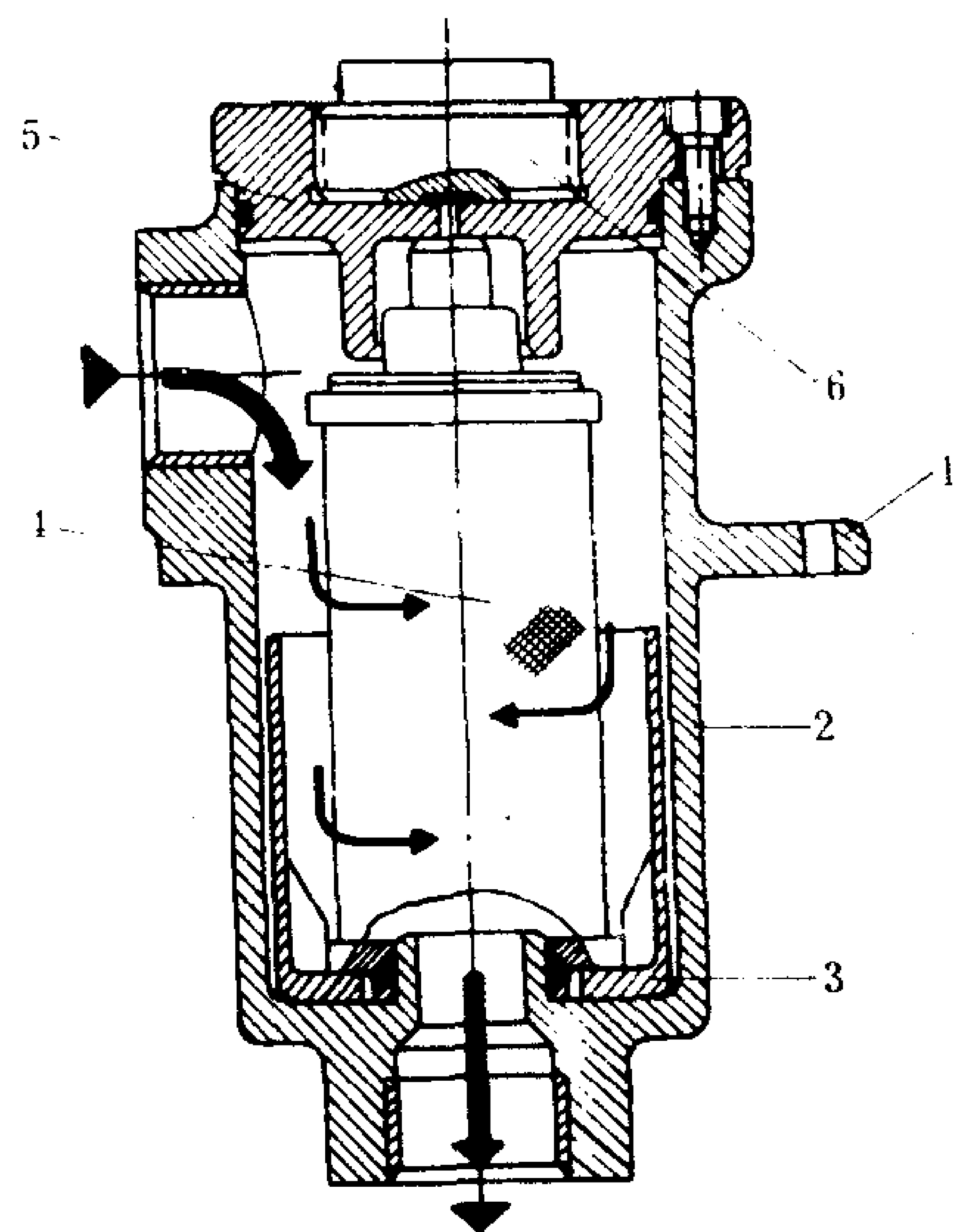


图5.7.5-14 上卸式滤污器

1-凸缘；2-本体；3-贮油盘；4-滤芯；5-顶盖；6-螺塞

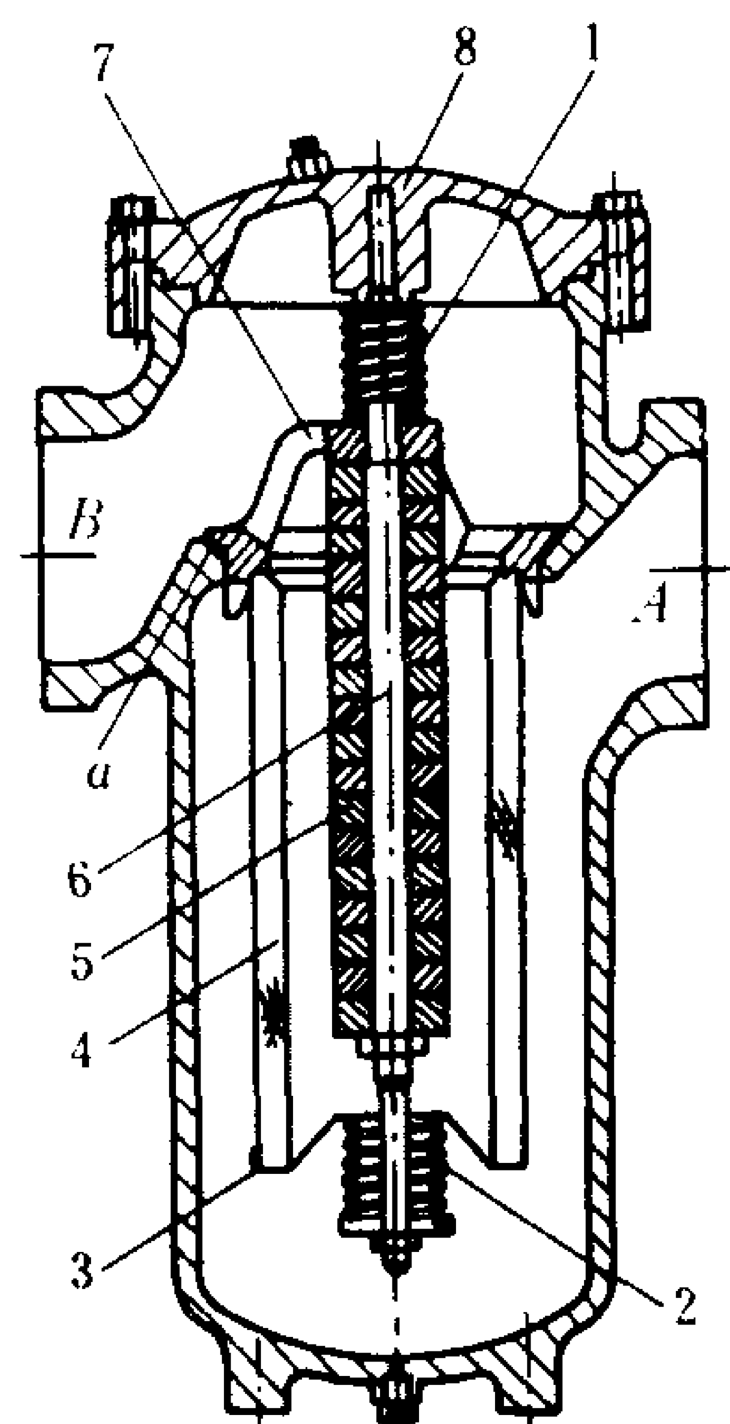


图5.7.5-15 美国ARLON BGAH-3-400型滤油器

1-旁通压力控制弹簧；2-压缩弹簧；3-下托架；4-滤芯；5-磁性滤芯；6-双头螺栓（非导磁性材料）；7-上托架；8-顶盖；

A-进口；*B*-出口；*a*-旁通密封面

图5.7.5-15所示是上卸式内旁通滤油器。当滤芯被堵塞压差增大后，油压就会将滤芯和上托架推离孔座从*a*处旁通。磁性滤芯由一长串按互相推斥排列的永久磁环所组成(环间垫以尼龙垫圈)。这种排列方式可以构成多个强烈的磁场外回路，在适当的距离和流速下，有效地捕捉几μm大小的钢铁磨屑。

4）磁性滤油器

单独的磁性滤油器目前尚无批量产品供应，但可采用恒磁性瓷（扬声器用的环状磁性元件）仿照上图自制。使用经验表明，清洗周期可长达数年，压差很小，能适应双向流动，但只能截留钢铁类的杂质。

5 滤油器的选择

5.1 选择步骤

1）确定系统的许可污染度和滤油器的名义过滤精度。

2）确定滤油器的系统许用压差。

3）确定滤油器的最大工作流量。

4）确定滤油器的名义流量(考虑到淤塞、粘度和压差的影响)。

5.2 过滤精度的确定

过滤精度可按表5.7.5-2和图5.7.5-16确定。后者给出了系统工作压力对许可污染度的要求。

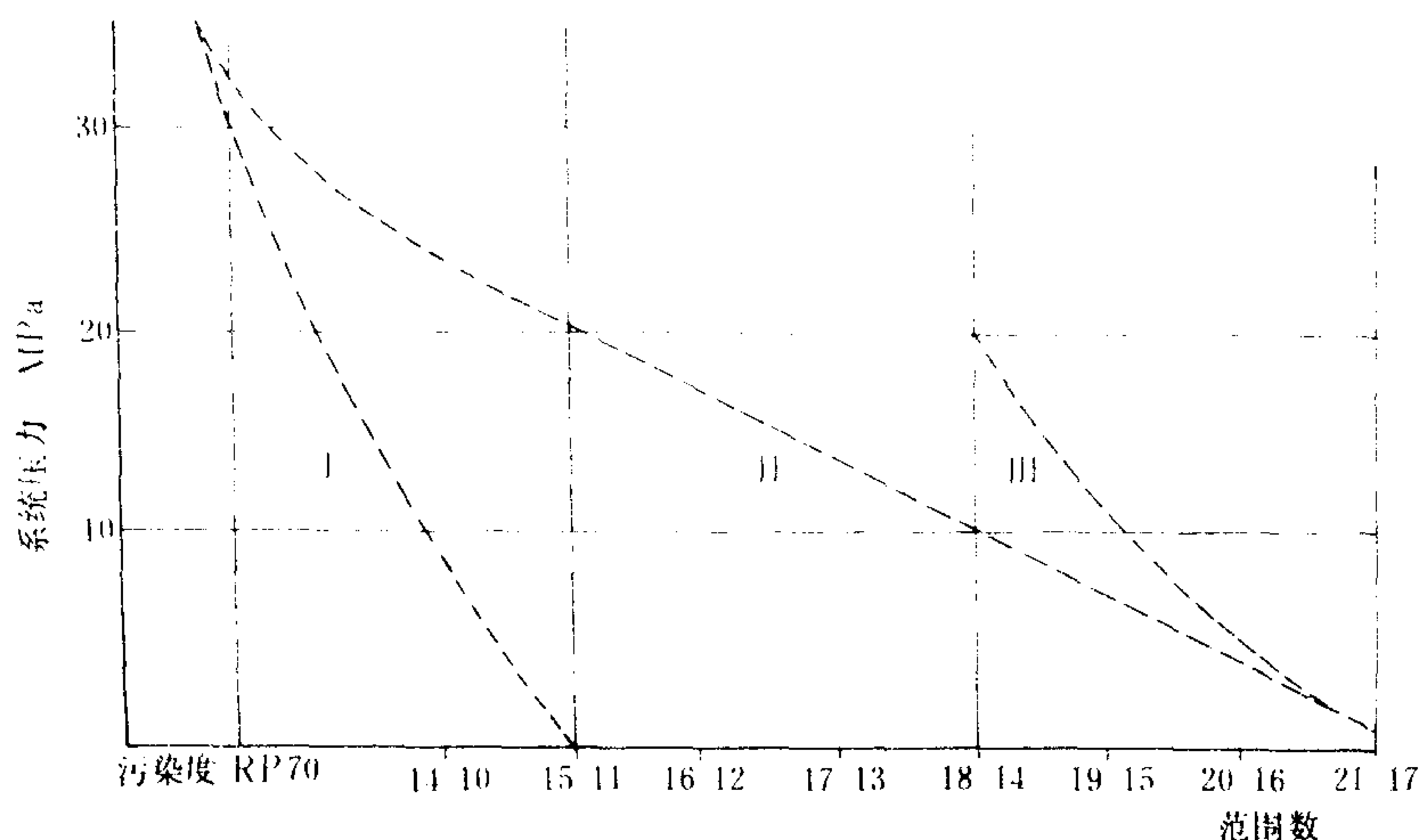


图 5.7.5-16 使用寿命良好的系统污染度（建议）[1]

I-要求很高的系统；II-一般要求的系统；III-要求较低的系统

5.3 系统许用压差

为了避免液压泵汽蚀和系统压力损失过大，应该对不同用途的滤油器提出适当的许用压差。

对于吸入滤油器，重要的是避免液压泵发生汽蚀。其系统许用压差按下式计算：

$$\Delta p_{smax}=|\Delta p_{p}|-\Delta p_{t}\pm H/100\ \mathrm{MPa} \tag{5.7.5-3}$$

式中：Δp_{p}——液压泵许用吸入负压值，MPa；

Δp_{t}——吸入回路的管道阻力损失，MPa；

H——油箱液面至泵进油口的垂直距离，m。

当油箱液面高于泵吸油口时，H取正号。管道阻力应该按照系统工作油温的下限来计算。泵的许用吸入负压可以查阅产品说明，对于轴向柱塞泵或叶片泵，许用吸入负压一般不大于0.015 MPa。倘若选不着小于系统许用压差的吸入滤器，这时取消滤器则是可取的。

对于压力油管路中的滤器，压降将给系统带来压力损失。此种损失在设计不合理的低压系统中可高达工作压力的15%，高压系统则可达2%。系统许用压差一般不应超过0.2～0.3 MPa。

回油滤油器也给系统带来压力损失，但在需用背压阀提高回油压力的情况下，压差可以放宽至0.5 MPa。

5.4 最大工作流量

液压泵吸入端或排出端滤油器的最大工作流量，通常等于泵的最大供油量。对系统总管上的回油滤油器，则还需考虑油缸的速比或其瞬时的最大位移速度和作为辅助油源的蓄能器的供油量峰值，并据此适当增大滤油器的最大工作流量。倘若油缸瞬时最大位移的回油量靠增大滤油器流量仍不能满足，则应让回油先经过起缓冲作用的辅助油箱，然后再经回油滤油器而进入主油箱。

要通过上述的最大工作流量，既可选用面积较大、压差较小的滤芯，也可选用面积较小、

压差较大的滤芯。但压差过大可能导致液压泵的汽蚀（对吸入滤器）和系统压力损失的增加。

5.5 流量修正

产品的名义流量，通常是指某一名义过滤精度的清洁滤芯，在指定的粘度和压差下的过滤流量。这与滤器的实际使用条件无论在粘度、压差还是淤塞方面，往往都不相同，因此应当进行修正，并可写成：

$$Q_M = K\nu_1/\nu_M \cdot \Delta p_M/\Delta p_{max} \cdot Q_0 \quad \text{L/min} \qquad (5.7.5\text{-}4)$$

式中：Q_M——考虑到各种影响后的名义流量，L/min；

K——考虑滤油器淤塞的修正系数，可由图5.7.5-17和图5.7.5-18选用；

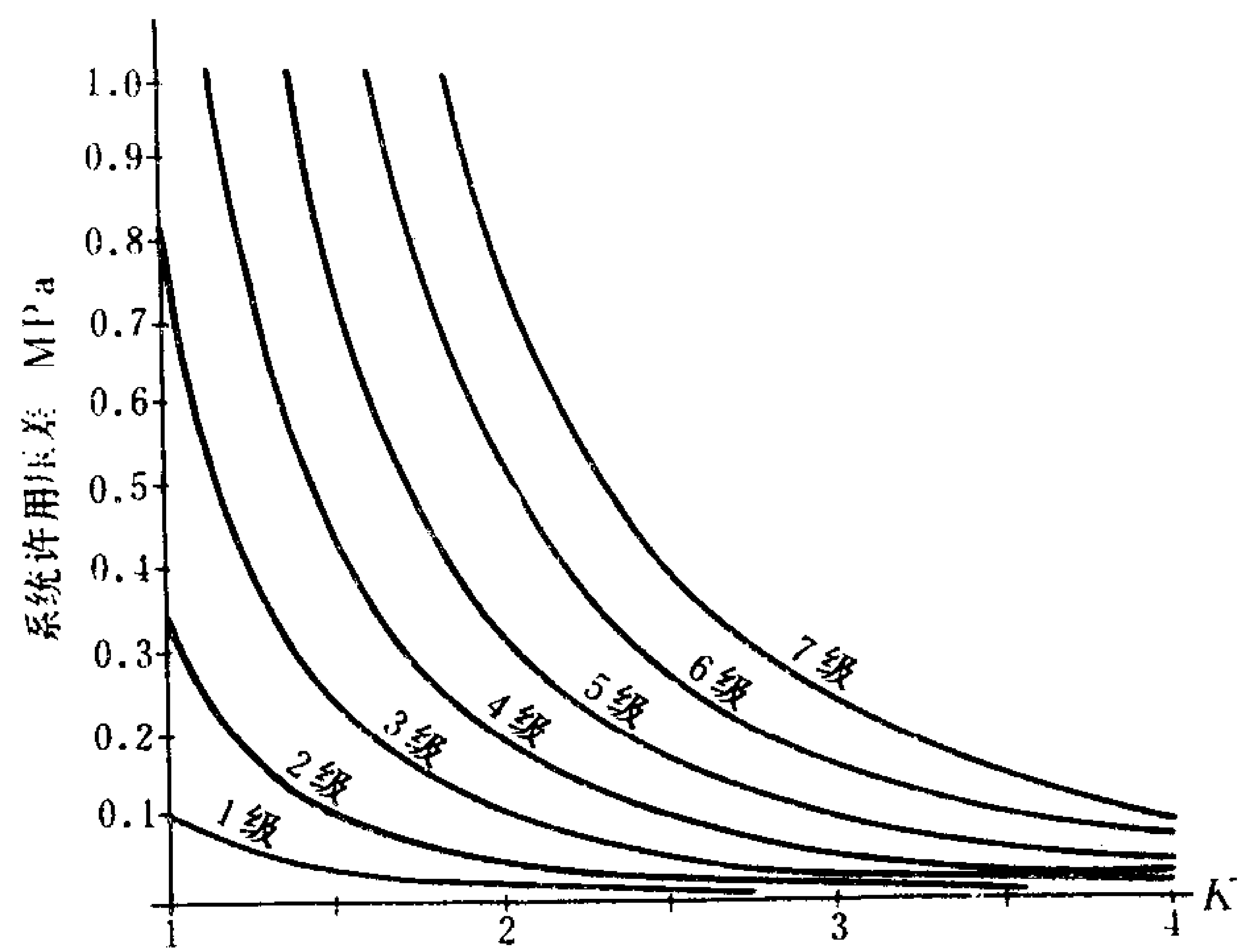


图 5.7.5-17 排油管路滤器流量的淤塞修正系数K

ν_1、ν_M——油液的最大工作粘度和滤芯的产品名义粘度，m^2/s；

Δp_M、Δp_{max}——滤油器的名义压降和系统的最大许用压降，MPa。

上面两图中的曲线级数代表内外环境对油液污染的影响程度，以7级为最严重（代表尘土飞扬且毫无防御措施的场合），1级为最轻（代表在净化车间且有防尘护罩之类有效措施的场合），可酌情选用。

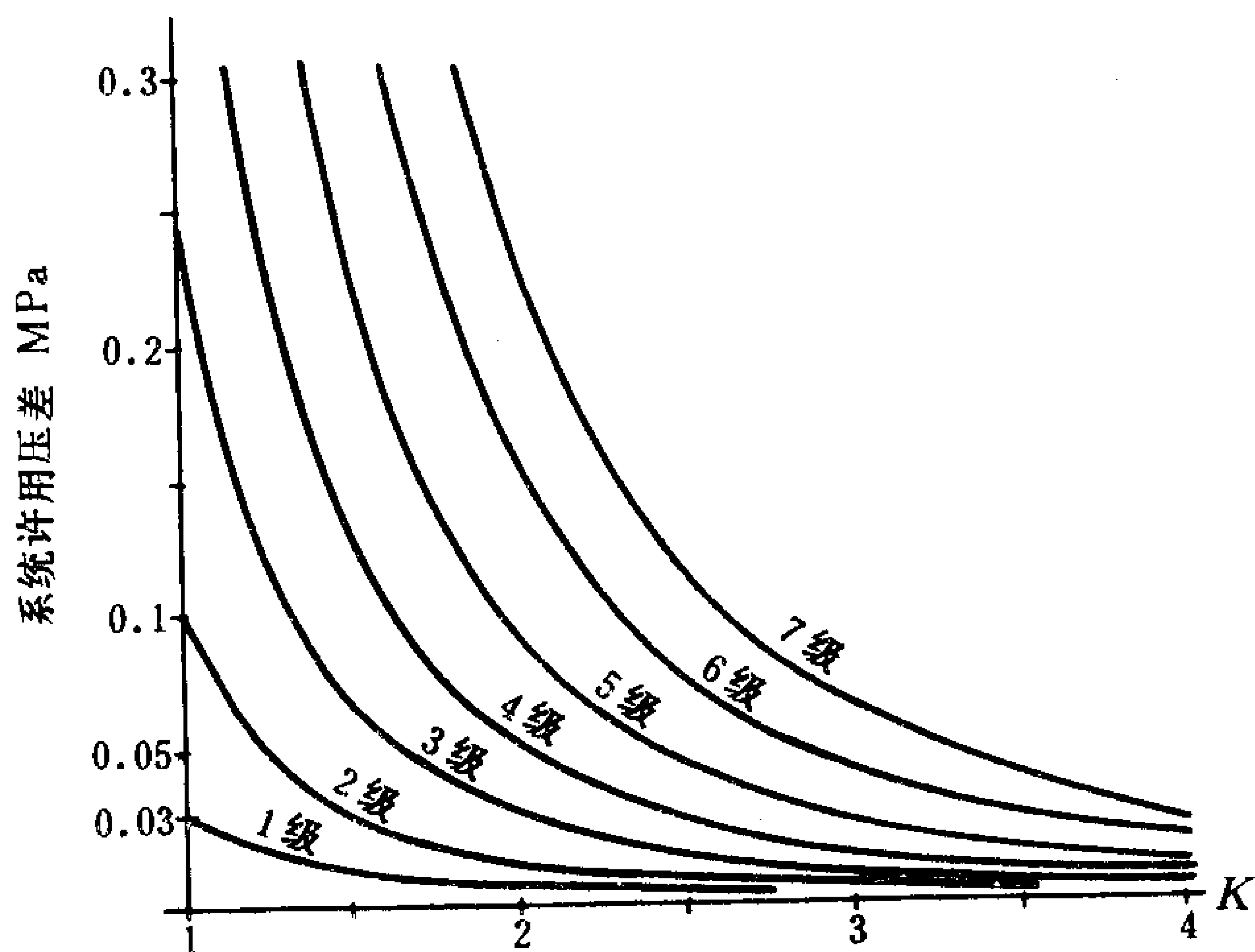


图 5.7.5-18 回油滤器流量的淤塞修正系数K

［例题］ 假定系统许用压差0.3 MPa，最大工作粘度150×10^{-6} m^2/s，最大工作流量100 L/min；系统工作压力1.6 MPa，环境污染为3级。试确定纸质回油滤油器的名义参数。

［解］

1）名义过滤精度：由表5.7.5-2和图5.7.5-16查得系统许可污染度为16/12，名义过滤精度10μm。

2）初选产品：从表5.7.5-6查得ZU-A型产品的$\nu_M=30\times10^{-6}$ m^2/s，$\Delta p_M=0.07$。

3）流量修正：由图5.7.5-18查得$K=1.2$。于是

$$Q_M = 1.2\times150/30\times0.07/0.3\times100 = 140 \text{ L/min}$$

表 5.7.5-4 **网式吸入滤油器**[5]

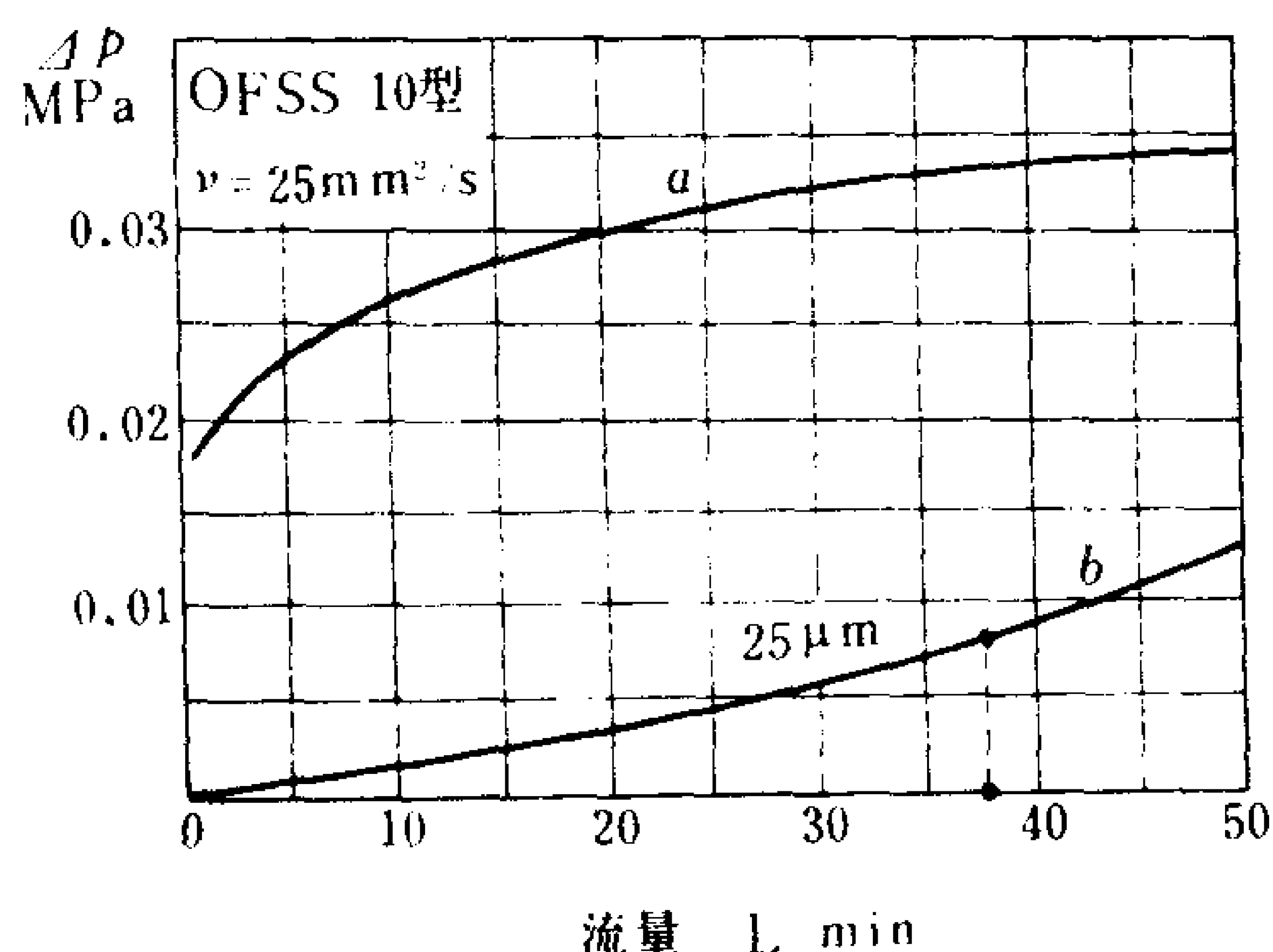
型　　号	通径 mm	公称流量 L/min	过滤精度 μm（目）	型　　号	通径 mm	公称流量 L/min	过滤精度 μm（目）
WU-25×80 J	15	25	80(200)	WU-160×80 J	40	160	80(200)
WU-25×100 J			100(150)	WU-160×100 J			100(150)
WU-25×180 J			180(100)	WU-160×180 J			180(100)
WU-40×80 J	20	40	80(200)	WU-250×80 FJ	50	250	80(200)
WU-40×100 J			100(150)	WU-250×100 FJ			100(150)
WU-40×180 J			180(100)	WU-250×180 FJ			180(100)
WU-63×80 J	25	63	80(200)	WU-400×80 FJ	65	400	80(200)
WU-63×100 J			100(150)	WU-400×100 FJ			100(150)
WU-63×180 J			180(100)	WU-400×180 FJ			180(100)
WU-100×80 J	32	100	80(200)	WU-630×80 FJ	80	630	80(200)
WU-100×100 J			100(150)	WU-630×100 FJ			100(150)
WU-100×180 J			180(100)	WU-630×180 FJ			180(100)

注：属敞式结构，压差<0.01 MPa，上海高行液压件厂产品。

表 5.7.5-5 **纸质压油及回油滤油器**[6]

型　　号	通径 mm	公称流量 L/min	公称压力 MPa	原始压差 MPa	过滤精度 μm	型　　号	通径 mm	公称流量 L/min	公称压力 MPa	原始压差 MPa	过滤精度 μm
ZU-H 10×10 S	15	10	31.5	0.08	10	ZU-M 630 ×10 FS	65	630		0.2	10
ZU-H 10 ×20 S					20	ZU-H 630 ×20 FS					20
ZU-H 25 ×10 S	15	25			10	ZU-A 10×10 S	10	10	1.6	0.05	10
ZU-H 25 ×20 S					20	ZU-A 10×20 S					20
ZU-H 63×10 S	20	63		0.1	10	ZU-A 25×10 S	15	25			10
ZU-H 63 ×20 S					20	ZU-A 25×20 S					20
ZU-H 100×10 S	25	100			10	ZU-A 63×10 S	25	63		0.07	10
ZU-H 100 ×20 S					20	ZU-A 63×20 S					20
ZU-H 160×10 S	32	160		0.15	10	ZU-A 100×10 S	32	100			10
ZU-H 160 ×20 S					20	ZU-A 100×20 S					20
ZU-H 250 ×10 FS	40	250			10	ZU-A 160×10 S	40	160		0.12	10
ZU-H 250 ×20 FS					20	ZU-A 160×20 S					20
ZU-H 400 ×10 FS	50	400		0.2	10	ZU-A 250×10 S	50	250			10
ZU-H 400 ×20 FS					20	ZU-A 250×20 FS					20

注：允许最大压差 0.35 MPa（运动粘度为 $30\times10^{-6}m^2/S$）；ZU-H是压油滤油器；带 24V堵塞灯光指示器；上海高行液压件厂产品。



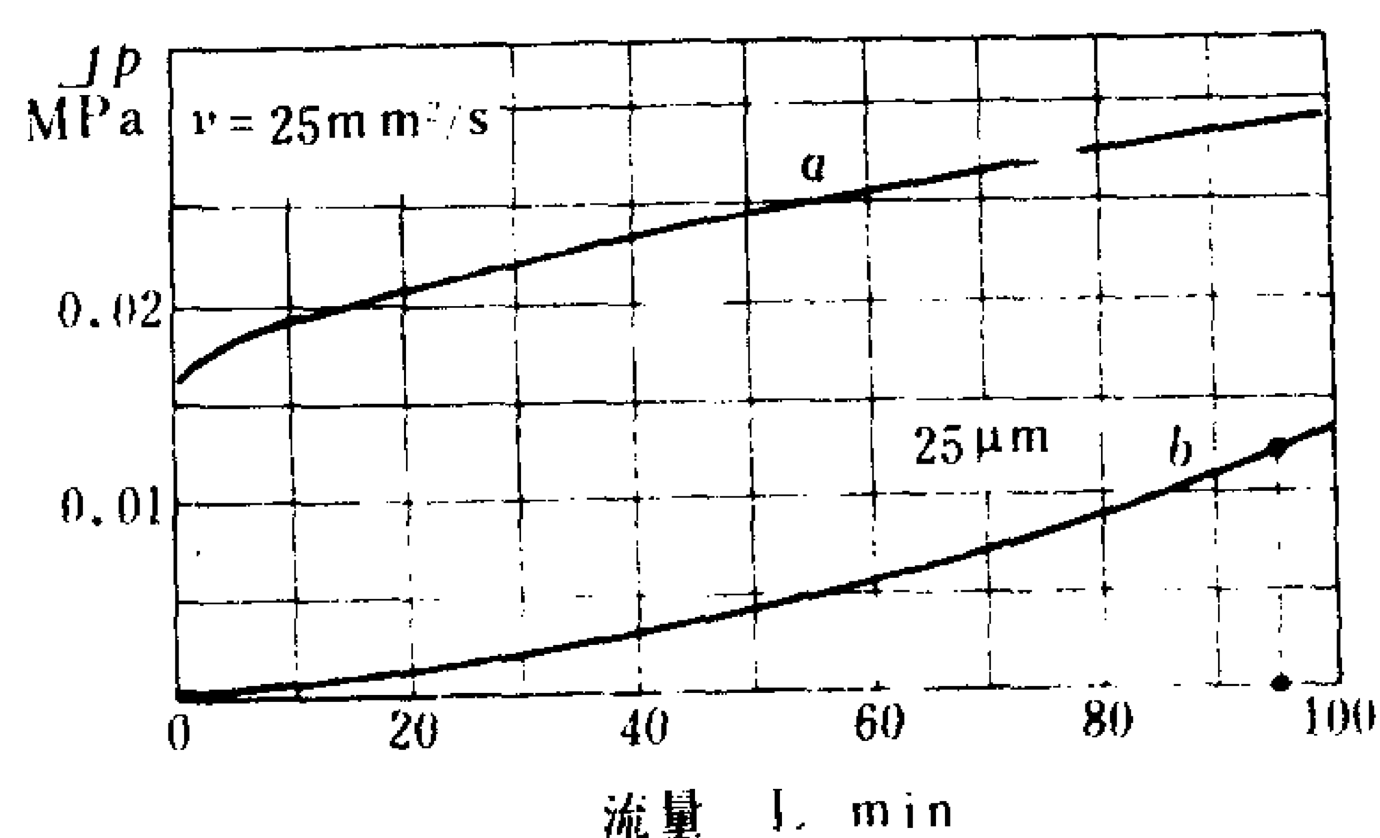
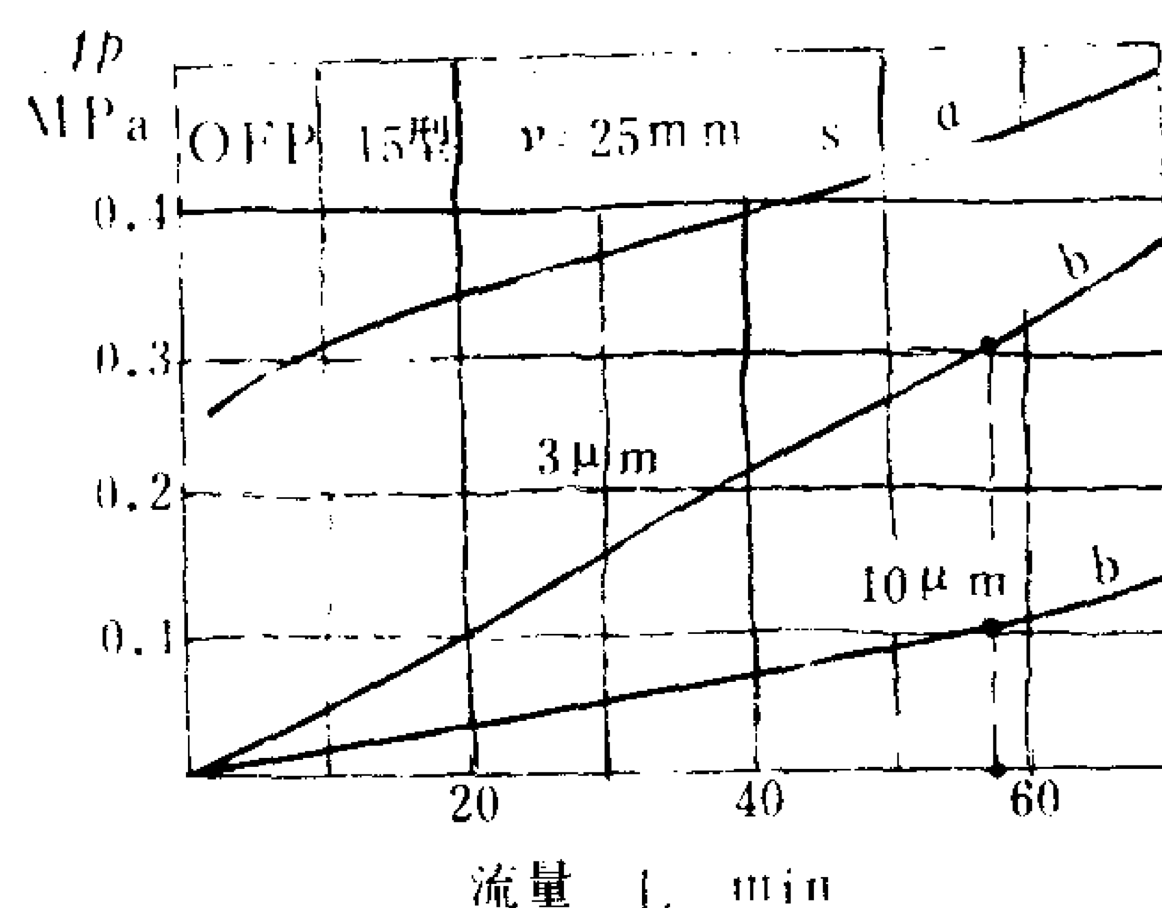


图 5.7.5-19 OFSS型吸油滤油器特性曲线
a）旁通阀；b）滤油器



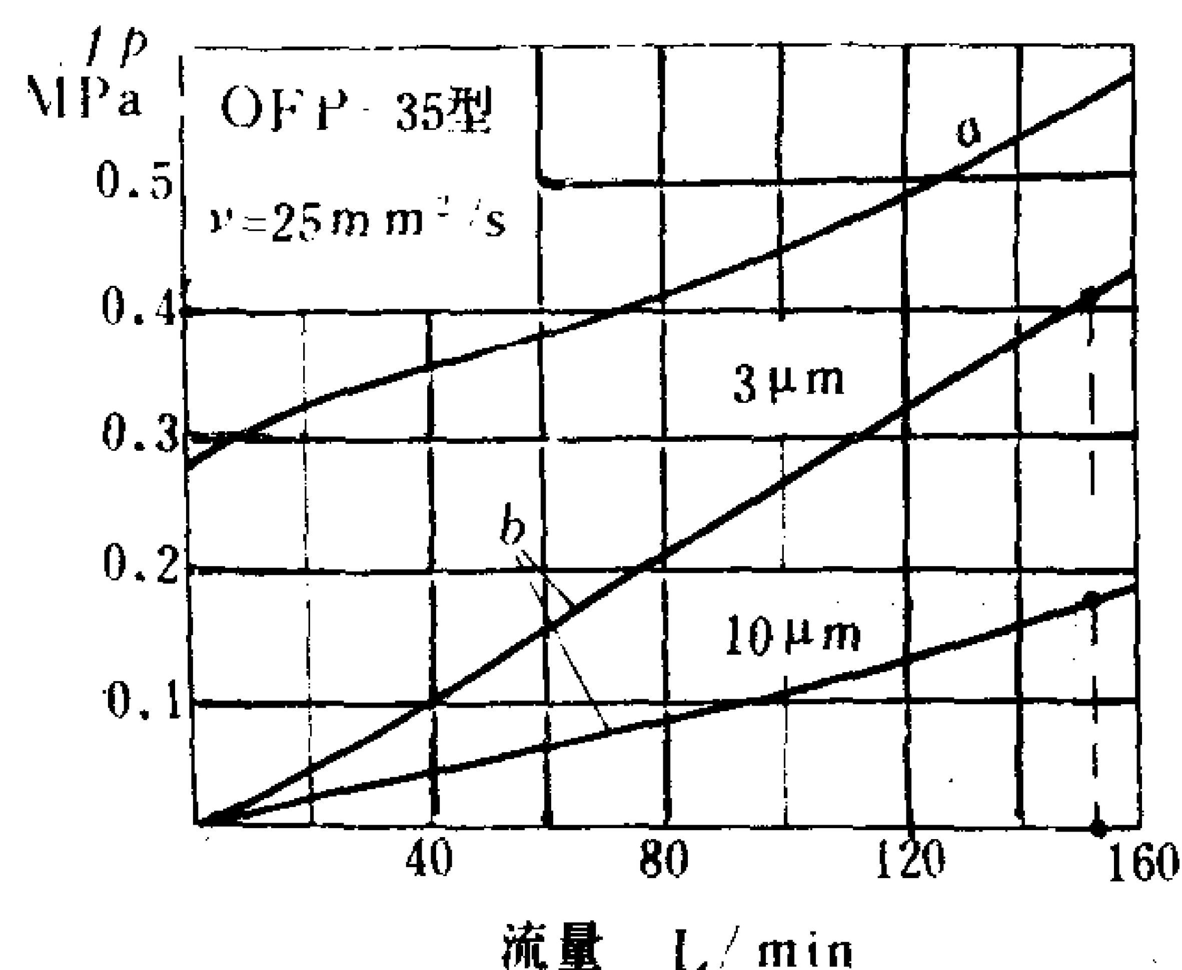


图 5.7.5-20 OFP型压油滤油器特性曲线
a）旁通阀；b）滤油器

因此可考虑选用名义流量为 63 和 100 L/min的滤器各 1 只并联使用。

5.6 产品参数

5.6.1 国产滤油器

上海高行液压件厂的主要产品有网式（WU系列）、线隙式（XU系列）和纸质（ZU系列）等 3 种，可带电气堵塞发讯器，均为下卸式结构，见图 5.7.5-12。表 5.7.5-4和 5.7.5-5 列出其部分产品的技术参数。

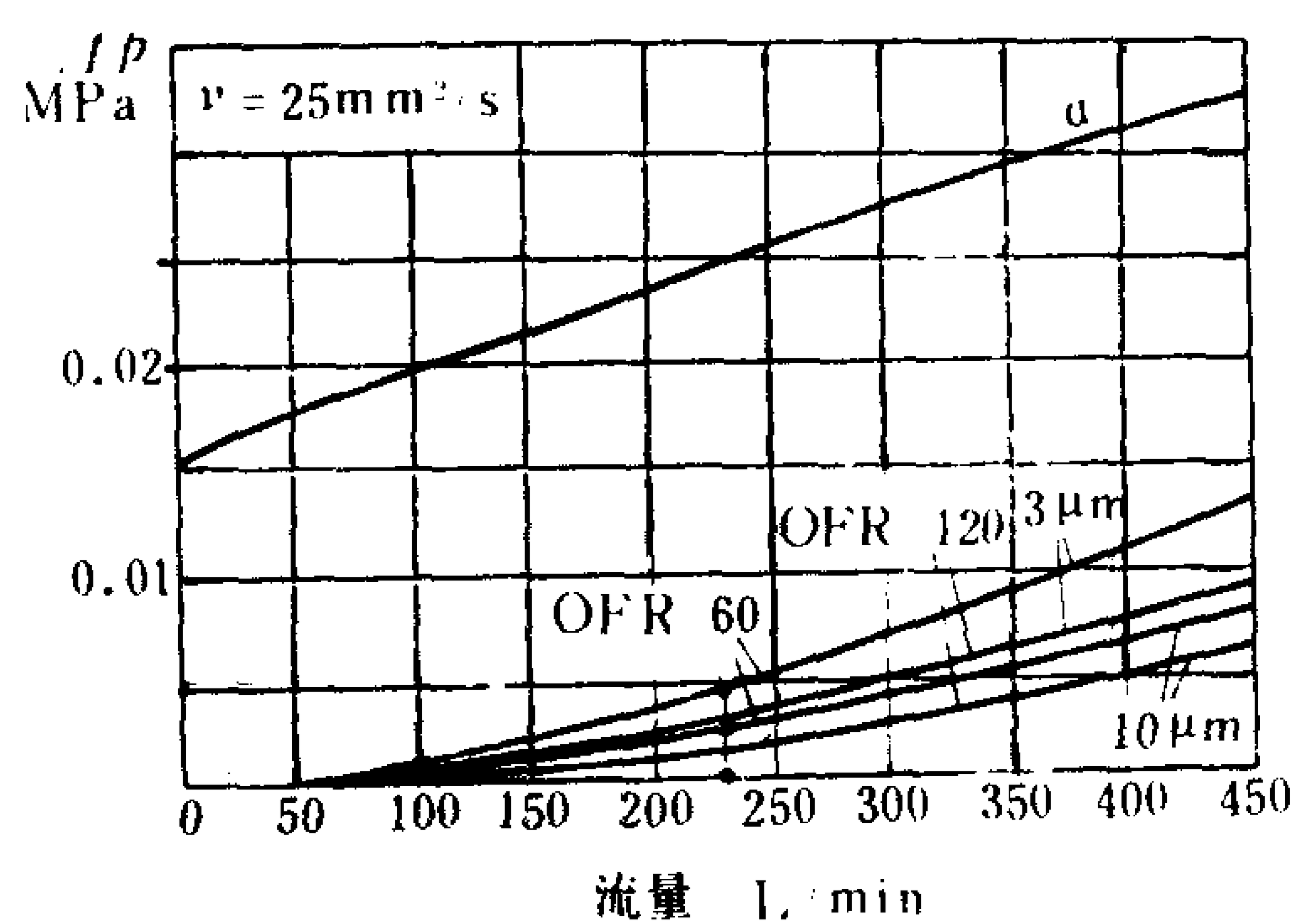


图 5.7.5-21 OFR型回油滤油器特性曲线
a）旁通阀；b）滤油器

5.6.2 威格士公司（Vickers 美国）的滤油器

威格士公司的滤油器精度均以公称精度值表示，即当在滤器上、下游定时采样时，若尺寸大于$X\mu$m颗粒的质量比值$\beta_x \geq 2$，则其公称精度为X。此外，产品的堵塞指示器共有 3 种可供选用。一般，吸入滤器用真空表，其他则用电气式或有记忆功能的机械式。

表 5.7.5-6 列出了四个系列产品的详细参数。从表中可以看到滤芯的耐压压力、额定压差和旁通压差的关系。一般说来，过滤精度高的滤芯，其捕污量也大，但是产品的容污量却相

反。所以，过滤精度高的产品，其清洗或更换滤芯的周期一般都比较短。图5.7.5-19至5.7.5-21示出了3种滤油器及其旁通阀的流量压差曲线。其中，*a*是旁通阀曲线，*b*是滤油器曲线。

表5.7.5-6　**威格士公司的部分滤油器技术参数**[5]

系列	型号	公称过滤精度 μm	额定流量 L/min	滤芯耐压压力 MPa	分离重量比 $\beta_{10}\geq$	滤芯容污量 g	额定压差 MPa②	旁通压力 MPa	成套备件代号
压油滤油器	OFP-15-S-10	10	57	20.7	5	2.25	0.103		926412
	OFP-15-S-3 M-10	3	57	20.7	75	1.5	0.200	0.28	926410
	OFP-35-S-10	10	132	20.7	5	5.6	0.172		926416
	OFP-35-S-3 M-10	3	132	20.7	75	2.3	0.241		926414
回油滤油器	OFR-15-S-10	10	57	4.14	1.5	9.5	0.021	0.17	941447
	OFR-15-S-3 M-10	3	57	4.14	20	5.5	0.055	0.17	941445
	OFR-30-S-10	10	114	4.14	1.5	20	0.055	0.17	941448
	OFR-30-S-3 M-10	3	114	4.14	20	9	0.090	0.17	941446
	OFR-60-S-10	10	227	2.76	1.5	47	0.021	0.16	941411
	OFR-60-S-3 M-10①	3	227	2.76	20	33	0.041	0.16	941409
	OFR-120-S-10	10	454	2.76	1.5	100	0.052	0.16	941412
	OFR-120-S-3 M-10①	3	454	2.76	20	65	0.090	0.16	941410
回油滤油器（绕线式）	OFRS-15-S-10	10	57	0.69	2	17	0.048		573082
	OFRS-15-S-25 M-10	25	57	0.69		24 c	0.028		573083
	OFRS-25-S-10	10	95	0.69	2	17	0.090		573082
	OFRS-25-S-25 M-10	25	95	0.69		24 c	0.052	0.17	573083
	OFRS-60-S-10①	10	227	0.69	3	24	0.076		941107
	OFRS-60-S-10-S 14①	10	227	0.69	3	49	0.055		926388
	OFRS-60-S-3 M-10①	3	227	0.69	20	17	0.124		941190
	OFRS-60-S-25 M-10①	25	227	0.69		40 c	0.055		941191
吸油滤油器	OFSS-10-P-25 M-10	25	38	0.69	2	24 c	0.008		
	OFSS-25-P-25 M-10	25	95	0.69	2	44 c	0.012	0.017	

注：吸油滤芯材质为化学纤维，堵塞指示器有真空表、电气式和有记忆功能的机械式3种；①表示双联式产品流量加倍；②表示额定流量、运动粘度 $20.5\times10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ 和清洁的试验条件。

5.6.3　力士乐公司（Rexroth，联邦德国）的滤油器

力士乐公司的产品分为压油滤油器和回油滤油器两大类。

压油滤油器分为低压（LF）、中高压（MDF）和高压（DF）三个系列。每个系列均有6种材质的滤芯、7种额定流量、5种过滤精度和4种堵塞指示器可供选用。结构均为下卸式，滤芯可承受巨大压差且耐冲击，特别适用于压力管路大流量、高精度的过滤，见表5.7.5-7和表5.7.5-8。

表 5.7.5-7　　　　　　　　　　力士乐公司的滤油器参数范围[2]

产品系列名称和代号	最高工作压力 MPa	滤芯材质和代号	额定流量 L/min	过滤精度 $\beta_x \geq 100$ μm	旁通压力 MPa	堵塞指示器型式代号和动作压差 MPa
低压滤油器　LF	10	$\beta\mu$mH　BH	30,60	1	无	无　A
		$\beta\mu$mN　BN	110	5	有—	机械式　B
中高压滤油器　MDF	21	金属纤维 4+4 V	160	10		光电式　C
		聚酯纤维　Y	240	20	0.6±10%	机械+光电　D
高压滤油器　DF	42	纸质　PS	330	25①		
		金属丝网　W	660			0.5±10%
		$\beta\mu$mN　BN	30,60	10	无	无　A
回油滤油器		金属纤维 4+4 V	110,160	20	有　—	机械式　B
单式　RF	1.0	纸质　P	240,330	25①	0.3±10%	电发讯式　C
双联　RFD	1.6	金属丝网　W	660,950			光电式　D
			1300			压力表　E
						压力继电器　F
						0.2±10%

①　金属丝网只有 25μm，其余材质无 25μm。每一种滤油器均有不同的滤芯材质、额定流量、过滤精度和各种堵塞指示器。

表 5.7.5-8　　　　　　LF、MDF和DF系列滤油器滤芯和壳体的压力降kPa

滤芯材质	过滤精度	额定流量 L/min							滤芯材质	过滤精度	额定流量 L/min						
		30	60	110	160	240	330	660			30	60	110	160	240	330	660
金属纤维V	1	22	55	50	53	54	17	32	聚酯纤维Y	1	80	170	200	210	210	180	350
	5	18	33	44	37	30	13	23		5	70	150	180	140	160	150	270
	10	14	24	37	21	17	9	16		10	60	130	150	120	130	130	230
	20	10	12	32	12	7	6	12		20	50	120	120	100	90	110	180
纸质PS	1	80	120	160	140	180	160	270	β微米H BH	1	210	300	300	300	270	290	380
	5	70	90	140	100	130	140	230		5	170	240	230	230	190	200	250
	10	60	80	120	70	100	130	200		10	140	180	180	160	140	140	180
	20	50	60	100	40	50	110	140		20	100	120	120	80	80	90	100
金属丝网	25	10	10	10	10	10	10	10									
壳体 LF、DF		100	70	170	40	90	80	270	壳体 MDF		140	80	220	60	110	120	400

①　此表系按照RC 31 278／11.81 的工作曲线节录。
②　压力降试验条件：密度为 0.86 kg/dm³；运动粘度 30×10^{-6}m²/s。

回油滤油器有单式（RF）和双联式（RFD）两种，结构均为上卸式，便于固定在油箱顶板上。这个系列有 4 种滤芯材质、3 种过滤精度、9 种额定流量和 6 种堵塞指示器可供选用。重量轻、流量大和压差很小是其优点，其中有几种压差特别小的规格亦可用作吸油滤油器。双联式产品的优点是可以在连续运行中拆洗或更换其中的一个滤芯。回油滤油器的压降详见表 5.7.5-9。

表 5.7.5-9　　R系列滤油器的滤芯和壳体的压力降 kPa

滤芯材质	过滤精度 μm	额定流量 L/min								
		30	60	110	160	240	330	660	950	1300
金属纤维及纸质　V、P	10 20	14 5	14 5	14 5	14 5	14 5	14 5	14 5	14 5	14 5
金属丝网　W	25	10	10	10	10	10	10	10	10	10
B微米N　BN	10 20	140 90	180 120	160 110	140 80	140 80	140 90	140 70	150 90	150 80
壳体　RF		90	20	60	20	40	14	16	4	6

注：①此表系按RC 31 378／11.81 的工作曲线整理。

②压力降的试验条件：密度 0.86 kg／dm³，运动粘度 $30\times10^{-6}m^2/s$。

6　滤油器的清洗

若无堵塞指示器，则清洗周期凭经验确定。注意事项如下：

（1）物料用具必须清洁；

（2）上卸式结构的滤芯必须连同贮污盘一齐拆出，以免污物掉入出油管；

（3）不允许自外向内吹洗；

（4）可以根据滤芯表面气泡的分布情况，检查滤芯是否破裂；

（5）留心观察污物数量和种类的变化，异常情况往往是系统某一设备严重磨损的预兆。

清洗方法有超声清洗法、机械清洗法和化学-机械清洗法等多种。在舰船上常用后两种方法。

机械清洗法是先在一个盆中以清洗液洗掉外表面的污垢，将低压的压缩空气通入滤芯内部，吹去嵌藏的污物，反复几次以后，在另一个比较清洁的盆内，用清洗液和压缩空气重复以上操作。可以根据液体通过外表面漏进滤芯的快慢来判别清洗的彻底程度。清洗液可以使用轻柴油、煤油或其他无腐蚀性的洗涤剂。

化学-机械清洗法如图 5.7.5-22 所示，其步骤如下：

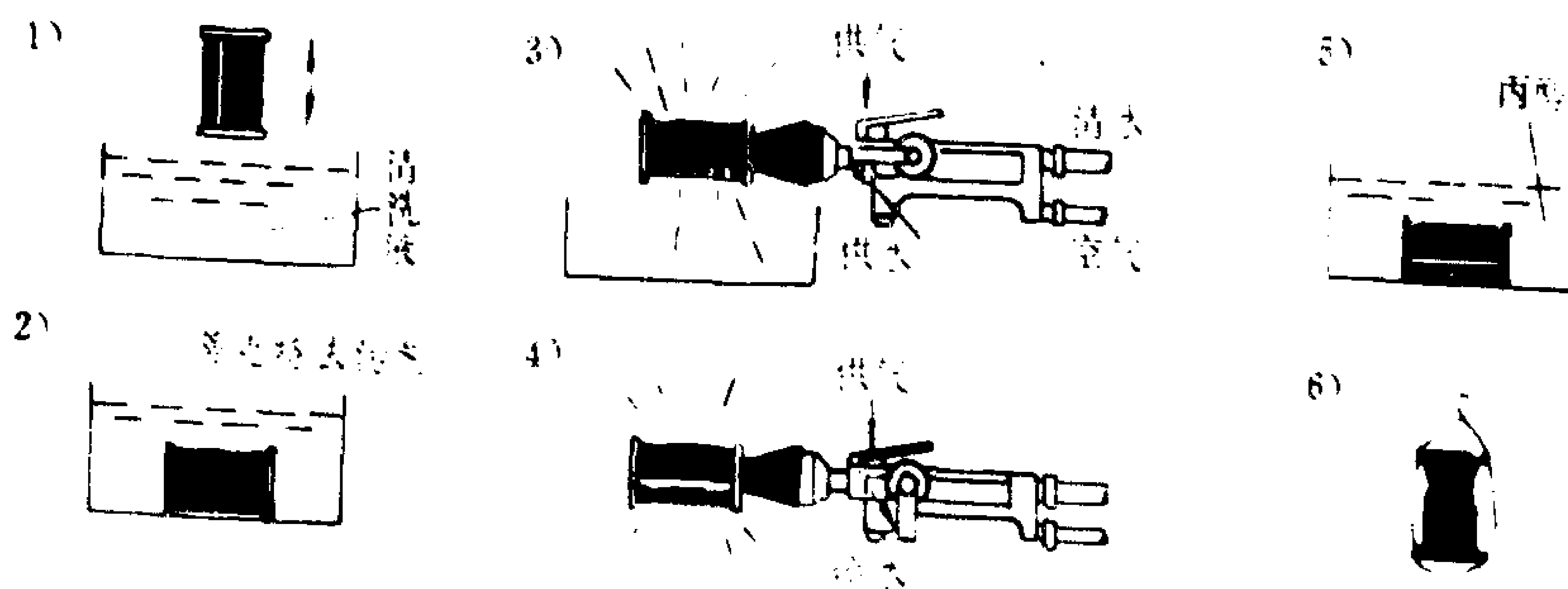


图 5.7.5-22　化学-机械清洗法

（1）在第一个容器中用清洗液洗掉外表面的污垢；

（2）置于第二个盛有蒂克特（Tiket）高效洗涤去污剂内半小时；

（3）用低压压缩空气和水向外吹洗；

在起动过程中，电流截止负反馈环节不能始终维持最大起动电流 I_{sm} 不变。因此，电动机不能在起动过程中始终获得最大的加速力矩 M_m，所以起动过程较慢。

4.5 转速、电流负反馈的双闭环调速系统

图 8.3.5—56 是本系统的典型线路。

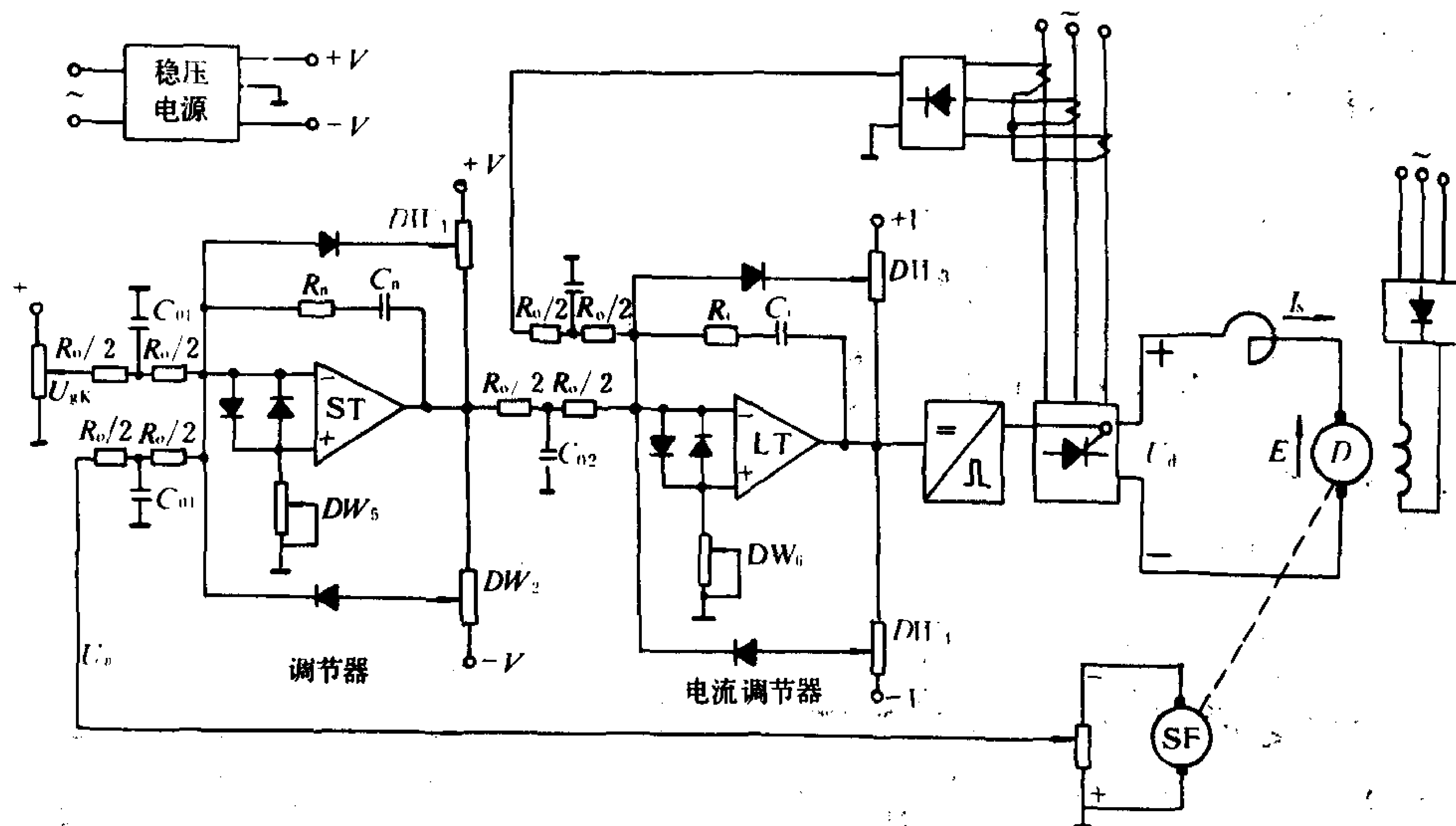


图 8.3.5—56 转速、电流负反馈双闭环调速系统

本系统采用转速调节器 ST 和电流调节器 LT，为使被调量成为无静差以及进行动态校正，均采用比例积分调节器。本系统有最佳起动过程和较强的抗干扰能力，调速范围广，稳速精度高。系统无电气制动，只能采用机械制动。若要产生快速电气制动，参见 5。

4.5.1 电流负反馈的作用。

转速、电流负反馈双闭环调速系统的结构原理见图 8.3.5—57。

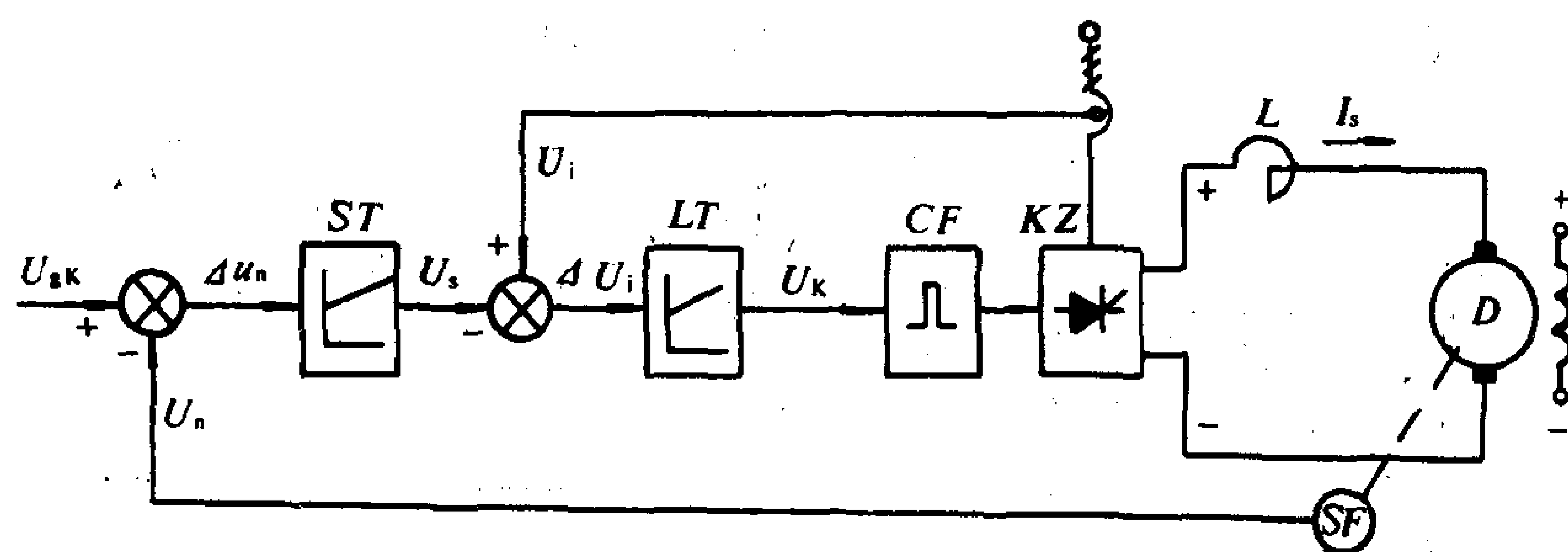


图 8.3.5—57 转速、电流双闭环系统结构原理图

电流负反馈的作用是：

1)在起动(及可逆系统中的制动)的过程中，维持最大起动电流 $I_{sm}=(2\sim2.5)I_e$ 恒定，充分利用电机的过载能力，获 得最快的起动过程。

2)增强抗干扰能力。在电流环内任何原因(如电网电压波动)引起的电枢电路电流变化，都可以通过电流调节器调节而克服，减少对转速的影响。

3)获得挖土机特性。当电机堵转时，$\Delta U_n=\Delta U_{gk}$，ST 输出迅速达到其限幅值 U_{sm}，使电动机电流 $I_s=I_{sm}=(2\sim2.5)I_e$。

4.5.2 静特性

本系统是转速无静差调速系统，其静特性见图 8.3.5—58。

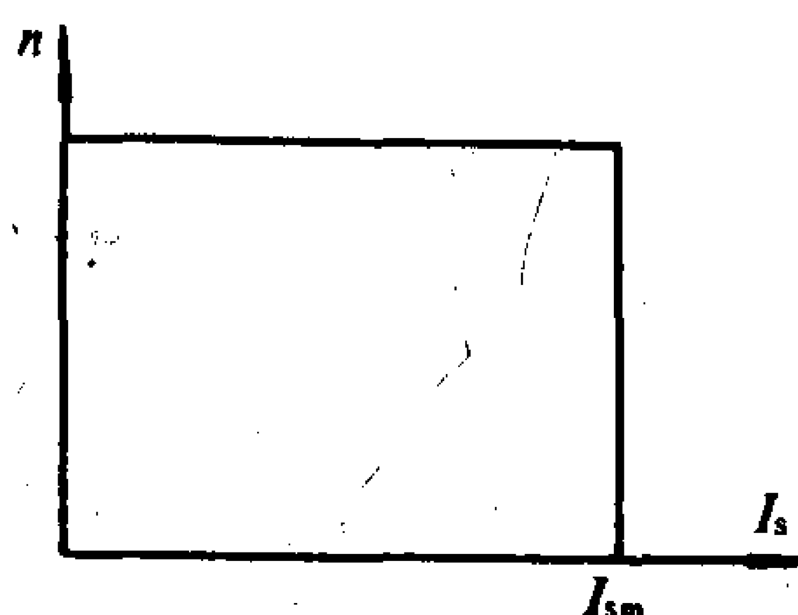


图 8.3.5—58 转速电流双闭环系统静特性

4.5.3 动特性及动态校正的工程方法

1)动特性

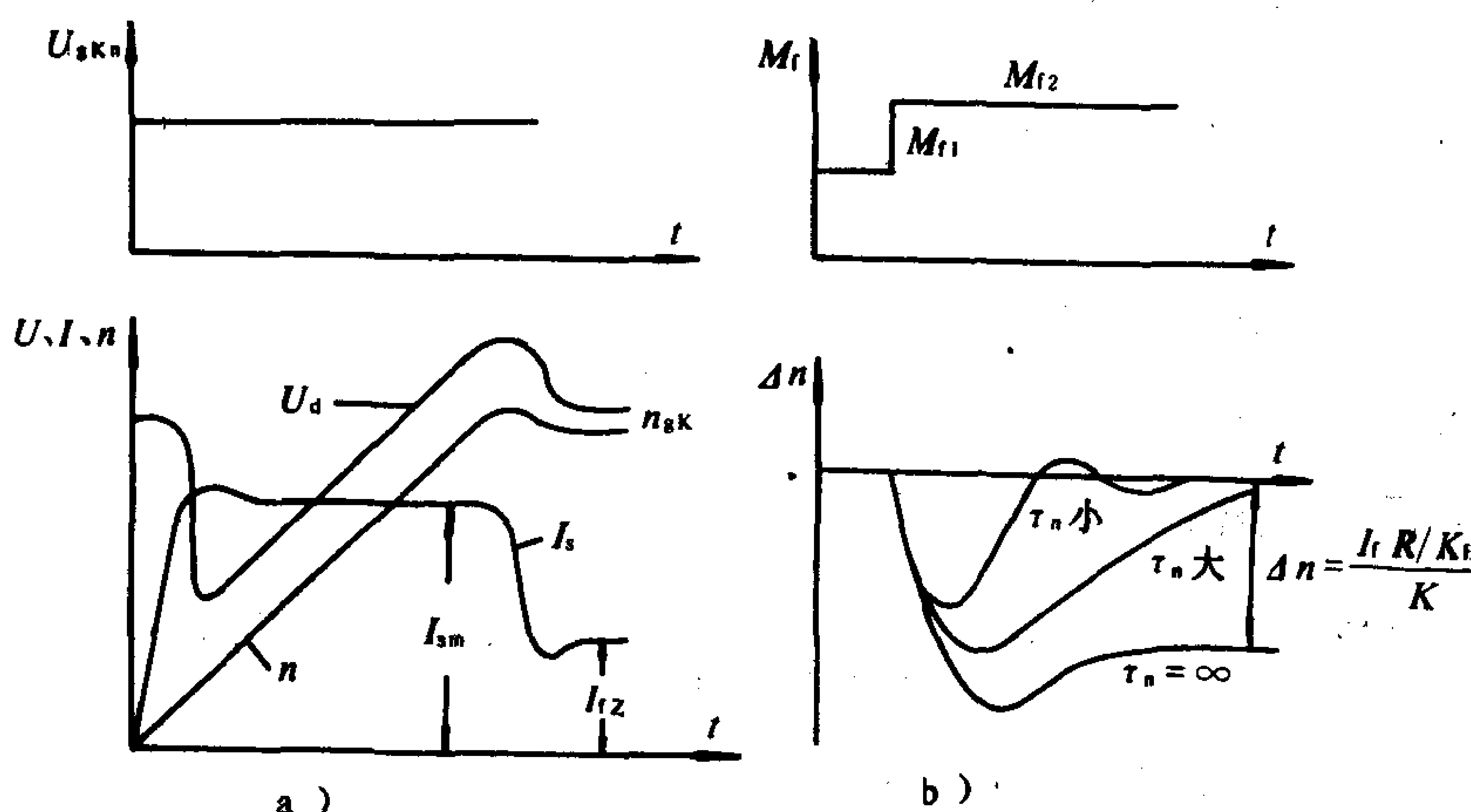


图 8.3.5—59 转速、电流双闭环系统的动态过程

a) 起动特性；b) 负载扰动特性

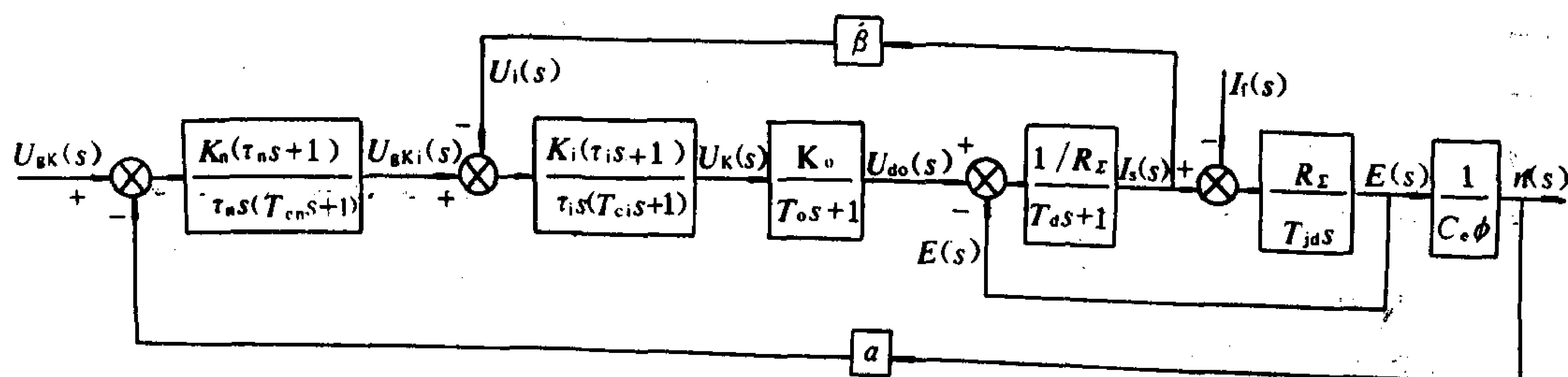


图 8.3.5—60 转速电流双闭环系统动态结构图

$K_n=R_n/R_0$—转速调节器放大倍数；$\tau_n=R_nC_n$—转速调节器积分时间常数；$T_{cn}=R_DC_{o1}/4$—滤波时间常数；$K_i=R_i/R_0$—电流调节器放大倍数；$T_i=R_iC_i$—电流调节器积分时间常数；$T_{ci}=R_oC_{o2}/4$—滤波时间常数；其余参见 4.3.2。

续上表

种类	名称	型式	功能与说明
方向控制阀	单向阀		正向自动开启，反向自动关闭
	液控单向阀		同上。但可通过外控使反向开启
	换向阀	手动式	用以改变油流方向。有滑阀型和转阀型 2 类
		电磁式	用电磁铁驱动换向，通径≤10 mm
		液动式	液压驱动换向
		电液式	以电磁阀为先导、液动阀为主阀的换向阀

以上 3 类国外阀件的最大通径为ϕ32 mm，超过此值则以二通式插入阀为主阀，组成大流量的各种阀件。

1.4 油口连接方式

油口连接分为螺纹连接、板式连接、法兰连接、叠置式连接和块式连接等 5 种，见图 5.7.6-1。

1.4.1 螺纹连接

油口连接螺纹有 4 种，其尺寸标记如下。

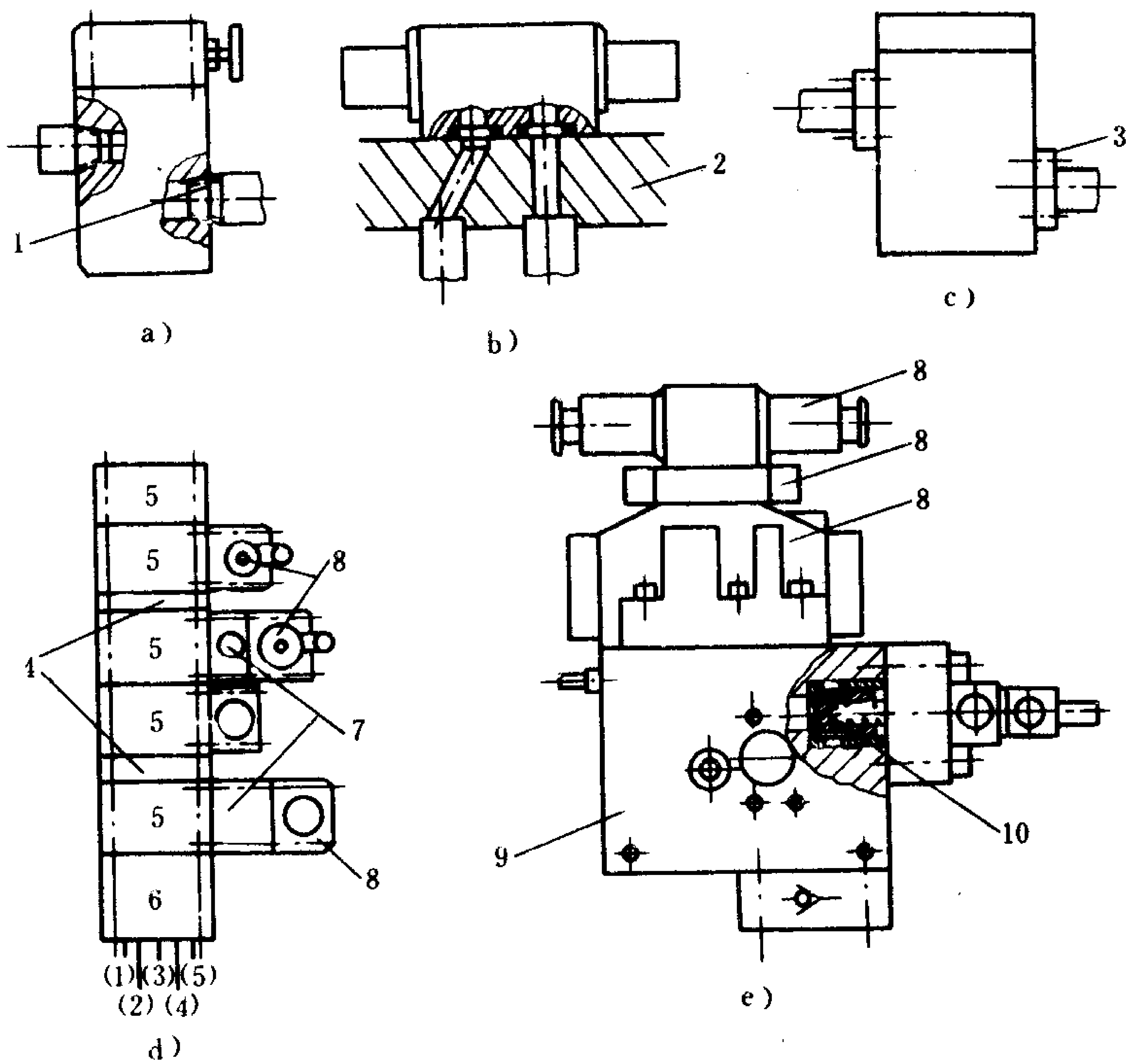


图 5.7.6-1　液压阀的连接方式

a) 螺纹连接；　b) 板式连接；　c) 法兰连接；　d) 叠置式连接；　e) 块式连接

1-螺纹接头；2-连接板；3-法兰；4-连接板；5-油路块；6-底板；7-叠装阀；8-板式阀；9-组装块；10-插装阀

1）Mdt　M—公制螺纹；d—外径，mm；t—螺距，mm

2）Zd　Z—英制管螺纹；

3）d NPT　d—外径，in；NPT—美国锥管螺纹

4）dBSP　d—外径，in；BSP—英国管螺纹

我国常用前2种螺纹，国外则常用第1、3、4种螺纹。螺纹的密封已广泛使用带状的聚四氟乙烯薄膜（商品名称：生料带或聚四氟乙烯密封带）。正确的安装可以耐压31.4 MPa，但在振动较大的机舱里，螺纹连接的密封可靠性较低。

1.4.2　板式连接

阀件以平面固定在有牢固支撑的连接板上，靠O形圈与连接板密封。由于总重增大，总成的自振频率甚低，密封条件较好。

1.4.3　法兰连接

法兰连接的密封可靠性高于螺纹连接，大通径且需要独立安装的阀件应予选用。

1.4.4　叠置连接

叠置连接是板式连接的扩充，用来把若干个阀件叠装成具有一定功能的回路。叠置式阀件的油口分别布置于上下或左右平面。其中，有些油口是相邻阀件的过油通道。叠置式连接可分为垂直连接和水平连接两种，接口靠O形圈密封，适用于要求重量轻和占地小的场合。

1.4.5　块式连接

块式连接是用一个铸（锻）钢的六面体作为连接体，将各种板式阀件连接起来，也可将各种插装阀件插入体内。各阀件的有关油口则用钻孔连接，以具有既定的功能。它具有结构紧凑、密封可靠和管理方便等优点，已广泛用于船上。

2　压力控制阀

压力阀是根据回路压力的变化而自动改变其通流面积的阀件。各种压力阀的特点列于表5.7.6-4。

表5.7.6-4　**各种压力阀的特点**

	安全阀和溢流阀	顺序阀	减压阀
超过调定压力	开启	开启	关小
阀的出口压力	接近油箱压力	接近进口压力	低于进口压力
阀后的压力能	全部损失并转为热能	有轻微损失	有部分损失

2.1　直动式溢流阀（远程调压阀和安全阀）

远程调压阀用于溢流阀溢流压力的远程调定。通径常限于ϕ 6和ϕ 10两种。

安全阀（缓冲阀）直动式结构能迅速响应系统的压力波动，可用来消耗系统液压冲击能量（转变为热量）。常用通径为ϕ 10、ϕ 20或ϕ 30。

图5.7.6-2示出DBD型直动式溢流阀的插装式结构。自来P口的油压作用在锥阀（图a）或球阀（图b）上，一旦压力升高使液压力超过调压弹簧的预压缩力，阀即开启，油即经O口泄入油箱，使与P口连通的系统压力不再上升。在溢流时，压力通过节流而降落，其能量全部变为热能而提高油的温度。

DBD型阀芯的一端具有导向和阻尼作用，在作安全（缓冲）阀时，应设法削弱其阻尼作

用。

DBD型溢流阀有螺纹连接、板式连接和插装式连接。调压机构亦有螺栓调节(带帽罩)和手柄调节（可带调节刻度显示或锁定用的钥匙)。

DBD型直动式溢流阀是从力士乐公司引进的产品，通径有ϕ 6、ϕ 10、ϕ 20和ϕ 30,压力级有2.5、5、10、20、31.5、40和63 MPa等。图5.7.6-3示出它们的流量特性曲性。

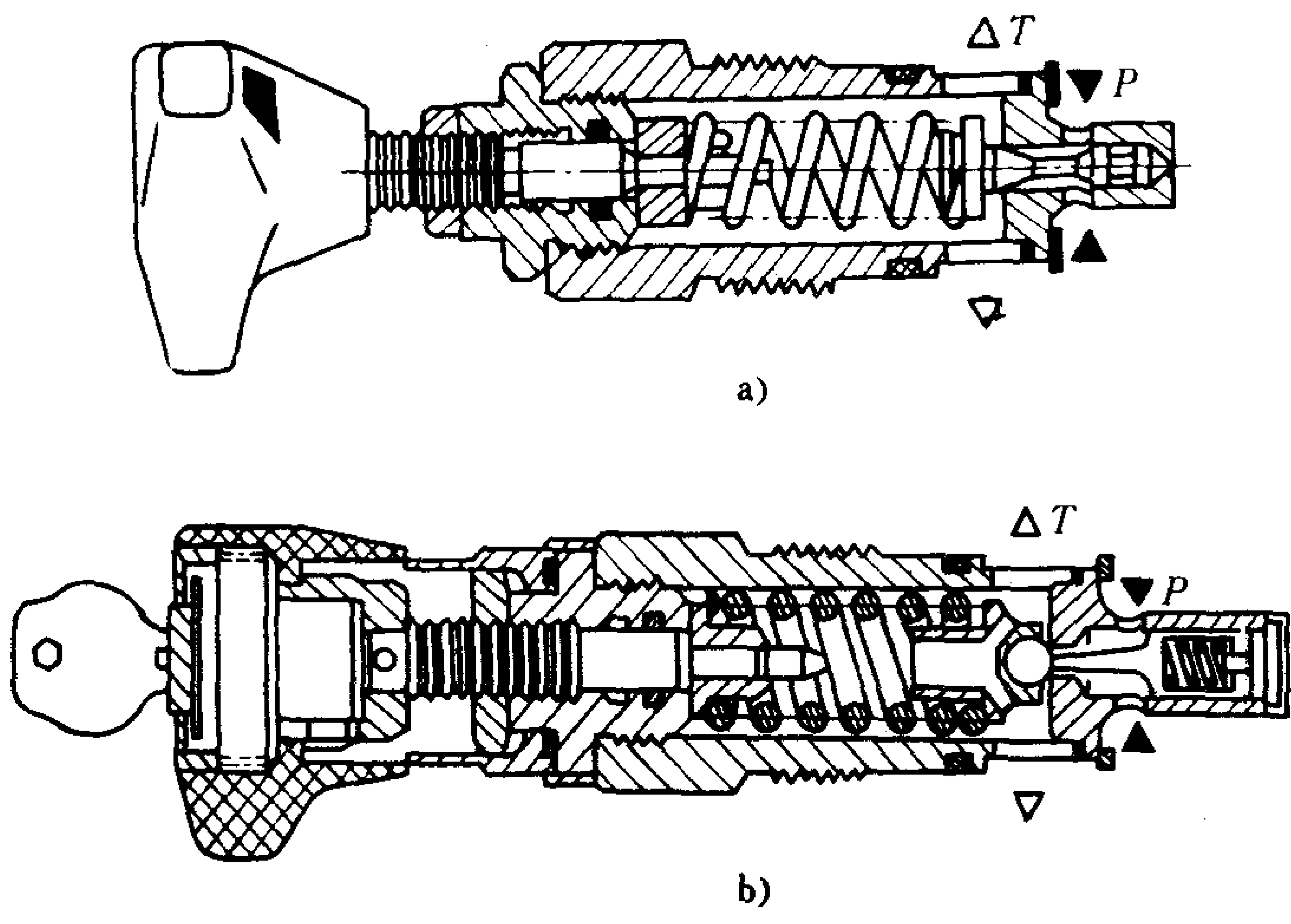


图5.7.6-2 DBD型直动式溢流阀
a）锥阀式； b）球阀式

2.2 先导式溢流阀

先导式溢流阀用来限制并稳定系统的最高工作压力。它具有较小的压力超调量（参看图

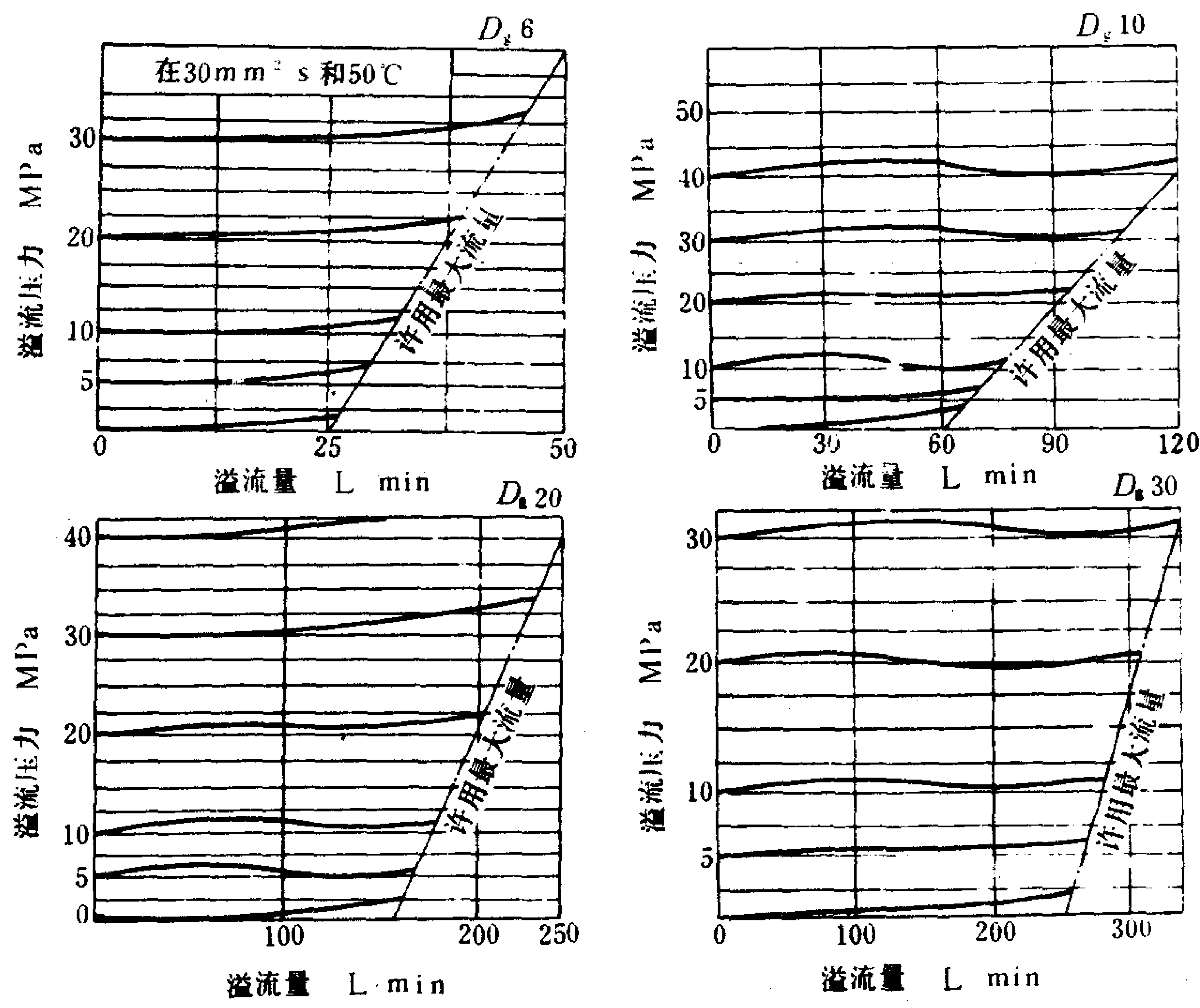


图5.7.6-3 DBD型直动式溢流阀的流量特性

5.7.6-10)。在溢流时，阀的开启压力与全流量的溢流压力比较接近（参看图5.7.6-8)。阀芯的运动具有一定阻尼，溢流压力比较稳定。但若系统出现了液压冲击，先导式溢流阀往往来不及开启。

先导式溢流阀由两部份组成：调压阀和溢流主阀。调压阀是一个直动式溢流阀，作为阀的先导级控制主阀的启闭；溢流主阀是阀的流量放大级。在开启状态下，它使系统的压力油以节流形式降压泄回油箱。溢流主阀分平衡活塞式和锥阀式2种。锥阀式又可分为3级同心（图5.7.6-4)和2级同心(图5.7.6-5)等2种。

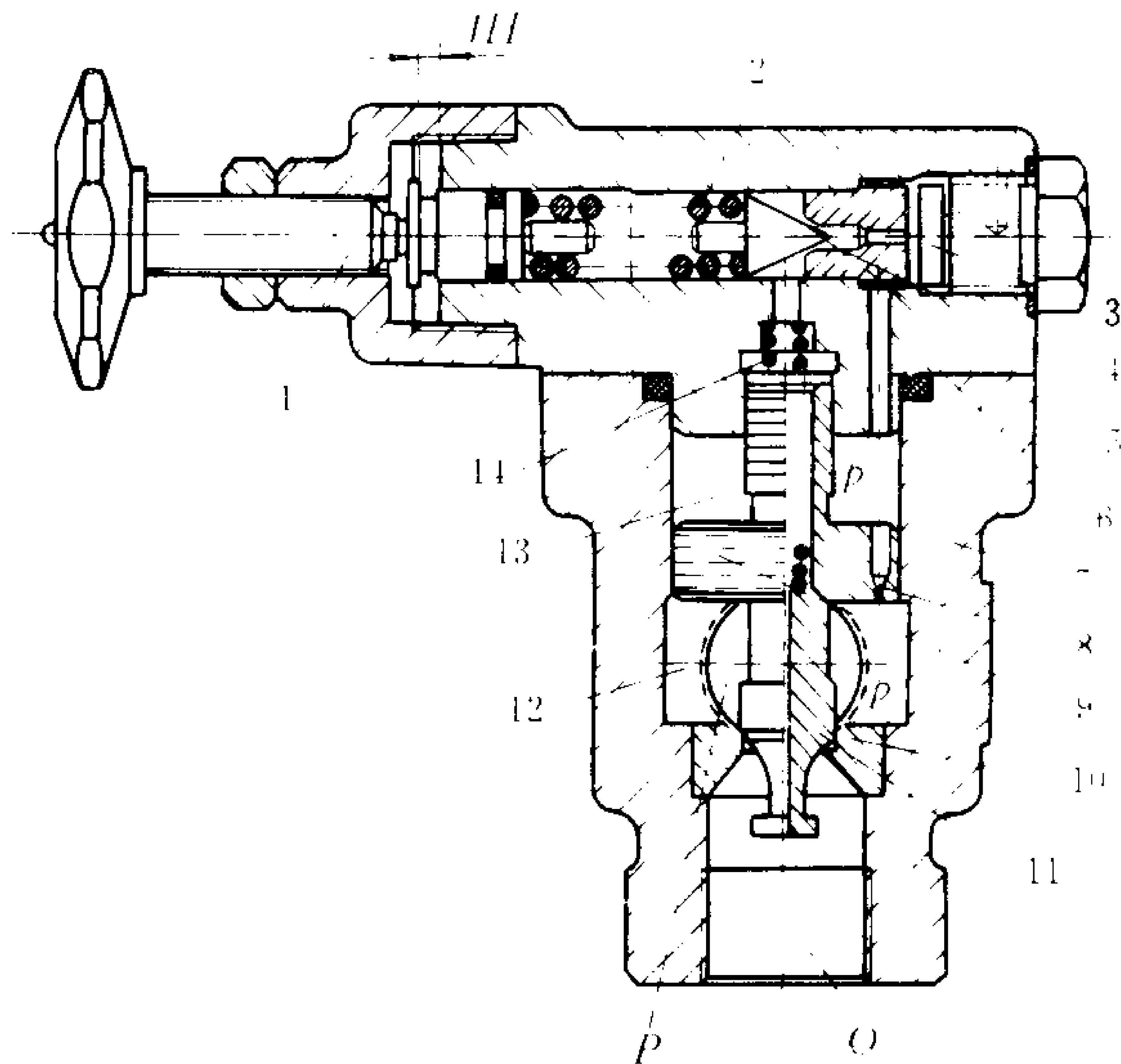


图5.7.6-4 YF型先导式溢流阀

1-调压手柄和螺栓；2-调压弹簧；3-遥控腔；4-锥阀芯；5-阀座；6-调压阀体；7-主阀体；8-阻尼孔；9-主阀芯的平衡活塞；10-阀座；11-主阀芯的密封锥面；12-进口腔；13-平衡腔；14-复位弹簧

2.2.1 YF型先导式溢流阀

调压阀水平布置于阀的顶部，主阀则垂置于它的下方。在非溢流工况时，

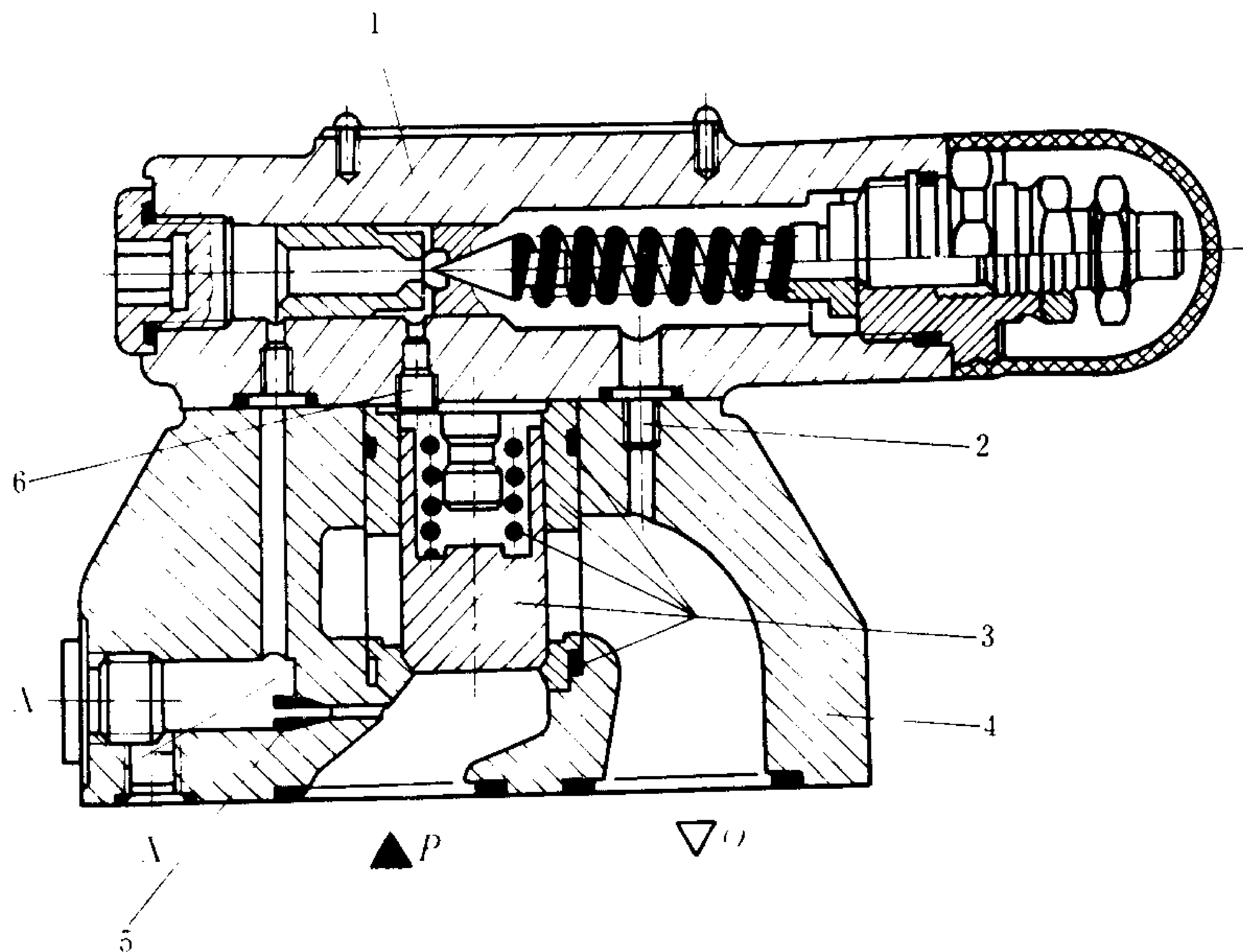


图5.7.6-5 DB型30系列先导式溢流阀（板式）

1-调压阀；2-阻尼器；3-溢流主阀单元；4-主阀体；5、6-阻尼器

主阀芯11依靠复位弹簧14落座关闭，主油路P至O被断开。

调压阀锥形阀芯4的端部，经腔3和孔8而感测P腔的压力。此压力一旦超过调压阀的开启压力，平衡活塞上腔13的油液即经腔3被已开启的锥阀芯4从主阀芯9的中心通孔泄入O口，使平衡活塞在压差(p_1-p_2)作用下将主阀芯推离阀座而开启。来自P口的压力油就经10与11间的微小开口节流降压流向油箱。为了改善主阀开启后工作的稳定性，在主阀下部设防振尾，上部设阻尼腔。

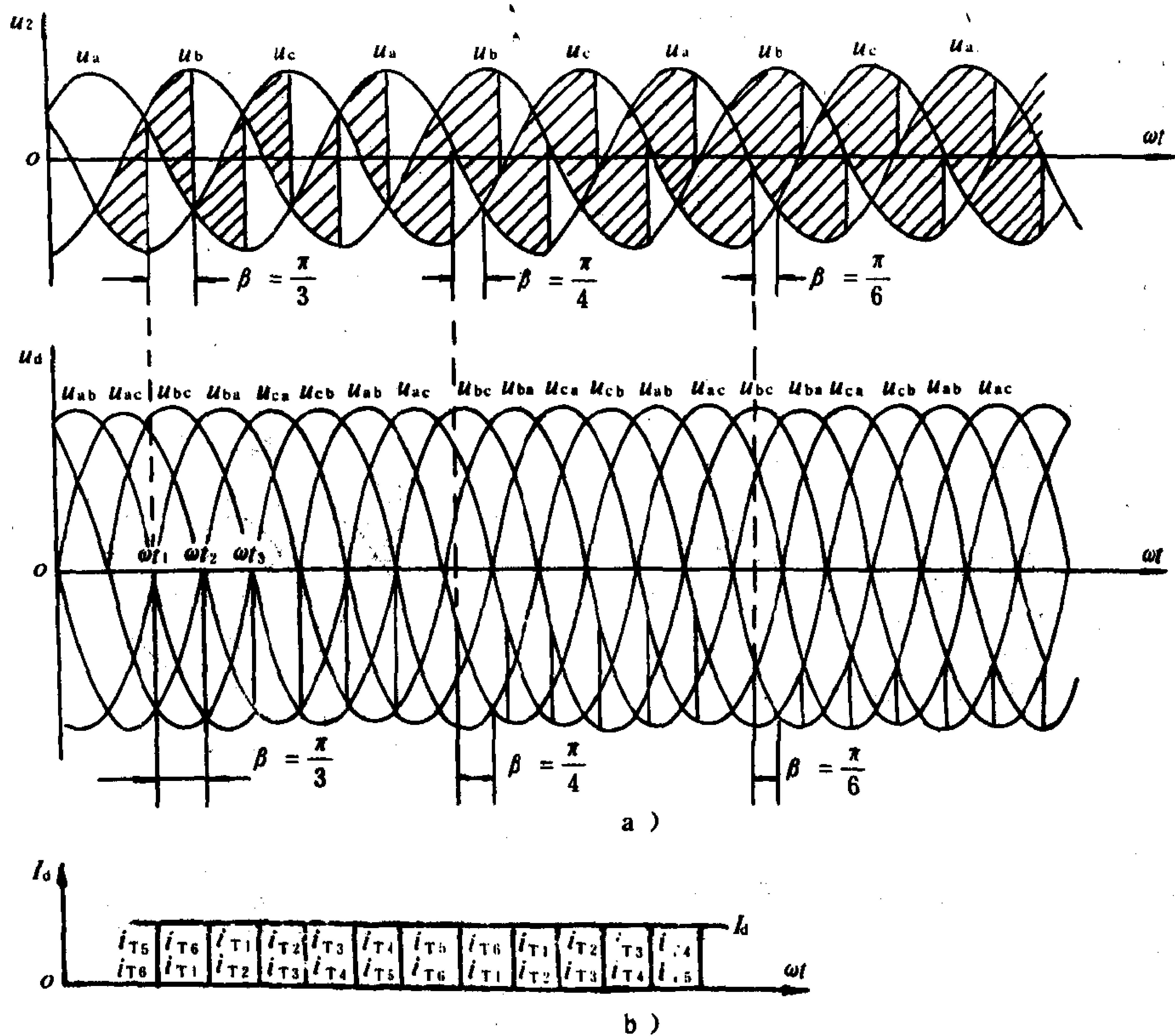


图 8.3.5 67 相桥式逆变电路电压及电流波形

a)输出电压波形;b)输出电流波形

1)对触发电路的要求

要求触发电路严格按晶闸管 1→2→3→4→5→6→1 的顺序，依次间隔 $\pi/3$，触发各个晶闸管，同时，需要用宽脉冲或双脉冲触发。

2)各电量的计算

直流电压平均值：$U_d=-1.35U_{2l}\cos\beta$

U_{2l}是变压器次级线电压有效值；

直流电流平均值：$I_s=\dfrac{U_d-E}{R_\Sigma}$，$R_\Sigma=R_b+R_D$，$R_b$ 是变压器绕组等效电阻，R_D 是变流器直流侧总电阻，在逆变状态下，U_d 和 E 都为负值。

直流电源输出功率 $P_d=|EI_d|$，(忽略高次谐波电流)；

三相电源视在功率 $S=\sqrt{2}U_{2l}I_d$，(忽略高次谐波电 流)；

逆变器的功率因数 $\cos\varphi=\dfrac{P_d}{S}$。

5.1.4　逆变失败和逆变角限制

1)逆变失败的原因

(1)触发电路工作不可靠

①丢失脉冲：见图 8.3.5—68b)，若在 ωt_1 时刻，丢失触发脉冲 U_{g2}，则 a 相晶闸管将不能关断，至 U_d 变正后，与直流电势 E 顺向串接，形成短路。

是 30 系列的结构示意图。

调压阀与主阀的中心线互相垂直。主阀为二通式插装阀的成套件（包括复位弹簧、锥阀芯、带锥形密封座的阀套和 3 只 O形密封圈）。

调压阀经由阻尼器 5 而感测P口的系统压力。当此压力超过调定值时，调压阀开启，使主阀芯弹簧腔压力下降，于是主阀芯在压差作用下升离阀座，系统油液从P口向O口溢流。

在压力脉动较大的系统中，加装阻尼器可使阀芯的启闭动作较为平稳。但若堵塞(常有发生)，则会出现险情。图 5.7.6-6 示出 30 系列溢流阀的特性。

40 系列的先导式溢流阀是较为新颖的串列式结构，先导阀改用球面密封，见图 5.7.6-7。这种阀的工作与 30 系列相同，其溢流和卸荷特性见图 5.7.6-8。

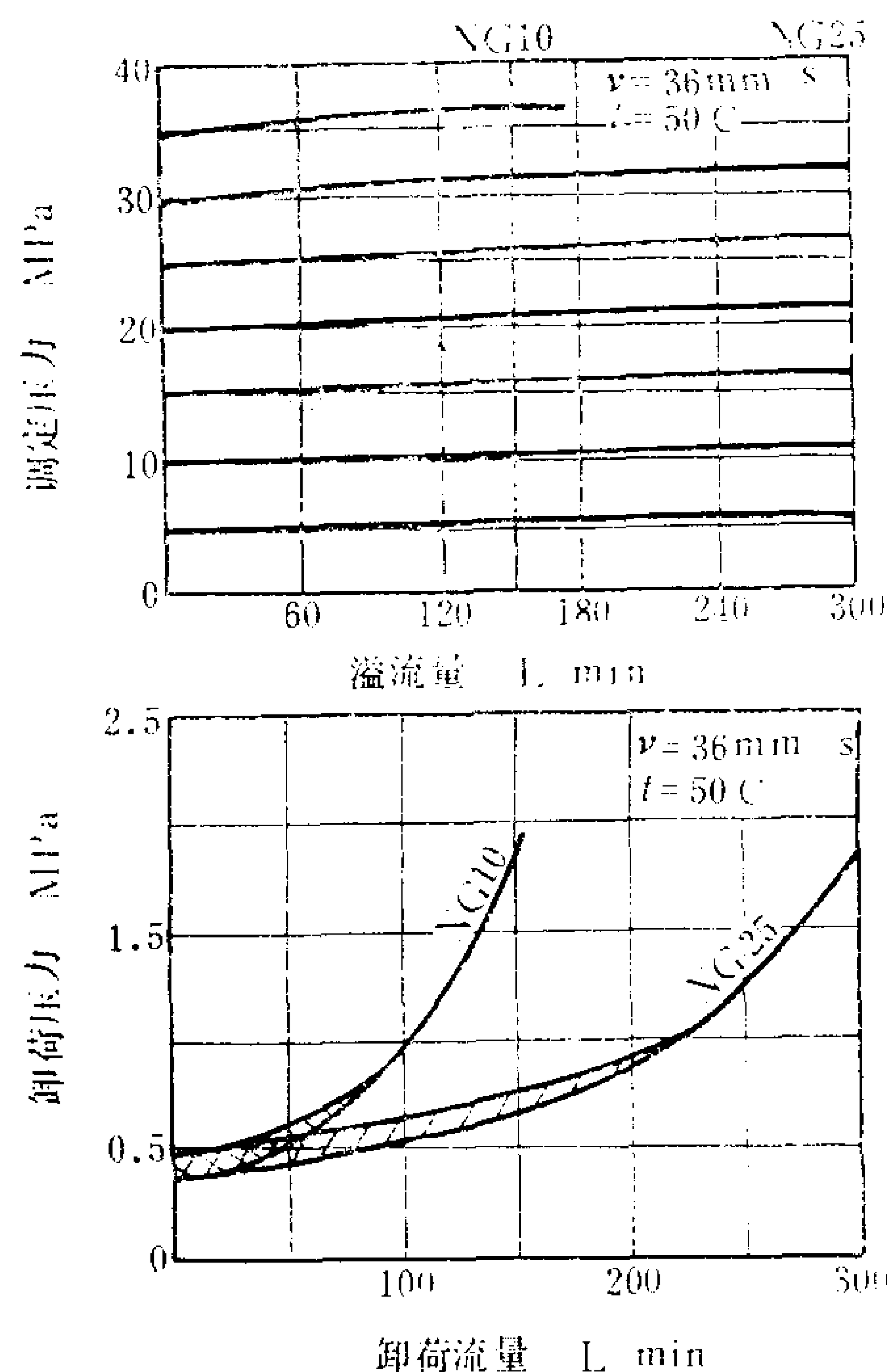


图 5.7.6-8 DB/DBW型 40 系列溢流阀的流量特性

2.2.3 Mo 7010 型双压溢流阀

图 5.7.6-9 示出Mo 7010 型双压溢流阀的插装式结构。其中，零件 1～3 是溢流主阀单元，4～6 是第 1 级调压单元，8～10 是第 2 级调压单元。当遥控口X压力为零时，溢流阀按第 1 级调定压力工作。

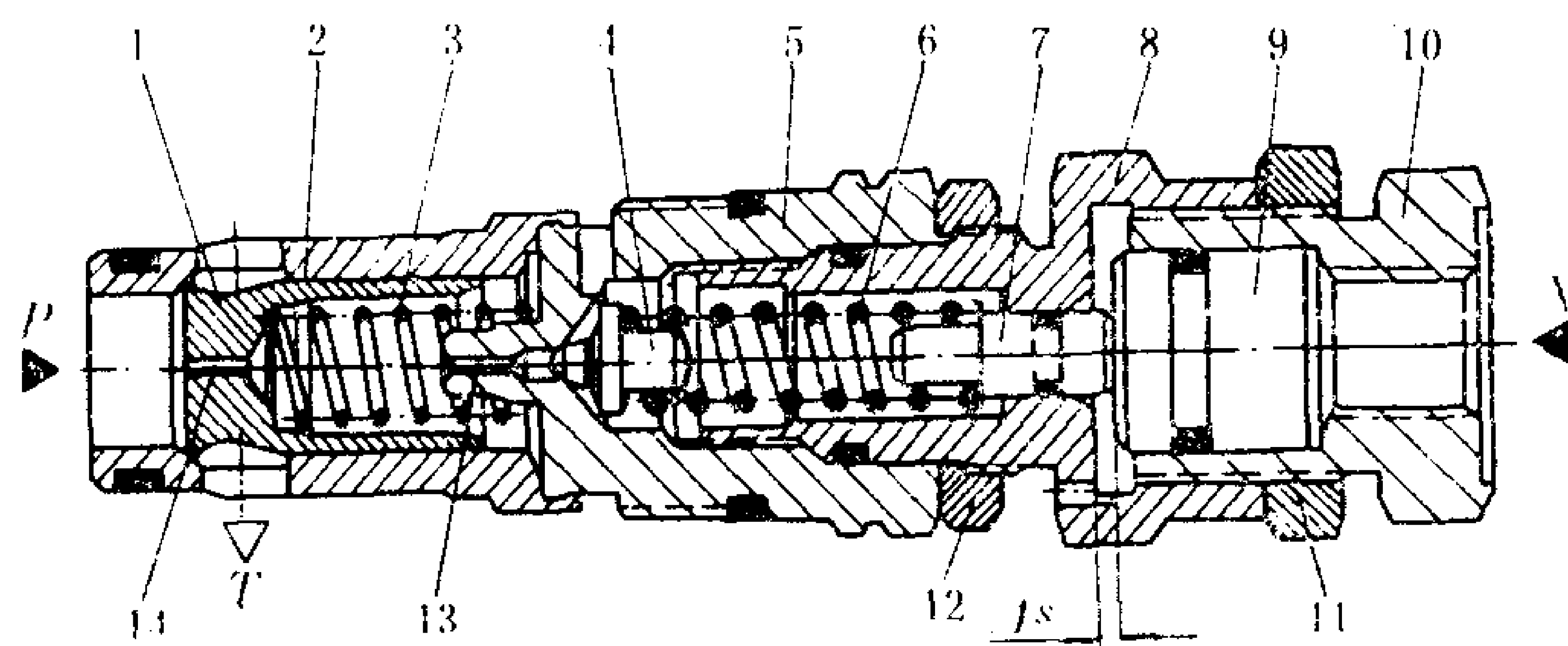


图 5.7.6-9 Mo 7010 型双压溢流阀（插装式）

1-溢流主阀芯；2-主阀套；3-复位弹簧；4-先导阀芯；5-先导阀套；6-调压弹簧；7-滑销；8-调压螺套；9-活塞；10-调压螺套；11、12-锁紧螺帽；13、14-阻尼孔

当X口接有控制油压并到达规定压力时，活塞 9 向左移至极点（$\Delta s=0$），溢流阀按第 2 级较高的调定压力工作。

Δs取决于两个调定压力之差和弹簧 6 的刚度，可以用 10 调定并以 11 锁定。然后，在X口压力为零时通过调压螺套 8 来调定第 1 级的调定压力。

DBW型是带电磁阀（有卸荷功能）的先导式溢流阀，如图 5.7.6-10 所示。溢流主阀亦为插装式结构。其中，电磁阀是二位二通常开型。当线圈a不通电时，该阀为卸荷工况，通电以后才恢复溢流阀的功能。

2.2.4 溢流阀特性曲线

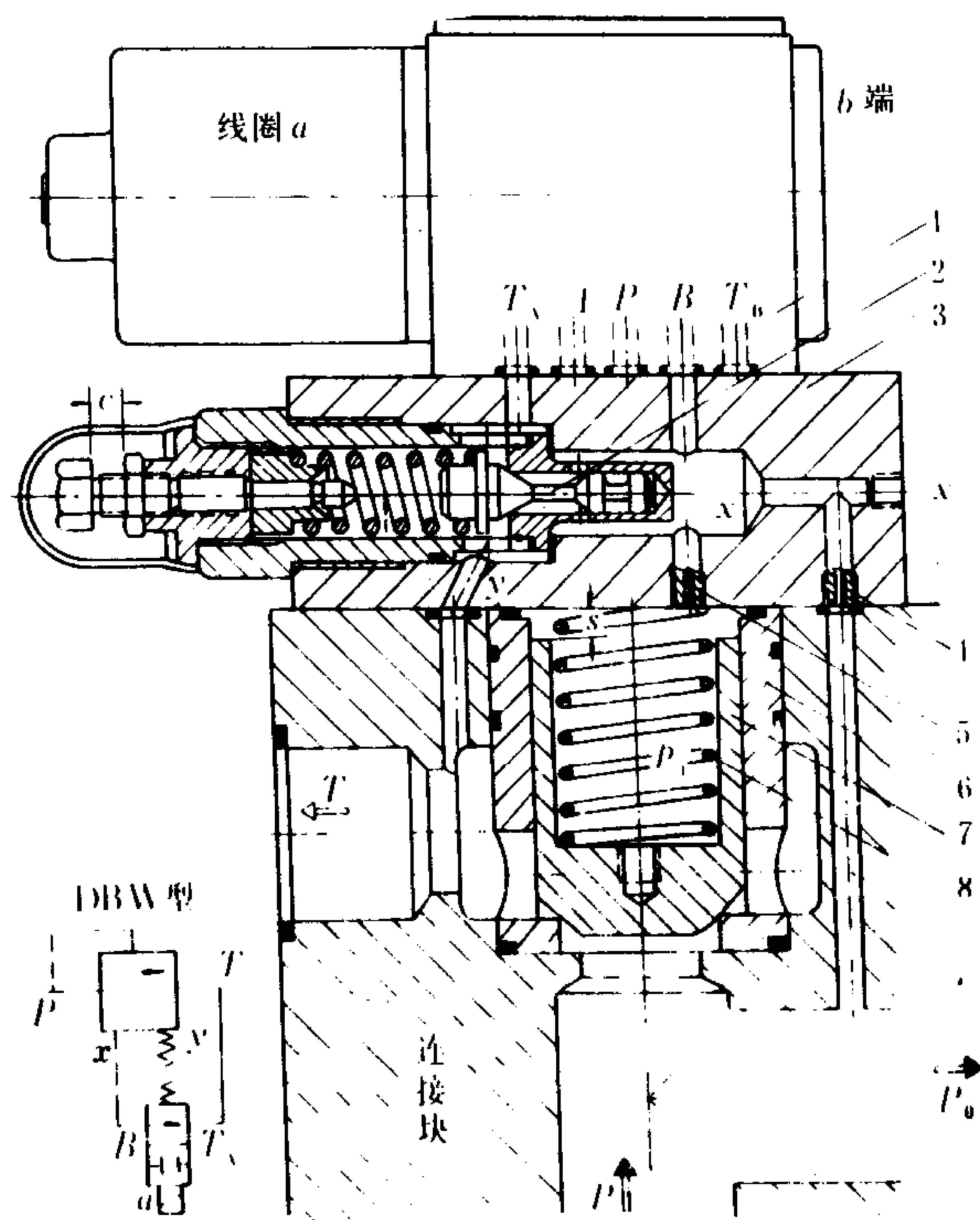


图 5.7.6-10 DBW型电控卸荷溢流阀（混合连接）

1-电磁阀（二位二通）；2-先导阀芯（带阻尼）；3-调压阀；4、5-阻尼器；6-主阀套；7-主阀芯；8-复位弹簧；c-记录长度

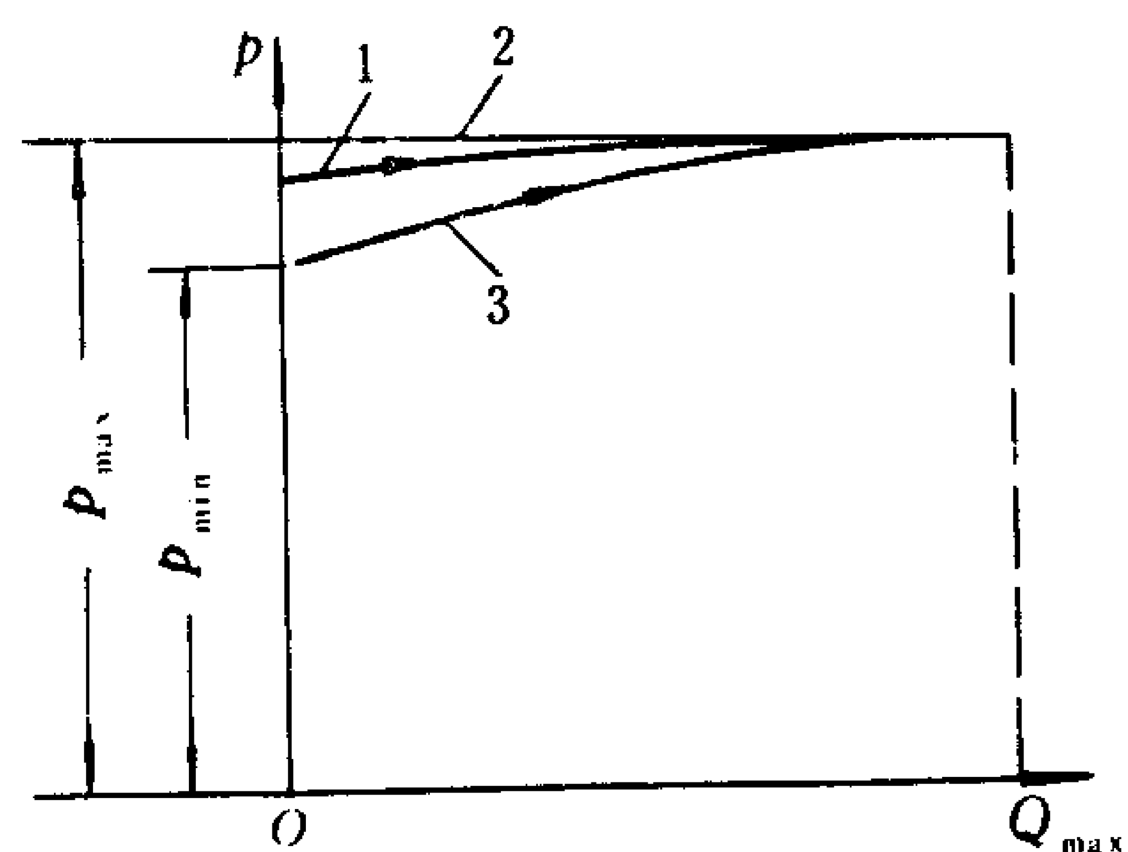


图 5.7.6-11 溢流特性

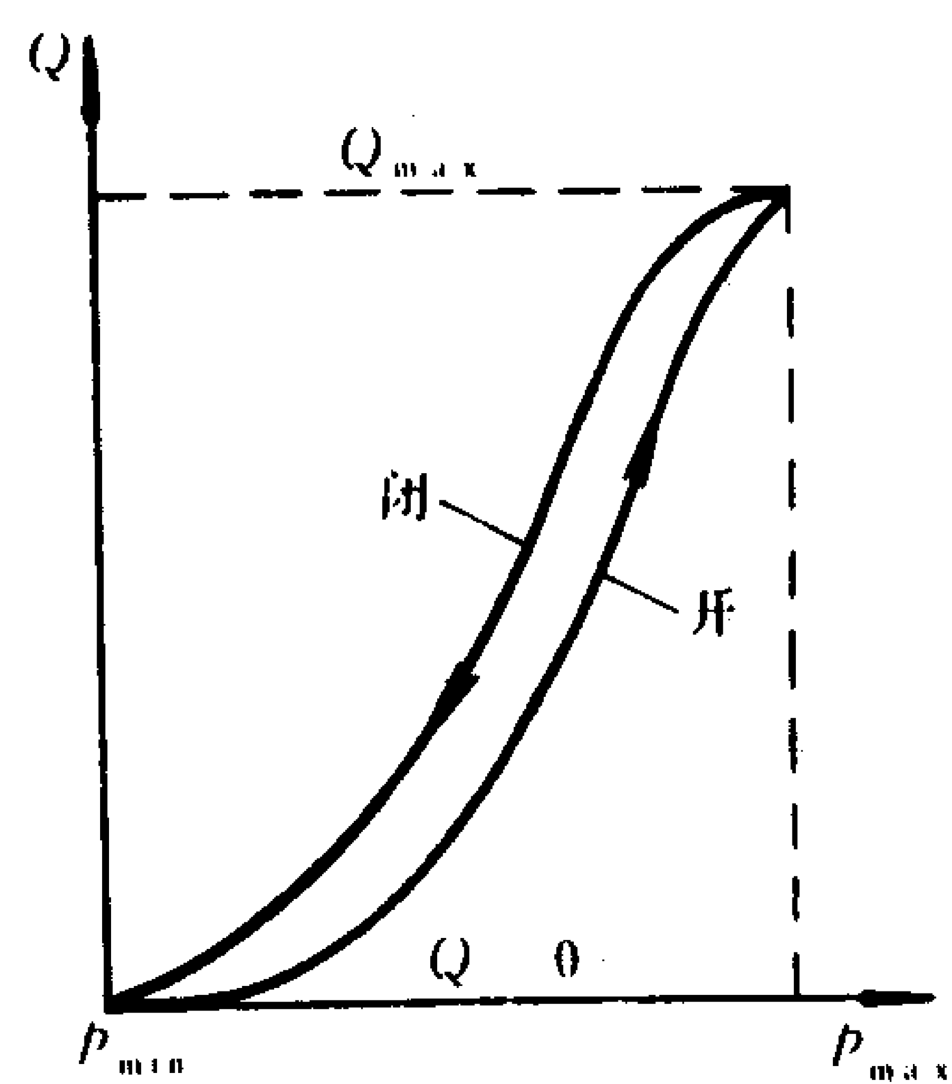


图 5.7.6-12 溢流阀的启闭特性

图 5.7.6-11 示出溢流阀的溢流曲线，p_{min}是开启压力，p_{max}是对应于最大溢流流量时的压力。曲线 2 是理想特性曲线，曲线 1 是先导式溢流阀的特性曲线，曲线 3 是一般的直动式溢流阀的特性曲线。当用作卸荷阀时，其额定流量下的压力损失是反映阀性能的重要指标，称卸荷压力。

图 5.7.6-12 是溢流阀的启闭特性曲线。由于阀芯开启前后受力面积、压力分布以及液动力等的改变，启闭曲线不可能重合。启、闭压力与p_{max}的比值，表明阀启、闭特性的好坏。

图 5.7.6-13 示出了溢流阀开启时的动态过渡过程。通常，把瞬时压力峰值与调定压力的差值称为压力超调量。先导式溢流阀的压力超调量一般较小。

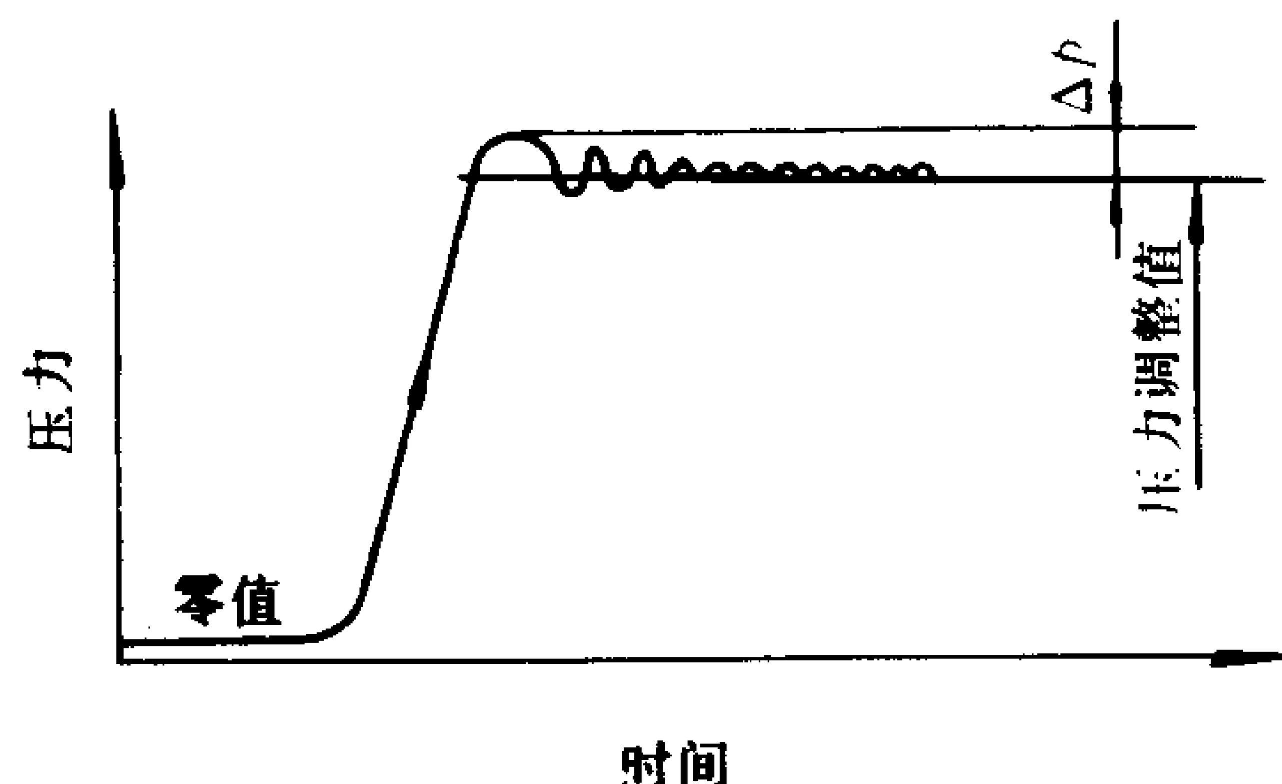


图 5.7.6-13 溢流阀的动态曲线

2.3 顺序阀

顺序阀是根据油压自动启闭油路使之按一定顺序通流的阀件。它要求有较小的压力损失。

DZ型顺序阀的结构如图 5.7.6-14 所示。先导阀为滑阀型。当控制油压在阀芯 2 左端的推力大于右端的弹簧作用力和弹簧腔的泄油作用力时，阀芯 2 就向右移，

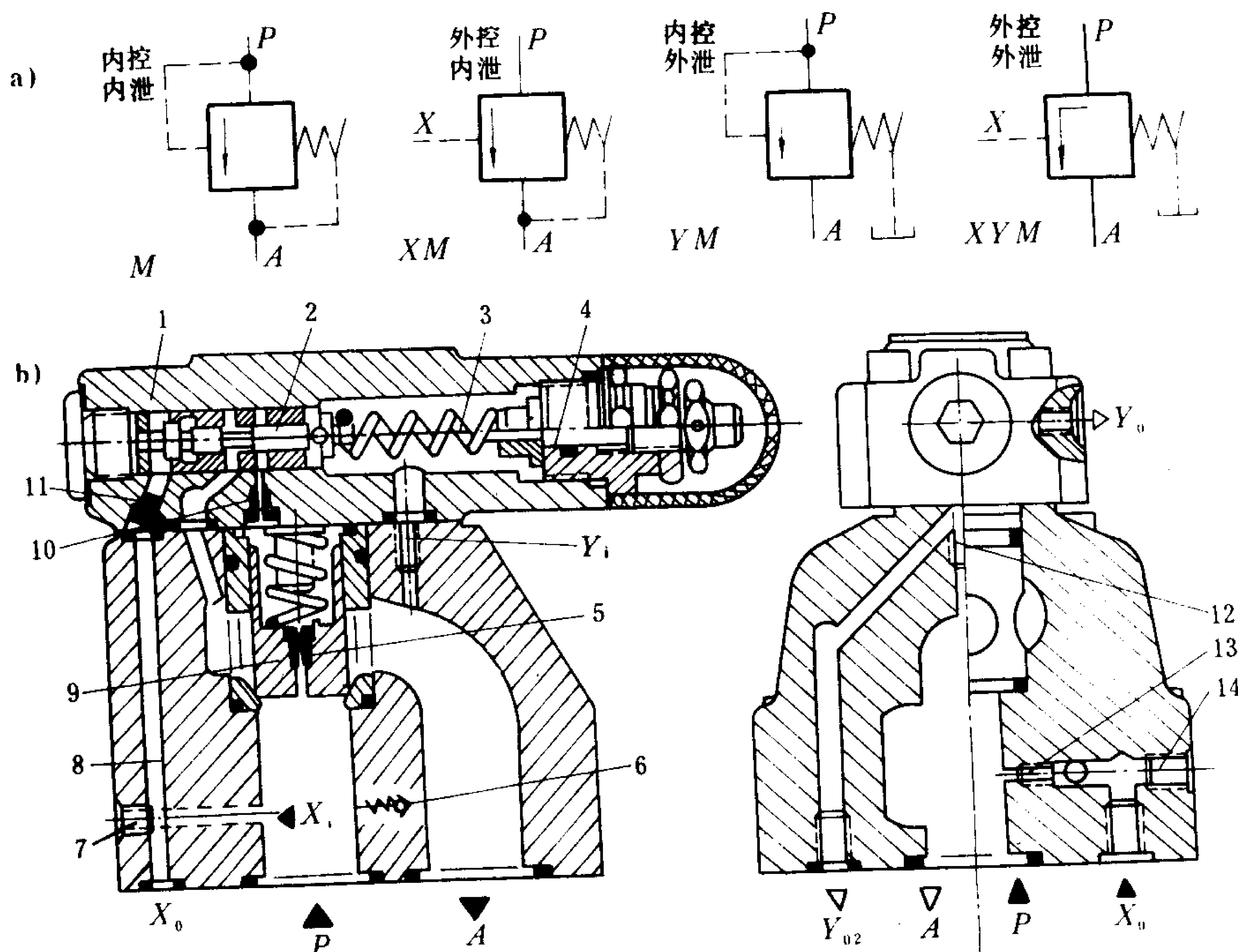


图 5.7.6-14 DZ型顺序阀

a）机能图；　b）结构图

1-滑阀式调压阀；2-导阀阀芯；3-调压弹簧；4-调压杆；5、10、11-阻尼器；6-单向阀(按需要配备)；7-螺塞；8-通道；9-主阀芯；12、13、14-螺塞；Y_{01}、Y_{02}-外泄油口；Y_1-内泄油口；X_0-外控油口；X_1-内控油口

主阀上腔则经阻尼器10向A口泄油，于是主阀芯离开阀座而使主油口P、A连通。

顺序阀的先导阀应当感测压力的高低而不是压差的大小，因此先导阀弹簧腔必须经Y_{o1}或Y_{o2}连通油箱。只有在A口压力等于系统回油压力时，弹簧腔的油液才可以经由Y_1泄入A口。

顺序阀的控制油多半是从外部经X_0口进入先导阀芯的左腔（称为外控式）。通过安装的变动，亦可经X_1口，从P口把油引入（称为内控式）。

当外控时，主油路P-A的通断仅取决于外控油压的大小，亦即启闭主阀的外控油压可以低于P口的压力。但为了工作平稳和避免因外控系统的液压冲击而误开启，外控压力一般应适当调高，中、高压系统可为3～4.5 MPa。

2.4 平衡阀

平衡阀实质上是顺序阀与单向阀组合的特殊应用，常见于绞车液压系统，用以平衡重物使之在空中保持悬挂状态。

2.4.1 分类

平衡阀分为内控式（图5.7.6-15 a）和外控式（图5.7.6-15 b）两类，其特点和用途见表5.7.6-5。

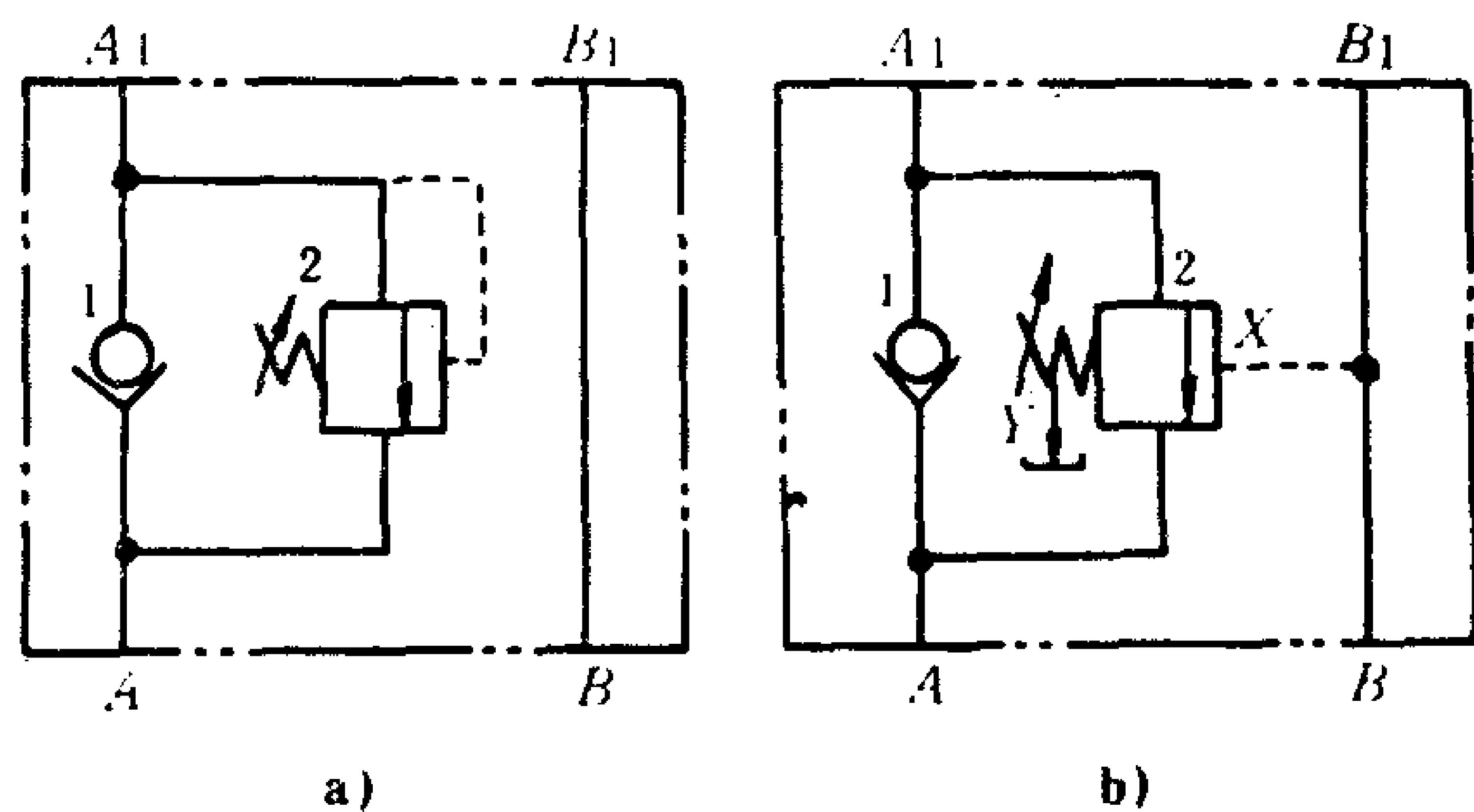


图5.7.6-15 平衡阀的油路
a) 内控式； b) 外控式

表5.7.6-5 平衡阀的种类和用途

名 称	结构特征	节流效应	用 途
内控平衡阀	单向阀并联内控顺序阀	强	荷重不变的绞车，如变幅绞车和吊艇机
外控平衡阀	单向阀并联外控顺序阀	强	荷重变动的绞车，如起重机
		弱	同上

2.4.2 内控平衡阀的工作原理

它是单向阀与顺序阀并联而成的组合阀，见图5.7.6-15 a)。

1）起升工况—压力油自A口经单向阀1流至液压马达。

2）下降工况—由重物倒拖和液压泵进油所产生的压力油自A_1口进入，当压力高于阀2的调定开启压力时，顺序阀开启，重物下降。

3）下降的制动过程—液压泵处在卸荷状态，平衡阀因控制压力不足而关闭，重物停止下

降前的惯性能量在顺序阀 2 中消耗而被制动。

4）悬挂工况—停于空中的重物所产生的油压低于平衡阀的开启压力，系统因阀 1 和阀 2 的封闭而使重物悬于空中。

内控平衡阀的弹簧刚度应较顺序阀大，其开启压力应该满足下列条件：

$$p > p_M \tag{5.7.6-1}$$

或

$$p = p_M + p_L \tag{5.7.6-2}$$

式中：p——内控平衡阀的调定开启压力，MPa；

p_M——由重物产生的油压，MPa；

p_L——重物下降时，泵的供油压力，MPa。

在现场调试中，内控平衡阀的开启压力应从较大的数值开始，根据重物在制动过程中的冲击力和制动距离来逐步降低，直到满意为止。

由式 5.7.6-2 可知，绞车空载下降时的供油压力p_L将因p_M为零而增大，这是不合理的。所以，内控平衡阀不宜用于起重量变化的场合。

2.4.3 外控平衡阀

外控平衡阀是单向阀与外控顺序阀和安全阀的组合阀。其工作原理见图 5.7.6-15 b)。

1）起升工况—泵的供油从阀的A口经单向阀 1 流至液压马达。

2）下降工况—泵的供油从阀的B口流至液压马达，同时亦进入阀的外控口X，使顺序阀 2 开启，将液压马达的排油回路接通，重物得以下降。下降的速度和平衡性取决于控制压力、弹簧刚度和它的结构。通常，平衡阀应有较强的节流作用。如果节流效应很弱，就必须在A口串接一只单向可调式节流阀。

3）制动过程—液压泵卸荷，阀的X口失压，顺序阀关闭，重物下降的惯性能量可能会在阀的A_1口引起液压冲击，可通过安全阀泄放，这时重物将再滑落一段距离才停顿。

4）悬挂工况—液压泵仍然卸荷，阀 1、2、3 关闭不漏，重物将悬在空中。

阀的调节如下：

1）外控顺序阀的开启压力—它等于X口的控制压力。此压力越低，下降工况需要的供油压力也越低，但工作不易稳定。若系统回油总管存在液压冲击并能传递至X口，正在悬挂的重物就有可能由于顺序阀的误开启而酿成事故。所以它的开启压力通常规定为 3.5～4.5 MPa。

2）安全阀的开启压力——一般可按额定起重量供油压力的 1.15～1.25 倍进行预调。如果绞车、杆件、索具或管道出现过大的冲击和振动，则应适当调低。

3）重物下降速度的均匀性—若节流过弱，重物加速下降。当液压马达及油量大于泵的供油量时，X口失压，顺序阀关闭，重物停顿。随后，B口重新升压，顺序阀再次开启，重物又行下降，如此循环下去，下降便呈现“点头”现象。此时，应将节流口适当调小。

图 5.7.6-16 所示是DBRF型外控平衡阀的结构。重物起升时，压力油从A口经单向阀自A_1流出，回流则经B_1B流通；下降时，油泵压力油在B口分为两路：一路从B_1口直达液压马达；另一路经阻尼孔 9 进入顺序阀芯右端面 8，克服弹簧 2 和 1 的推力，使阀芯 7 左移，液压马达排油从A_1口经节流孔 3、油口A返回。

重物转入悬挂状态时，其惯性能量将在安全阀中转变为热量。

图 5.7.6-17～图 5.7.6-19 所示是该阀的特性曲线（通径 25 mm）。其中，阀芯A具有较强烈的节流效应（见图 5.7.6-17），即同样大小的流量有较大的压力损失。

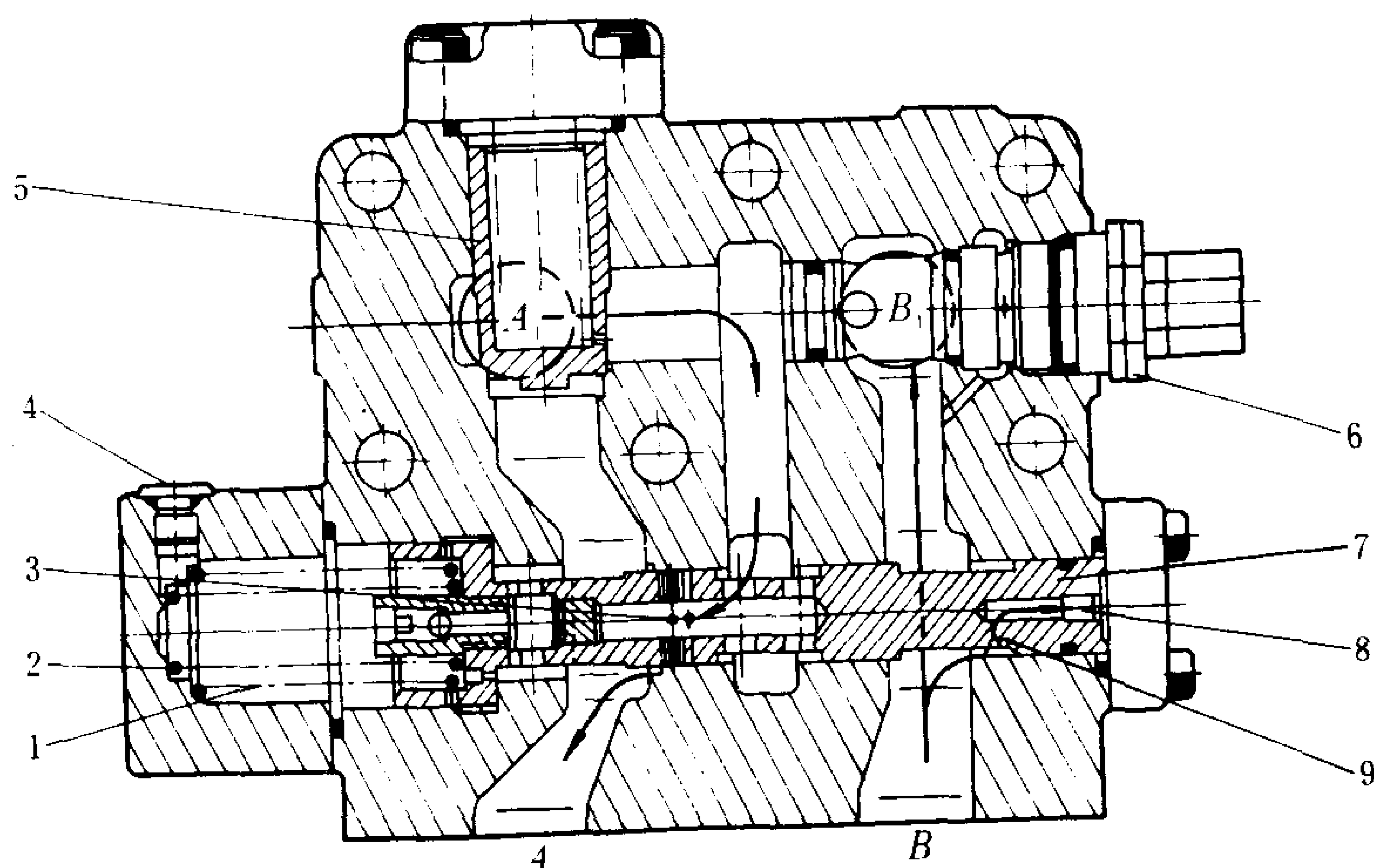


图 5.7.6-16 DBRF型外控平衡阀

1、2-弹簧；3-节流孔；4-螺塞；5-单向阀；6-安全阀；7-顺序阀芯；8-控制油作用面；9-阻尼孔

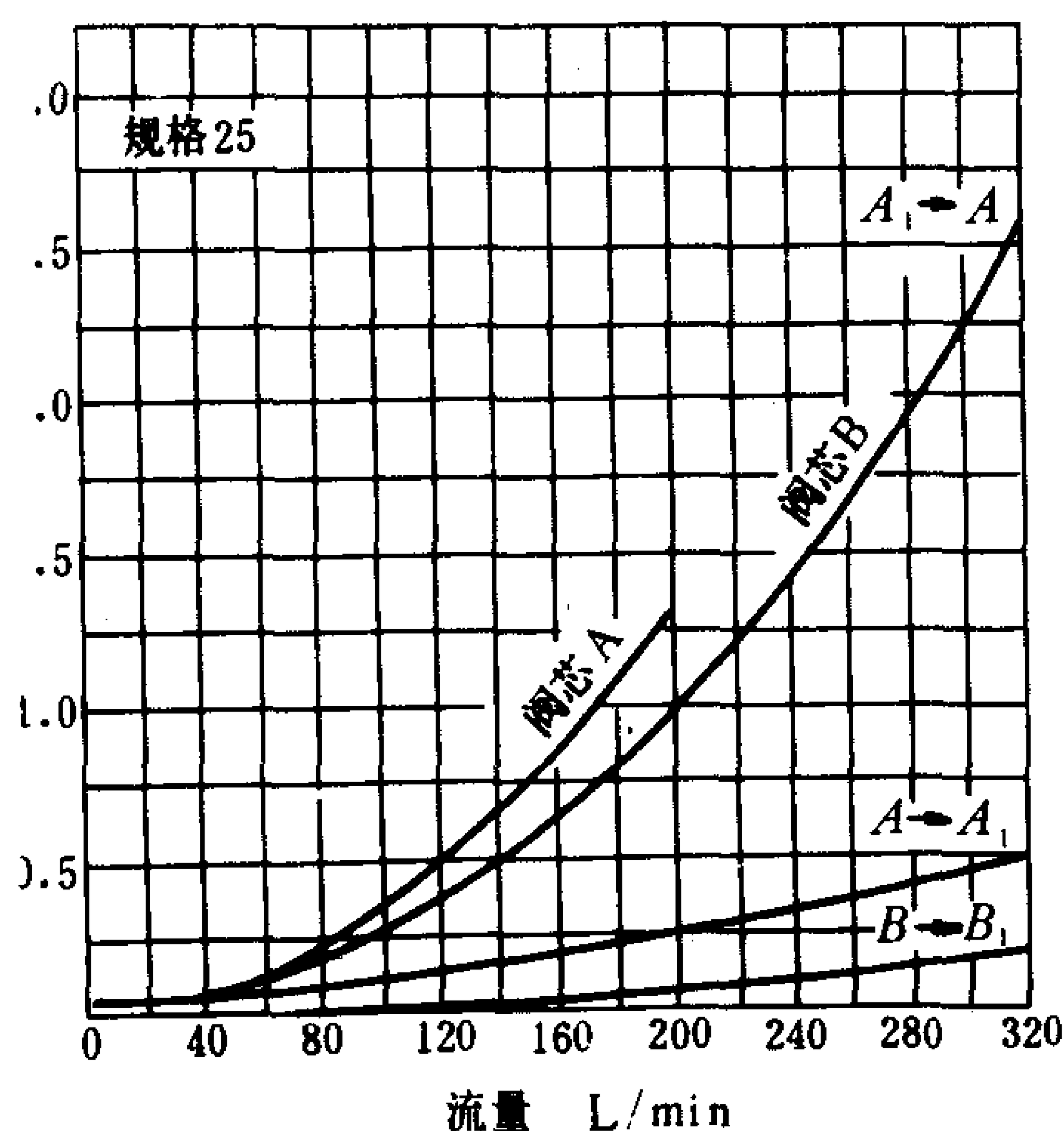


图 5.7.6-17 DBRF型平衡阀的压差-流量特性

图 5.7.6-20 示出 DVCA 522 P 20 E 型平衡阀的剖面。单向阀置于顺序阀芯内，重物上升时，压力油从A口经单向阀A_1口流向液压马达。重物悬挂时，单向阀关闭。重物下降时，控制油作用在控制活塞左端面，推动顺序阀芯向右位移，越过余面d后方将反向油路A_1-A打开，它的最大开度等于（$s-d$），由定距套长度决定。

旋转左端盖和右端盖，可以改内控为外控，改内泄油为外泄油，或者相反。

此种平衡阀需与单向节流阀串联使用。

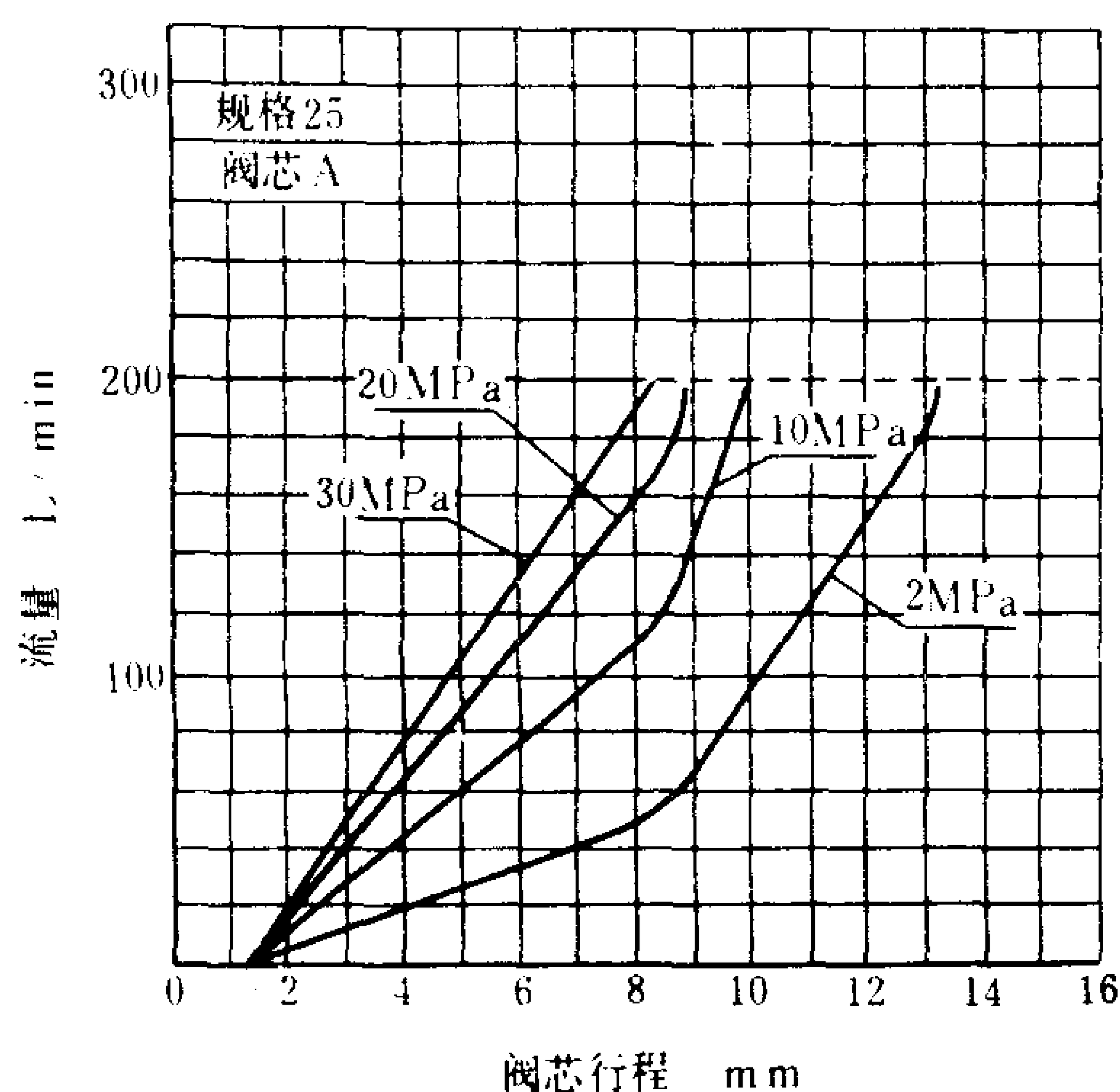
2.5 减压阀

减压阀用来为系统支路提供压力较低的油，有定值减压和定比减压两种。

图 5.7.6-21 表示减压阀的原理。其中，p_1和p_2是阀的进、出油口及其压力，y是外泄油口。压力油以压力p_2进入，经减压后以压力p_1流出，并作用于阀芯的左端，其右端面则承受着（可调的）弹簧推力，略却液动力不计，节流开口量x即取决于这两种力的变化。在弹簧调定以后，一旦压力p_1上升，开口x就会关小，节流损失增大，p_1也就下降，直到恢复原调定值或按某种斜率而略有上升。

定值减压阀的结构特征是阀芯的左、右端直径相等，见图 5.7.6-22 上部a。在p_2未能推动阀芯前（图上曲线oc）：

$$p_2 \approx p_1 \qquad (5.7.6\text{-}3)$$



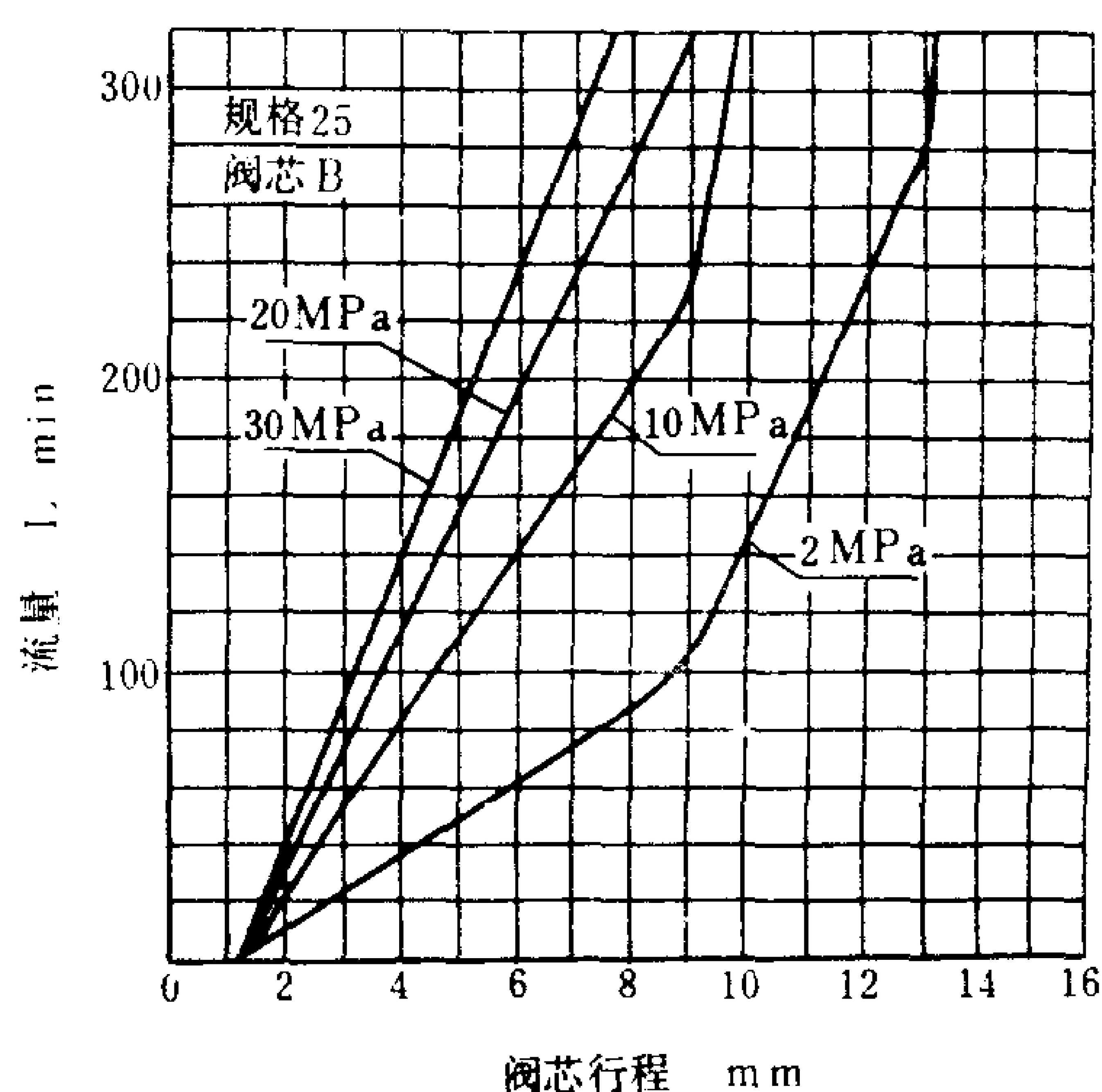


图 5.7.6-18 DBRF型平衡阀的流量-阀芯行程特性

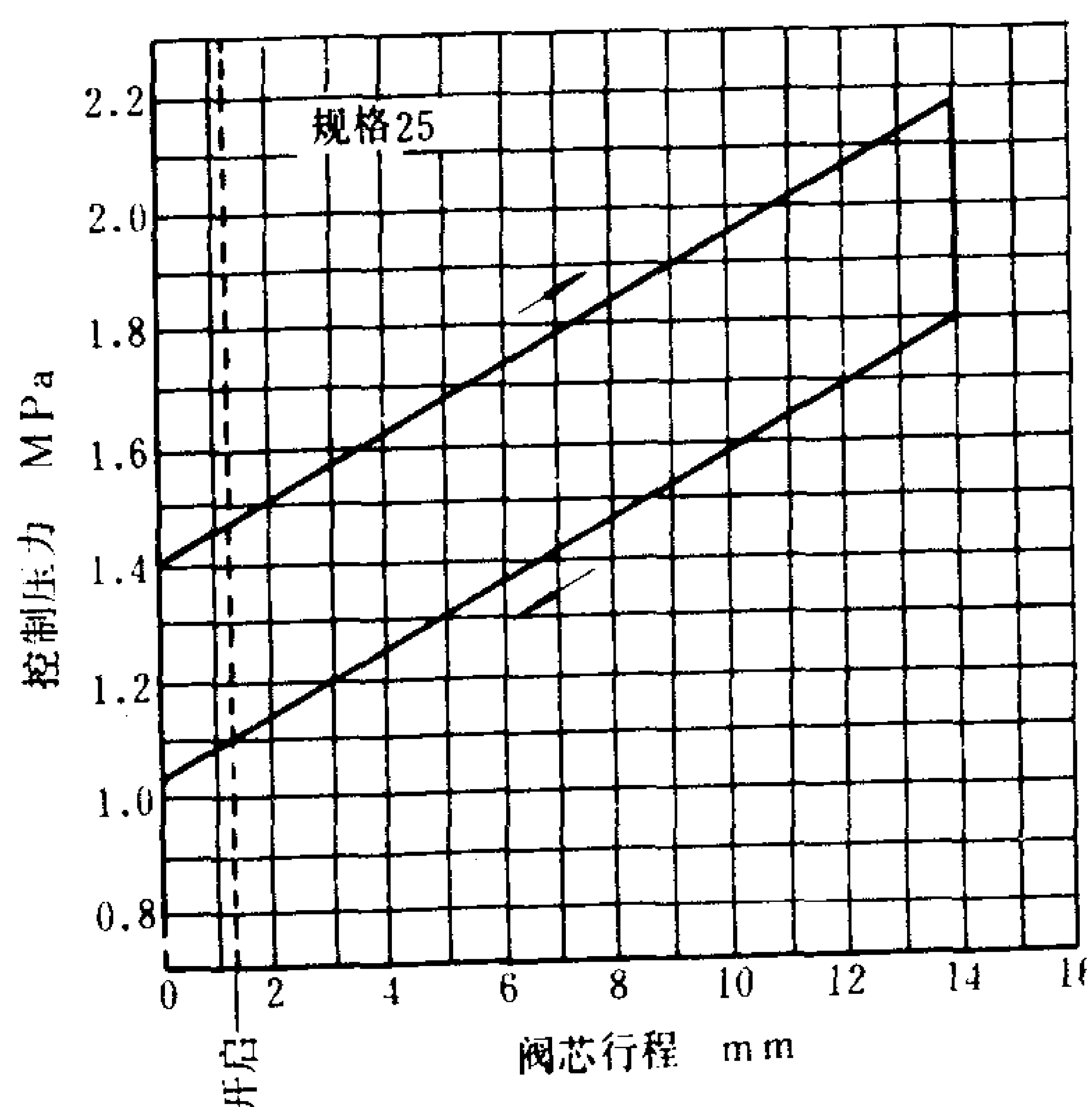


图 5.7.6-19 DBRF型平衡阀的控制压力-阀芯行程特性

当p_2升高、阀芯开始移动后

$$p_2A_2=F_s$$

并有

$$\frac{dp_2}{dp_1}=0 \qquad (5.7.6\text{-}4)$$

因此，定值减压阀的p_2-p_1曲线可用45°射线oc和水平线cA表示。如把弹簧调紧，减压压力升高，c点就移至c'点。

定比减压阀的结构特征是阀芯两端直径不等，见图 5.7.6-22 上部b。在p_2不足以推动阀芯位移之前，仍然是$p_2\approx p_1$。在p_2能使阀芯位移以后，静力平衡方程应是

$$p_2A_2=p_1(A_2-A_1)+F_s$$

或

$$\frac{dp_2}{dp_1}=(A_2-A_1)/A_2 \qquad (5.7.6\text{-}5)$$

也就是说，定比减压阀第二工作段的p_2-p_1曲线是一条斜率为常数的直线cB。

通径等于和大于10 mm的高压减压阀，通常都带有先导阀。图 5.7.6-23 示出通径20、25或30 mm的DR型减压阀的剖面。当出口A的压力p_2足以使先导阀开启时，主阀芯11上腔将经14泄压而升起，7与11之间的节流通道面积因而缩小，从而使出口A的压力稳定在低于P口的某一调定值。图 5.7.6-24 表示DR型减压阀的性能曲线。

减压阀是借助节流而实现减压的元件，能量损失和温升较大，因此只在简化系统或保证设备安全的优点占优势时才被采用。

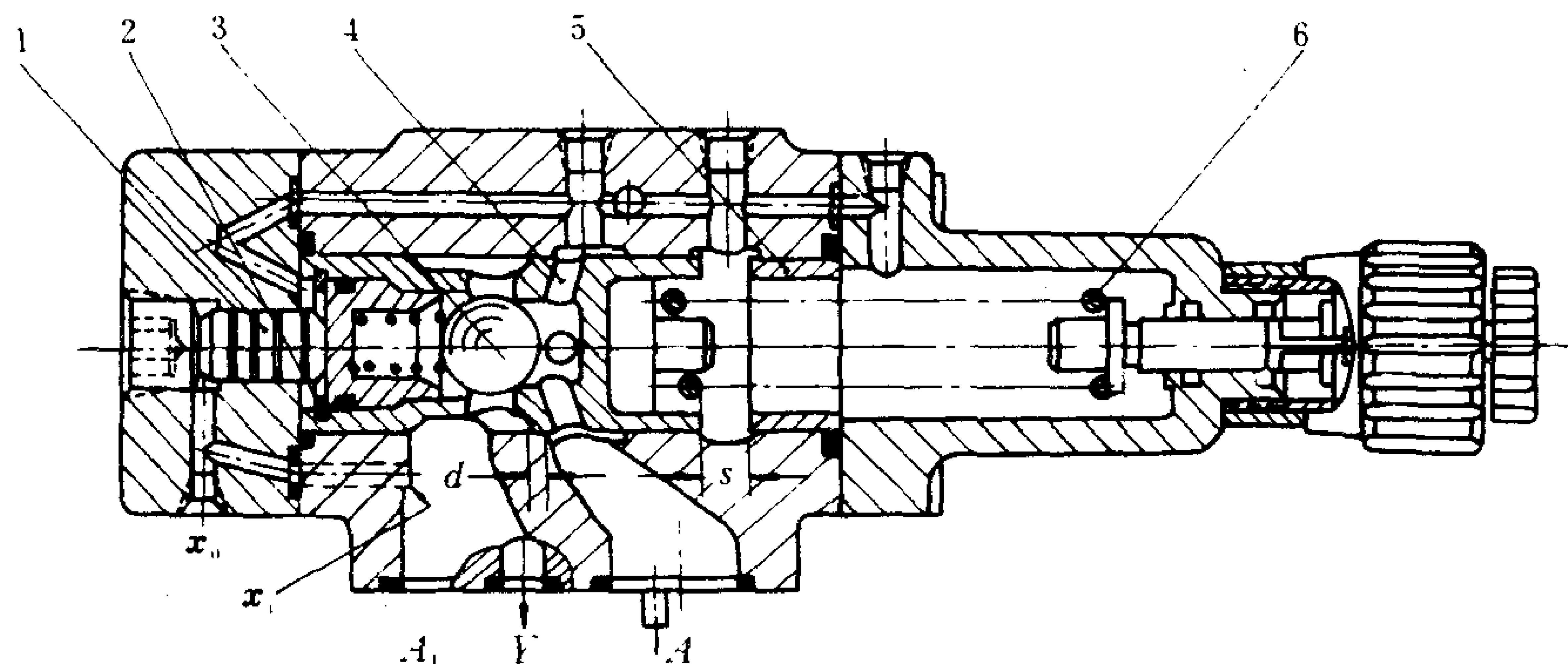


图 5.7.6-20 DVCA 522 P 20 E型平衡阀
1-控制活塞；2-卡环；3-球形单向阀；4-阀芯；5-定距套；6-弹簧

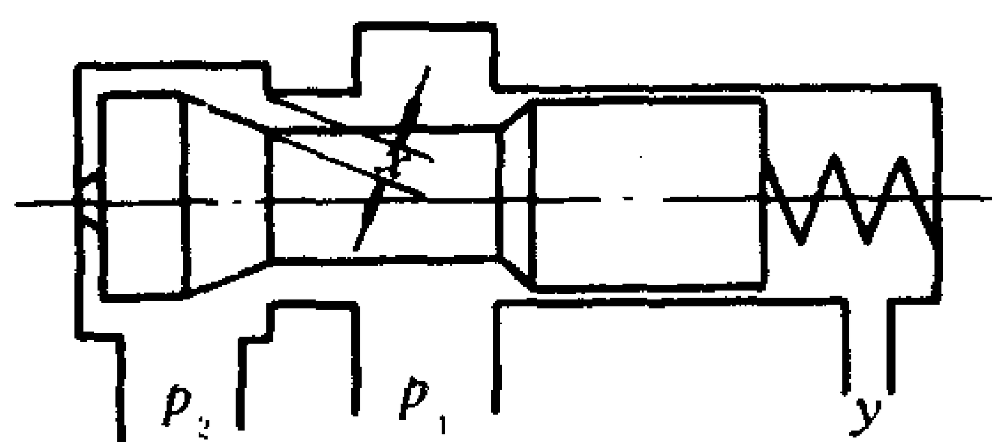


图 5.7.6-21 减压阀原理

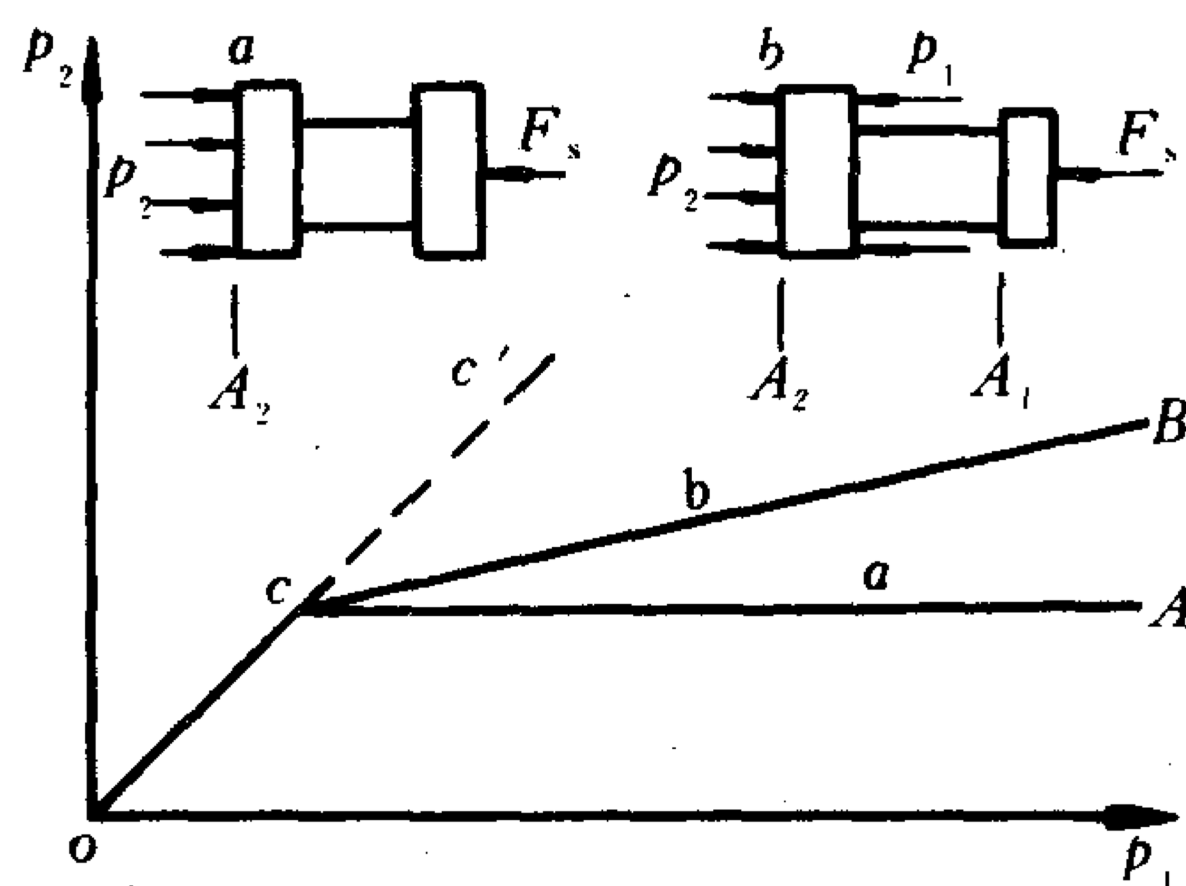


图 5.7.6-22 定值和定比减压阀特性
a-定值阀阀芯； b-定比阀阀芯

3 流量控制阀

控制流量大小的阀件统称流量阀。根据流量的函数式

$$Q=f\ (KA\cdot \Delta p) \tag{5.7.6-6}$$

可知，流量的大小与阀的结构常数K、节流通道面积A和进出口压差Δp有关。

3.1 节流阀

单纯依靠节流通道面积A的改变而调节流量的阀件称作节流阀。图 5.7.6-25 所示为LA型单向节流阀，它有流量控制和反向畅通两个功能。

当油流方向为$A_1\rightarrow A$时，阀有流量控制功能。这是因为，零件 3 的上端和零件 4 的下端有相等的面积和油压，用手轮调节零件 4 使之下移而获得所需的节流开口量，即可实现流量的调节。

因为零件 3 和 4 是两个分离的元件，所以当油流方向为$A\rightarrow A_1$时，只需单向阀芯 4 克服弹簧的推力，就可使通路A-A_1畅通。

倘若零件 3 与 4 制成一体，则双向均有流量控制功能。

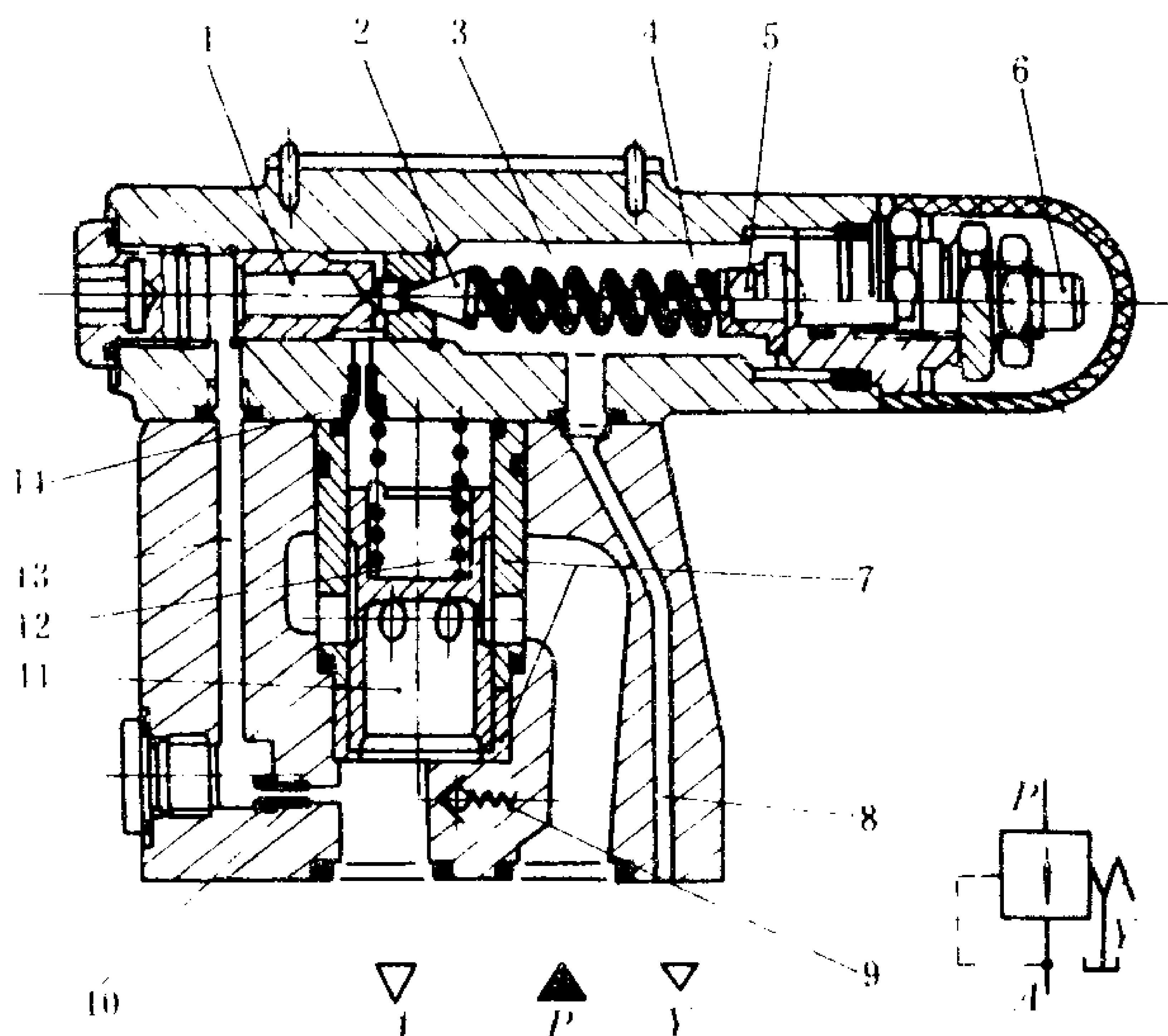


图 5.7.6-23　DR型先导减压阀

1、10、14-阻尼器；2-先导阀芯；3-调压弹簧；4-弹簧腔；5-弹簧座；6-调压螺丝；7-阀套；8-泄油通道；9-单向阀(选用)；11-主阀芯；12-复位弹簧；13-控制油通道

当负载油压有波动时，压差的变化会使节流阀的流量不稳。但因节流阀结构简单可靠，故在流量调节精度要求不太高的场合得到广泛应用。

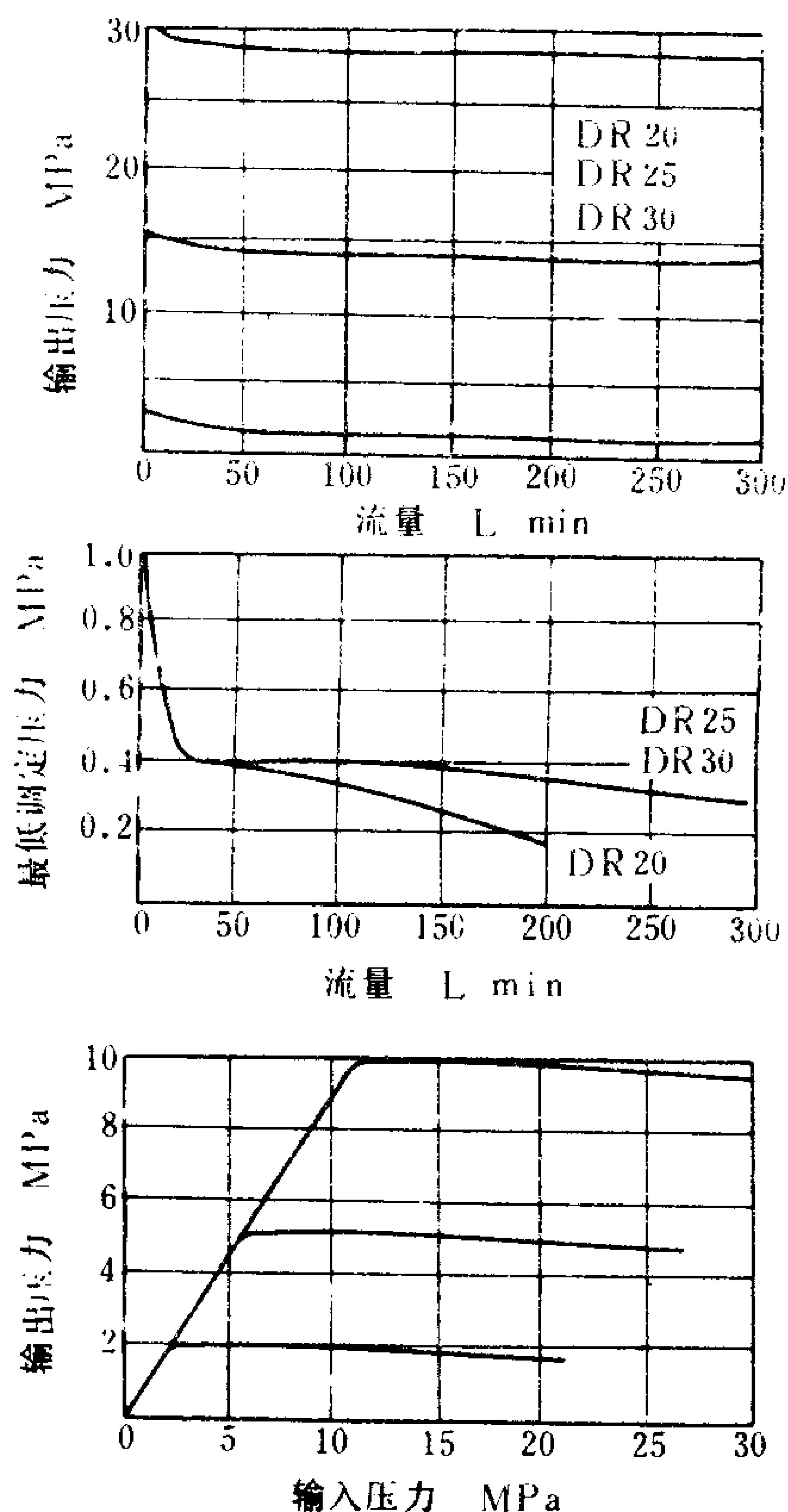


图 5.7.6-24　DR型减压阀性能曲线

3.2　叠置式双联单向节流阀

图 5.7.6-26 示出叠置式双联单向节流阀的结构。阀上有贯通的压力油道P、回油道T、控制油道X、泄油道Y和L。图左部是油液从A_1口向A口流动的情形。这时，A_1口的油液先经孔 7 进入左阀芯的右端，推阀芯向左获得畅通的开口(单向阀功能)。图右部是油液从B口向B_1口流动的情形。这时，油液先经孔道 9 进入右阀芯的右腔(参看左面的剖视图)，和弹簧一起将右阀芯向左推移直到右调节螺丝的左端部挂住右阀芯的卡环时，就在左端形成节流口。右调节螺丝外伸越多，右阀芯的节流开口也就越大。图 5.7.6-27 表示此阀在调节螺丝松出不同圈数时的流量-压差特性。

Z 2 FS型双联单向节流阀可以用来调节三位四通电液换向阀的换向速度，或限制油路的反向流速。

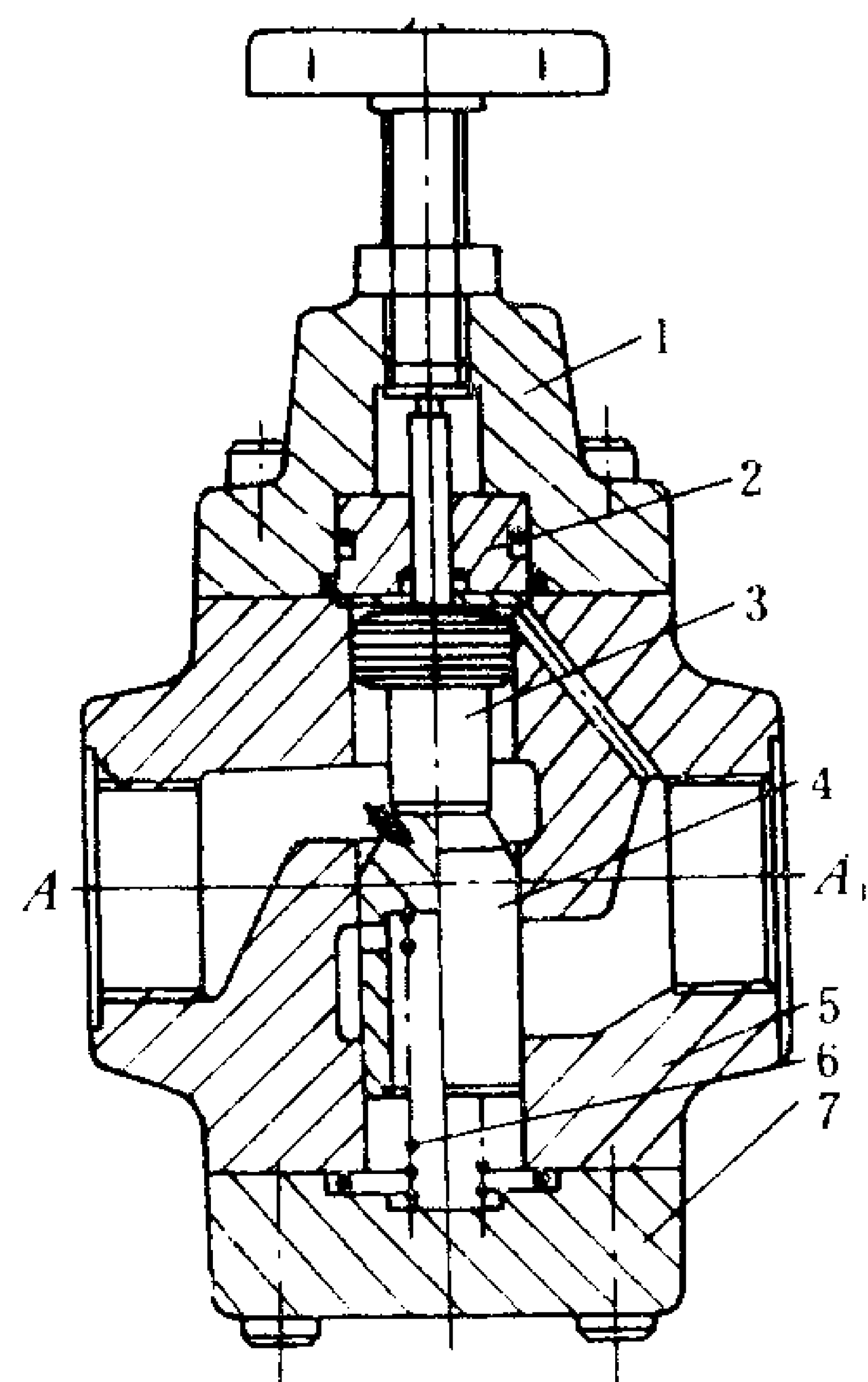


图 5.7.6-25　LA型单向节流阀

1-上盖；2-密封件；3-柱塞；4-单向阀芯；5-阀体；6-弹簧；7-底盖

3.3　同步阀（分流集流阀）

同步阀用来使使用同一油源的 2 个同规格液压缸在载负不同负荷时实现同步（或按一定比例）运动。其结构见图 5.7.6-28，工作原理如下：

图 8.3.5—84　晶闸管单杆起货机起升控制线路图

图 5.7.6-28　同步阀

a-集流；　b-分流　1-滑动阀套；2-对中弹簧；3-弹簧座；4 a-滑动阀芯（在集流工况位置）；5、8-集流节流孔；7-固定节流器；4 b-滑动阀芯（在分流工况位置）　9、10-分流节流孔

图 5.7.6-29　调速阀

1-调速柄；2-刻度盘；3-定差减压阀芯；4-封盖；5-节流阀；a-偏心三角形节流槽；b-通P_3的控制油道；c-减压阀的节流开口量；d-通P_2的控制油道；p_1-进油口及其油压；p_2-中间油压；p_3-出油口及其油压

图 5.7.6-30　2 FRM型调速阀的流量曲线

可调节流阀 5 通过节流通道面积的改变来调定所需流量。节流通道有受油液粘度影响的偏心三角沟槽式和不受粘度影响的薄刃式等两种。

定差减压阀 3 感受节流阀的进出口油压p_2和p_3，并据以改变本身的节流开口量c，以抵偿p_2或p_3的变化，使压差（p_2-p_3）保持不变，为稳定流量提供保证。

用手柄转动节流阀芯 5，可以通过偏心三角形沟槽的节流开口量c来改变流量。流量的大小可根据刻度盘 2 的标示从曲线图中查得。图 5.7.6-30 表示薄刃式 2 FRM型调速阀的流量曲线，变换不同刚度的弹簧，可以有不同的满刻度流量。

流量的稳定借助于定差减压阀 3。阀芯的F侧作用着油压p_3和弹簧推力，另一侧的两个面积均承受中间油压p_2，起着压力补偿作用的节流开口c的大小，则取决于这 3 个力的平衡。

4　方向控制阀

控制油液流动方向的阀件统称方向阀。

4.1　单向阀

单向阀有正向导通和反向截流两种功能，见图 5.7.6-31。

正向导通的流向为$A \rightarrow A_1$。其开启压力是指阀的进出口压差，它等于弹簧的推力。单向阀产品的开启压力通常有 3 种，其中最低的适用于液压泵的吸入端，见图 5.7.6-32 的曲线c。倘若系统回油背压需要提高至 0.5～ 1 MPa，则可改用刚度更大的非标准弹簧，并被称作背压阀。

反向截流的流向为$A_1 \rightarrow A$。此时，阀芯借助于反向压差和弹簧推力而关闭。关闭后，质量正常的单向阀，漏泄量不应随反向压差而增大，因为系统对单向阀的反向密封功能往往十分重视。

4.2　液控单向阀

液控单向阀除具有一般单向阀的反向截止功能外，还能在控制油压作用下实现反向导通。图 5.7.6-33 示出它的插装式结构。它可借来自油路 3 的油压，推动活塞 4，克服阀 2 上的反向（B向）油压，将阀开启，完成一般单向阀无法完成的BA向通流。

用于控制的油压一般都低于反向油压，控制活塞的面积常为单向阀作用面积的 3 倍以上。图 5.7.6-34 所示是威格士（Vickers）公司生产的叠置式双联液控单向阀（油路进出油

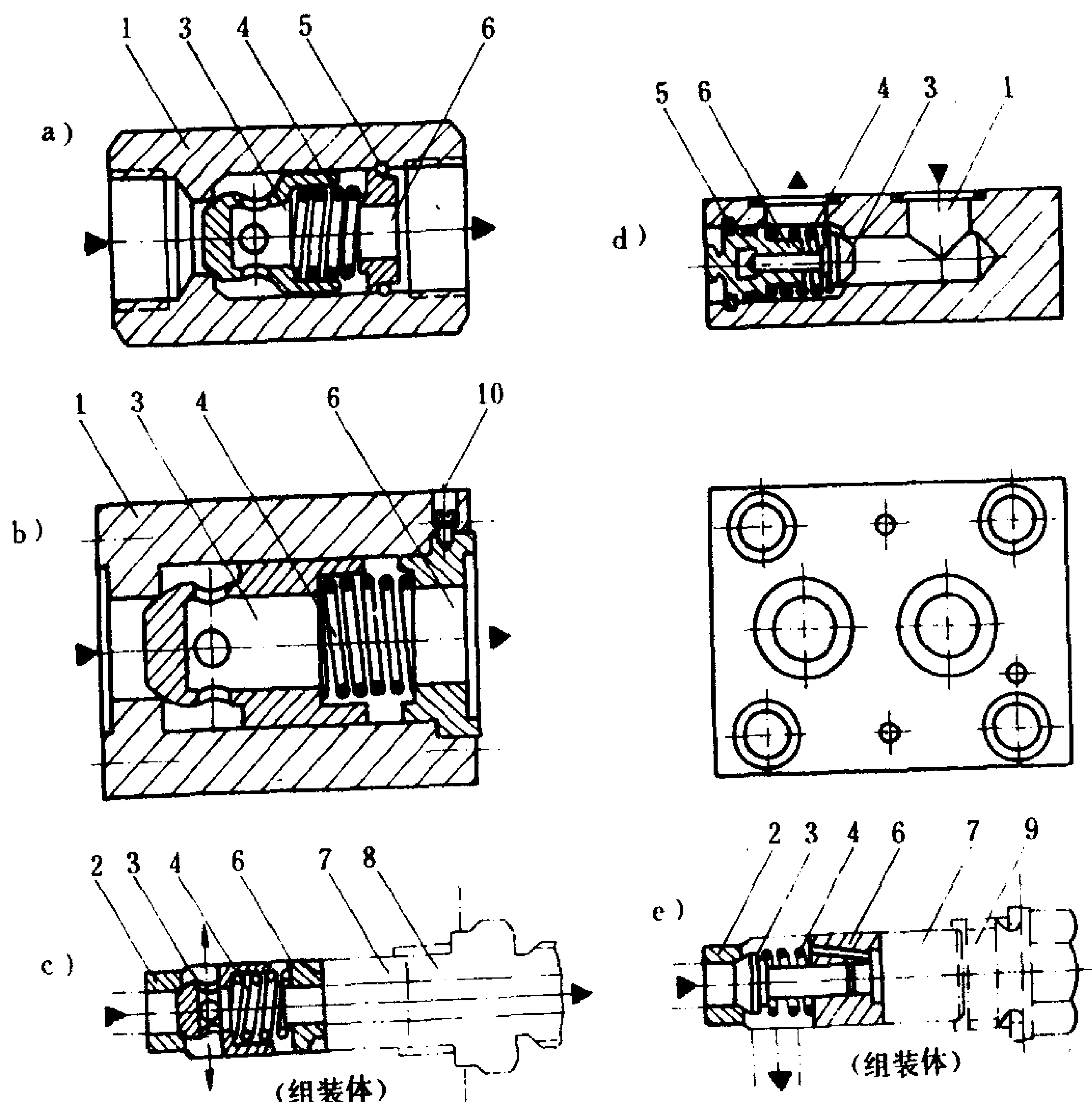


图 5.7.6-31　单向阀

a) 螺纹连接直通式单向阀；b) 法兰连接直通式单向阀；c) 插装式直通单向阀；d) 板式连接式单向阀；e) 插装式直角单向阀；1、2-阀座；3-阀芯；4-弹簧；5-卡簧；6-弹簧座；7-定距套；8-管接头；9-螺塞；10-销钉

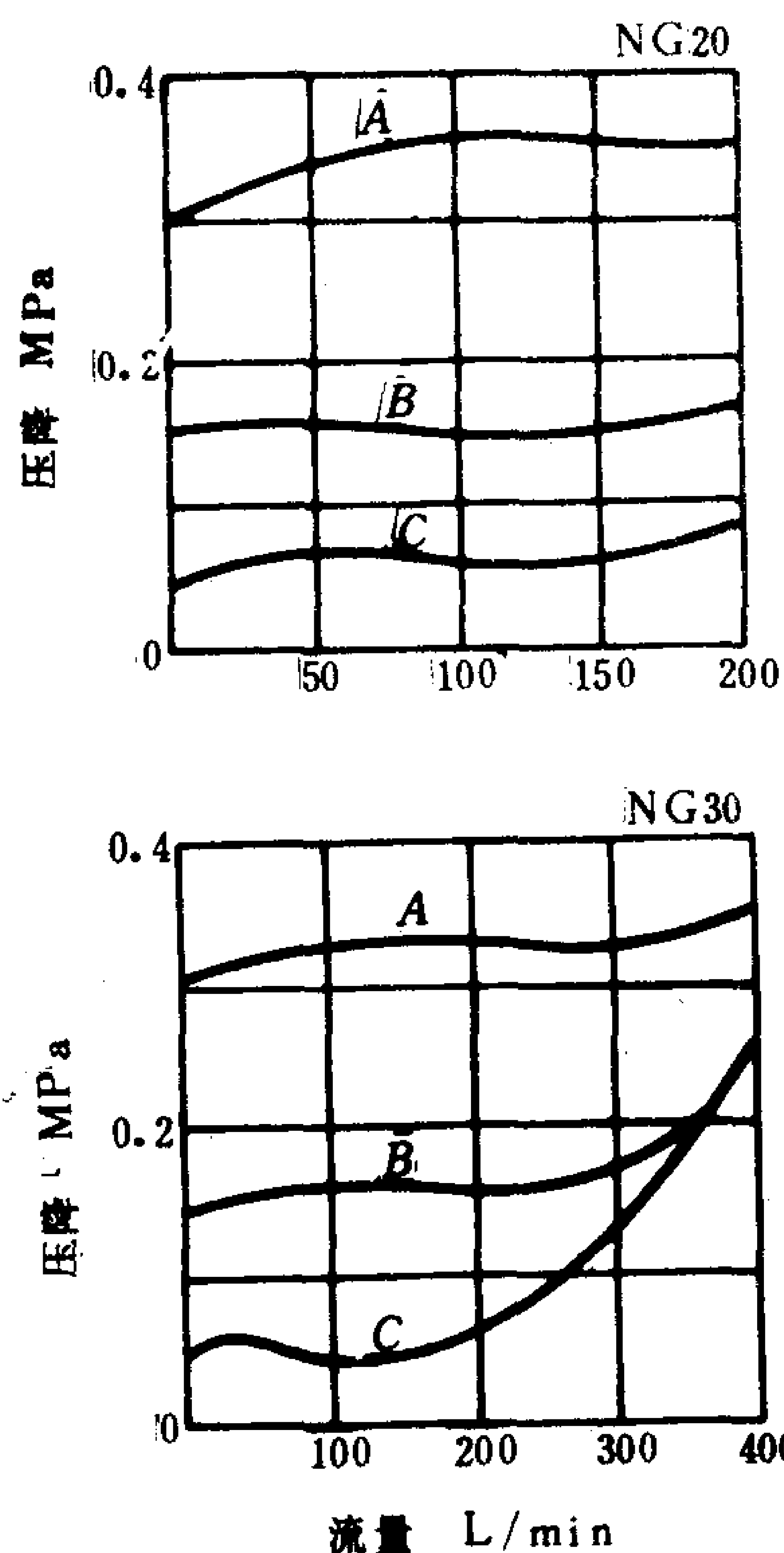


图 5.7.6-32 单向阀的流量特性

A、B、C

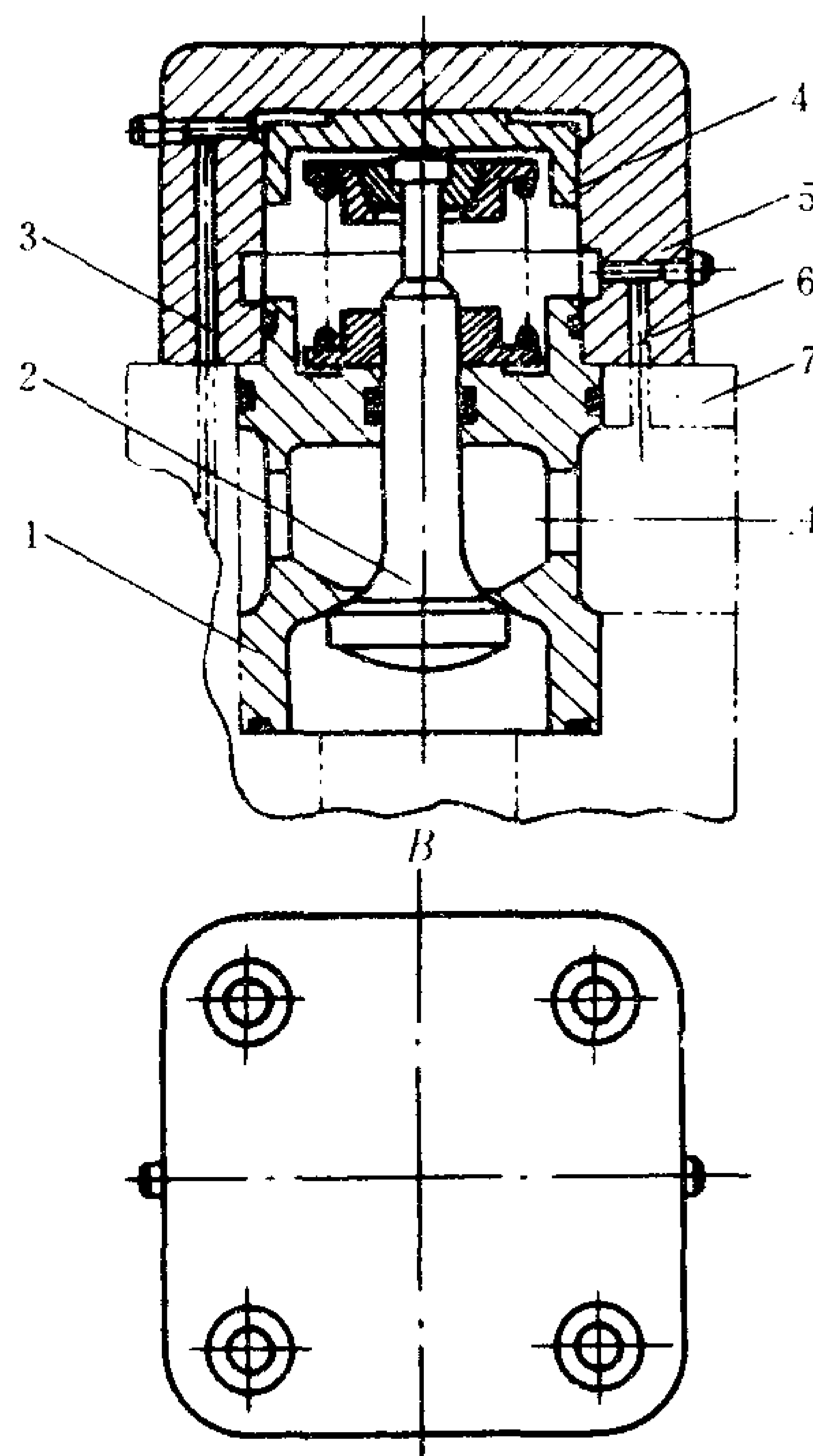


图 5.7.6-35 液控单向阀（插装式）

1-阀座；2-单向阀；3-控制油路；4-控制活塞；5-阀盖；6-泄油孔；7-插入构件

口为A_1、B_1)，其主要特点是带有导阀 1 和将控制油路与主油路合并成连锁控制。当A_1口进油时，单向阀除接通A_1A油路外，还在活塞 4 的作用下克服B腔反压，先后顶开导阀 1 和单向阀 2（$F_2/F_3=34.1$，$F_2/F_1=2.2$），开通回油油路BB_1，使系统正常运行。导阀的作用是使B腔逐渐泄压，这不仅可以减少顶开单向阀的力，减少活塞 4 的面积，而且还可避免或减弱液压冲击。应当注意，当将液控单向阀用作某些油路（如起重机油路）锁闭时，控制活塞与被控单向阀的面积比不能太小，否则，反向油路有不能开通的危险。

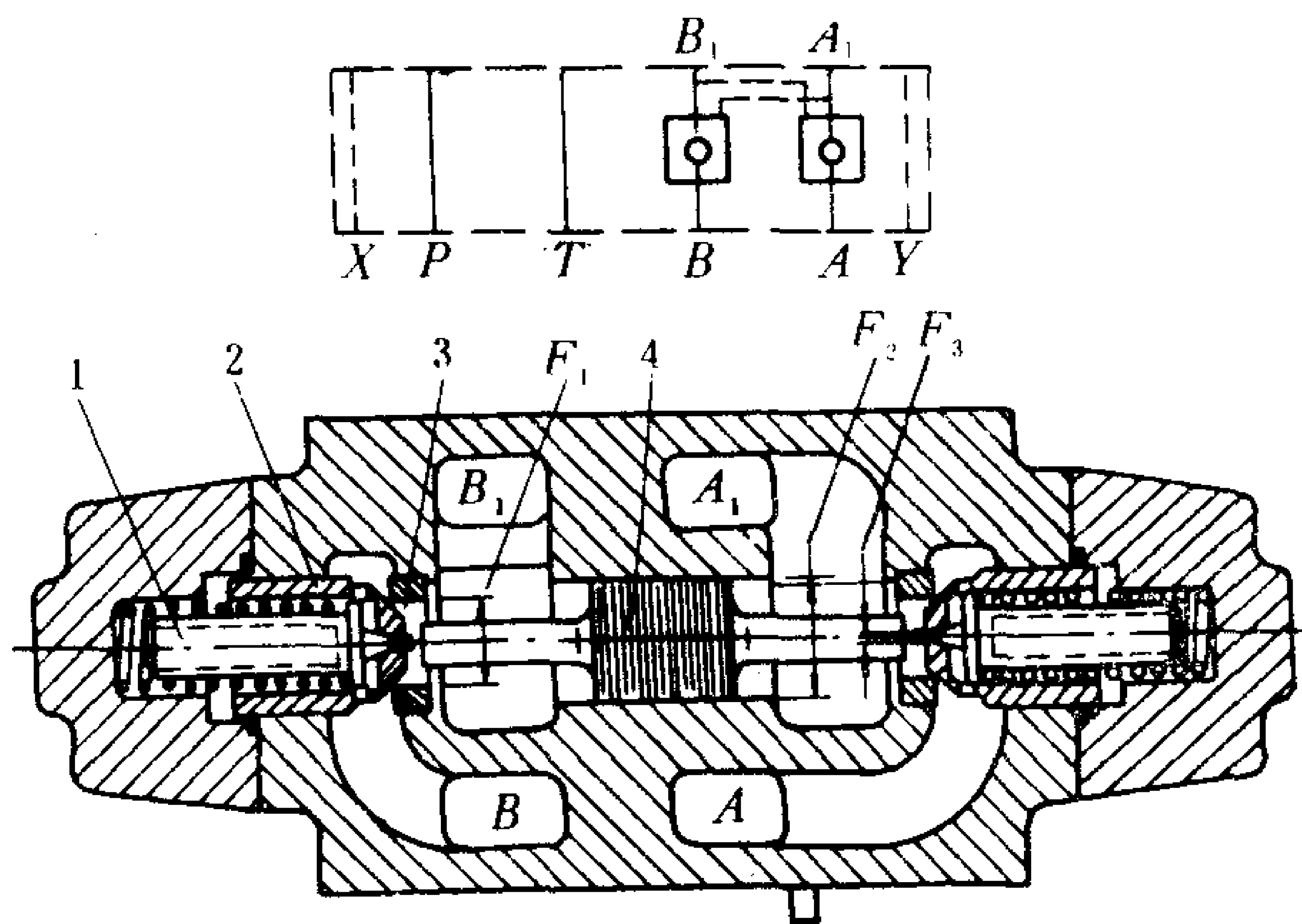


图 5.7.6-34 DGPC-06 型叠置式双联液控单向阀

1-导阀；2-单向阀芯；3-主阀座；4-控制活塞

图 5.7.6-35 示出SLPB型液控单向阀的一种改装结构，其主要改装部分有：（1）在控制活塞上加设沟通上下腔的阻尼器——螺丝节流器；（2）堵塞L_1，开通L_2，改外泄为内

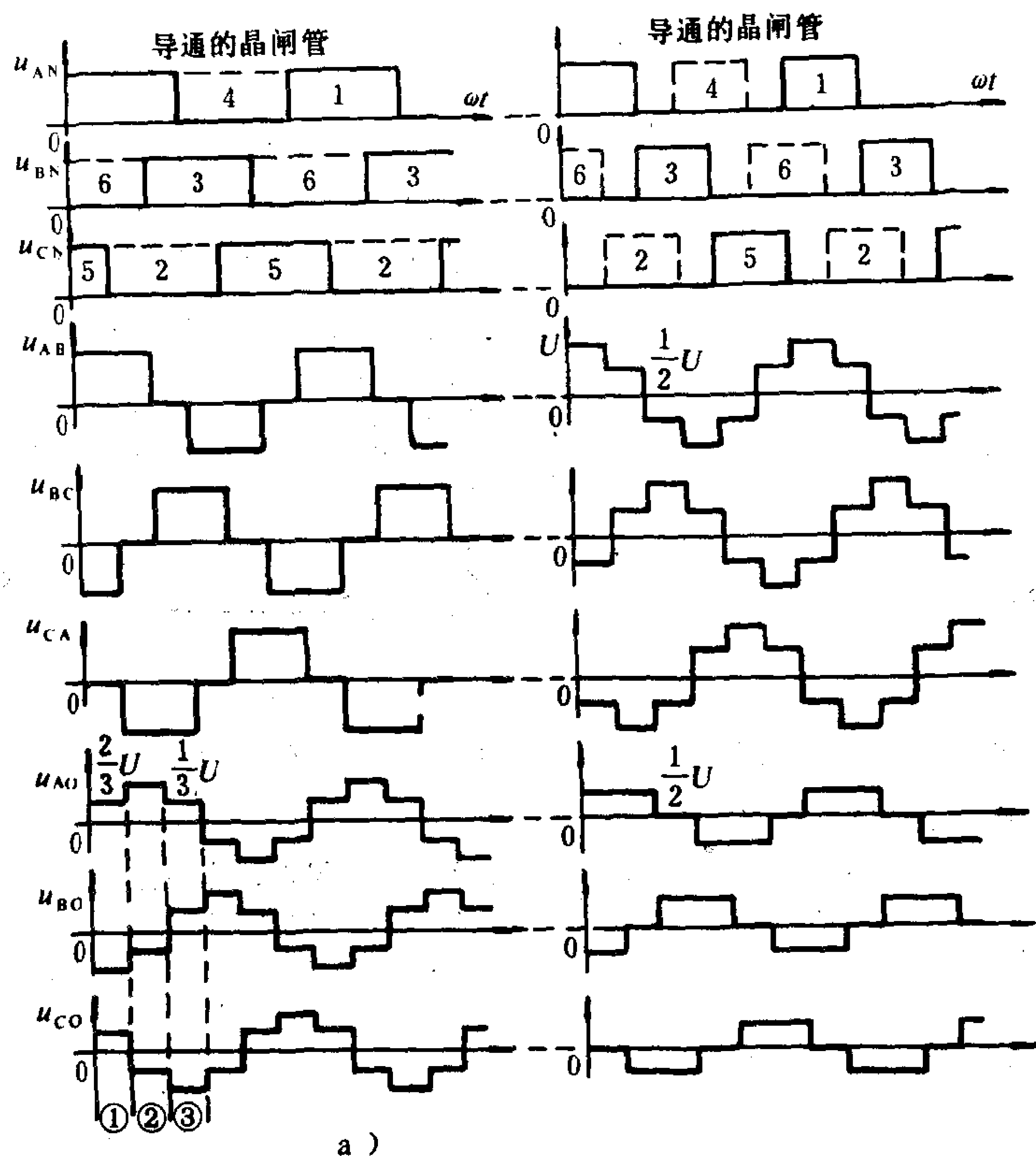


图 8.3.5—88　三相逆变器电压波形

a)180°导电型；b)120°导电型

表 8.3.5—35　　**串联电感式逆变器换流电路的换流过程**

	换流过程电路	换　流　过　程
①	①	KZ_1 触发导通、I_L 流经负载，a 点电位近似等于 P 点电位。C_1 电压为零。C_4 充电至 U_d。

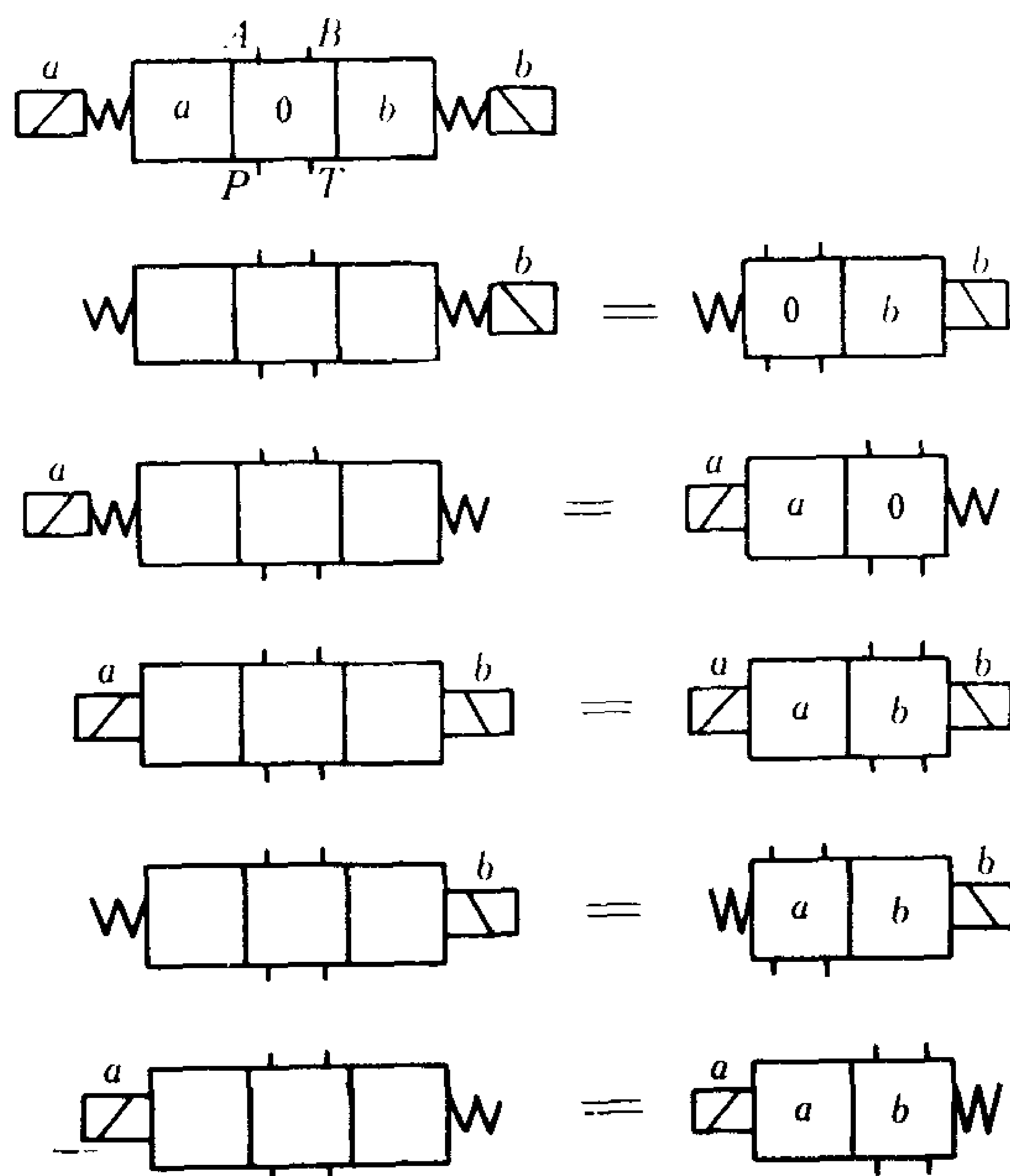


图 5.7.6-38 电磁换向阀的工作位置

a-左端位（阀芯在右端）；b-右端位（阀芯在左端）；0-中位（阀芯在中央）；a-左端电磁铁；b-右端电磁铁

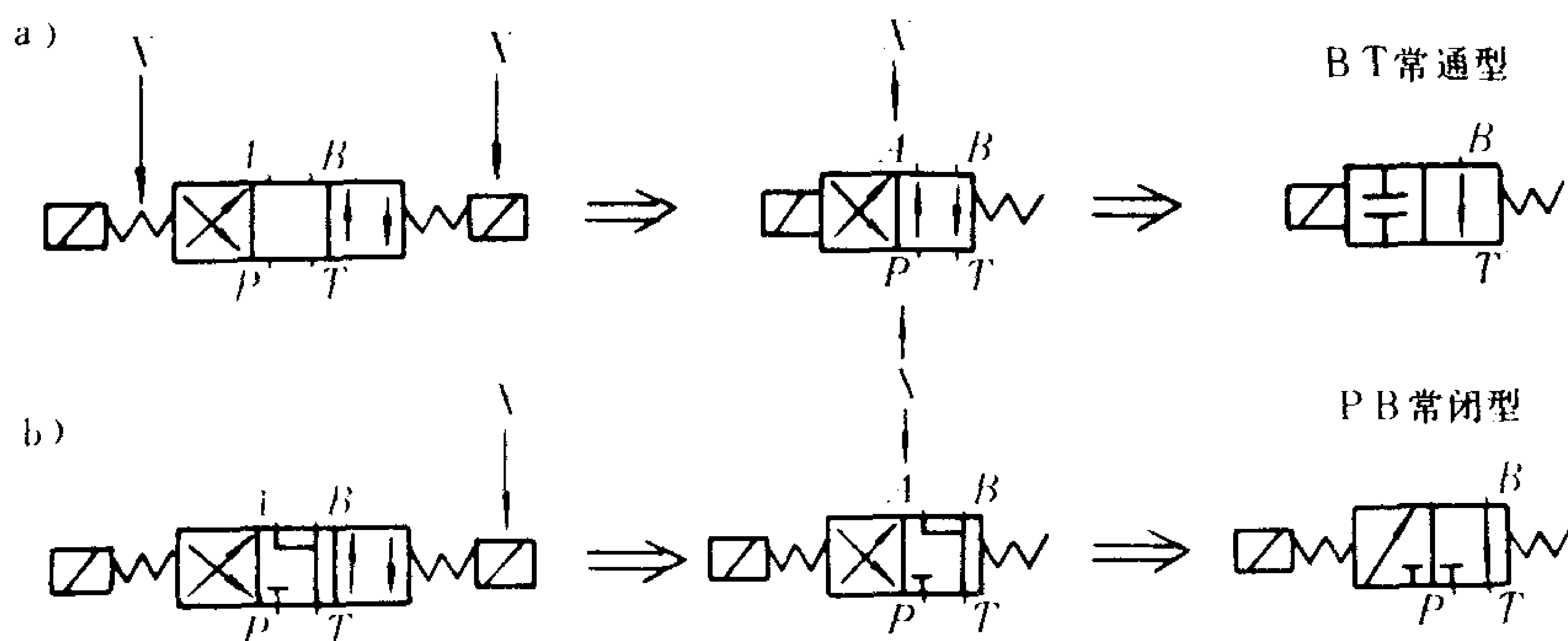


图 5.7.6-39 三位四通阀改装示例

a）改成BT常通型；b）改成PB常闭型；X-拆、封部位

可引起流量、压降等的变化。

3）换向阀的过渡机能

当滑阀芯从一个工作位置改变到另一个工作位置时，油液的流动将会有一个短暂的过渡状态。这种过渡流动状态随所采用的阀面遮盖量而不相同，并可作为一种机能而加以利用。

以最为简单的二位三通为例（见图 5.7.6-40），正遮盖量（$X_1 < X_2$）和负遮盖量（$X_1 > X_2$）所造成的过渡流动状态大不相同。倘若阀的A口外接于有荷重的柱塞式液压缸，则在过渡过程中：对正遮盖量，荷重能停住，但有液压冲击；对负遮盖量，荷重会有短暂的滑落，但无液压冲击。

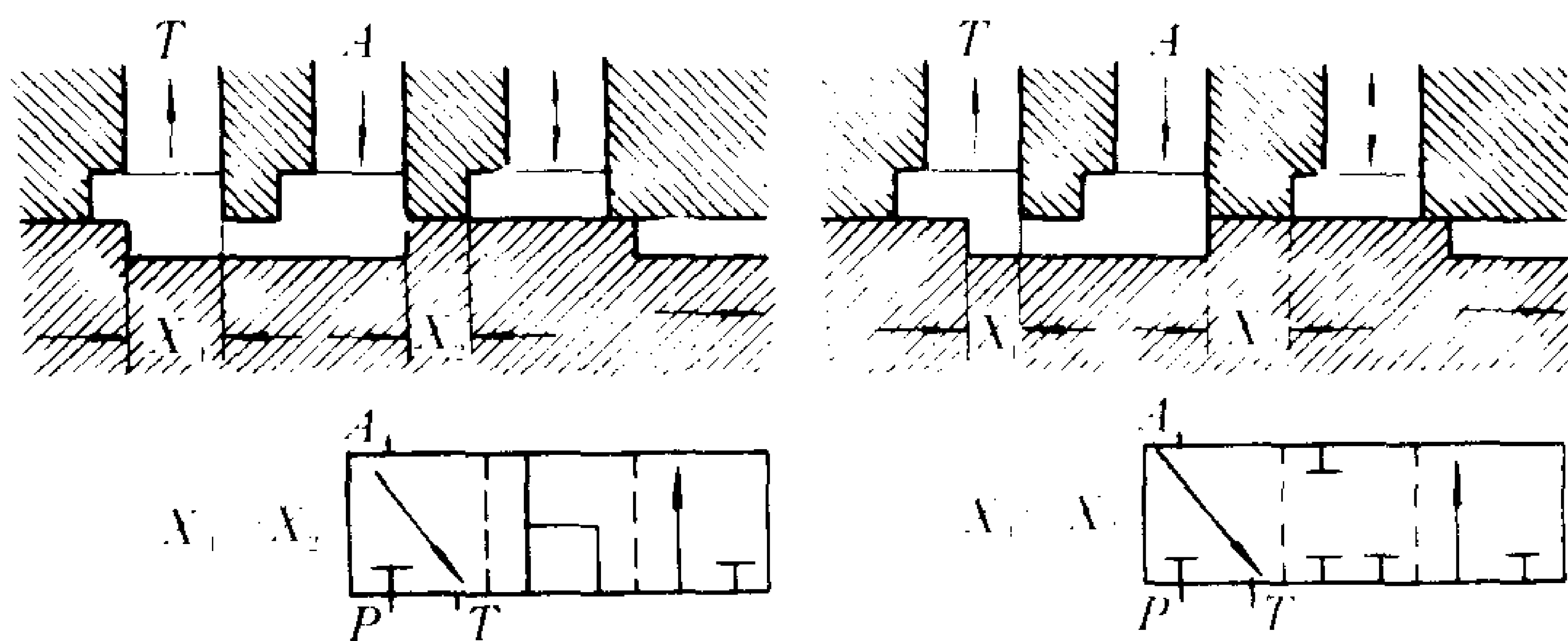


图 5.7.6-40 换向阀的过渡状态

阀的这种性能在详细的机能图中，常标示在虚线与细实线围成的方框中，如图 5.7.6-41 所示。表 5.7.6-6 则是换向阀机能代号的对照表。

在液压系统图和产品铭牌上，通常只标示主油路的换向机能（换向阀末级的换向机能），订货时也只需考虑主油路的换向机能。

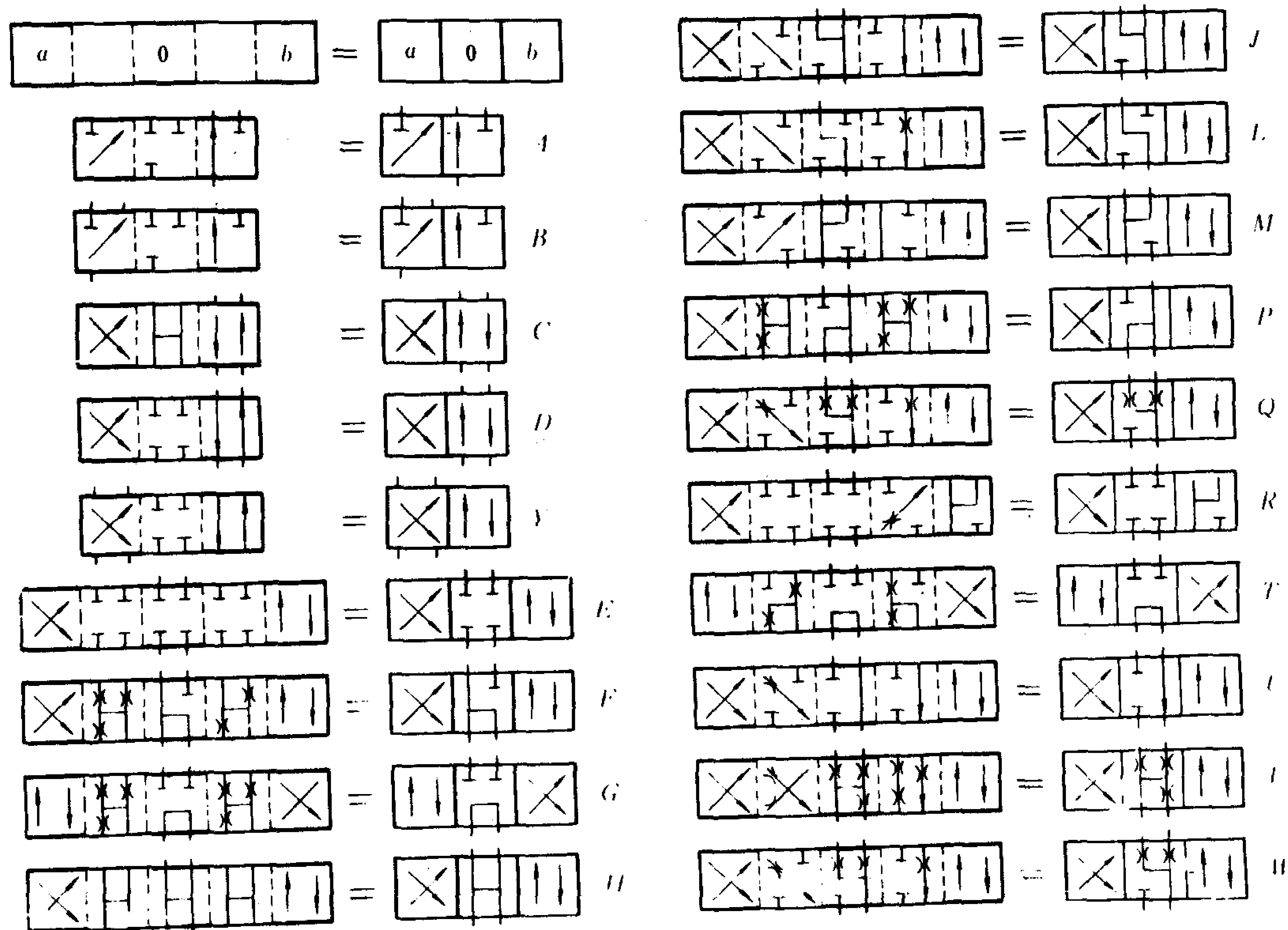


图 5.7.6-41 换向阀详细机能（Rexroth Co.）

表 5.7.6-6　　换向机能对照表

联邦德国力士乐公司	A	B	C	D	Y	E	F	G	H	J
中国						O	K		H	Y
美国威格士公司	22 A		A			2	1		0	6
联邦德国力士乐公司	L	M	P	Q	R	T	U	V	W	
中国		P				M	J			
美国威格士公司		7	11		52	8	31		33	

注：中国和美国威格士公司的其他换向机能未收入。

4）换向时间

从线圈通（断）电开始至阀芯到达另一工作位置的时间称为换向时间。其中，借助于弹簧力改变阀芯工作位置的换向时间称为复位时间，借助于电磁铁或液压的推力而改变阀芯工作位置的换向时间称为到位时间。

换向时间的长短与阀的通径、放大级数、电磁铁的类型或电源种类等有关，通常是在10～120 ms之间(可查阅产品说明书)。当要求截流的液压冲击较小时，应当用式 5.7.1-17 计算油口的许用最短截流时间，并选用适当的阻尼器以延长阀芯的换向时间。

5）换向阀的可靠性

质量正常的换向阀，由于液压油的污染度超过系统的允许范围，阀芯可能被卡而失灵，除无法完成油流换向，还可在工作时使交流电磁铁线圈在 10～15 min(干式)和 1～1.5 h(湿式）内烧毁，但对直流电磁铁线圈（干式或湿式）则无不良影响。

工作压力在 31.5 MPa以上的电磁换向阀，若其滑阀芯在行程尽头位置因巨大的径向液动力而偏心，那么，当停留时间超过几分钟时，阀芯与阀体孔壁将逐渐贴紧甚至粘着而不能复位。这种现象称为液压卡紧，见图 5.7.6-42。对此，应采取相应的改善措施，如加大电磁力和弹簧力，在阀芯的每个圆柱形滑动面的中间，开以深而又宽的环形平衡槽等。

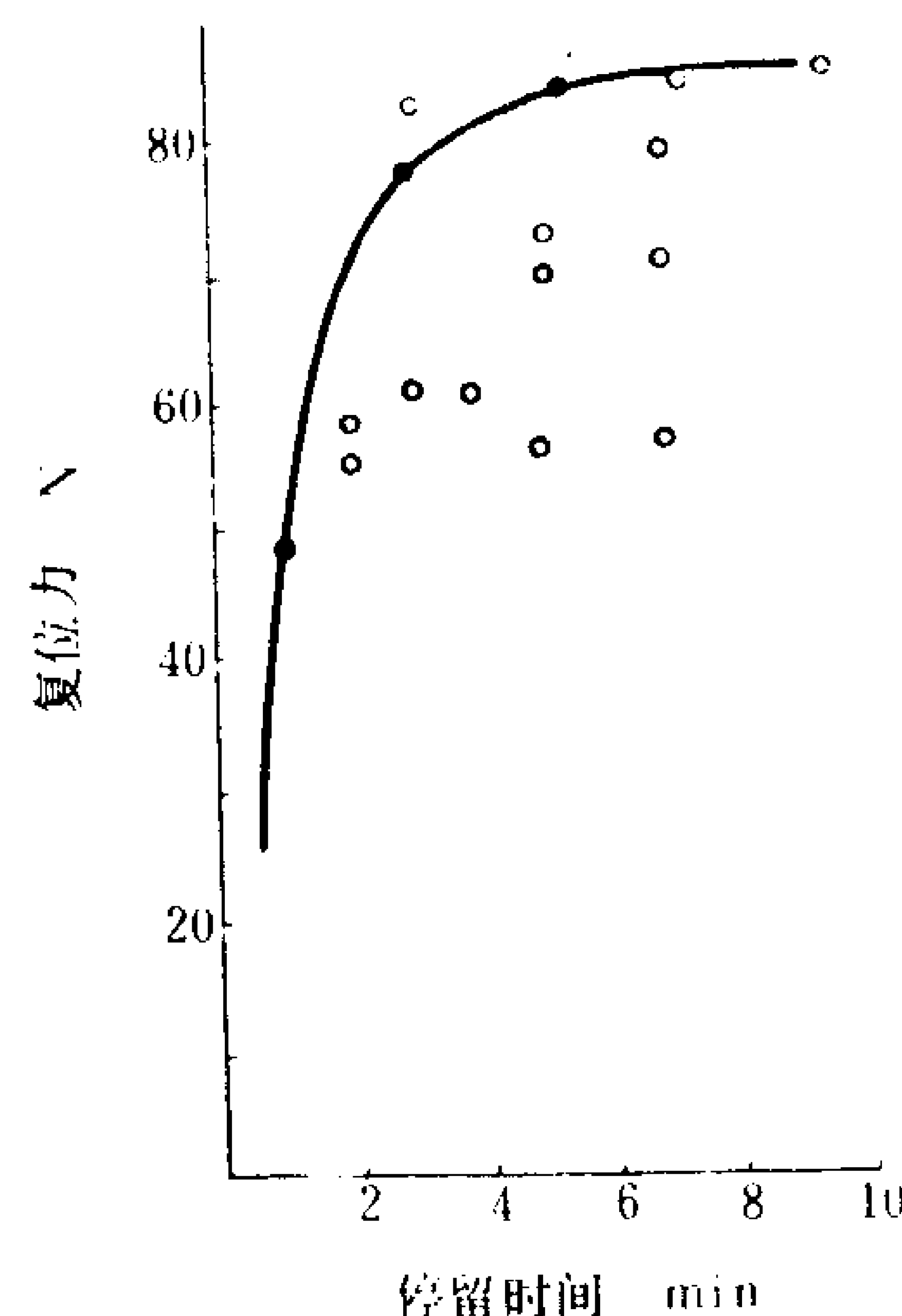


图 5.7.6-42　液压卡紧力与阀的停留时间

6）电磁铁与油口的位置识别

按照德国惯例，电磁铁a和先导阀的A口位于同一端，插头为灰色；电磁铁b和先导阀B口位于同一端，插头为黑色。

按美国ANSI B 93. 9 标准，电磁铁a通电时，主阀油口应是$P \rightarrow A$通。

4.3.2　球形座阀的二位三通电磁换向阀

图 5.7.6-43 所示为内部泄漏的密封式电磁换向阀。它采用干式直流电磁铁，通过杠杆推动钢球 10 而使A、T口连通，复位弹簧则通过推杆 8 去推动球阀而使P、A口连通。

由于采用了座式密封，P口工作压力可达 63 MPa，T口亦因推杆 13 装有耐高压的密封圈而能承受 20 MPa的压力，属无内部泄漏产品。

	换 流 过 程 电 路	换 流 过 程
⑤		C充电电压达峰值时，$i_A=0$，负载电流路径： $P \to KZ_3 \to D_3 \to M(B-C\text{相}) \to D_2 \to KZ_2 \to N$

当变频器的负载为电动机时，换流过程不变。但是，充电电压U_{c_1}必需高于反电势电压值才能使D_3承受正向电压而导通。

6.1.3 交一交变频器

交一交变频器可直接将固定频率的交流电能，变成所需频率的电能。它不需直流环节，故也称为直接变频器。交一交变频器是由一定方式连接的晶闸管整流电路构成。当以正弦规律改变控制角时，则可输出低频交流电压。

如图8.3.5—90为一三相整流电路，如果带感性负载，电流连续，则输出整流电压平均值：

$$U_d = U_{do}\cos\alpha$$

式中：α ——控制角；

U_{do} ——α=0°最大整流电压平均值。

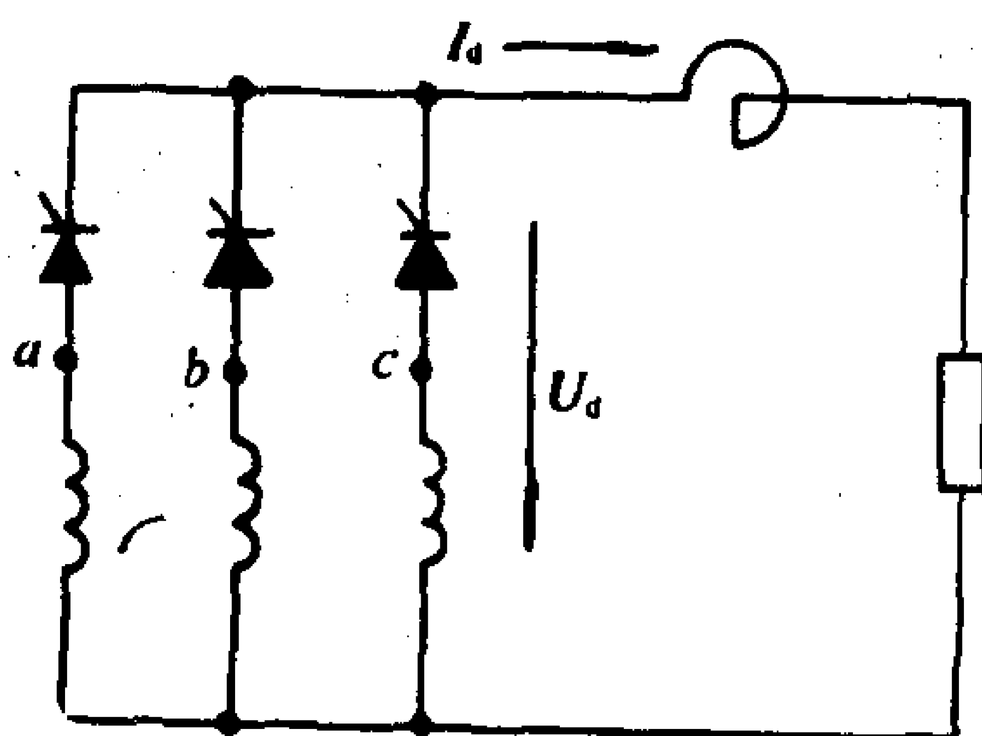


图8.3.5—90　三相零式可控整流电路

如控制角α以缓慢速度变化，如图8.3.5—91所示，A点α=0，$U_d=U_{do}$，在B、C、D等点，α逐渐增加，U_d减小。在F点，$\alpha=\frac{\pi}{2}$，而$U_d=0$。这样，使α以一定频率随时间变化，则输出电压平均值Ud也以正(余)弦规律变化。

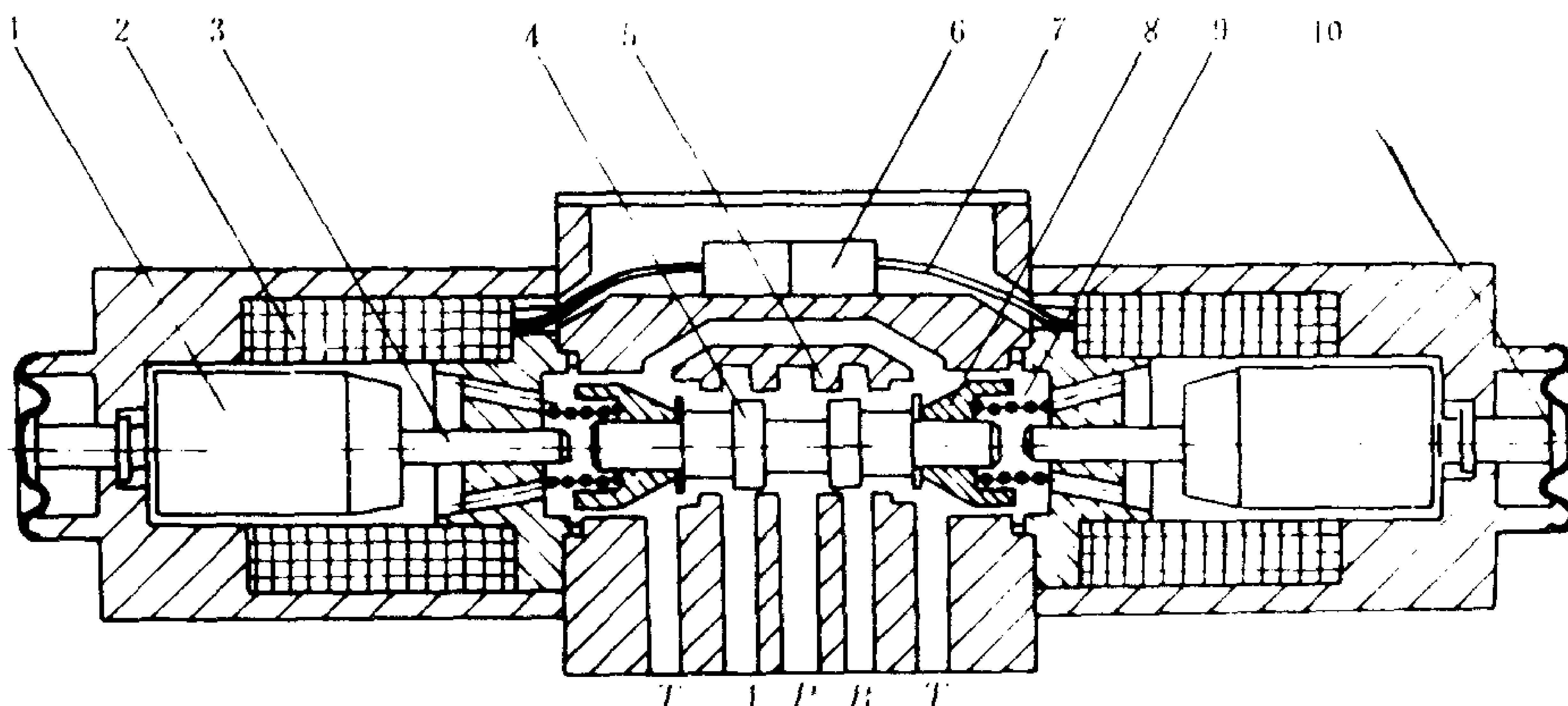


图 5.7.6-46　4/3 WE 10 型电磁换向阀

1-活动铁芯；2-电磁线圈；3-挺杆；4-滑阀芯；5-阀体；6-接线柱；7-导线；8-弹簧座；9-复位弹簧；10-应急按钮

图 5.7.6-46 所示为用直流、湿式电磁铁推动的J型三位四通换向阀。在电磁铁端部设有应急按钮，在线圈不便于或不能通电的情况下，可用手动强行换向。当阀芯被污物轻度卡紧时，用左右按钮反复推动阀芯，也有可能使阀恢复正常。

此阀的最高工作压力为 31.5 MPa，各型换向阀各条油路在正常流量下的压降如图 5.7.6-47 各曲线所示。但若电磁铁的电源电压偏低(许用的电压偏差为≤± 5 %)，滑阀芯行程缩短，压降就会剧增。图 5.7.6-48 示出 T 口油压为零、线圈工作温度正常但电压低 10%时所测得的极限特性曲线。曲线左边为正常工作区。

图 5.7.6-49 所示是最高压力为 35 MPa的直流湿式电磁换向阀。为了避免液压卡紧时复位困难，在阀芯的滑动密封面上设有宽而深的平衡槽 1，复位弹簧和电磁铁的推力特性亦作了改进。还在阀芯端面空间与泄油通道的连接处设置了可调节的阻尼螺塞（见图上部附图）。湿式电磁铁的活动铁芯大都也设有孔或槽。适当缩小这些通流截面，可延长换向时间。

4.3.5 电液换向阀

通径大于 ϕ10 mm的油路换向，一般都选用电液换向阀。它由先导级和主阀组成。先导级

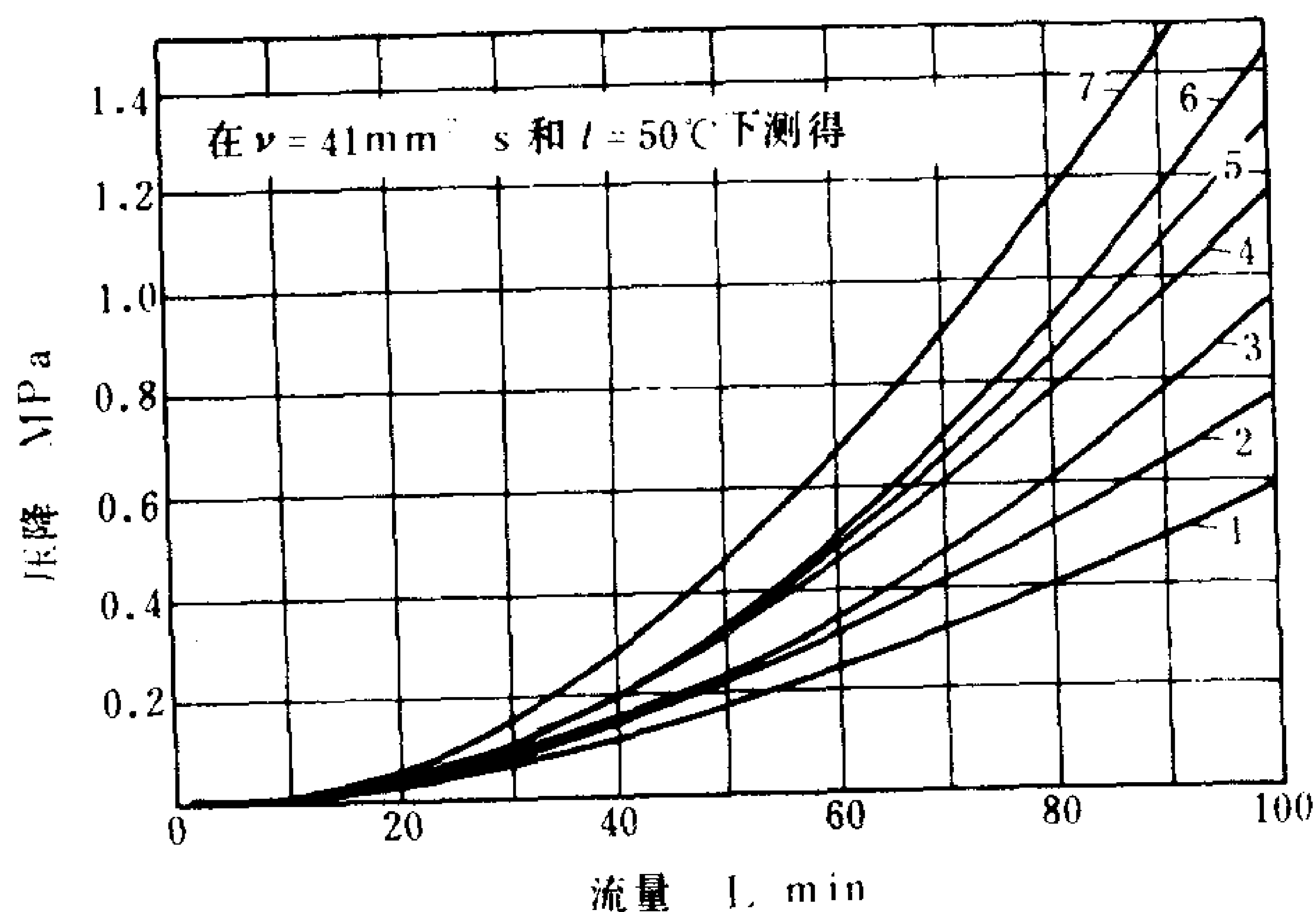


图 5.7.6-47　4/3 WE 10 型阀的流量特性

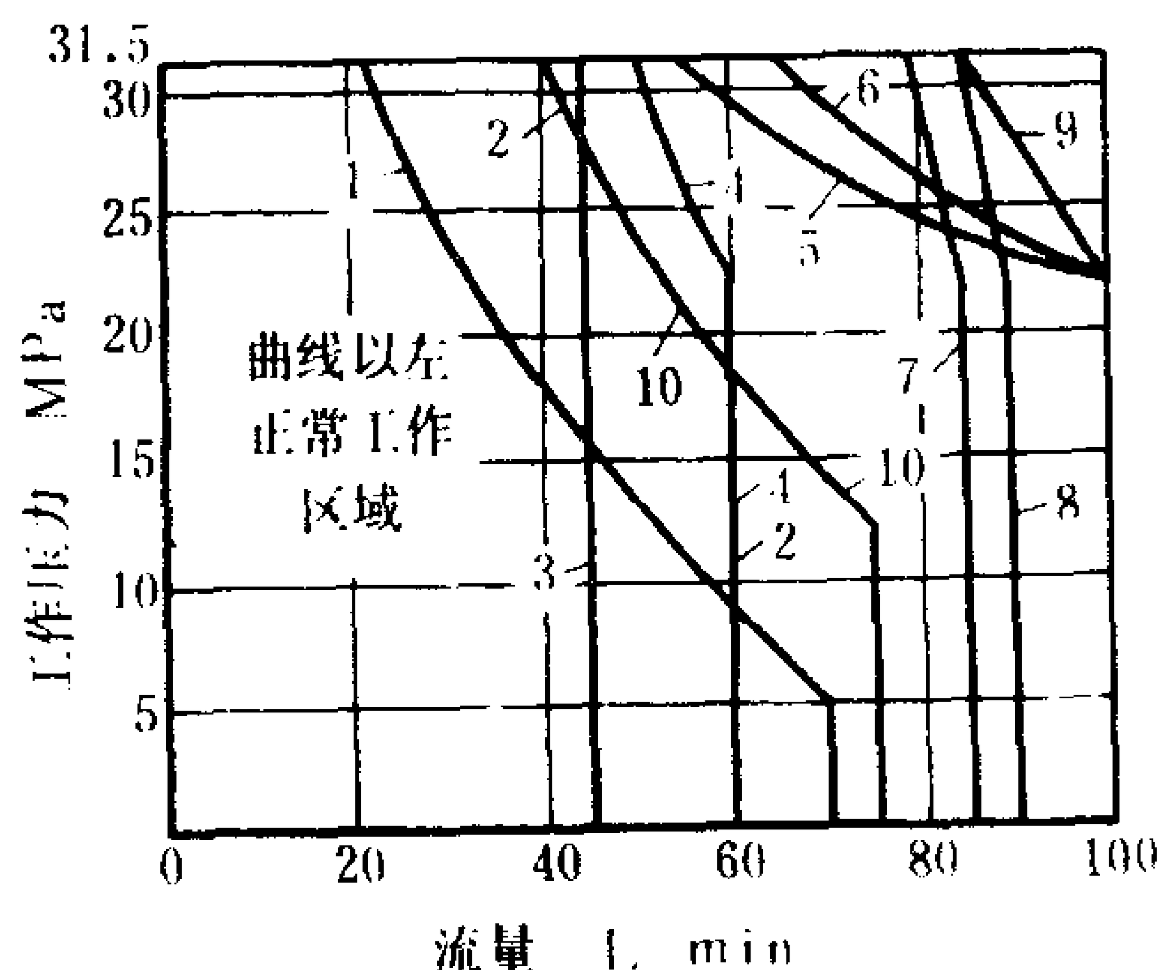


图 5.7.6-48　4/3 WE 10 型阀欠电压时的特性

续上表

两组处于整流状态电阻性负载。从电网吸收功率	整流状态和逆变状态时间相等。感性负载。吸收和回馈功率相等
u i_A i_B Ⅰ组 逆变 整流 截止 Ⅱ组 截止 逆变 整流 c）	u i_A i_B 逆变 截止 截止 逆变 d）
整流状态和逆变状态时间相等。容性负载。吸收和回馈功率相等	两组均处于逆变状态。负载向电网回馈功率

图8.3.5—93为三相零式反并联变频线路。图8.3.5—94为三相桥式反并联变频线路。交－交变频器仅有一级功率变换，因而提高了效率。但是其输出最高频率受电网频率的限制，一般不超过电网频率的1/2～1/3。

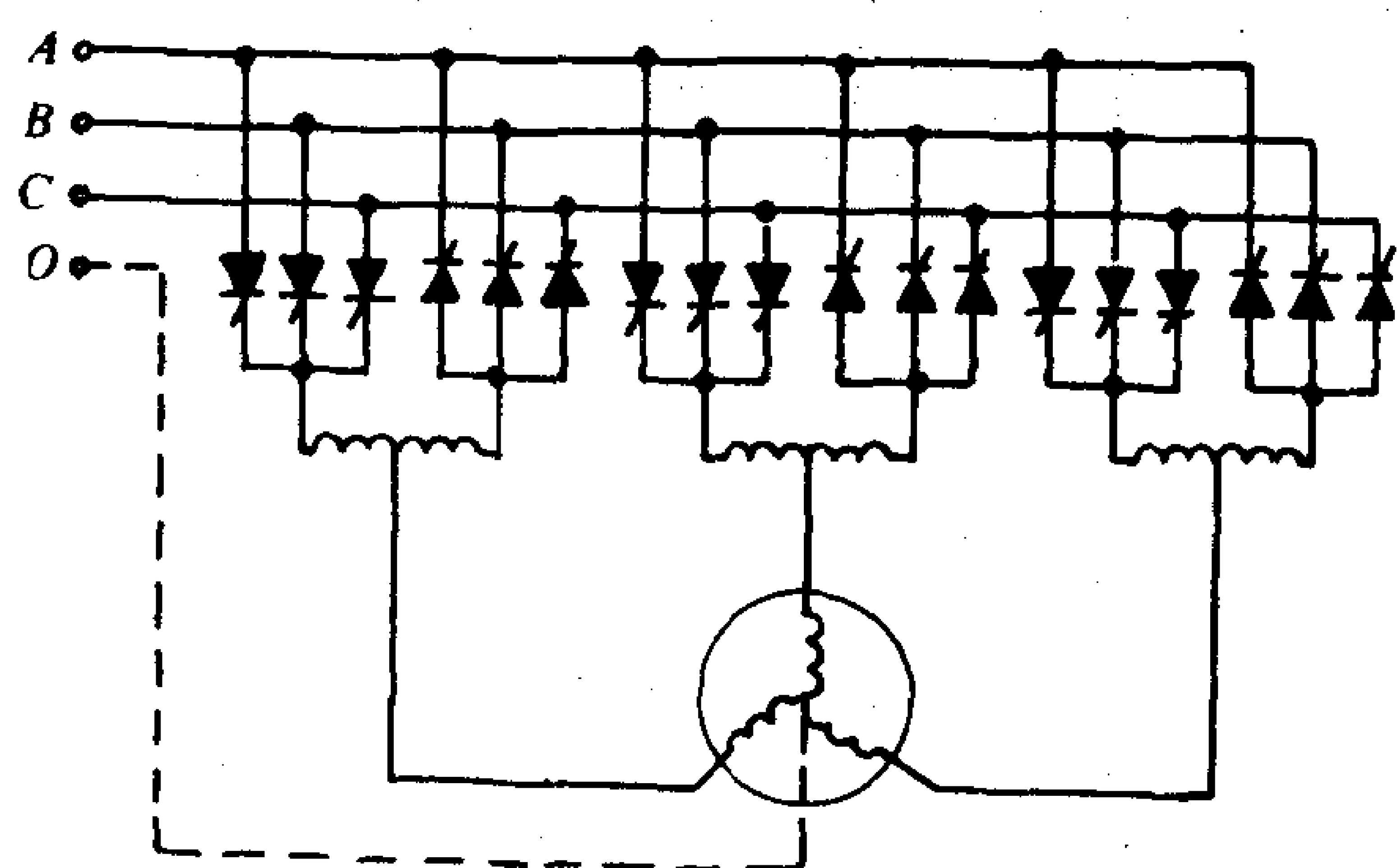


图8.3.5—93　三相零式反并联变频线路

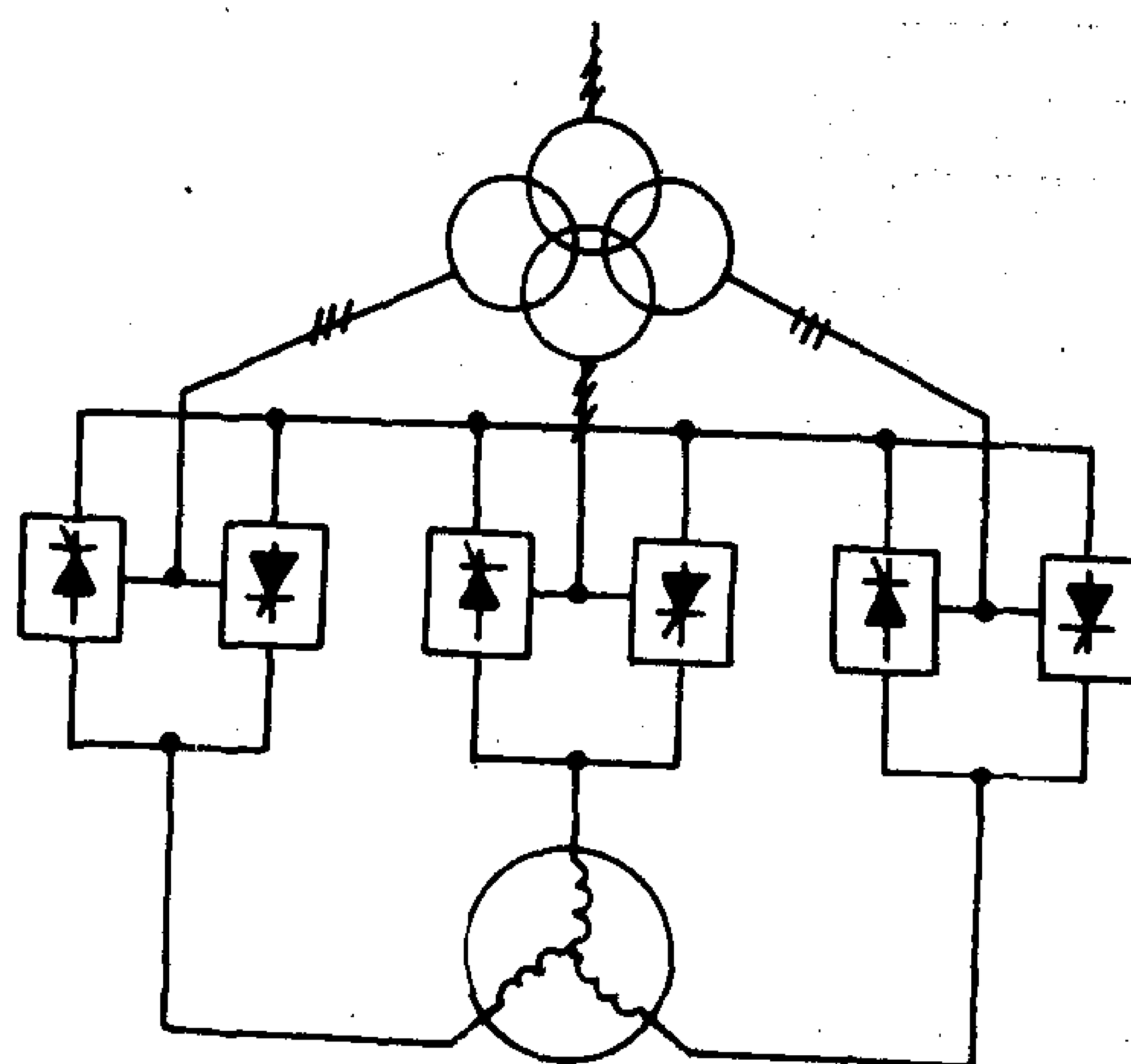


图8.3.5—94　三相桥式反并联变频线路

6.2　晶闸管变频调速系统

1)变频调速原则

依据控制方式，一般有“恒磁通”和“恒功率”控制原则。

(1)恒磁通变频调速

如果忽略异步电动机定子压降，则：

$$U_1 \approx E_1 = 4.44 W_1 K_{r1} f \varphi_m = K_E f \varphi_m \qquad (8.3.5\text{—}43)$$

式中：$K_E = 4.44 W_1 K_{r1}$—电势常数。

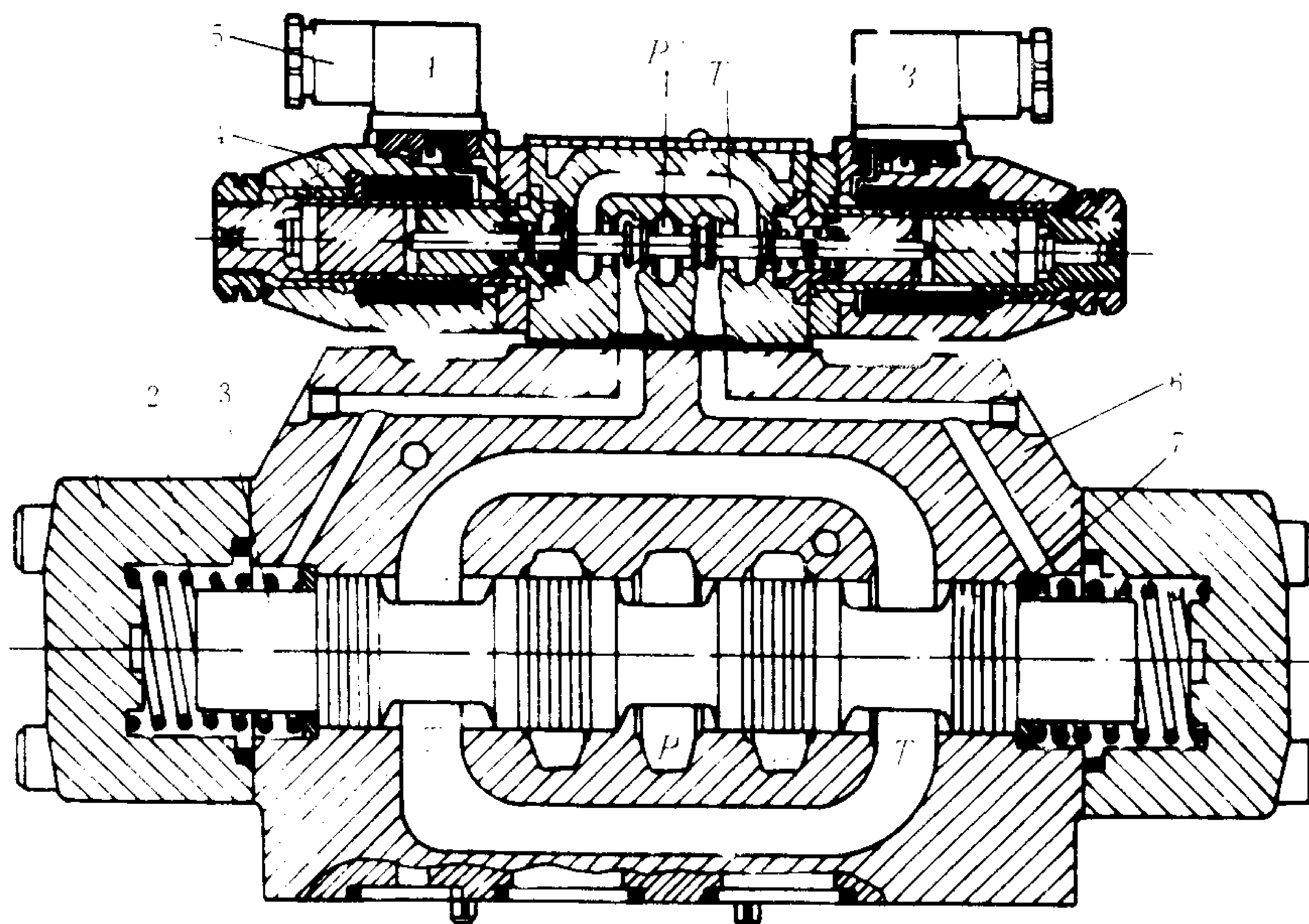


图 5.7.6-51　DG 5-H 8-C型电液换向阀（威格士）

1-阀盖；2-复位弹簧；3-滑阀芯（E型）；4-直流湿式电磁铁；5-线圈插头；6-主阀体；7-挡圈

$$F_{s2}+\pi D_2^2\cdot p/4-F_{s1}-\pi D_3^2\cdot p/4 \tag{5.7.6-8}$$

式中：F_{s1}和F_{s2}——左右弹簧的推力；

D_1、D_2、D_3——直径，见图 5.7.6-52；

p——先导阀油口P'、A'和B'的中位油压。

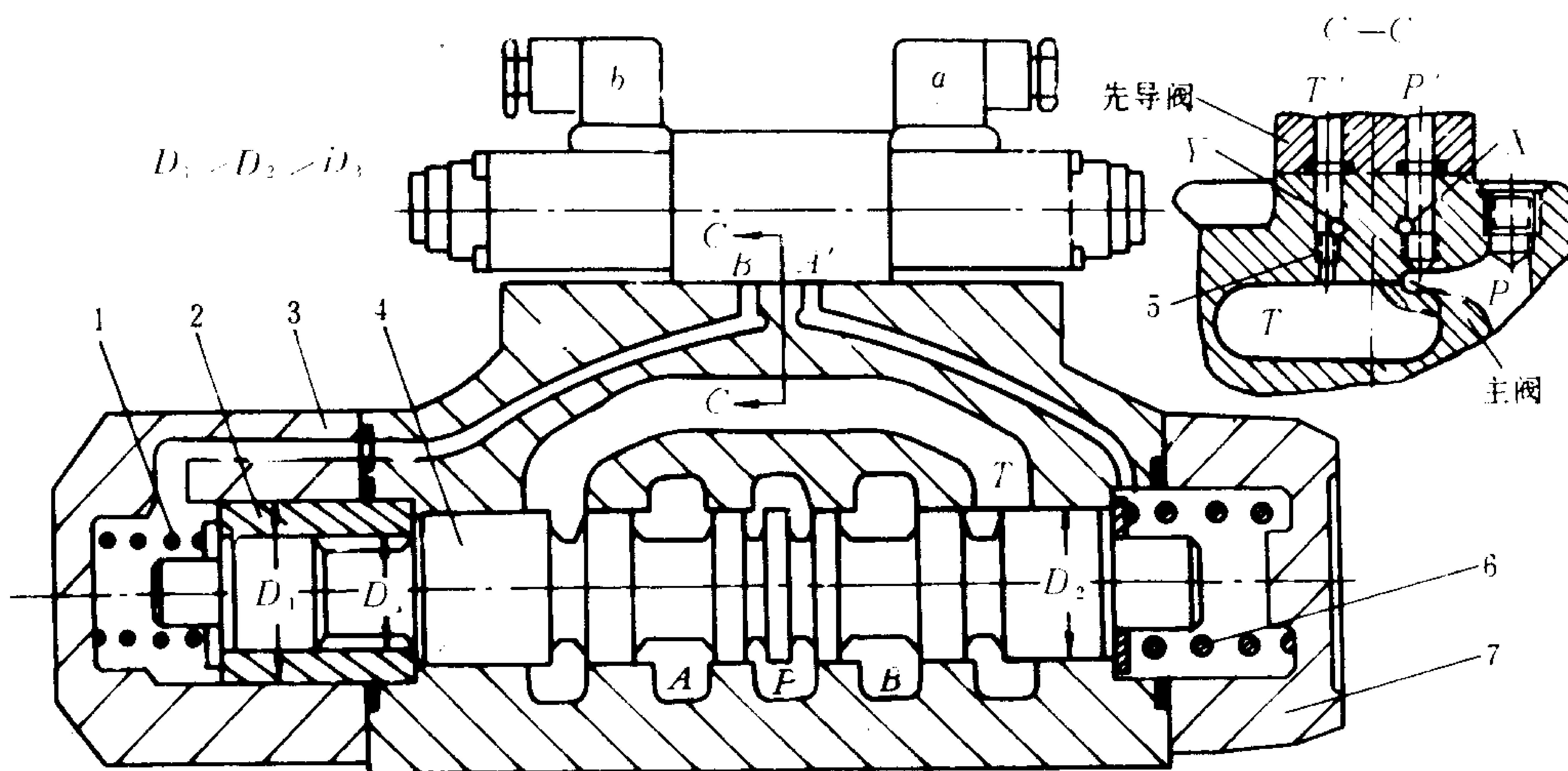


图 5.7.6-52　4 WEH 32 H…501…型电液换向阀（液压对中）

1-细弹簧；2-液压对中套；3-加长的阀盖；4-主滑阀芯；5-螺纹堵头；6-粗弹簧；7-标准阀盖

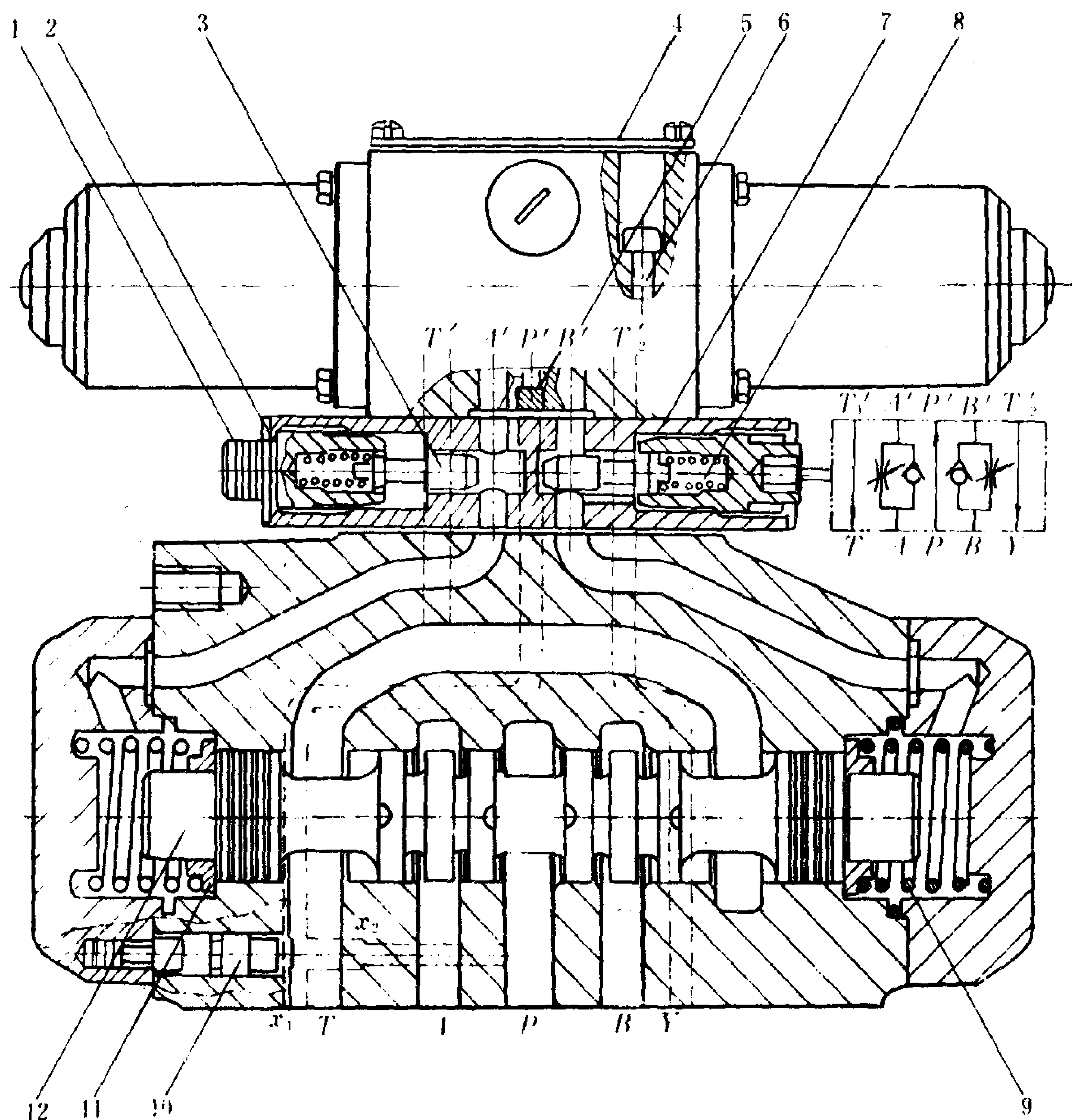


图 5.7.6-53　4 WEH型电液换向阀

1-调节螺丝；2-刻度盘；3-单向节流阀芯；4-铭牌；5-节流螺丝；6-组装螺钉；7-卡环；8-弹簧；9-复位弹簧；10-控制油改道的塞子；11-挡圈；12-主阀芯（E型机能）

在此电液换向阀中，进入先导级P'口的压力油或自T'口流出的回油，均可分别内接于主阀的P腔和T腔（见图 5.7.6-52 的C-C剖面），亦可用螺塞堵截上述通道，改用外控通道X或外泄通道Y。

为了延长主阀换向时间，可在先导级的P'口加装固定节流器。节流器的孔径有 0.8、1、1.2 和 1.5 mm四种，可根据需要选配。

图 5.7.6-53 所示是中间加装了叠置式双联单向节流阀（见图 5.7.6-28）的电液换向阀。主阀的换向时间可按执行装置情况调节。

4.3.6　手动换向阀

1）液压遥控多路阀

此阀适用于驾驶台集中控制。它由 1 ～ 4 个沿周向均布的插装式小型二位三通换向阀总成组合而成，有单柄和双柄、自动复中和定位等结构型式。此外，还可造成脚踏（板）操纵的结构。图 5.7.6-54 是TH 7 型单手柄、自动复中的液压遥控四路阀的结构和外形图。其工作原理如下：

（1）空位——在非操纵状态下，手柄借助于各总成的复位弹簧而居于直立位置。此时，4 个输出油口（1）～（4）均与T口连通。

（2）操纵位置——当手柄朝某一方向推过一个摆角，切换板即通过柱塞和调压弹簧而使

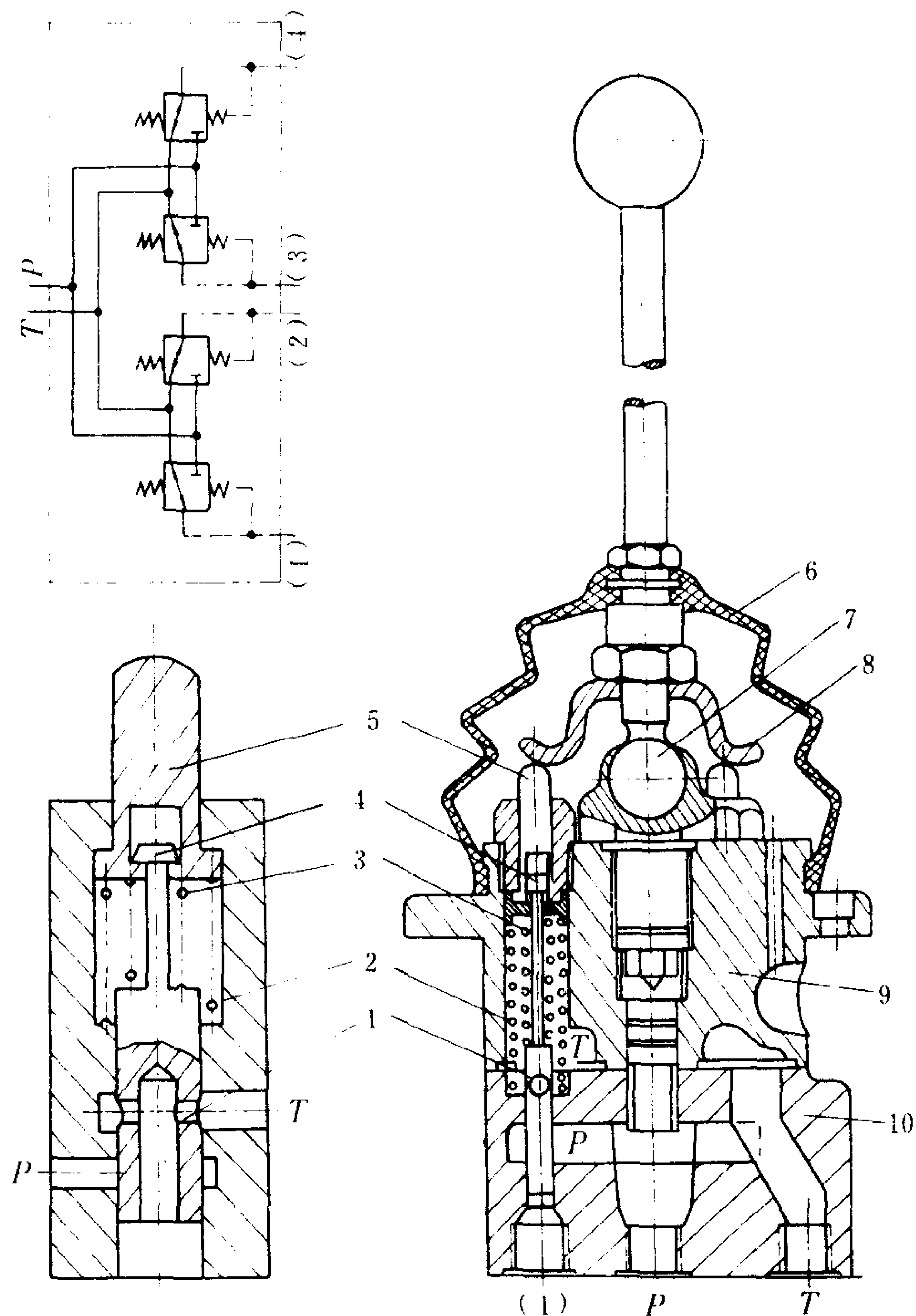


图 5.7.6-54 TH 7 型液压遥控多路阀

1-油孔；2-复位弹簧；3-调压弹簧；4-阀芯；5-柱塞；6-防尘罩；7-手柄球铰；8-切换板；9-阀体；10-阀座

一个阀芯向下位移，直到P口接通油孔 1，相应的下部油口就输出控制油。随着操纵角度的增大，P口与孔 1 所形成的流通面积增大，输出油压增高。但若手柄摆角不变而输出端的负载油压上升，阀芯就会压缩调压弹簧，自动减小甚至关闭P口与孔 1 的通道，以抑制输出油压的继续上升。因此，此阀的输出油压随手柄摆角而异，且能保持稳定，见图 5.7.6-55。

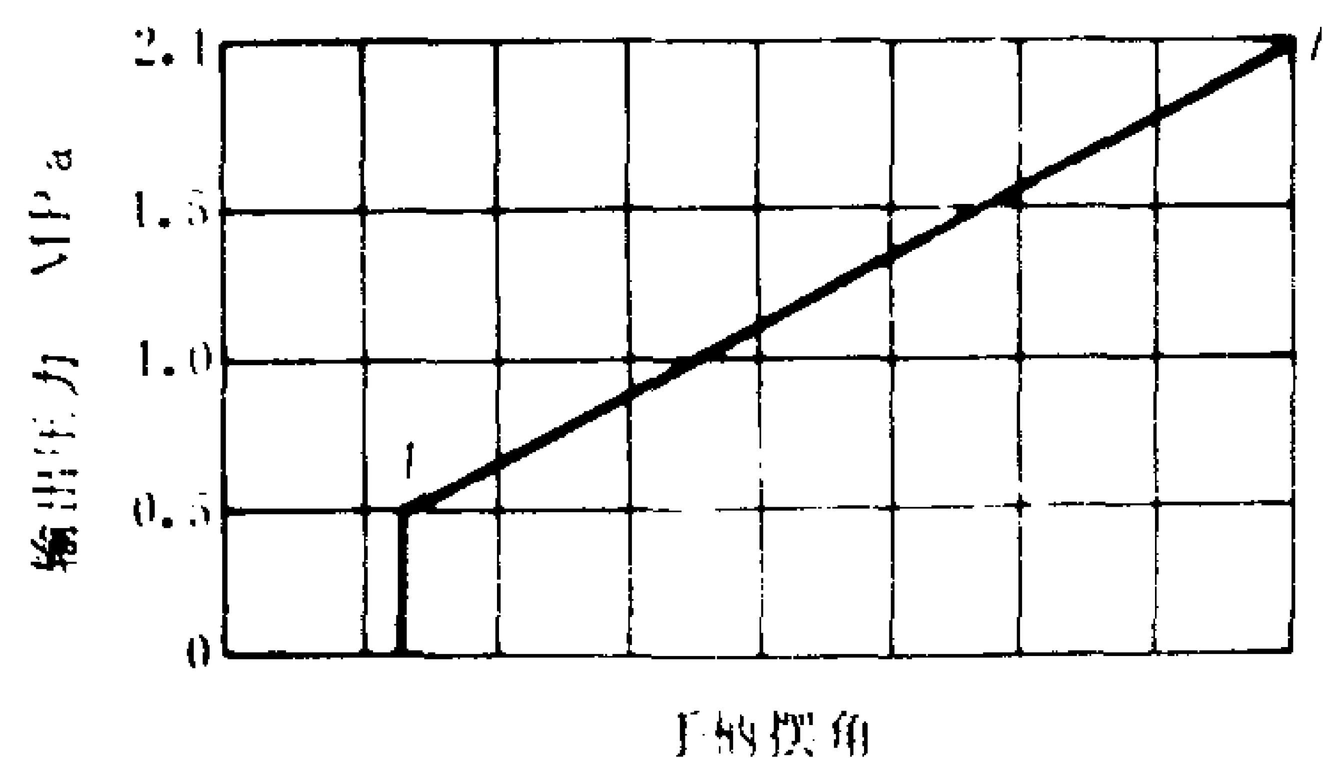


图 5.7.6-55 TH 7 型阀的输出油压

2）手动三位四通换向阀

图 5.7.6-56 示出手动换向阀的板式结构。由于阀芯的一端必须外伸而与手柄连接，防止外漏就显得十分重要，除设有O形密封圈外，泄油口L亦必须直接接回油箱。

手动三位四通换向阀的阀芯，可以根据需要选用弹簧复中或钢球锁定定位机构。

4.3.7 绞车操纵阀

绞车操纵阀是一种专用阀，通常具有换向和

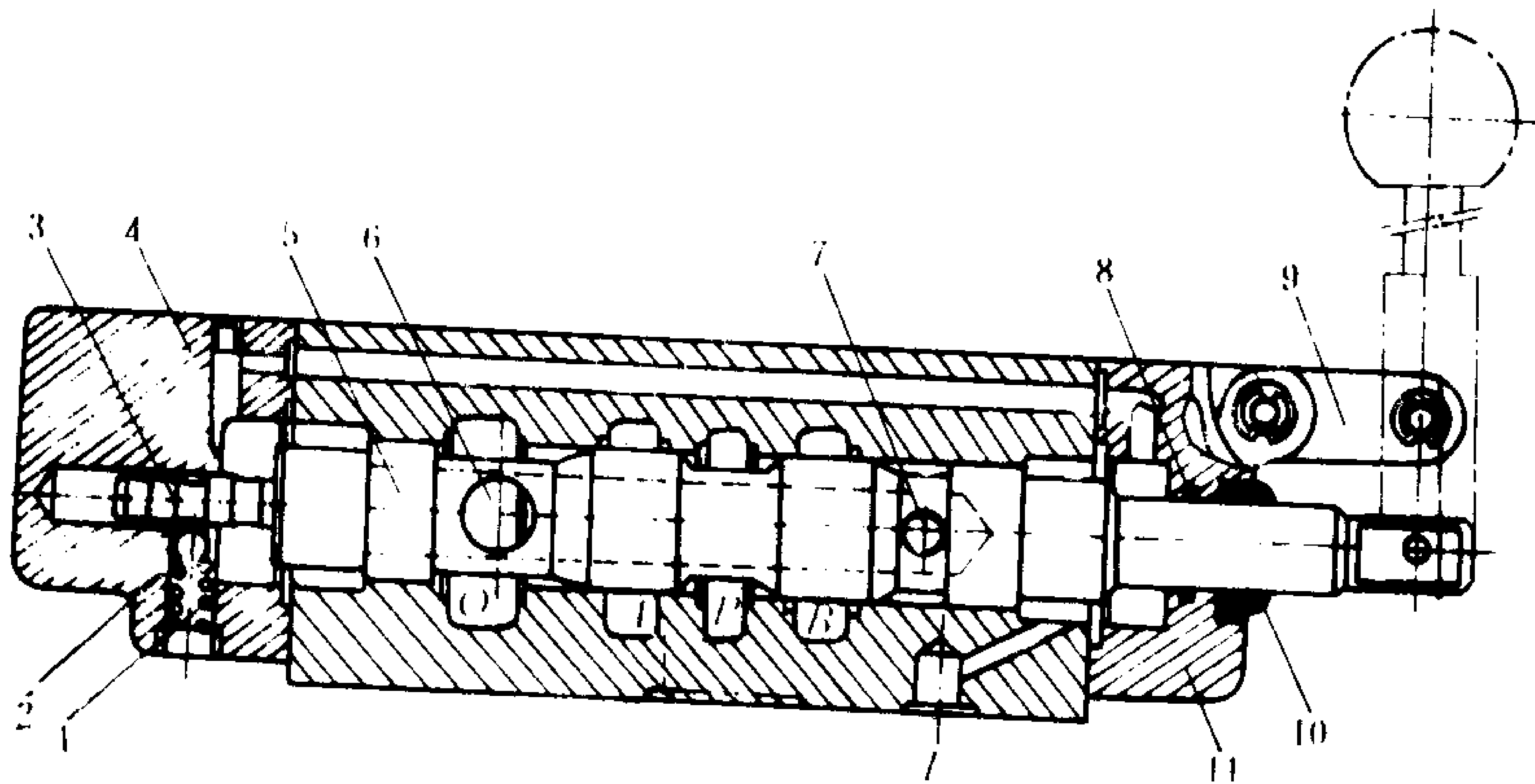


图 5.7.6-56　手动三位四通换向阀（钢球定位）

1-弹簧；2-钢球；3-定位轴；4-端盖；5-滑阀芯；6、7-阀芯上的连通孔；8-O形圈；9-摇臂；10-防尘圈；11-阀盖

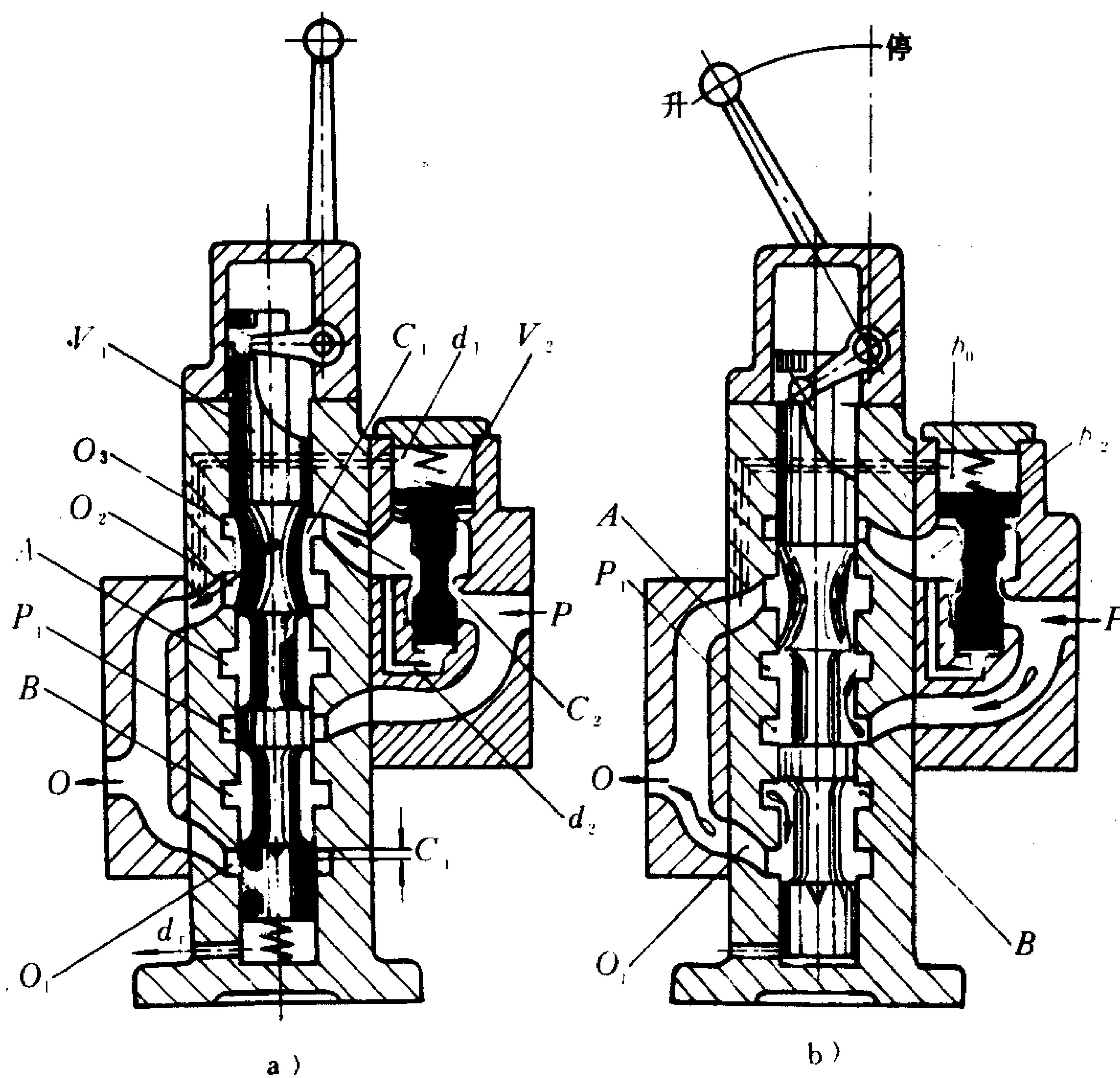


图 5.7.6-57　定量液压马达操纵阀

O_1-下部回油槽；O_1-回油口；B、A-马达油口；P_1-压力油槽；O_2-上回油槽；O_3-分流槽；V_1-主阀芯；C_1-手控节流开口；d_1-油道；V_2-减压阀芯；C_2-减压阀的节流口；d_2-油道；p_0-回油压力；p_2-中间压力；p-压力油入口

调速等基本功能，亦可附加某些通用的板式阀件而加以扩展。绞车操纵阀既可设计成独立安装的总成，亦可安装在液压马达的壳体上。采用此种阀件以后，系统设计以及元件和管道的

安装都比较简单，但是这种阀的最高工作压力目前只达16 MPa。

1）定量液压马达操纵阀

图5.7.6-57所示是适用于定量液压马达绞车装置的操纵阀，它的最高工作压力为16 MPa，具有换向、分流调速和速度自动补偿等功能，其机能见图5.7.6-58，其中的A、B口分别连接液压马达起升时的进、排油口。

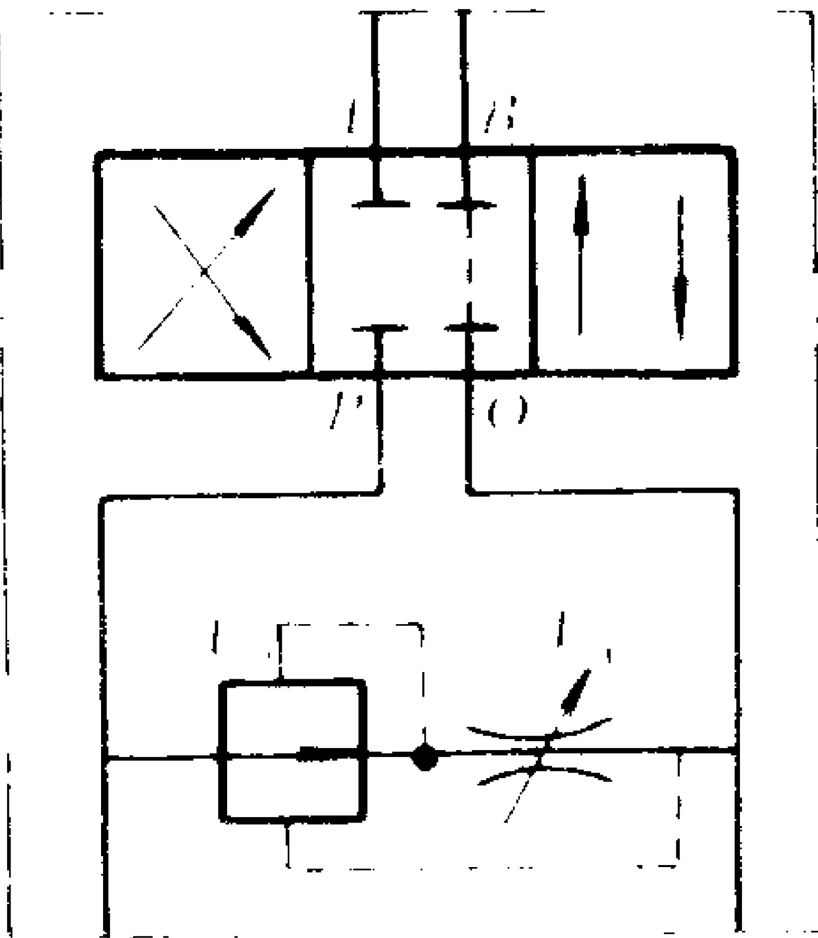


图5.7.6-58 操纵阀的机能

主阀芯由摆角为±30°的手柄带动。上部的弧形段为可调节流阀，起进口分流调速的作用。弧形段以下是换向阀，用以改变主油口P、A、B、O的连通状态。V_2是定差减压阀，与可调节流阀串接而成为调速阀，在液压马达负载扭矩波动的情况下，它能使分流支路的流量基本不变，液压马达的转速因而亦基本稳定。

手柄在直立位置时（见图5.7.6-57 a），主阀芯在中位，连接液压马达的A、B口与油口P_1或O_1、O_2都不通，泵的供油全部经分流支路从O口返回油箱，马达处在停车状态。但若绞车悬挂着的重物能够拖动液压马达缓慢转动，液压马达即可经由主阀芯下部三角形开口C_4而吸油。

手柄向内（身旁）摆动30°是绞车的全速起升位置，见图5.7.6-57 b）。此时，分流支路关闭，泵的供油全部经P_1和A口进入液压马达，回油则从B口和O口返回油箱。

手柄若在0°与±30°之间，液压马达的转速将随分流支路开口量的变化而变化。

此阀还可附加一只溢流阀而增添系统限压功能。

2）三作用叶片马达操纵阀（牵引绞车用）

图5.7.6-59所示是渔船液压拖网绞车的专用阀。它兼有手动换向、制动、分流调速和容积式三级自动调速等功能。图5.7.6-60为其换向、制动和调速功能示意图。

阀在正车操纵中，叶片马达转速将从0升达66 r/min（借助于分流调速）。手柄到达75°位置以后，倘若负载油压不断上升，可借助于阀9和阀12使叶片马达工作腔增到2个，借助于阀2则变成3腔运行。这种自动调速的工况参数列于表5.7.6-7。其中，不参加工作的叶片马达腔的进出油口（例如B_3与A_3）将同时与阀的O口连通而不产生扭矩。

阀在停车位置上时，渔网会拖动叶片马达使之成为液压泵。此时叶片马达排油口B_1和B_2被主滑阀封闭而成为双腔制动。若是B_2口的制动油压继续升到阀2下移的程度，叶片马达排油口B_3与O口的通路将被阀2截断而变成3腔制动。

表5.7.6-7
容积式自动调速的工况参数

	单腔	双腔	三腔
转速r/min	66	33	22
负载油压MPa	0.5~2	1~2.5	1.3~3
扭矩N·m	5,913	15,111	27,457
功率kW	41.2	53	64.8

注：定量泵供油量为2000 L/min。

倒车用于渔网放出。此时，马达的最高转速等于正车最高转速的3/4，扭矩仅为正车最大值的1/4。

主滑阀的作用是换向和分流调速。滑阀套的油口C是正车的供油孔，D、K口是倒车的供油孔。正车分流的流量取决于主滑阀与D、K口所构成的开口量，倒车分流流量则由主滑阀下端锥面的开口量来控制。

a）

b）

图 5.7.6-59　三作用叶片马达操纵阀（牵引绞车用）

a）阀结构；b）系统

1、7-弹簧；2-三作用阀；3-左阀体；4-主滑阀；5-主阀体；6-操纵手柄；8-右阀体；9-双作用阀体；10-进油单向阀；11-定量油泵；12-停车单向阀；13-三作用叶片式油马达；14-上回油口

图　5.7.6-60　操纵阀功能示意图

阀 9 的作用是在单腔负载油压超过 2 MPa时自动改为双腔工作。如图所示，在全正车位置上，主滑阀位于最低位置，阀 9 的通道H将经由主滑阀顶端腰部、B_1口、阀 12 和通道 14 而连通回油口O。因此，阀芯 9 的肩部空腔油压亦为零。但是阀芯 9 其余各个面积均受单腔负载

控制角	波形曲线	说明
α＝30°	b) α =30°	(1)一区间，三个晶闸管导通，负载上电压为电源电压如π/6～π/3，KZ_6已导通，由于U_C仍为正半波，所以仍导通。由于触发脉冲大于60°，U_B仍在负半波，所以KZ_6仍导通。触发KZ_1，负载电压为电源电压。 (2)一区间，仅两个晶闸管导通负载电压为线电压一半：如π/3～π/2，仅KZ_1、KZ_6导通。 (3)一区间，仅两个晶闸管导通，A相开路，A相负载上无电压，如π～7/6π，仅KZ_2、KZ_3导通。
α＝60°	c) α =60°	(1)每区间仅有两个晶闸管导通，A相负载电压为线电压一半， 如：π/3～2/3π，KZ_1、KZ_6导通时为$\frac{U_{AB}}{2}$。 (2)一区间仅两个晶闸管导通。A相断路，A相负载电压、电流等于零， 如π～4/3π时，KZ_3、KZ_2导通。

控制角	波形曲线	说明
α=90°	d) α = 90°	(1) $\frac{\pi}{2}\sim\frac{5}{6}\pi$，$KZ_1$、$KZ_6$ 导通负载电压为 $U_{AB}/2$，其间 U_B 过零，KZ_6 仍导通 (2) $\omega t=\frac{5}{6}\pi$ 时 $U_{AB}=0$，KZ_6 关断，KZ_1 仍导通。KZ_6 又被触发导通。
α=120°	α = 120 e)	(1) 两个晶闸管导通。负载上电压为线压一半如：$\omega t=\frac{2}{3}\pi$ 时，KZ_1 触发导通。KZ_1 的触发脉冲未消失 $U_A>U_B$，所以 KZ_1、KZ_6 导通，负载电压 $U_{AB}/2$。 (2) $\omega t=\frac{5}{6}\pi$ 时，$U_A=U_B$、U_{AB} 过零反向，故 KZ_1、KZ_6 关断 $\frac{5}{6}\pi\sim\pi$，所有晶闸管关断，负载电压为零。

通状态见图中的附图C。

外控顺序阀 21 用来控制A、B、C三腔与回油口O的通道。倘若反转进油腔D_3的油压在腔室 20 产生的推力能使阀芯向下开启，三腔的排油就可通过阀 21 顶部的三角形节流槽、E_2腔和O口回到油箱。因此，它也是控制重物下降速度或保持悬吊重物平衡的重要调节阀。

倘若手柄置于停车位置，D_2腔就失压。于是，阀 21 关闭A、B、C腔的回油通道。三腔制动将使重物处于悬挂状态。

为了改善阀 21 启闭动作的平稳性，在其顶部设有阻尼塞 19。

缓冲阀 22 在其筒形外套里有一只安全阀。它由钢球、阀座和调压弹簧组装而成。阀的两端跨接于B_2和E_2腔。在重物从下降转入悬挂状态的过渡过程中，重物的惯性能量将经由阀 22 的节流而转变为热能。此阀的开启压力一般调定为系统额定压力的 1.1～1.5 倍。

自动调速阀 9 和 17 在手柄置于起升位置时能根据负载油压的高低而自动增减叶片马达的工作腔。它们都是内控顺序阀，工作原理如下（以阀 17 为例，参见附图A）：

在阀 17 开启之前，阀芯直径D_1的两面上均作用着马达非工作腔的油压p_B，而在环形面积$(D_2^2-D_1^2)\pi/4$的上部，则作用着回油压力p_0（经小孔 10、24、5 和E_1或O口连通），下部却作用着工作腔A的负载油压p_4。因此，当p_A高达弹簧调定值时，阀 17 就自动升起接通B_2和A_2腔。于是，叶片马达的A腔和B腔都投入工作。

操纵阀的动作原理（参看附图C）如下：

（1）停车——手柄在垂直位置时的职能有二：一是油泵卸荷，供油自P口径P_1''而从O口回到油箱；二是制动和悬挂。倘若重物是在空中停止，它将力图拖动马达反转并从A、B、C口排油。油路被顺序阀 21 以及单向阀 4、6、8 封闭，重物因而可以悬挂于空中。但如叶片马达的内漏较大，那么，在无机械刹车的情况下，叶片马达仍会缓慢地反转。

（2）正转——手柄从“停车”位置朝向“起升”位置摆动 45°的过程，此时，阀芯逐渐上移（见图中的断面 1－1）。首先是分流支路的P_1''口不断关小，待P口油压大于当时的三腔制动油压，单向阀 4 才开启，泵的供油方从P_1和P_1'口、经A_1、B_1和C_1口分别进入马达的正转进油口A、B、C，并按三腔分流调速开始正转。随着手柄摆角的增大，分流调速的油口P_1''将被主滑阀关闭，接着是C_1的供油口P_1'和B_1口被关闭。马达以A腔高速运行。若是A腔负载油压过高，阀 17 将自动接通A_2和B_2，使B腔参加工作。若是油压继续升高，阀 9 亦将自动接通A_2、B_2和C_2，使C腔亦参加工作，此时，叶片马达以最大输出扭矩低速运行。

（3）反转——手柄往前推至 45°角，滑阀芯将到达最低位置。此时，供油仅从P_1'口和D_1口进入马达的D腔（即C腔的背腔，见图c），此时外控顺序阀亦因D_2和腔 20 的压力而开启。于是C腔的回油经由单向阀 8、顺序阀 21、E_1口而向O口流出；A、B腔的排油则经A_1、B_1口和B_2，通过顺序阀 21（此时已被打开）进入E腔与A、B腔的进油路闭合，并与油箱连通，马达即按单腔高速反转。

5 二通式插装阀

二通式插装阀是块式连接阀件中应用较广的元件，它有 2 个工作位置和 2 个油口，作为流量放大级而与各种先导控制级组装成具有溢流、减压、节流和方向控制功能的大通径阀件。

通径范围　　16～160 mm

流量范围　　150～20000 L/min

最高工作压力　　31.5～42 MPa

5.1 结构原理

如图 5.7.6-62 所示，威格士公司的商品二通式插装阀包括阀芯、阀套(座)、复位弹簧、2 只O形密封圈和可选用的阻尼塞。控制盖板和先导级则按需另选。连接块通常是锻钢制成的六面体，它以内流道将各种插装式和板式阀件连接成有特定作业功能的集成回路。其中，插装阀安装孔的尺寸公差均采用联邦德国的标准DIN 24342。

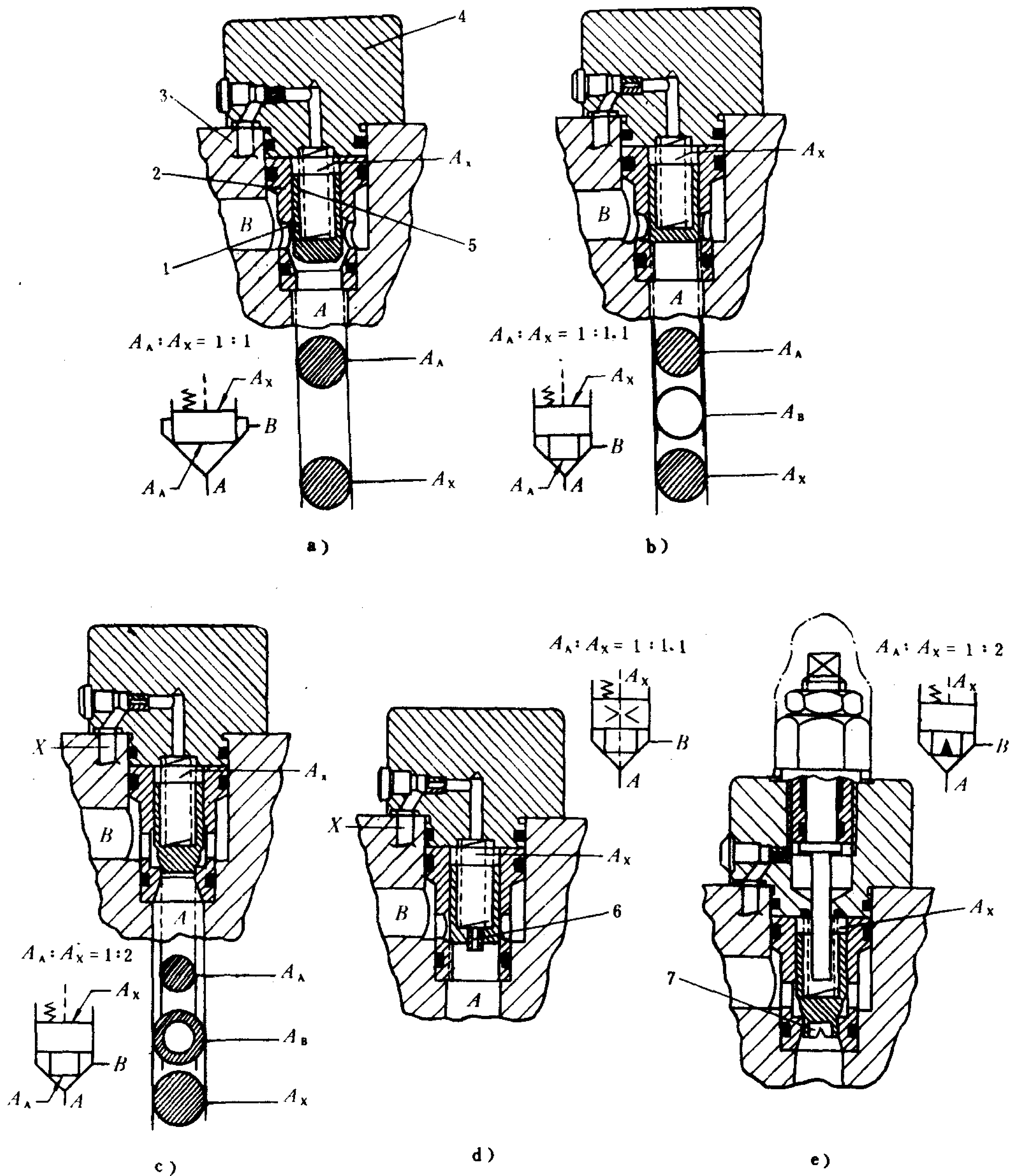


图 5.7.6-62 二通式插装阀的基本结构

a) 滑阀型阀套；b)、c) 普通阀芯；d) 带阻尼塞的阀芯；e) 升程可调的节流阀芯

1-阀芯；2-阀套（座）；3-连接块；4-控制盖板和先导级连接板；5-复位弹簧；6-阻尼塞；7-阀芯端部节流套

阀芯和阀套下部的座圈构成线接触密封，主油口A通常作为进油口(减压阀例外)，油路的通断由控制口X的油压来决定。油口X可以内接A口或B口，亦可按需采用外接。

阀芯的轴向作用力如图5.7.6-63所示。其启闭状态方程可用下式表达：

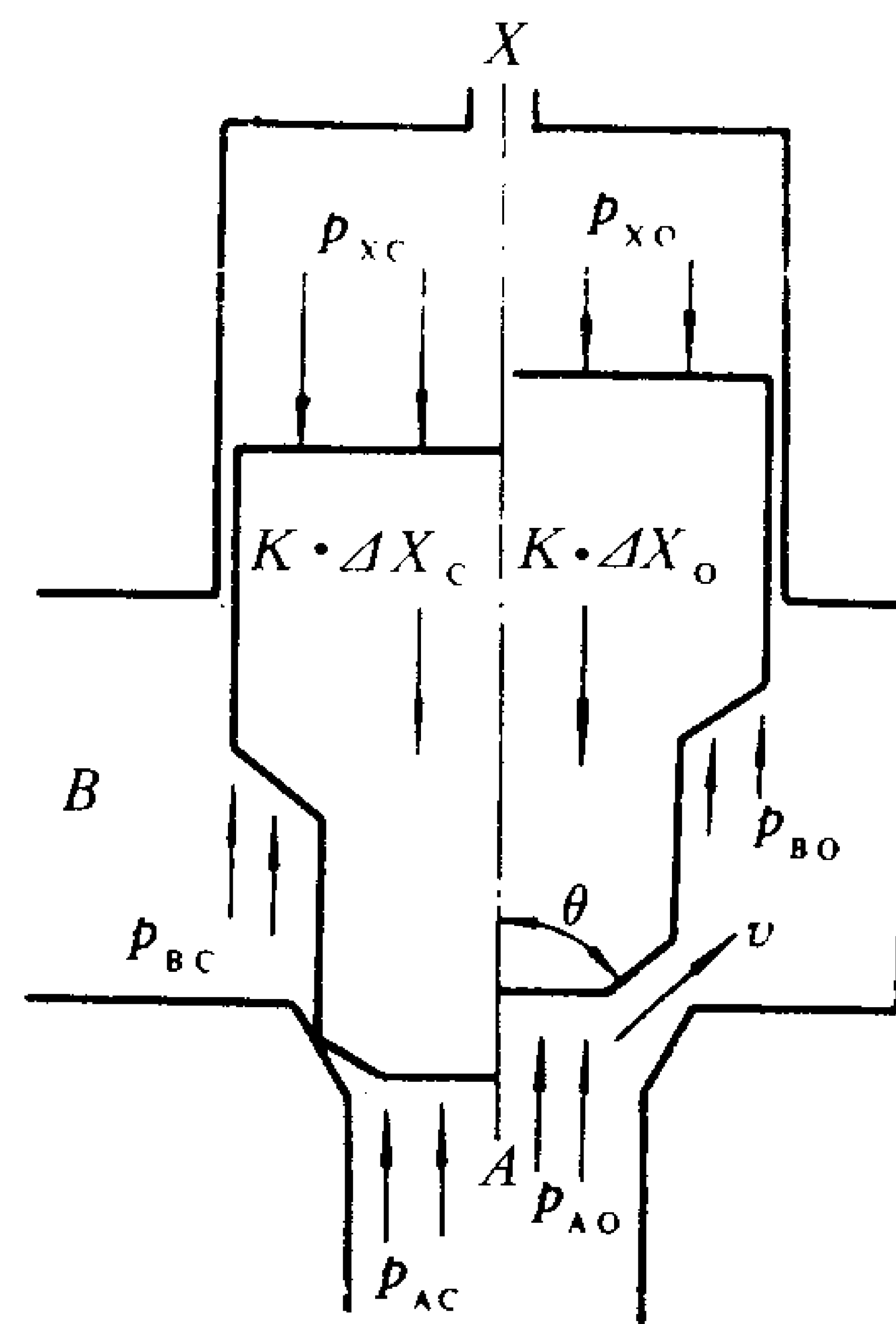


图5.7.6-63 阀芯的轴向作用力

在关闭状态

$$p_{XC}A_X+K\cdot\Delta X_C>p_{AC}A_A+p_{BC}A_B \qquad (5.7.6\text{-}9)$$

在开启状态

$$p_{XO}A_X+K\cdot\Delta X_O+\rho Qv\cdot\cos\theta\leq p_{AO}A_A+p_{BO}A_B \qquad (5.7.6\text{-}10)$$

式中：

A_X、A_A、A_B——阀芯在X、B、A腔的受力面积；

p_{XC}、p_{AC}、p_{BC}——在关闭状态时X、A、C腔的作用油压；

p_{XO}、p_{AO}、p_{BO}——在开启状态下，X、A、C腔的作用油压；

K——弹簧刚度；

ΔX_C、ΔX_O——在关闭和开启状态下弹簧的压缩长度；

ρ——油液密度；

Q、v——油的流量和阀口流速。

由此可见，只要改变控制口X的油压（$p_{XC}\gg p_{XO}$），即可实现阀的启闭。图5.7.6-64示出二通插装式方向阀按图示控制方式工作时的启闭过程。

二通式插装阀的面积比A_A/A_X，可按阀的功能或负载回路的具体情况选择。例如，溢流阀和减压阀应该采用A_A:A_X=1∶1的阀芯。但对双向流通的节流阀，则希望$A_A=A_B$，因此应

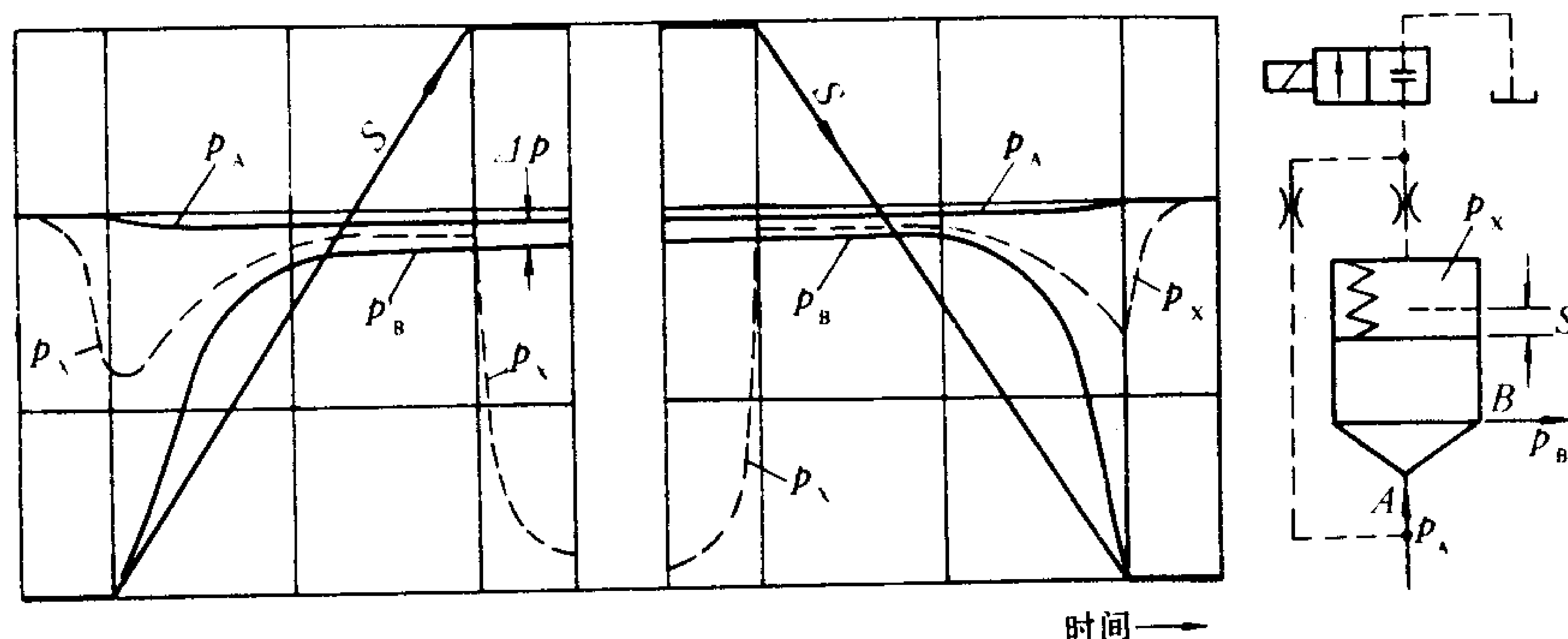


图5.7.6-64 二通插装式方向阀的启闭过程

采用A_A:A_X=1∶2的阀芯

阀的开启压力是指p_X为零时使阀开启的最低油压。它取决于弹簧刚度和面积比。表5.7.6-8列举了两个公司产品的面积比。

表 5.7.6-8

阀芯的面积比A_A∶A_X

阀的功能	威格士	力士乐
溢流和减压	1∶1	1∶1
方向控制	1∶1 1∶1.1	1∶1.07 1∶1.5
节流	1∶2	1∶1.07

5.2 二通式插装元件的组合功能

5.2.1 溢流功能阀组

它以调压阀为先导级、二通式插装阀为流量放大级，组合成大通径的溢流功能阀组，见图5.7.6-65。

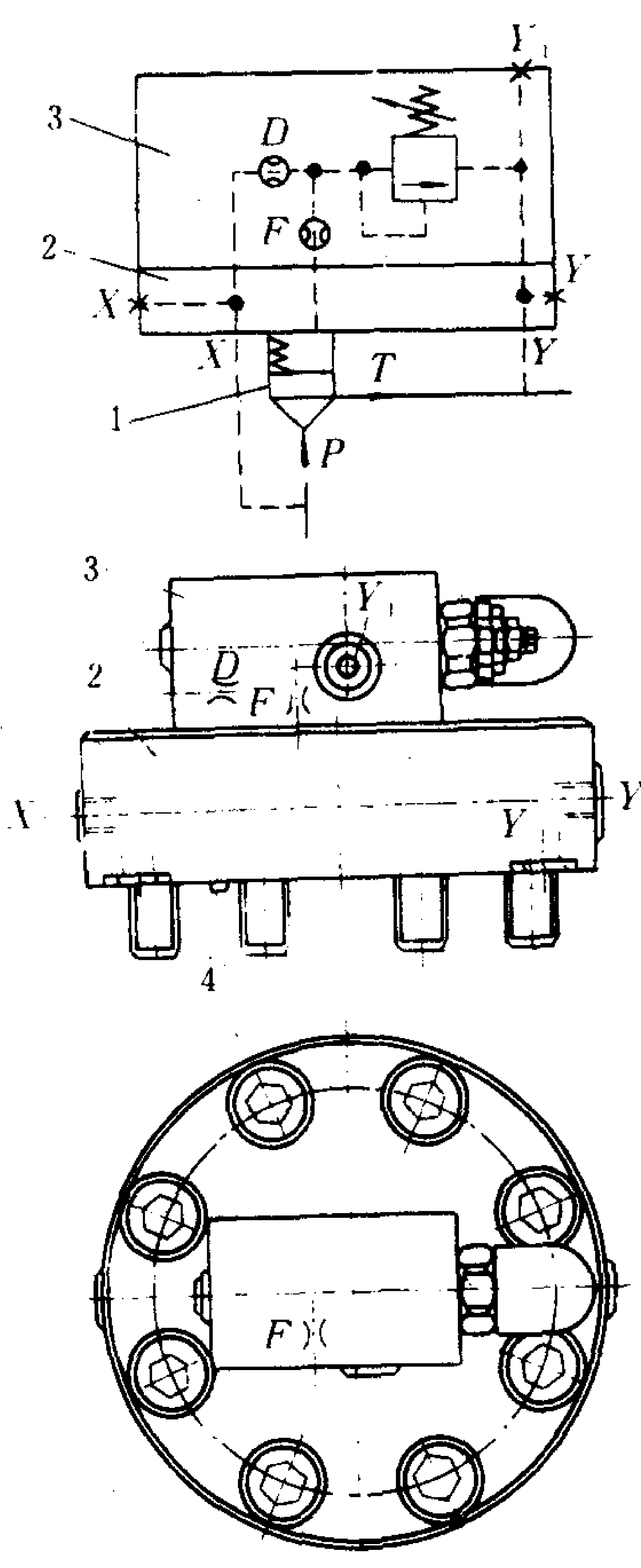


图 5.7.6-65 溢流功能阀组

1-二通式插装元件；2-盖板；3-板式调压阀

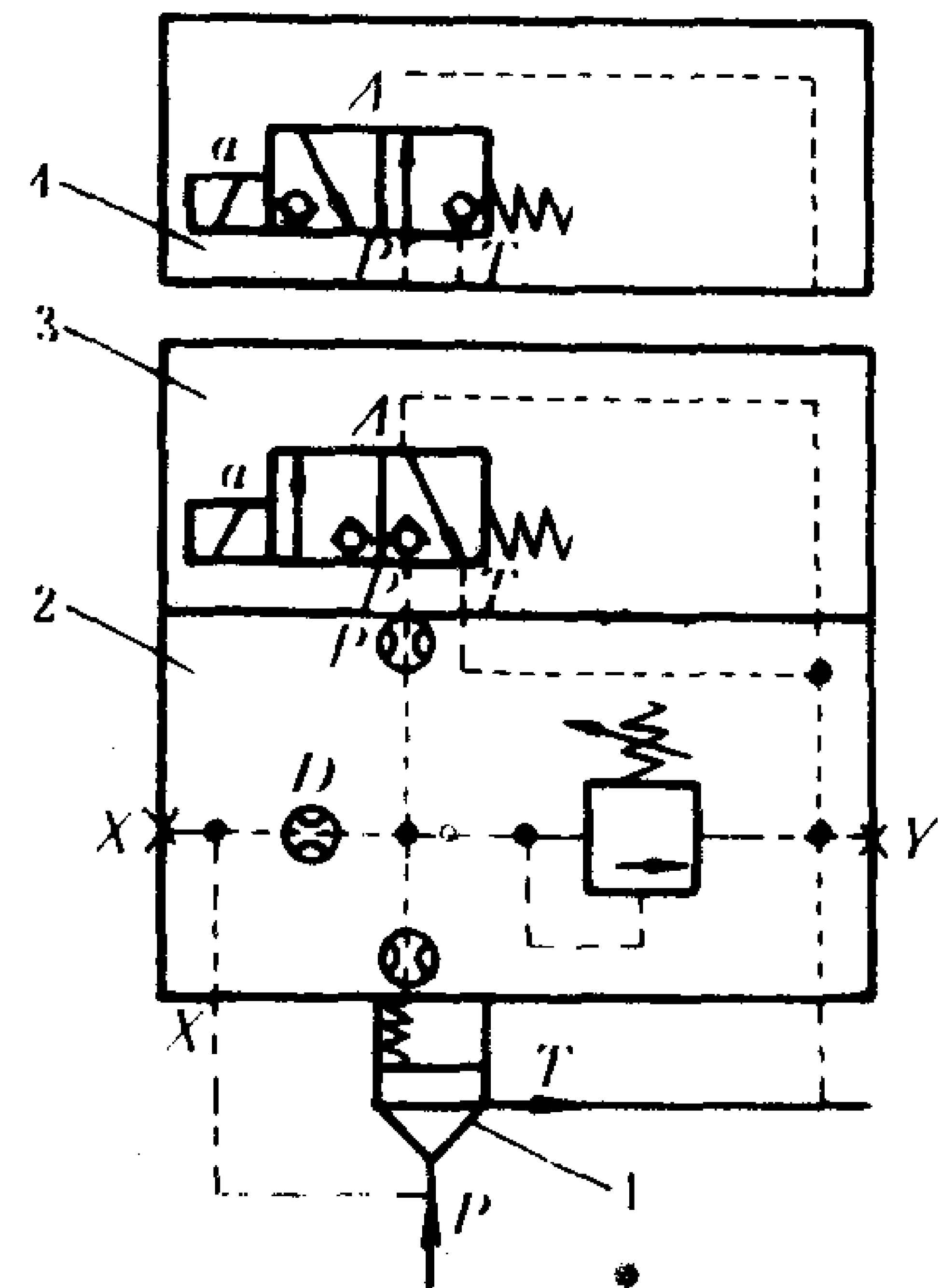


图 5.7.6-66 电控卸荷与溢流功能阀组示意图

1-二通式插装元件；2-调压阀；3-二位三通电磁阀(常闭型)；4-二位三通电磁阀(常开型)

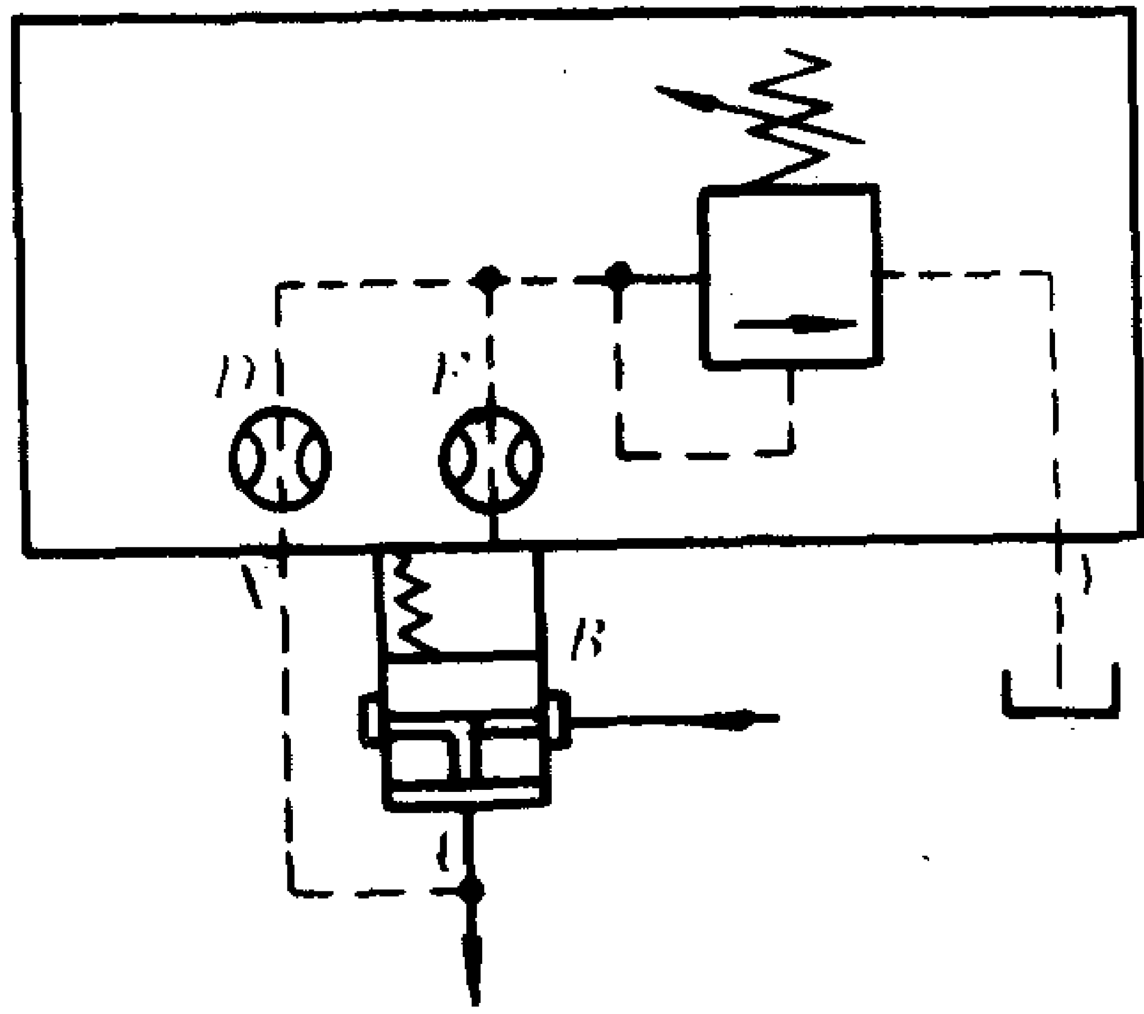


图 5.7.6-67 减压功能阀组示意图(LC-DR型)

图 5.7.6-66 示出电控卸荷与溢流功能阀组，它以二位三通电磁阀和调压阀为先导级，对二通式插入阀进行控制，使之具有卸荷或溢流功能。当用组件 3 时常态为溢流，而用组件 4 时则常态为卸荷。

5.2.2 减压功能阀组

力士乐公司的减压功能阀组有 2 种组合方式。第一种组合方式是以调压阀为先导级，以周向有孔的阀芯阀套插装元件为末级（DR型插装元件）。第二种组合方式是以小通径减压阀为先导级、普通阀芯的插装件为末级(DB型插装元件)。图 5.7.6-67 是第一种组合的示意图，倘若一次油压的波动导致了二次油压上升且超过调压阀的开启压力，则阀芯产生向上的位移，它与阀套间的开口量就减小，因而二次油压可以稳定于先导级的调定压力。

5.2.3 节流功能阀组

节流功能阀组如图 5.7.6-68 所示。它借助于升程调节螺丝来改变阀芯的节流开口量。另外，改变X口的连接方式，可以得到下列功能：

（1）双向节流功能——堵X_1口，将X_2口接油箱；

（2）A-B向节流，B-A向截止—堵X_2口，X_1口内接B口；

（3）B-A向节流，A-B向截止—堵X_2口，X_1口内接A口

5.2.4 方向控制功能阀组

二通式插装元件适用于大流量单油路的方向控制。选用不同的先导级和改变盖板上X、Y油口的连接方式，可以得到下列的方向控制功能（见图 5.7.6-69）。

（1）单向阀功能—仅以X_1口内接B口，可以得到A-B向导通和反向截止的单向阀功能。

（2）电控液动二位二通的功能—先导级用二位二通或二位四通的电磁阀，借助于盖板的油口X_3和Y_3，可以组成大通径的二位二通换向阀。

此外，用多个二通式插入元件亦可组成各种三位四通机能的电液换向阀，但是P与T两条油路同步启闭的动态特性，需要通过精心设计和调试，特别是要通过系统污染度的严格控制来保证，否则，工作的安全可靠性将会受到威胁。

6 比例控制阀

6.1 概述

系统的输出参数与其输入信号成正比的控制称为比例控制。液压系统的比例控制是借助于信号发送器（电位器）、电子放大器和比例阀来实现的，方框图见图 5.7.6-70。

由于输入信号达到I_{max}的时间可在电子放大器进行设定，因此系统输出的可控参数，既有速度和力的稳态参数，又有它们的动态参数加速度和力的时间梯度。后 2 个参数普通液压阀是无法控制的。

6.1.1 比例控制的主要元件

电位器是一只可变电阻，两端接入恒定的直流电压，输出电压则视动触头位置而从 0 至最大值。

电子放大器主要用来将电压信号转变为电流信号并向比例电磁铁输出。

比例阀一般由比例电磁铁(或伺服电机)、比例液压阀以及位移传感器等 3 种部件组合而成，见图 5.7.6-71。其中：比例电磁铁或伺服电机的作用是为改变先导级的开启压力或开口量而提供必要的力或位移；比例液压阀件的作用是产生与输入信号电流成正比的油压、流量

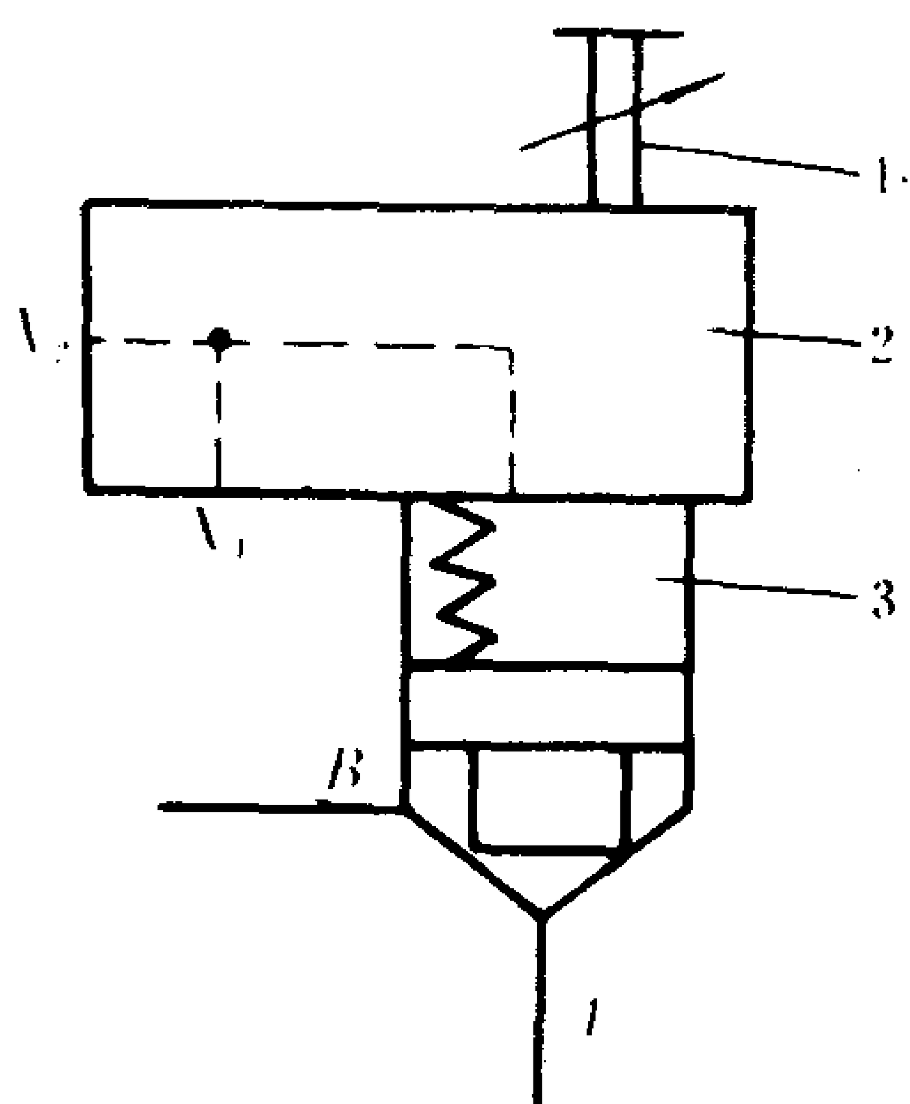


图 5.7.6-68 节流功能阀组示意图

1-阀芯升程调节螺丝；2-盖板；3-二通式插装元件

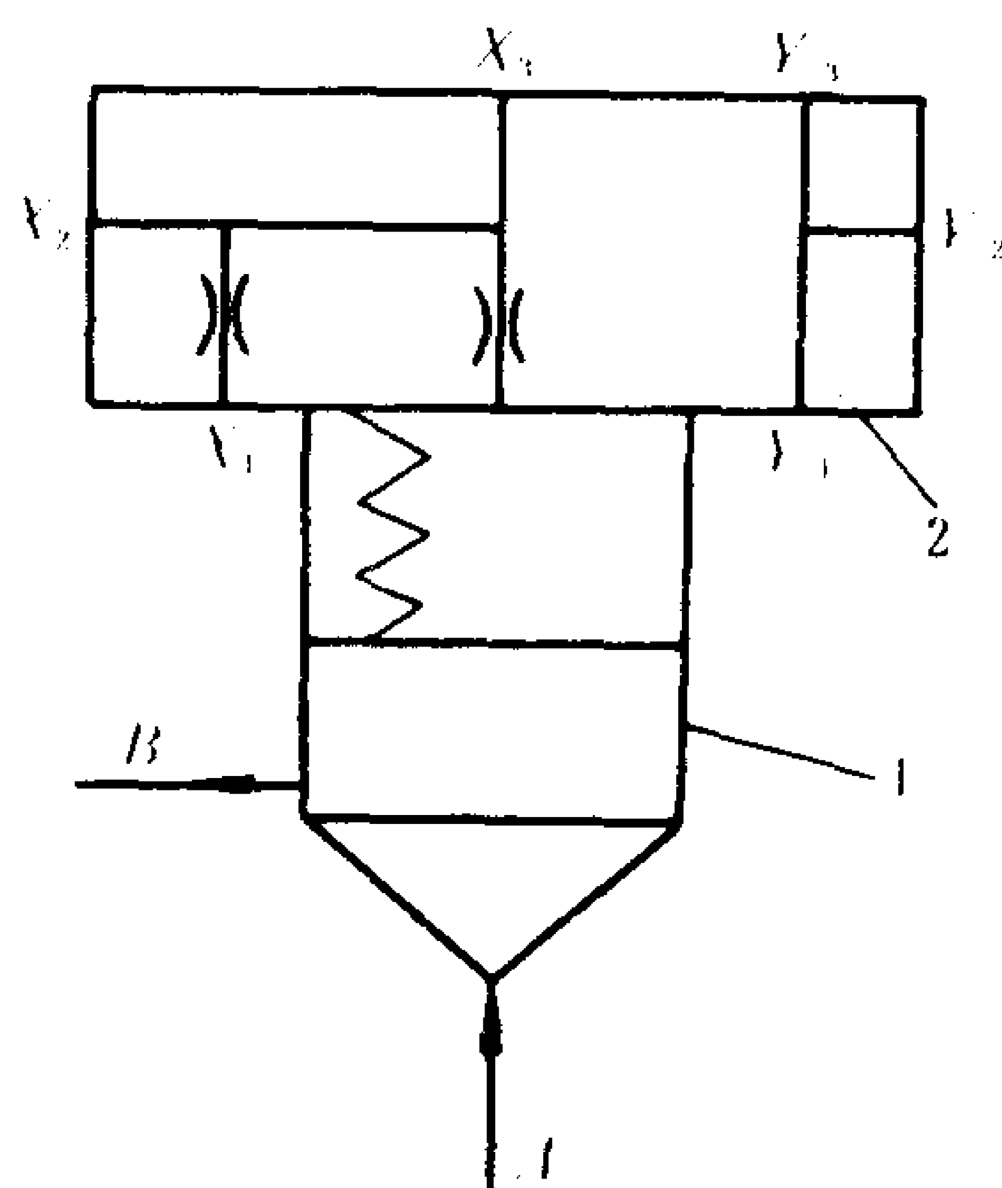


图 5.7.6-69 方向控制功能阀组示意图

X_1-内控油口；X_2、X_3-外控油口；Y_1-内泄油口；Y_2、Y_3-外泄油口；1-二通式插装元件；2-盖板

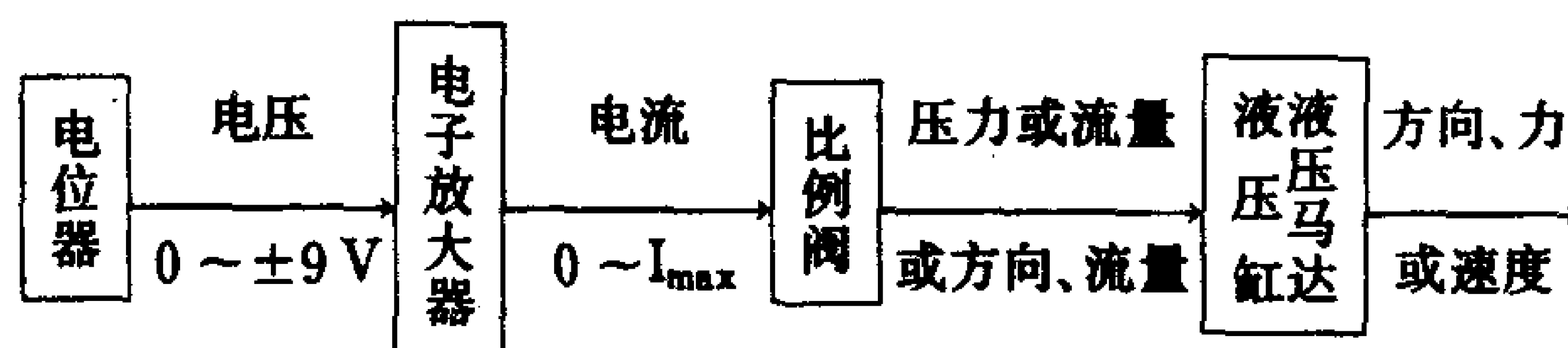
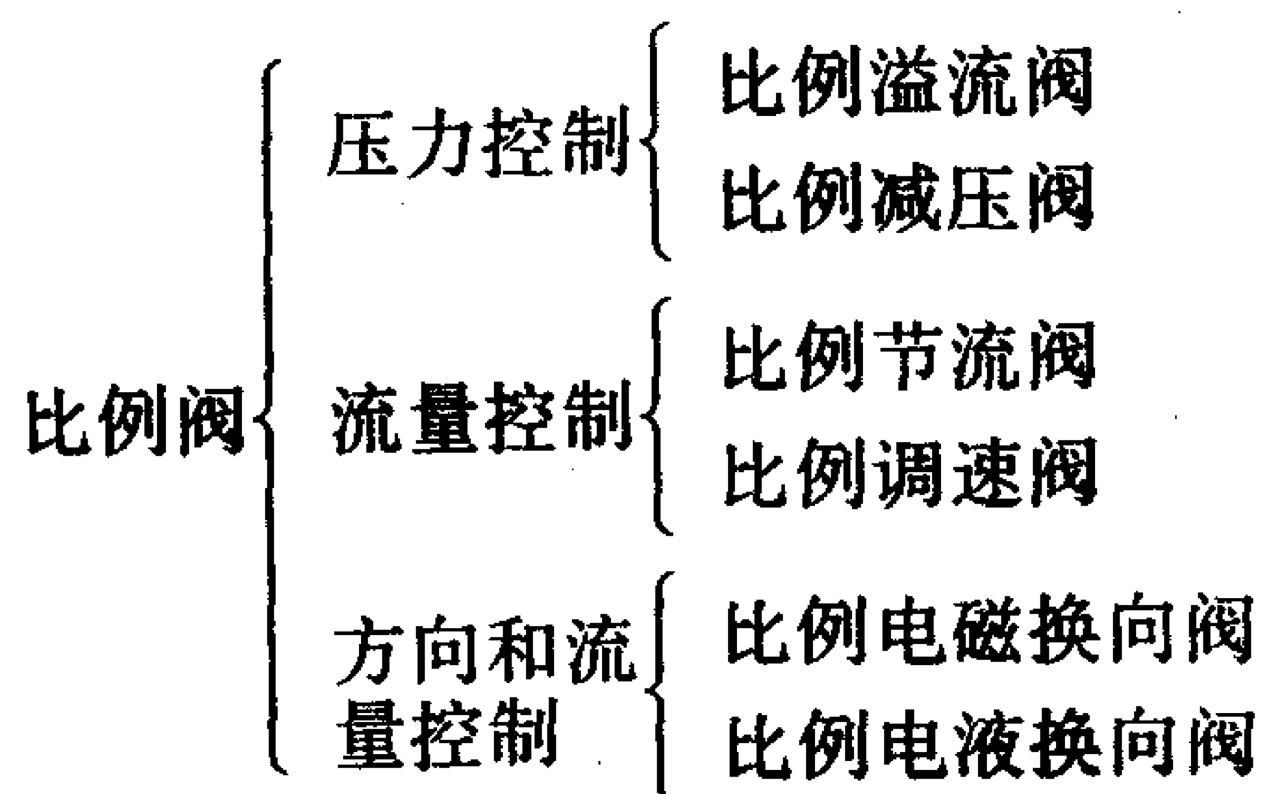


图 5.7.6-70 液压系统比例控制框图

或改变其流动方向。

位移传感器用来测量换向阀或流量阀的电磁铁或伺服电机所产生的位移，并将此位移转变为交流的电压信号反馈至电子放大器，使比例液压阀达到并保持在设定的工作状态。

6.1.2 比例阀的种类



6.1.3 优缺点和用途

（1）输出参数可连续变化（无级调节），亦可按指定的程序作周期性的间歇变化。

（2）速度与加速度、力与力的时间梯度均可控制，且有较好的控制精度。

（3）适用于开环和闭环控制。

（4）控制精度和费用比伺服阀低，许用污染度和管理水平与普通液压阀相当。

在船舶上，比例阀特别适用于由驾驶台作远距离电控的液压调距桨装置、液压舵机、以及要求闭环控制的液压防摇鳍装置或自动绞缆机等等。

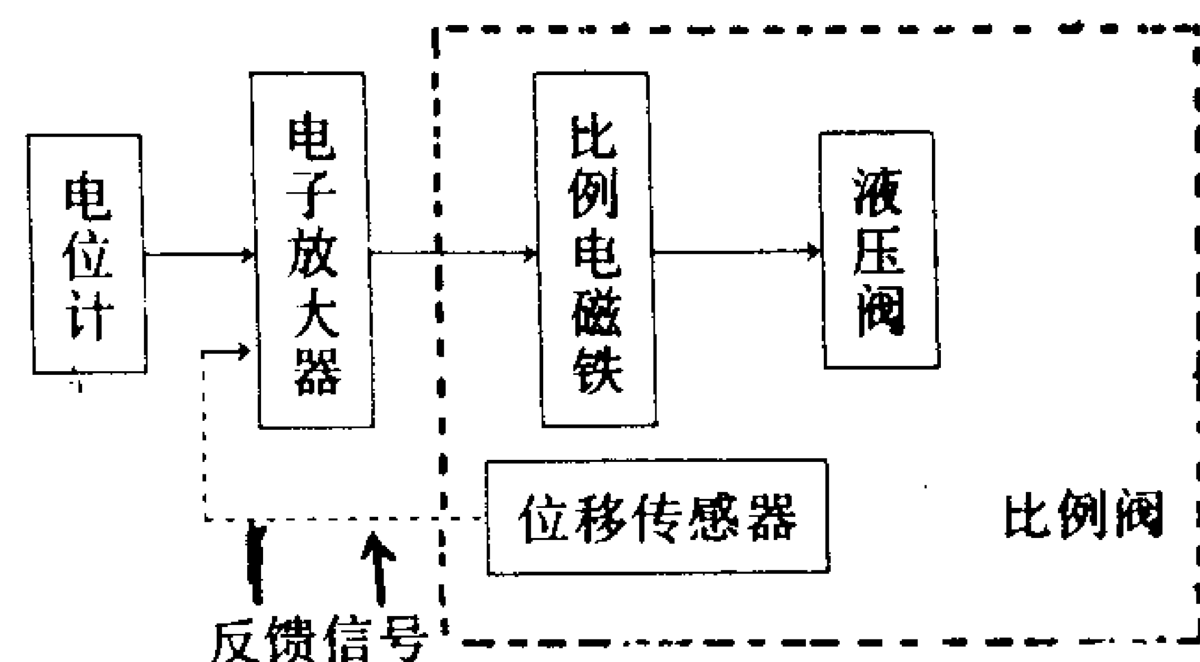


图 5.7.6-71　带电磁铁位移信号反馈的比例阀

6.2　技术品质指标

6.2.1　静态品质指标

1）滞环偏差（图 5.7.6-72）

由于电磁铁的磁滞现象，输入信号电流增减至同一数值时的输出参数会出现不同程度的偏差。最大偏差与额定输出参数的比值，定义为比例阀输出参数的滞环偏差，简称为滞环，即

$$滞环=\frac{\Delta p_{max}}{p_n}\times 100\% \qquad (5.7.6\text{-}11\ a)$$

或

$$滞环=\frac{\Delta Q_{max}}{Q_n}\times 100\% \qquad (5.7.6\text{-}11\ b)$$

式中：Δp_{max}或ΔQ_{max}——在某一输入信号电流下测得的输出压力或流量的滞环最大偏差；

p_n或Q_n——额定输出的压力或流量。

滞环越小，比例阀的控制精度越高。

2）线性偏差（图 5.7.6-73）

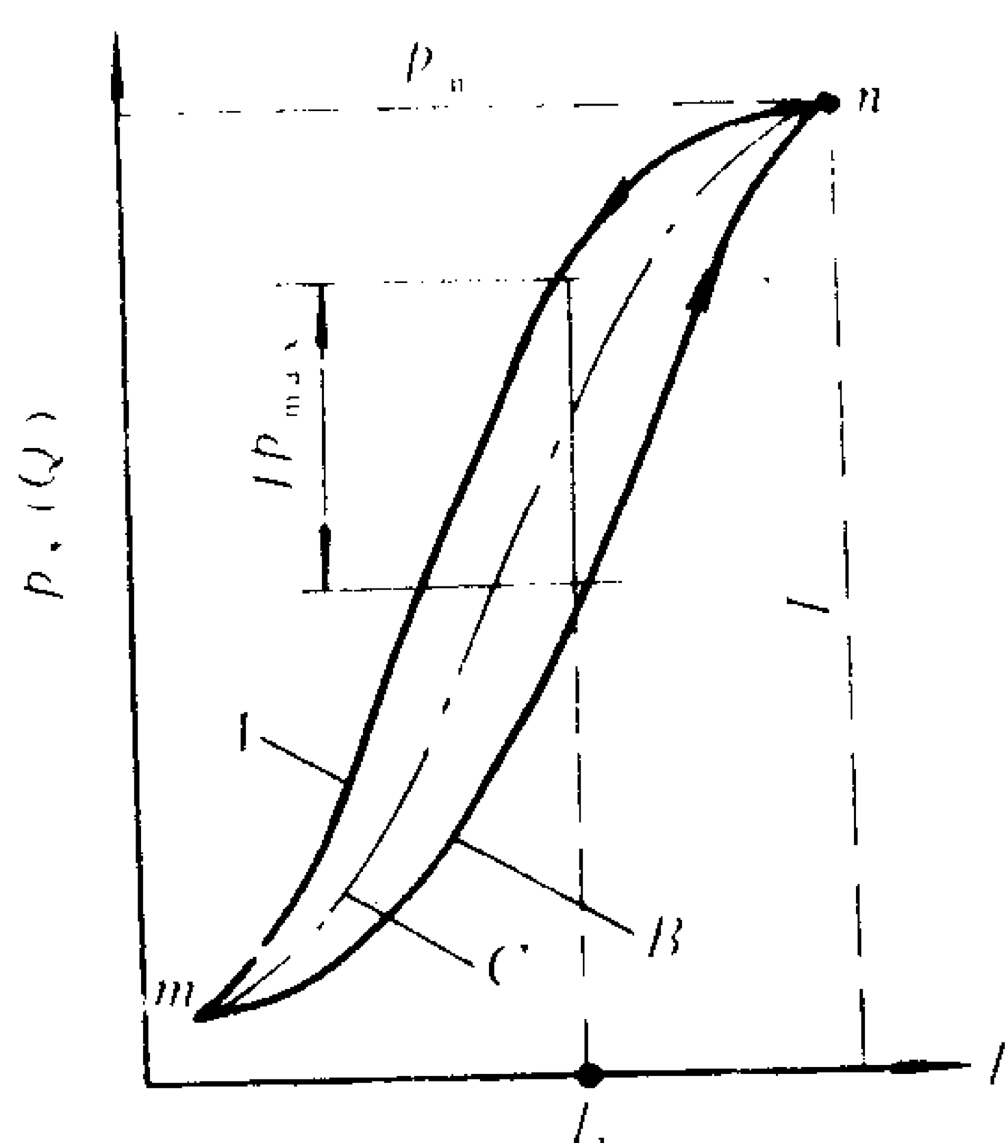


图 5.7.6-72　滞环偏差

A-控制信号电流减小的I-p曲线；B-控制信号电流增大的I-p曲线；C-滞环的对称曲线

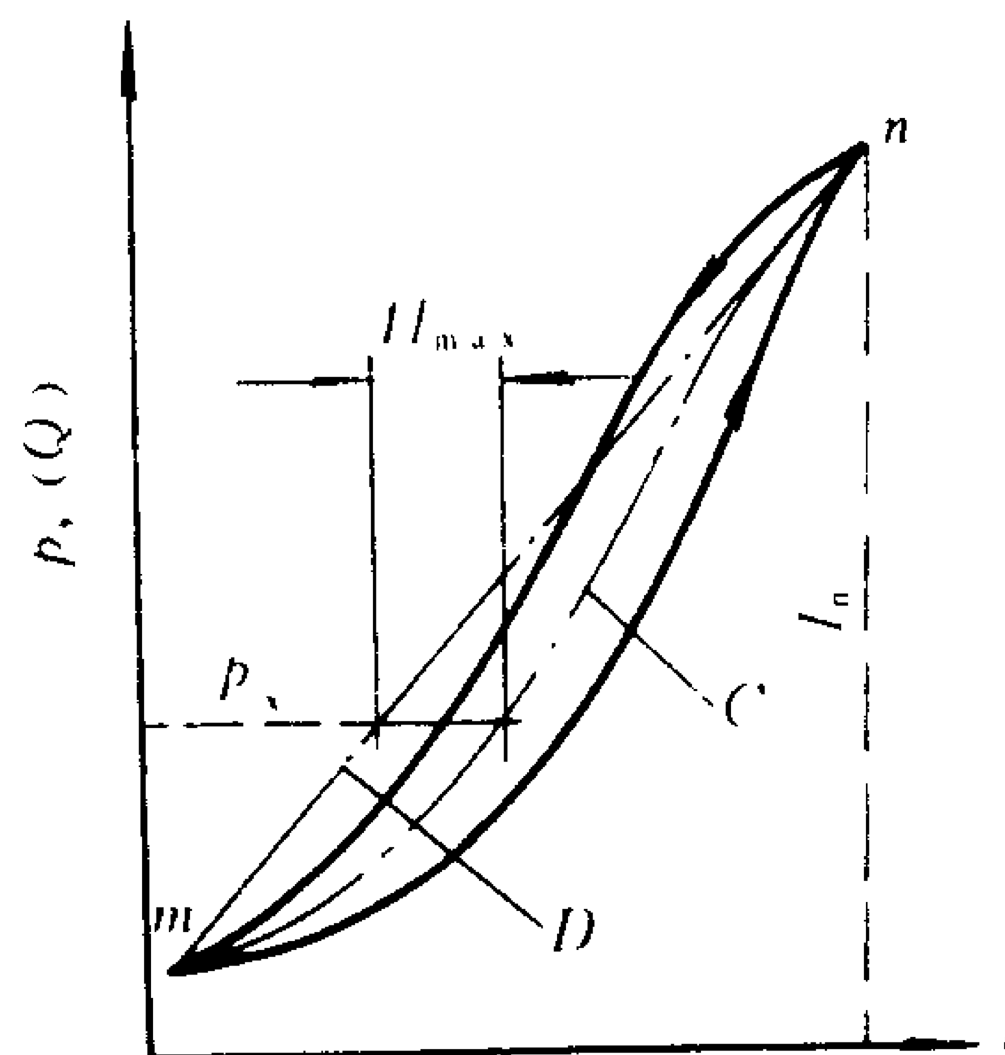


图 5.7.6-73　线性偏差

C-滞环的对称曲线；D-理想的I-p（Q）特性曲线

在图 5.7.6-73 中，工况的始末点m与n的连线乃是比例阀的理想特性曲线。在同一输出参数下，它与滞环对称曲线间的输入信号电流将存在不同程度的偏差。此种偏差称为比例阀的线性偏差，并以这种偏差的最大值与额定输入信号电流的比值来评价，即

$$线性偏差=\frac{\Delta I_{max}}{I_n}\times 100\% \tag{5.7.6-12}$$

式中：ΔI_{max}——输入信号电流非线性偏差的最大值；

I_n——输入信号电流的额定值

线性偏差小，比例阀的控制特性就好。

3）重复偏差（图 5.7.6-74）

当输入信号电流每次增加（或减小）至同一数值时，其对应输出参数间的偏差称为比例阀的重复偏差。确定重复偏差时，规定测取 3 条特性曲线，每次相隔 10 min，输入信号电流应从 0 增至额定值。重复偏差以同一输入信号电流的输出参数偏差最大值与额定输出参数的比值来定义，即

$$重复偏差=\frac{\Delta p_{max}}{p_n}\times 100\% \tag{5.7.6-13 a}$$

或

$$重复偏差=\frac{\Delta Q_{max}}{Q_n}\times 100\% \tag{5.7.6-13 b}$$

式中：p_n或Q_n——额定输出压力或流量；

Δp_{max}或ΔQ_{max}——某输入信号电流下的压力或流量的最大偏差。

重复偏差越小，比例阀的控制精度越高。

4）分辨率（图 5.7.6-75）

元件从静止到运动需要克服其静摩擦力，所以对输入信号的反应就表现出不同程度的呆滞现象。在比例阀的线性工作区，假定输入信号电流从I_1缓慢地增大，由于上述原因，只有当电流增至I_2时，才引起输出参数的可见变化。这种不灵敏的程度可以用分辨率来评价：

$$分辨率=\frac{I_2-I_1}{I_n}\times 100\% \tag{5.7.6-14}$$

分辨率越小，灵敏度就越高。

6.2.2 动态品质指标

1）频率响应（图 5.7.6-76）

输入信号在频繁交变的情况下，比例阀的输出参数不但会降低，而且明显地落后于输入信号。随着输入信号频率的提高，输出对输入的追随特性就更差。频率响应就是评价这种动态特性的品质指标。

评价方法规定，以幅值恒定的正弦波为输入信号，试验从频率为 0.1 Hz开始，记录输入和输出的波形。逐次提高试验的频率，直到输出幅值减至 0.1 Hz时的 70.7%或者是输入输出波形的相位差达到$\phi=90^\circ$为止。这个时候的试验频率就作为比例阀的频率响应指标。目前，比例阀能够响应的最高输入信号频率为 1 ～ 5 Hz。

2）阶跃响应

向比例电磁铁输入一个阶跃信号电流以后，比例阀的输出参数亦需经历一段时间才能升至它的稳定值，见图 5.7.6-77。其中，从阶跃信号输入至输出参数到达 98%稳定值[1] 的时间t，称为阶跃响应时间（简称阶跃响应）。阶跃响应时间长，则表明比例阀的反应速度慢。

---

① 视要求而定。

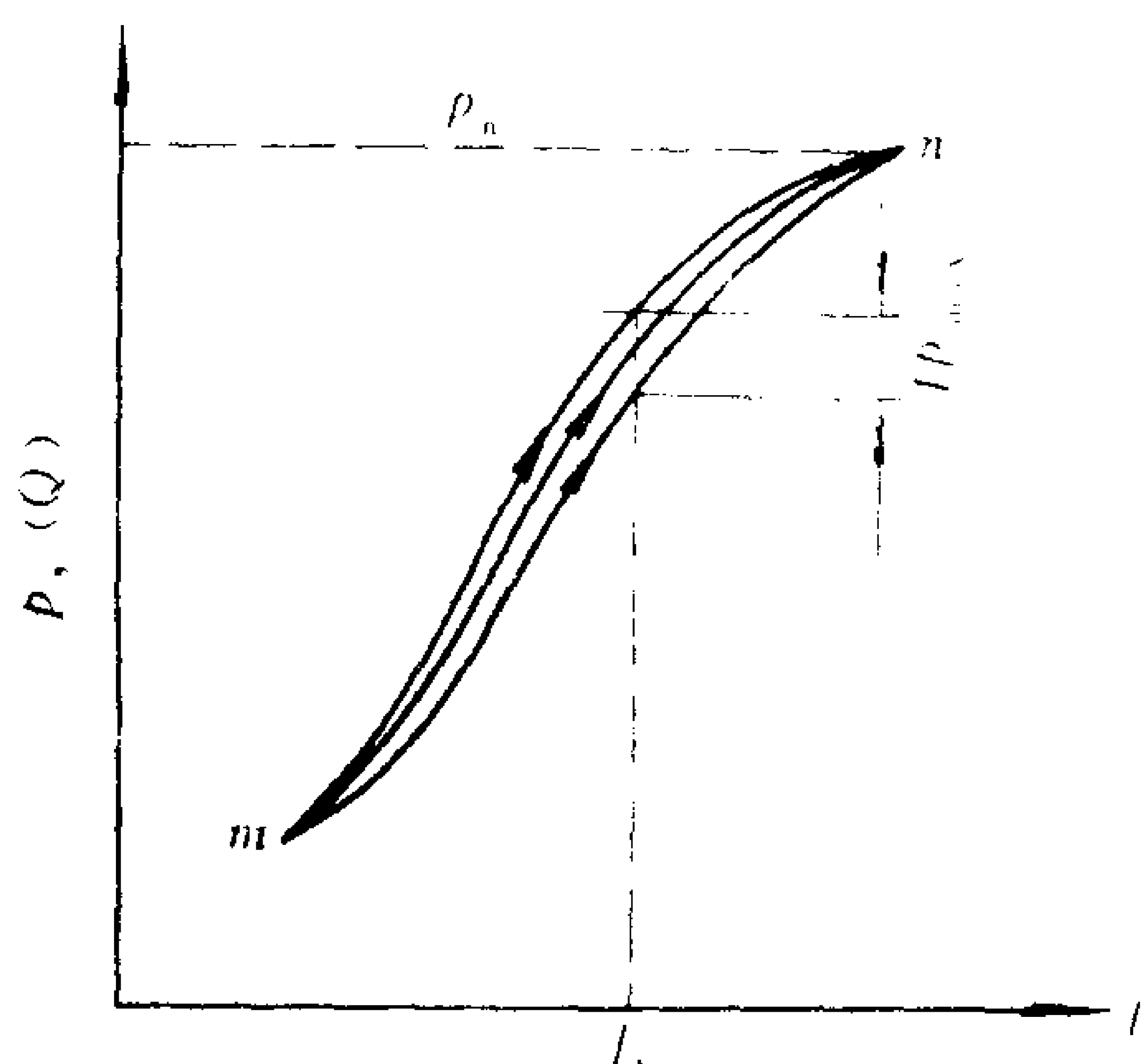


图 5.7.6-74　重复偏差

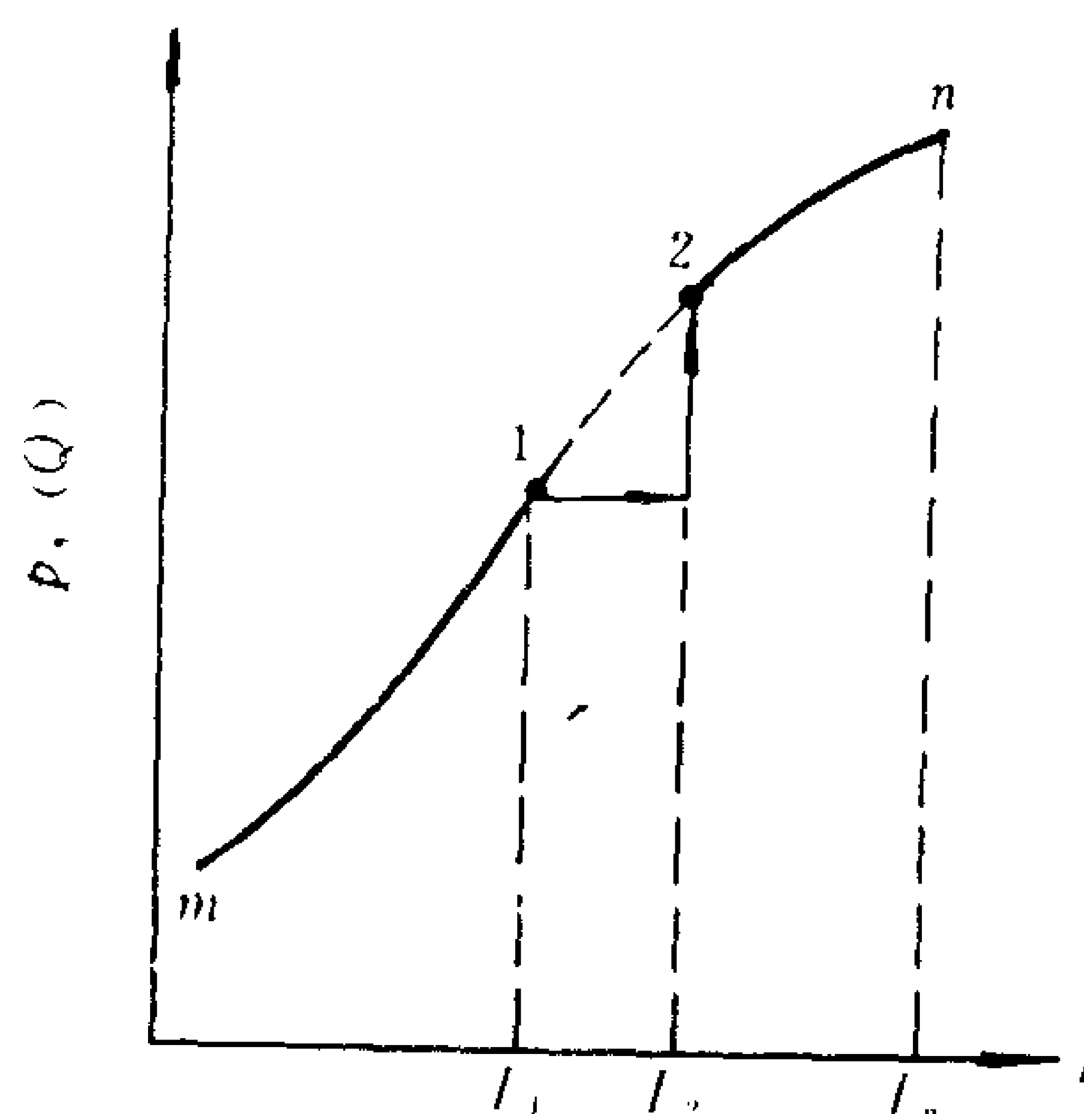


图 5.7.6-75　输出的呆滞现象

6.3　比例溢流阀

图 5.7.6-78 示出带有安全阀的DBEM型比例溢流阀的结构。其特点如下：

1）先导级

如图 5.7.6-78 所示，气隙δ被阀座 1 限定，电磁铁的推力就仅与输入电流成正比。此推力将通过活动铁芯及其推杆直接作用于锥阀芯子，所以，改变输入电流就能调节溢流阀的开启压力。

同一通径的先导级，可有不同的开启压力，但其额定输入电流相同。

2）安全阀

安全阀的作用是防止输入电流因故过大而造成开启压力的尖峰超值。它通常调定在主阀开启压力的 1.1～1.2 倍。

3）溢流主阀

在阀芯内装了一条较粗的芯柱可以缩小控制腔的容积，启闭时间因而缩短，阀的频率响应可以提高。其余与普通液压阀无异。

DBEM型比例溢流阀有多种流量规格，最高工作压力 31.5 MPa，开启压力有 31.5、20、10 和 5 MPa 4 级，配VT 2000 电子放大器，最小控制电流 100 mA，最大控制电流 800 mA。阀的工作油温范围是－20～＋70℃，工作粘度范围是 2.8～380 mm²/s。它在开启压力为 20 MPa时的I-p曲线如图 5.7.6-79 所示。技术品质指标为：

滞环	有颤振电流（200 Hz，振幅 200 mA）	$\leq 1.5\% p_{max}$
	无颤振电流	$\leq 4.5\% p_{max}$
线性偏差		≤3.5%
重复偏差		≤ 2 %

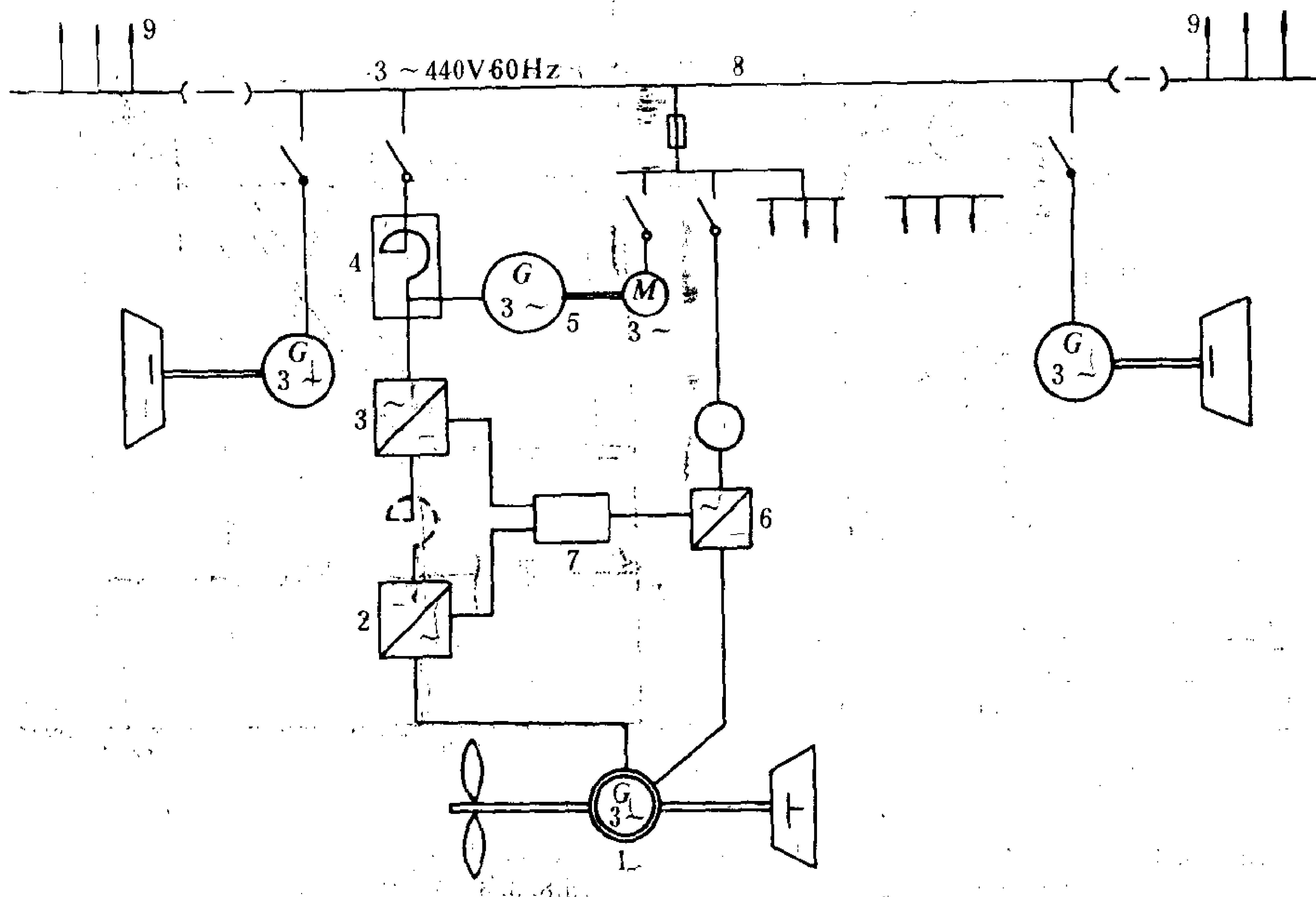


图 8.3.6－7　晶闸管轴带发电机系统图

晶闸管逆变器 3：它由晶闸管全控桥式电路构成，按有源逆变状态运行，将整流后的直流电逆变为电压、频率恒定的交流电，供给船舶电网。

系统电抗器 4：用以限制短路电流。抑制谐波电流，改善波形。

同步补偿器 5：同步补偿器由一台三相异步电动机驱动，该电动机唯一的作用就是起动同步补偿器。起动完毕、立即切断异步电动机电源，此时同步补偿器继续运转向电网提供无功功率。同步补偿器一般为三相无刷同步电机。

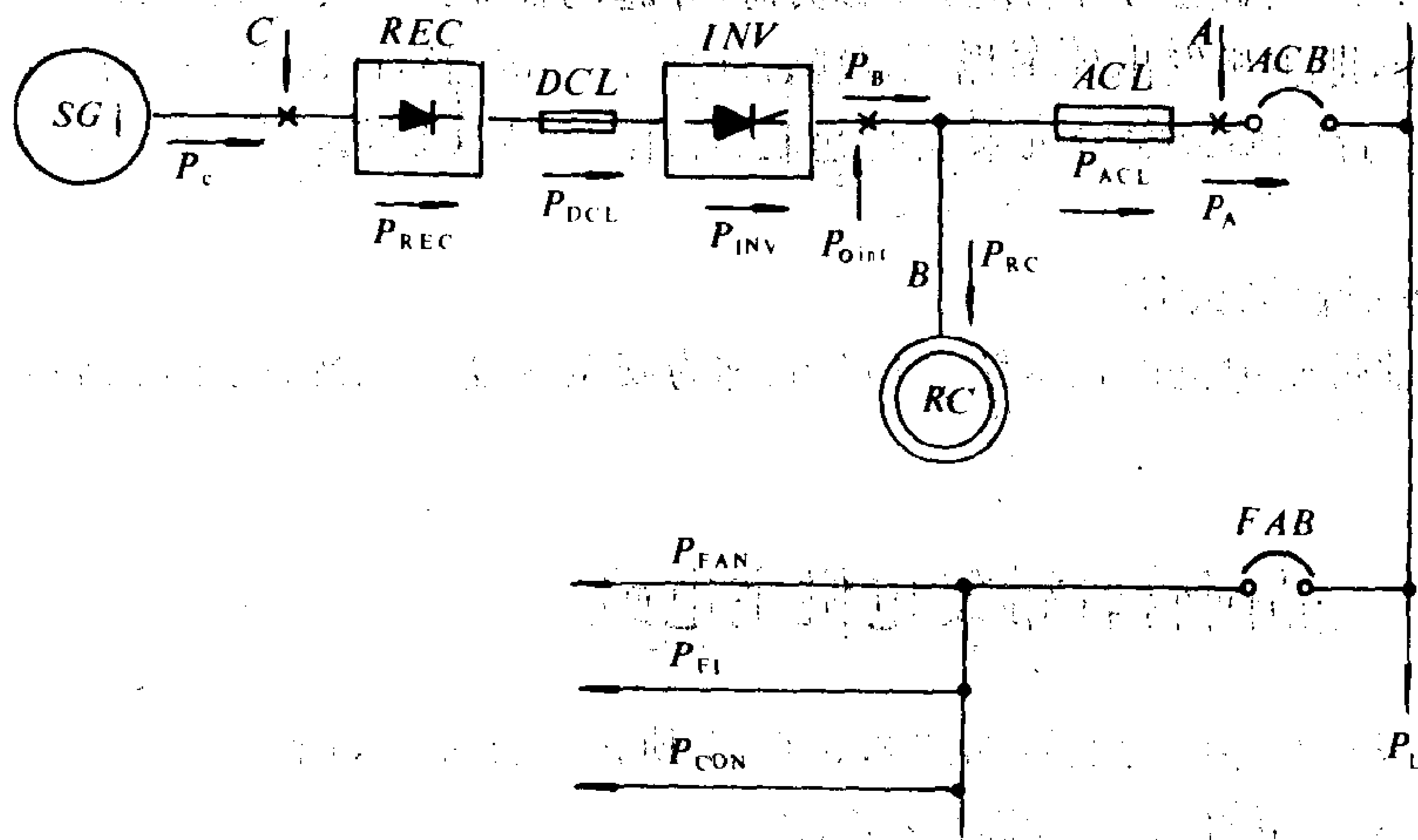


图 8.3.6－8　晶闸管轴带发电机有功功率的传递

励磁用晶闸管整流装置 6：改变其控制角，以调节轴带发电机励磁电流。

控制系统 7。

3×440 V、60Hz 的供电系统 8。

负载 9。

2.1　晶闸管轴带发电机系统的功率传递

轴带发电机产生的三相交流电，经过晶闸管整流器和逆变器送给电网的功率为有功功率。逆变器和全船负载所需无功功率，则由同

步补偿器供给。换言之，晶闸管轴带发电机系统功率的产生、传递和控制分为下述两个子系统

1)有功功率的产生和传递：

"A"点处：
$$P_A=P_L+P_{FAN}+P_{FI}+P_{CON} \quad (8.3.6—1)$$

式中：P_L —— 全船电网所需有功功率；

P_{FAN} —— 轴带发电机系统通风冷却设备需要的有功功率；

P_{FI} —— 轴带发电机励磁系统所需有功功率；

P_{CON} —— 轴带发电机系统控制设备需要的有功功率。

"B"点处：
$$P_B=P_A+P_{RC}+P_{ACL} \quad (8.3.6—2)$$

式中：P_{RC} —— 同步补偿器所需有功功率，即运转过程中的各种耗损；

P_{ACL} —— 系统交流电抗器耗损的有功功率；

"C"点处：
$$P_C=P_B+P_{INV}+P_{DCL}+P_{REC} \quad (8.3.6—3)$$

式中：P_{INV} —— 晶闸管逆变器耗损的有功功率；

P_{DCL} —— 直流回路电抗器耗损的有功功率；

P_{REC} —— 晶闸管整流器耗损的有功功率。

如忽略：P_{FAN} P_{FI} P_{ACL} P_{INV} P_{DCL} P_{REC}时：

则
$$P_{SG}=P_C=P_{RC}+P_L \quad (8.3.6—4)$$

2)无功功率的产生与传递

"A"点处：
$$Q_A=Q_L+Q_{FAN}+Q_{FI}+Q_{CON} \quad (8.3.6—5)$$

式中：Q_L —— 全船电网所需无功功率；

Q_{FAN} —— 轴带发电机系统通风冷却设备所需无功功率；

Q_{FI} —— 轴带发电机励磁系统所需无功功率；

Q_{CON} —— 轴带发电机系统控制设备所需无功功率。

$$\therefore Q_{SC}=Q_A+Q_i+Q_{ACL} \quad (8.3.6—6)$$

式中：Q_i —— 晶闸管逆变器所需要的无功功率；

Q_{ACL} —— 系统交流电抗器所需的无功功率。

当忽略：Q_{FAN}、Q_{FI}、Q_{CON}、Q_{ACL}、Q_i时：

$$Q_{SC}=Q_L+Q_i \quad (8.3.6—7)$$

2.2 晶闸管轴带发电机系统主回路功率、电压、电流的关系

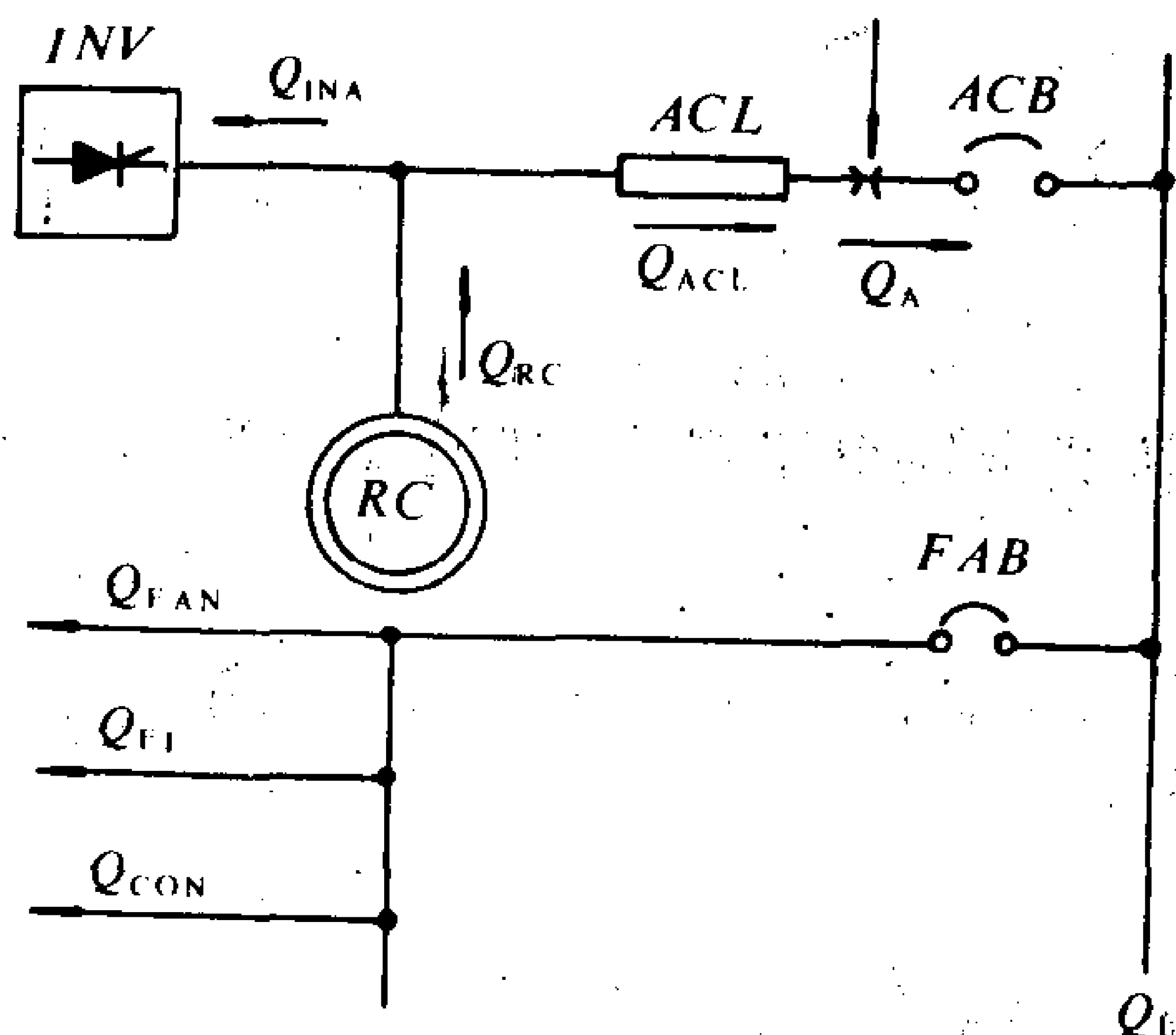


图 8.3.6—9 轴带发电机系统无功功率的传递

1)主回路功率、电压、电流一般关系

为便于工程计算，假设①直流回路中平波电抗器的电抗为无穷大，电阻为零，电流完全平滑。②整流器和逆变器的晶闸管电压降为零。③考虑晶闸管整流器的重叠角为γ，逆变器晶闸管的重叠角为γ'。现经推导获得晶闸管轴带发电机系统功率、电压、电流关系如下：

(1)晶闸管整流电路

$$U_d=\frac{3\sqrt{2}}{\pi}U_{SGL}\cos\frac{\gamma}{2}\cos\left(\alpha+\frac{\gamma}{2}\right) \quad (8.3.6—8)$$

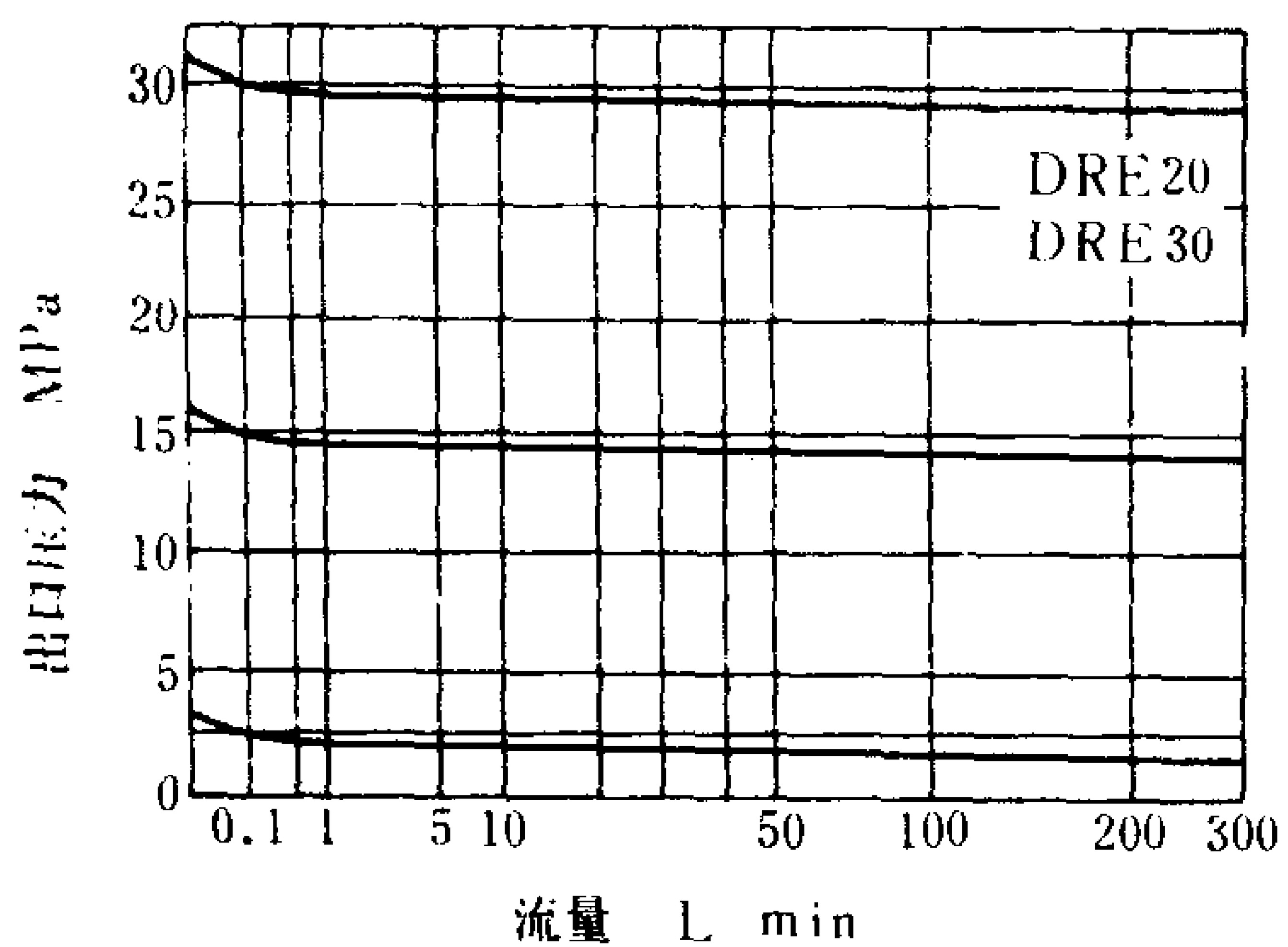


图 5.7.6-82 DRE型比例减压阀的p_A-Q特性

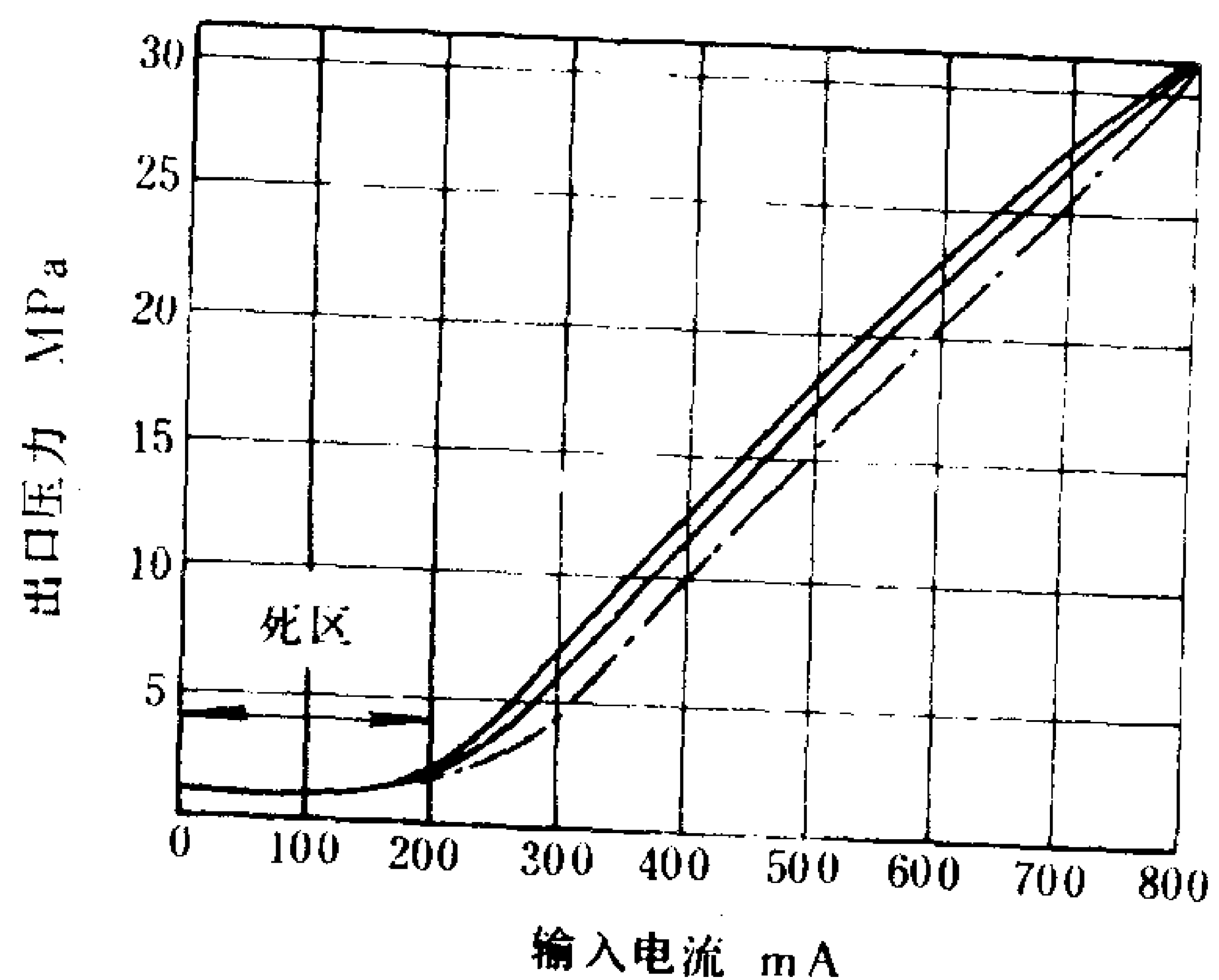


图 5.7.6-83 DRE型比例减压阀的I-p_A曲线

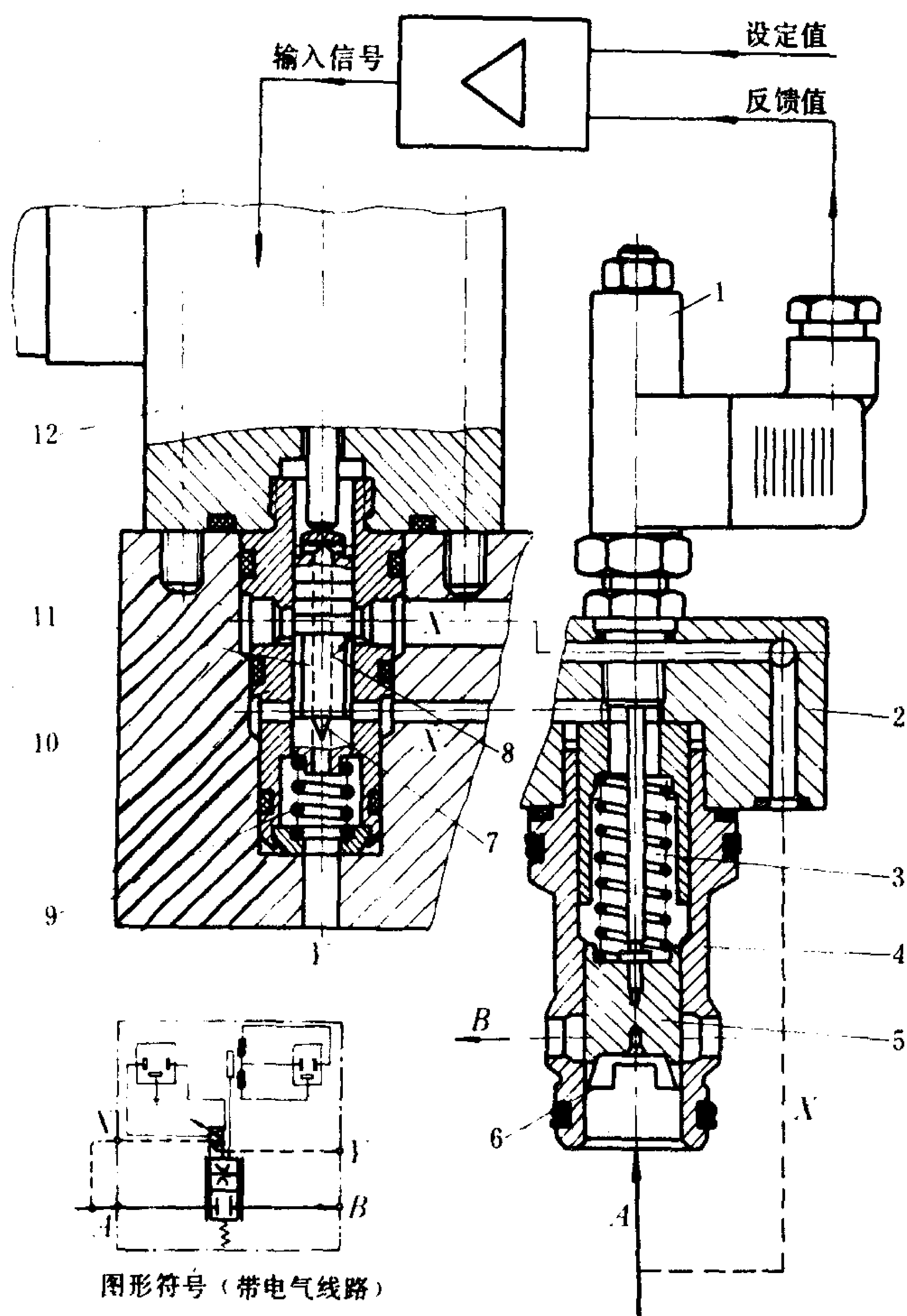


图 5.7.6-84 FE-C型二通式插装比例节流阀

1-阀芯位移传感器；2-盖板；3-复位弹簧；4-阀套；5-阀芯；6-阀芯尾部节流槽；7-三角节流槽；8-节流口；9-复位弹簧；10-阀体；11-阀芯；12-比例电磁铁

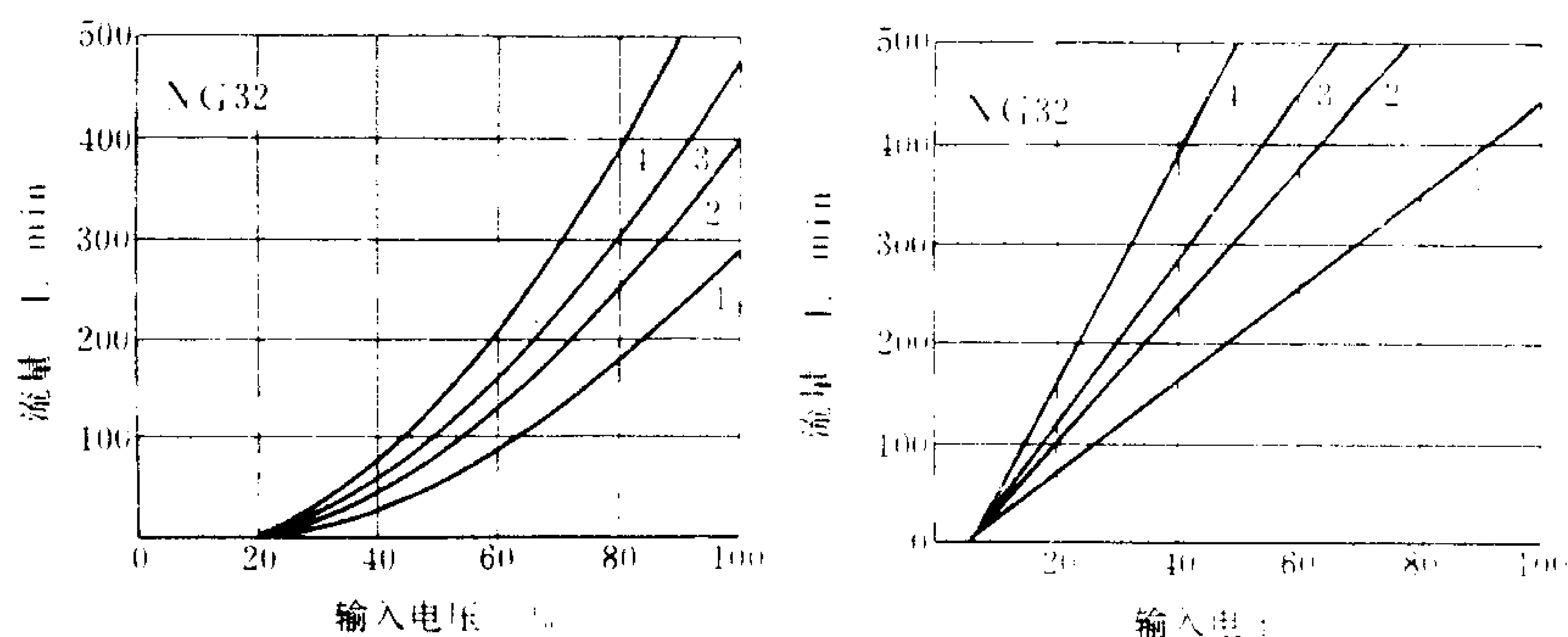


图 5.7.6-85 FE-C型的两种流量特性

1-压差 1 MPa；2-压差 2 MPa；3-压差 3 MPa；4-压差 5 MPa

6.5 比例节流阀

图 5.7.6-84 所示是FE-C型比例节流阀的结构，其节流压降的大小由主阀芯尾端节流槽和B口的开口量或阀芯的升程来确定，而主阀芯的升程又取决于A口压力、弹簧推力以及腔 3 的油压，后者则随弹簧 9 和电磁铁推力的大小受先导阀三角节流槽 7 与X口间的开口量控制。改变电磁铁输入电流的大小，就可改变主阀节流开口量，流量也就得到调节。

FE-C型比例减压阀的流量输出特性有直线型和曲线型 2 种，见图 5.7.6-85。其中曲线型的流量输出能使负载平稳地起动和停止。图 5.7.6-86 和 5.7.6-87 表示此型阀的动态特性曲线。

6.6 比例调速阀

比例调速阀由可调节流阀和定值减压阀组成。其中：节流阀可以由比例电磁铁或伺服电动机来驱动；位移传感器提供的反馈信号，可

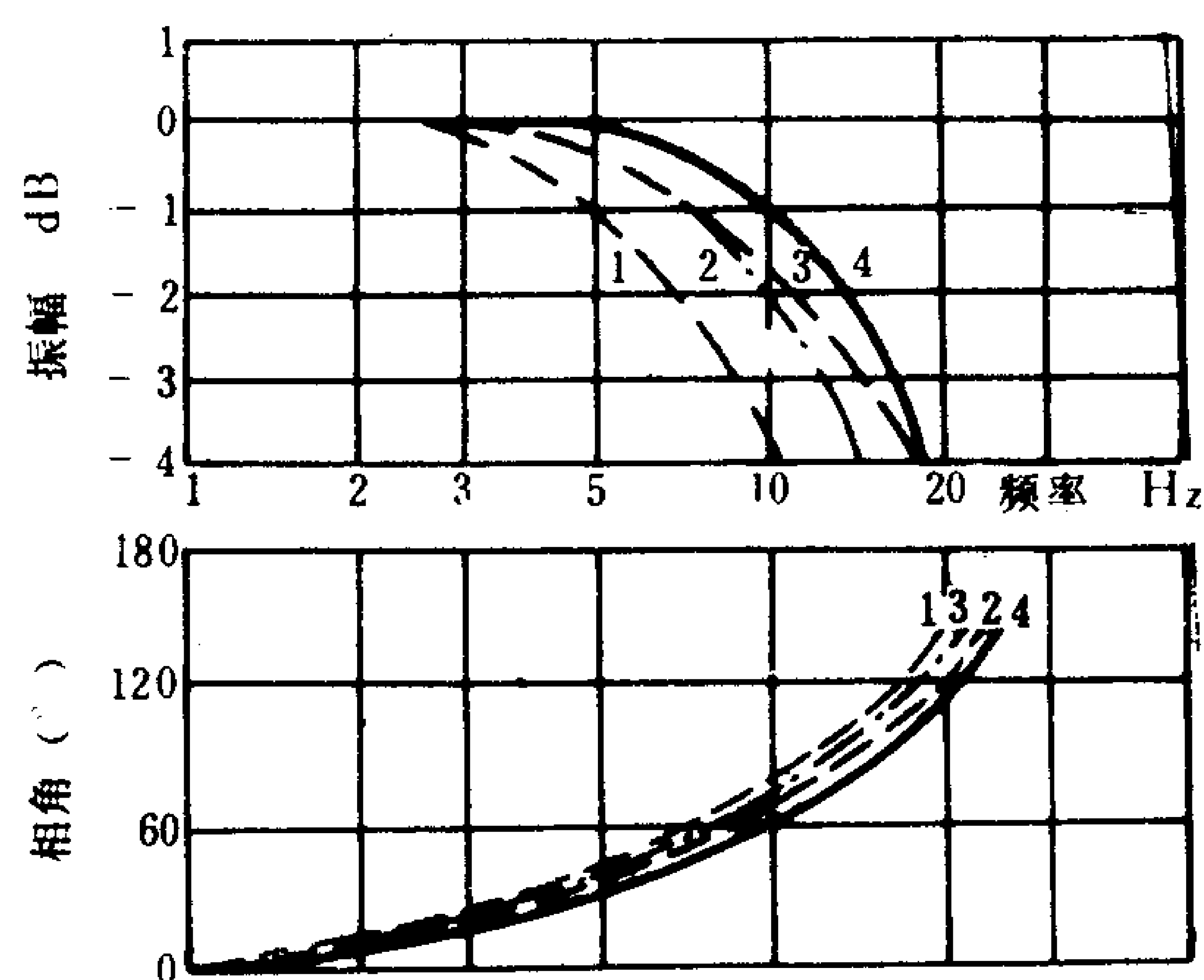


图 5.7.6-86 FE-C型的频响特性

1-压差 1 MPa；2-压差 2 MPa；3-压差 3 MPa；4-压差 5 MPa

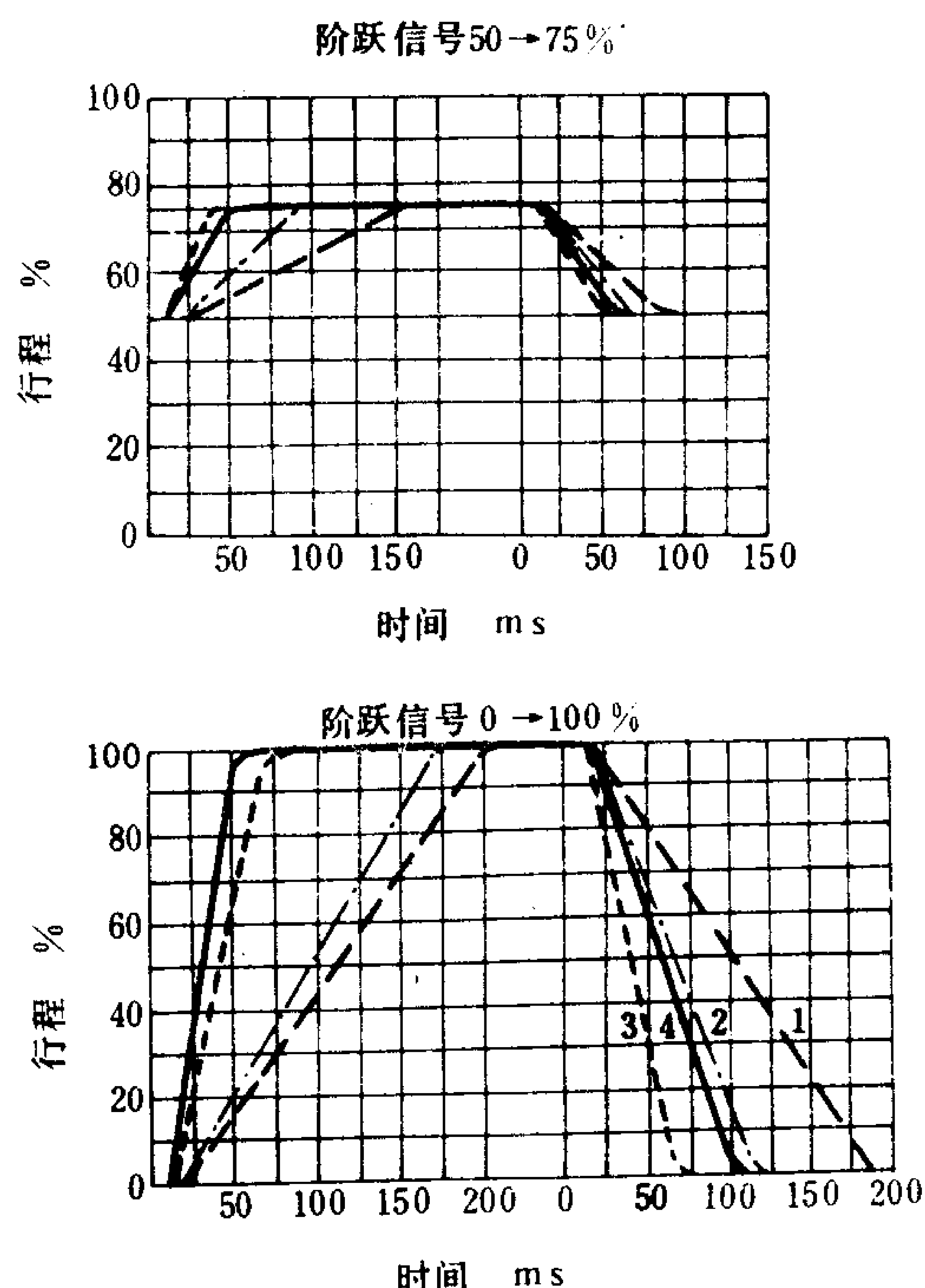


图 5.7.6-87 FE-C型的阶跃响应特性

1、2、3、4-同图 5.7.6-86

名　称	轴带发电机	晶体管整流器	晶体管逆变器
电　流	$I_{SG}=\frac{0.61P_{SG}}{U_{sg}}$	$I_d=I_{SG}\sqrt{\frac{3}{2}}$ $=1.22I_{SG}$	$I_d=\frac{\pi}{3\sqrt{2}\cos\beta_{min}}\frac{P_i}{U_i}$ $=0.86\frac{P_i}{U_i}$
功率因数	$\cos d_{SG}=1$	$\cos d_d=1$	$\cos d_i=\frac{3}{\pi}\cos\beta_{min}$ $=0.83$
无功功率因数	$\sin d_{SG}=0$	$\sin d_d=0$	$\sin d_i=\sqrt{1-\left(\frac{3}{\pi}\cos\beta_{min}\right)^2}$ $=0.56$
有功功率	$P_{SG}=1.66U_{SGL}I_{SG}$ $=1.36U_{sGL}I_d$	$P_d=\frac{3\sqrt{2}}{\pi}U_{sGL}Id$ $=1.36U_{SGL}I_d$	$P_i=\frac{3\sqrt{3}}{\pi}\cos\beta_{min}xU_LI_i$ $=1.44U_LI_i$
无功功率			$Q_i=\sqrt{3}U_LI_i\sqrt{1-\left(\frac{3}{\pi}\cos\beta_{min}\right)^2}$ $=0.97U_LI_i$

2.3 轴带发电机和同步补偿器容量确定方法

在晶闸管轴带发电机系统正常运转时，同步补偿器供给逆变器和全船负载所需的无功功率。(即 Q_i 和 Q_L)全船负载所需无功功率 Q_L 由电力负荷计算书求得。逆变器供给同步补偿器耗损功率 P_{SC}和全船负荷所需有功功率 P_C。

1)轴带发电机容量确定方法

在一般晶闸管轴带发电机系统中，调节轴带发电机励磁以实现频率调节。晶闸管整流器以7KHZ 脉冲链触发后，即按一定控制角运行，为了主电路参数的匹配，常有一控制角，但是为了提高整流器的功率因数，此控制角甚小，所以近似地令 $\alpha=0$，并忽略重叠角，$\gamma/2=0$。

又忽略 P_{FA}、P_{FI}、P_{REC}、P_{d1}、P_{INV}、P_{AL}如公式(8.3.6—4)：

$$P_{SG}\approx P_{SG}\approx P_{SC}+P_L$$

若同步补偿器所耗损的有功功率甚小，亦忽略不计：

$$S_{SG}\approx P_{SG}\approx P_L \tag{8.3.6—29}$$

2)同步补偿器容量确定方法

(1)精确计算方法

同步补偿器的无功功率 Q_{SC} 和视在功率 S_{SC}：

$$Q_{SC}=Q_L+Q_i$$

$$=Q_L+\sqrt{3}U_LI_i\times\sqrt{1-\left(\frac{3}{k\pi}\cos\frac{\gamma'}{2}\cos(\beta+\frac{\gamma'}{2})\right)^2} \tag{8.3.6—30}$$

$$S_{SC}=\sqrt{P_{SC}^2+Q_{SC}^2}$$

$$=\sqrt{P_{SC}{}^2+\left\{Q_L+\sqrt{3}U_LI_i\sqrt{1-\left[\frac{3}{\pi K}\cos\frac{\gamma'}{2}\cos(\beta+\frac{\gamma'}{2})\right]^2}\right\}^2} \tag{8.3.6—31}$$

同步补偿器的电流 I_{SC}、有功分量 I'_{SC}、无功分量 I''_{SC}：

$$I'_{SC}=\frac{P_{SC}}{\sqrt{3}U_L} \tag{8.3.6—32}$$

$$I''_{SC}=I''_L+I_i\sqrt{1-\left[\frac{3}{K\pi}\cos\frac{\gamma'}{2}\cos(\beta+\frac{\gamma}{2})\right]^2} \tag{8.3.6—33}$$

$$I_{SC}=\sqrt{I'^2_{SC}+I''^2_{SC}} \tag{8.3.6—34}$$

同步补偿器的功率因数 $\cos d_{SC}$

$$\cos d_{SC}=\frac{P_{SC}}{S_{SC}}$$

$$=\frac{P_{SC}}{\sqrt{P_{SC}{}^2+\left\{Q_L+\sqrt{3}U_LI_i\sqrt{1-\left[\frac{3}{\pi k}\cos\frac{\gamma'}{2}\cos(\beta+\frac{\gamma'}{2})\right]^2}\right\}^2}} \tag{8.3.6—35}$$

同步补偿器的容量可由公式(8.3.6—31)、(8.3.6—34)、(8.3.6—35)求得。

(2)工程估算方法：

进一步简化上述公式，如果已知全船负载所需有功功率 P_L 和平均功率因数 $\cos d_L$，便可近似地估算同步补偿器容量。

全船负载的视在功率 S_L、无功功率 Q_L：

$$S_L=\frac{P_L}{\cos d_L} \tag{8.3.6—36}$$

$$Q_L=\sqrt{S_L^2-P_L^2}=P_L\tan d_L \tag{8.3.6—37}$$

根据公式(8.3.6—22)、(8.3.6—23)令 $\frac{\gamma'}{2}=0$，则 $k=1$：

$$\cos d_i=\frac{3}{\pi}\cos\beta \tag{8.3.6—38}$$

$$\sin d_i=\sqrt{1-(\frac{3}{\pi}\cos\beta)^2} \tag{8.3.6—39}$$

在轴带发电机系统中，晶闸管逆变器供给全船负载和同步补偿器的有功功率，同步补偿器所消耗的有功功率甚小，可以忽略不计。故逆变器仅供给全船负载所需有功功率；即 $P_i=P_L$。

$$Q_i\approx\frac{\sqrt{1-(\frac{3}{\pi}\cos\beta)^2}}{\frac{3}{\pi}\cos\beta}\times P_i \tag{8.3.6—40}$$

$$Q_i\approx\frac{\sqrt{1-(\frac{3}{\pi}\cos\beta)^2}}{\frac{3}{\pi}\cos\beta}\times P_L \tag{8.3.6—41}$$

同步补偿器供给全船负载和逆变器所需无功功率，其容量：

$$S_{SC}\approx Q_{SC}\approx Q_L+Q_i$$

将(8.3.6—37)、(8.3.6—41)代入后：

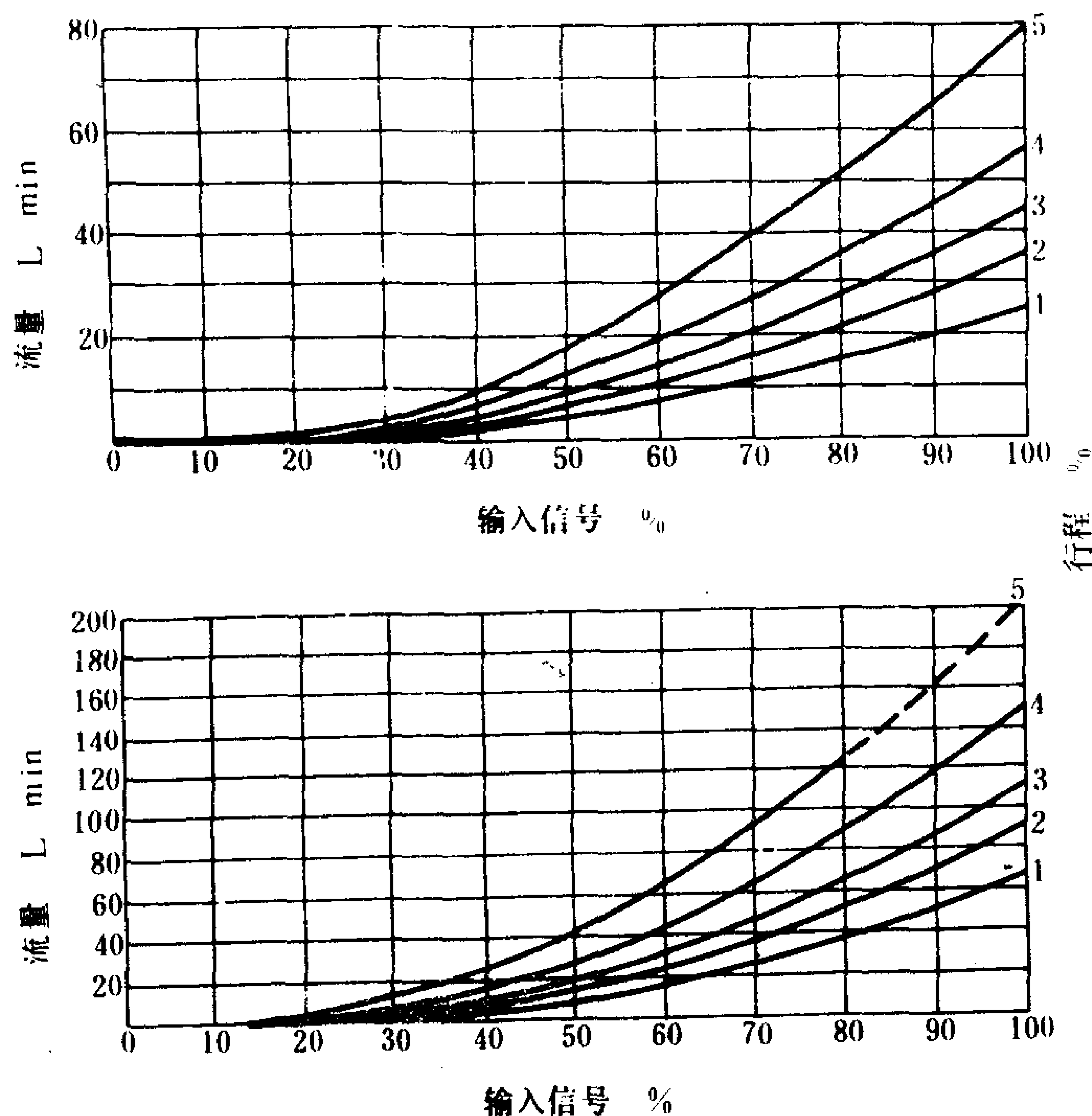


图 5.7.6-92　4 WRE 10/10 型的输入输出

1-压差在 1 MPa；2-压差在 2 MPa；3-压差在 3 MPa；
4-压差在 5 MPa；5-压差在 10 MPa

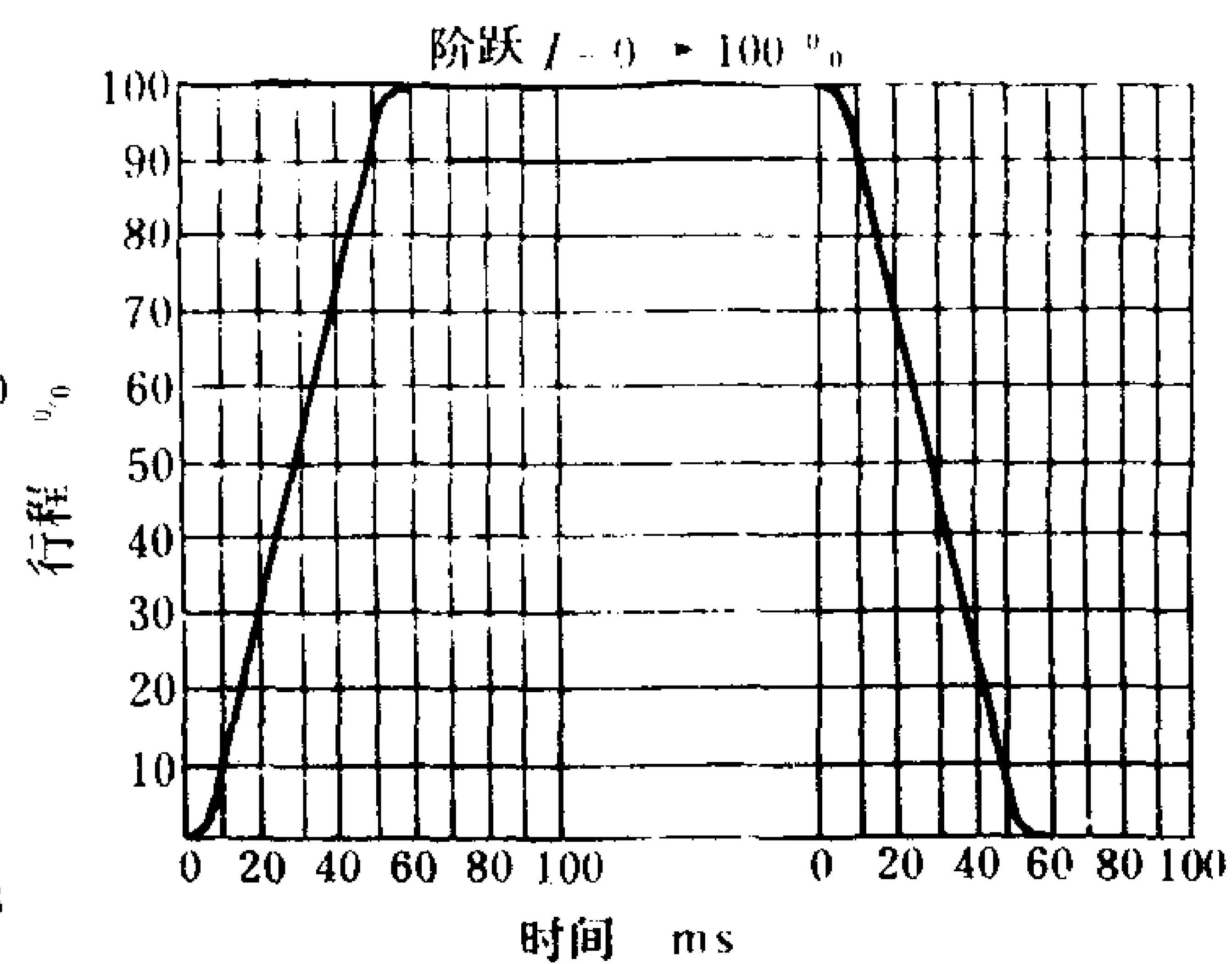


图 5.7.6-93　4 WRE 10/10 型的阶跃响应

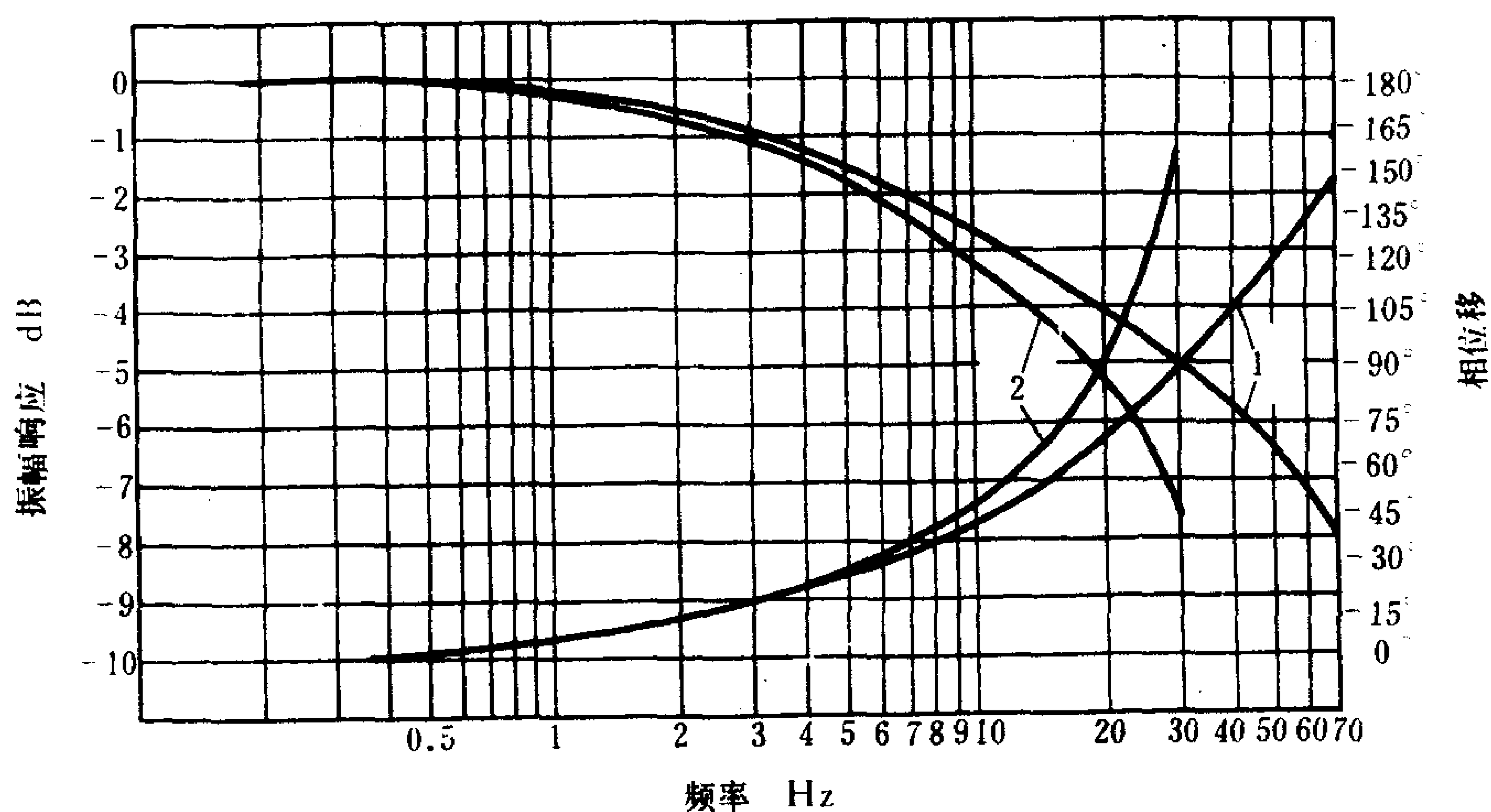


图 5.7.6-94　4 WRE 10/10 型的频响特性

1-输入信号在 50%增减 25%；2-输入信号在 50%增减 50%

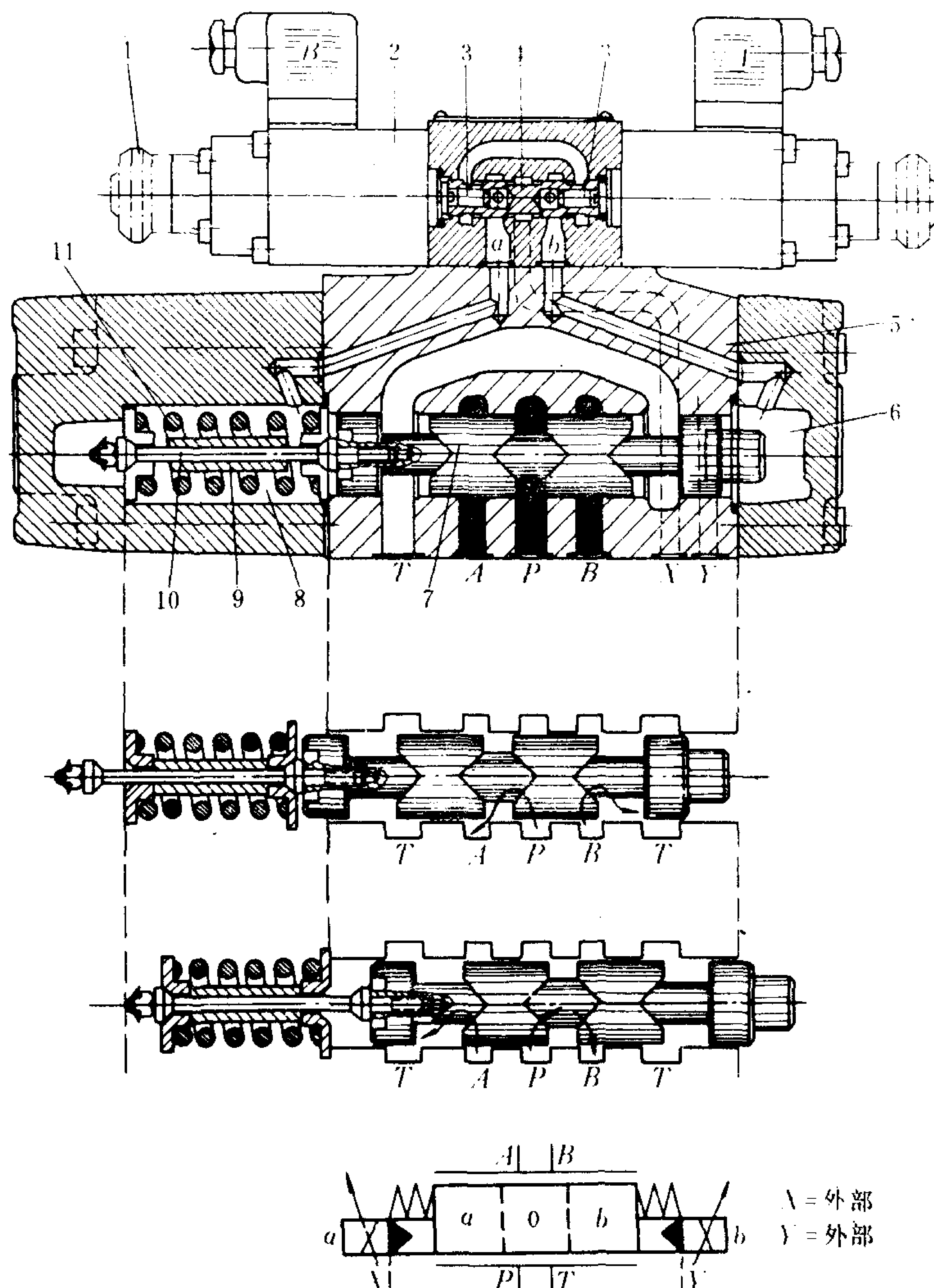


图 5.7.6-95　4 WRE 16/30 系列比例电液换向阀

1-应急揿钮；2-电磁铁；3-测压活塞；4-先导阀芯（减压式）；5-液动阀体；6-右腔室；7-主滑阀；8-左腔室；9-限程套；10-拉杆；11-复位弹簧

6.8　比例电液换向阀

图 5.7.6-95 所示是以减压阀为先导级的电液比例换向阀。在未通电前，先导阀芯 4 由左右弹簧保持在中位。假定电磁铁A通电，阀芯 4 就被推至左位，于是X口经节流通道与 a 口连通，减压后的 a 口油压又经阀芯 4 的小孔而作用于左边的测压活塞腔，使阀芯 4 受到的液压推力（向右）与电磁铁A的推力达到平衡，在 a 口建立起相应的二次油压，进入腔室 8 去推动主阀芯 7，产生相应的位移和开口量，于是，主油路将在P、B和A、T通道的压差下产生相应的流量。

4 WRZ型比例电液换向阀可以有不同的阀芯行程、开口度或最大设定流量，所以在图

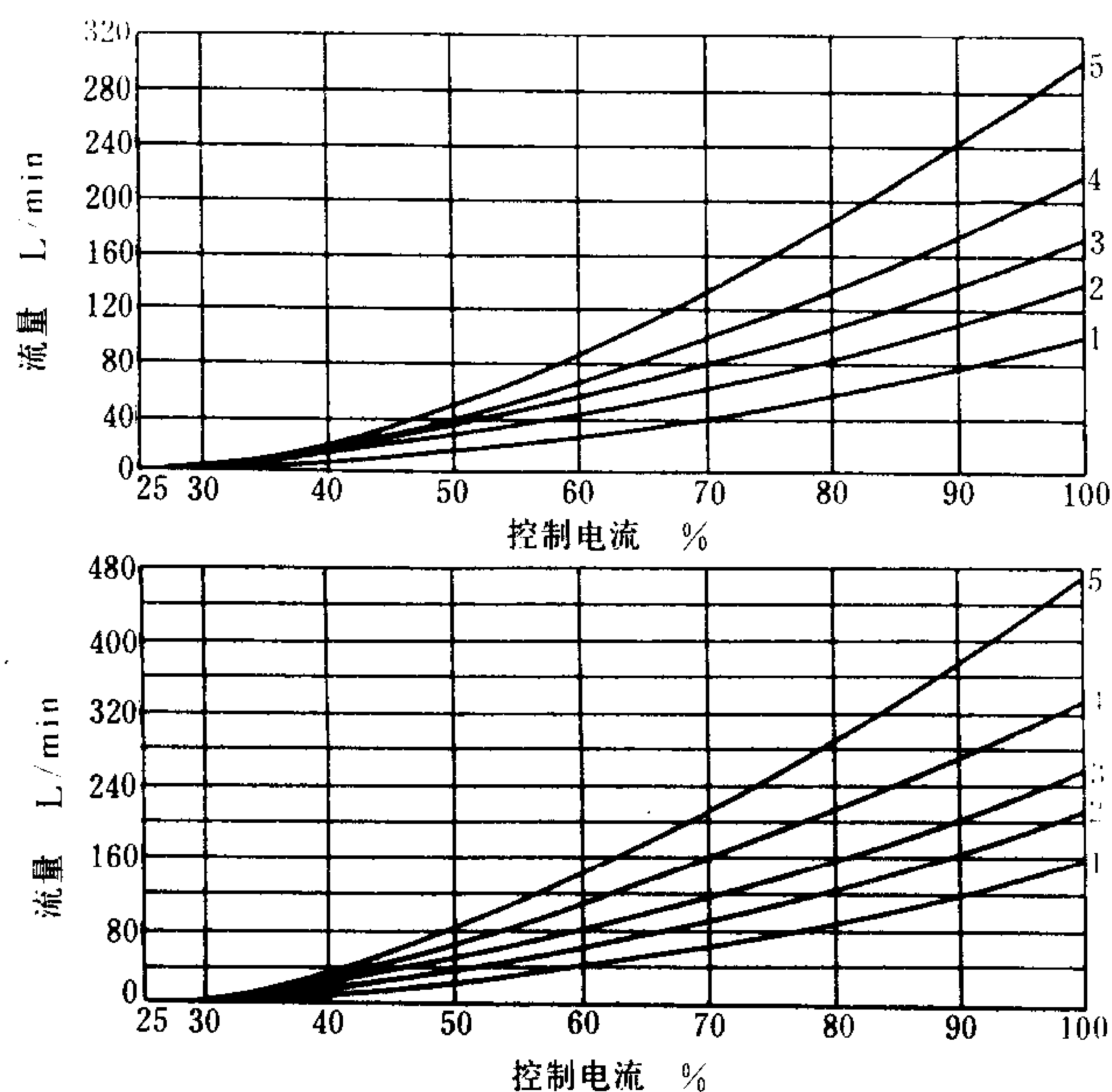


图 5.7.6-96 4 WRZ 16/30 型的输入与输出
1-压差在 1 MPa；2-压差在 2 MPa；3-压差在 3 MPa；
4-压差在 5 MPa；5-压差在 10 MPa

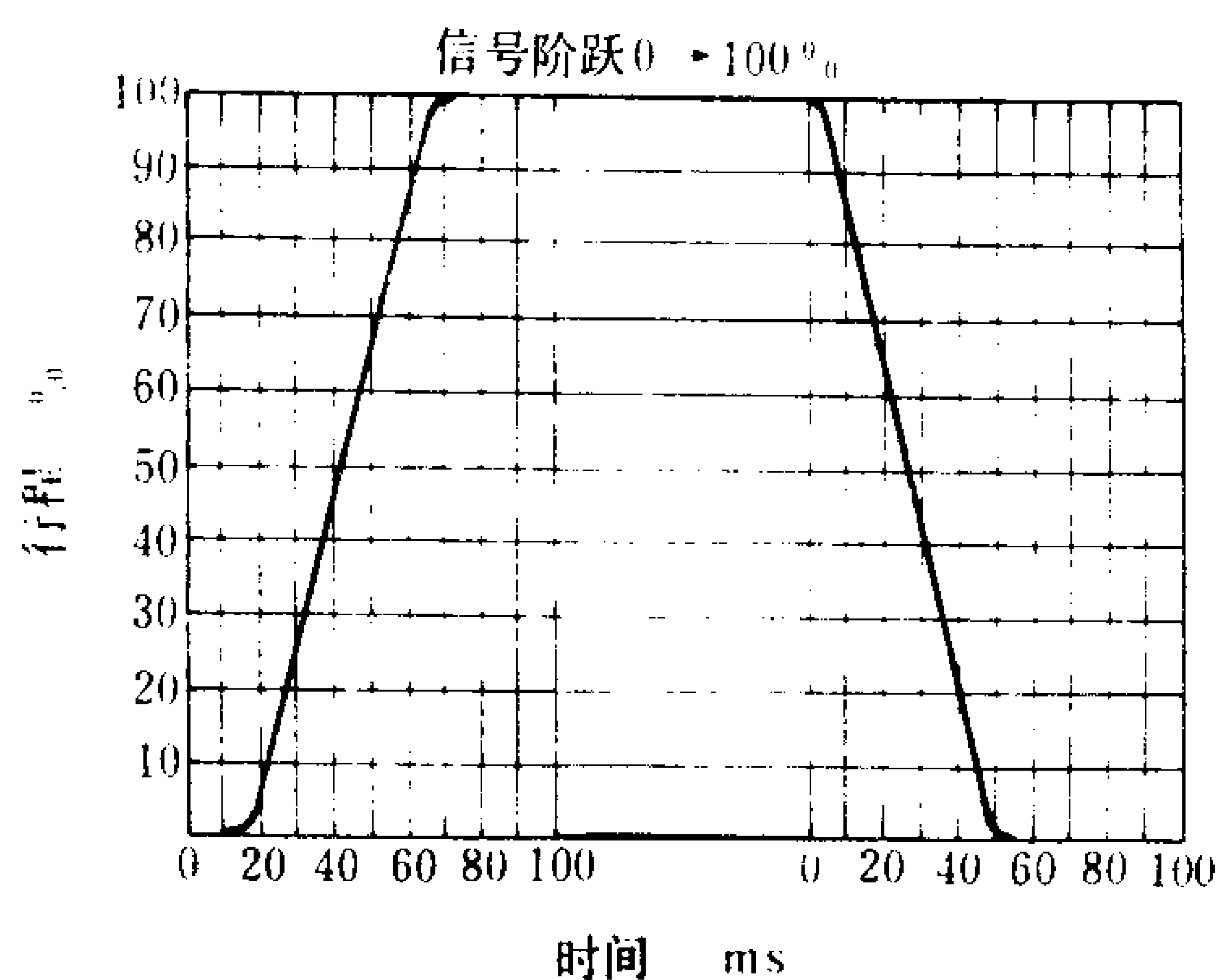


图 5.7.6-97 4 WRE 16/30 型的阶跃响应

5.7.6-96上就有 320 和 480 L/min两种流量。同时，随着压差的不同，在同一输入信号或开口量下，流量也各异。通常将 1 MPa压差的流量定义为产品的名义流量。由于以上缘故，在确定产品规格时，应当在相同压差下尽量使工作的最大流量接近于产品的最大设定流量；倘若选用了最大设定流量过大的产品，系统的控制精度和灵敏度就会显著降低。

图 5.7.6-97 示出它的阶跃响应曲线。

参 考 文 献

〔1〕机械工业部液压元件产品样本，机械工业出版社，1985 年
〔2〕机械设计手册（下），化学工业出版社，1985 年
〔3〕HYDRAULICS PLUS ELECTRONICS SYSTEMS & COMPONENTS, VICKERS Revised 1985
〔4〕液压暨电子技术—工业技术用元件和系统，威格士公司，1987 年
〔5〕工业用液压元件产品说明书第一卷，力士乐公司，1984 年
〔6〕液压比例和伺服系统的元件、电子控制器和附件，力士乐公司，1984 年
〔7〕液压传动教程第二册，力士乐公司，1987 年

第7章 液 压 缸

1 概述

液压缸是液压系统中的一种执行元件。它的职能是将液体的压力能转换成机械能，按其运动方式有往复式和回转式两类。

1.1 液压缸的基本结构

图5.7.7-1所示是常见的液压缸结构。

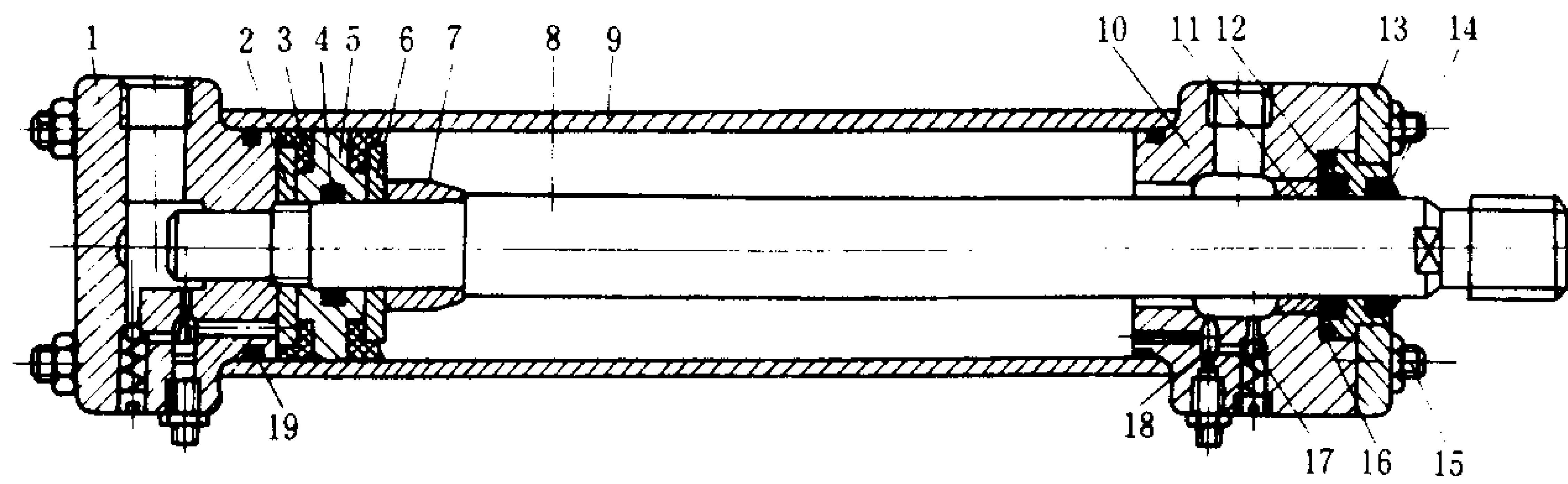


图5.7.7-1 液压缸结构

1-后端盖；2-活塞螺帽；3-活塞密封圈；4、16、19-O形圈；5-活塞；6-压盖；7-缓冲头；8-活塞杆；9-缸筒；10-前端盖；11-导向套；12-活塞杆密封圈；13-压板；14-防尘圈；15-(总装)拉杆；16、19-O形圈；17-单向阀；18-缓冲调节阀

1.2 结构类型和安装型式

液压缸常见的结构类型列于表5.7.7-1。液动缸的缸体安装型式见表5.7.7-2。

表5.7.7-1 液压缸的类型和特点

类型			简图及其液压图形符号	特点
直线运动液压缸	单作用	活塞式		仅有单侧推力，回行靠外负载推力
		柱塞式		同上，广泛应用于液压舵机和起货机
		伸缩套筒式		可逐节推出，靠外负载推力复位。行程长度数倍于安装长度

续上表

类型				简图及其液压图形符号		特点
直线运动液压缸	双作用	单活塞杆	无缓冲式			活塞往复运动，两向的力和速度不等，行程终了不减速
			不可调缓冲式			同上，行程末段的速度衰减特性为固定
			可调缓冲式			同上，行程末段的速度衰减特性为可调
			差动式			可在两腔同时通压力油时获第三种推力和速度
		双活塞杆式				有2个输出端，输出参数相同。
	组合型	弹簧复位式				仅作单向输出，反向靠弹簧复位，常用于绞车制动
		增压式				大缸径腔是动力缸，小缸径腔是增压缸，以低压大流量的输入去产生高压小流量的输出
		齿条传动活塞式				活塞的往复运动，通过齿条齿轮副变为回转运动。常用于大型蝶阀的启闭
回转运动液压缸	单叶片式					最大角位移约300°左右
	双叶片式					有两对工作腔，最大角位移约130°

表 5.7.7-2 **液压缸的缸体安装型式**

	外型特征	安装型式	说　明
直线运动液压缸	径向底座		安装面靠近轴线，倾覆力矩较小
	切向底座		缸体倾覆力矩较大
	轴向底座		缸体倾覆力矩很大
	前端外法兰		安装螺钉承受拉力较大（等于无杆腔推力）
	前端内法兰		安装螺钉承受拉力较小（等于有杆腔推力）
	后端外法兰		
	前轴销		缸体可作平面摆动，又名摆动式液压缸。受力后，导向套、缸壁、活塞和活塞杆的磨损程度，以后轴销式为最大，前轴销最小。
	后轴销		
	中轴销		
	后耳环		与后轴销同
	后球铰		缸体可作空间摆动，其余与后轴销同
回转运动液压缸	竖轴底座		用于向下输出扭矩（如转叶式舵机）。安装面积小，底座螺钉仅受剪切力
	横轴底座		输出轴为水平方向

1.3 常用标准

1.3.1 液压、气动系统元件缸径和活塞杆外径系列(GB 2348—80，见表 5.7.7-3 及表 5.7.7-4)

表 5.7.7-3　　液压缸、气缸的缸筒内径尺寸系列 mm

8	10	12	16	20	25	32
40	50	63	80	(90)	100	(110)
125	(140)	160	(180)	200	(220)	250
320	400	500	630			

注：①括号内数值为非优先选用值。

②超过 630 mm的缸径尺寸应按GB 321—80《优先数和优先数系》中的R 10 系列选用。

表 5.7.7-4　　液压缸、气缸的活塞杆外径尺寸系列 mm

4	5	6	8	10	12	14	16	18
20	22	25	28	32	36	40	45	50
56	63	70	80	90	100	110	125	140
160	180	200	220	250	280	320	360	400

注：超过 400 mm的活塞杆外径尺寸应按GB 321—80《优先数和优先数系》中的R 20 系列选用。

本标准与ISO 3320 一致。

1.3.2 液压、气动系统元件缸活塞行程系列(GB 2349—80)

液压缸和气缸行程参数的优先选用顺序是表 5.7.7-5 中的表 1、表 2、表 3。

表 5.7.7-5　　液压缸、气缸的行程系列 mm

表 1									
25 500	50 630	80 800	100 1000	125 1250	160 1600	200 2000	250 2500	320 3200	400 4000
表 2									
40 550	63 700	90 900	110 1100	140 1400	180 1800	220 2200	280 2800	360 3600	450
表 3									
240 750 2400	260 850 2600	300 950 3000	340 1050 3400	380 1200 3800	420 1300	480 1500	530 1700	600 1900	650 2100

注：超过 4000 mm的活塞行程，可按GB 321-80《优先数和优先数系》中的R 10 系列选用；必要时，允许按R 40 数系选用。

本标准与ISO 4393—78 一致。

1.3.3 液压、气动系统和元件活塞杆螺纹型式和尺寸系列(GB 2350-80)

本标准适用于液压缸和气缸的活塞杆外端螺纹连接。连接型式规定为以下 3 种，见图 5.7.7-2。

活塞杆外端的螺纹尺寸应符合表 5.7.7-6 的规定。

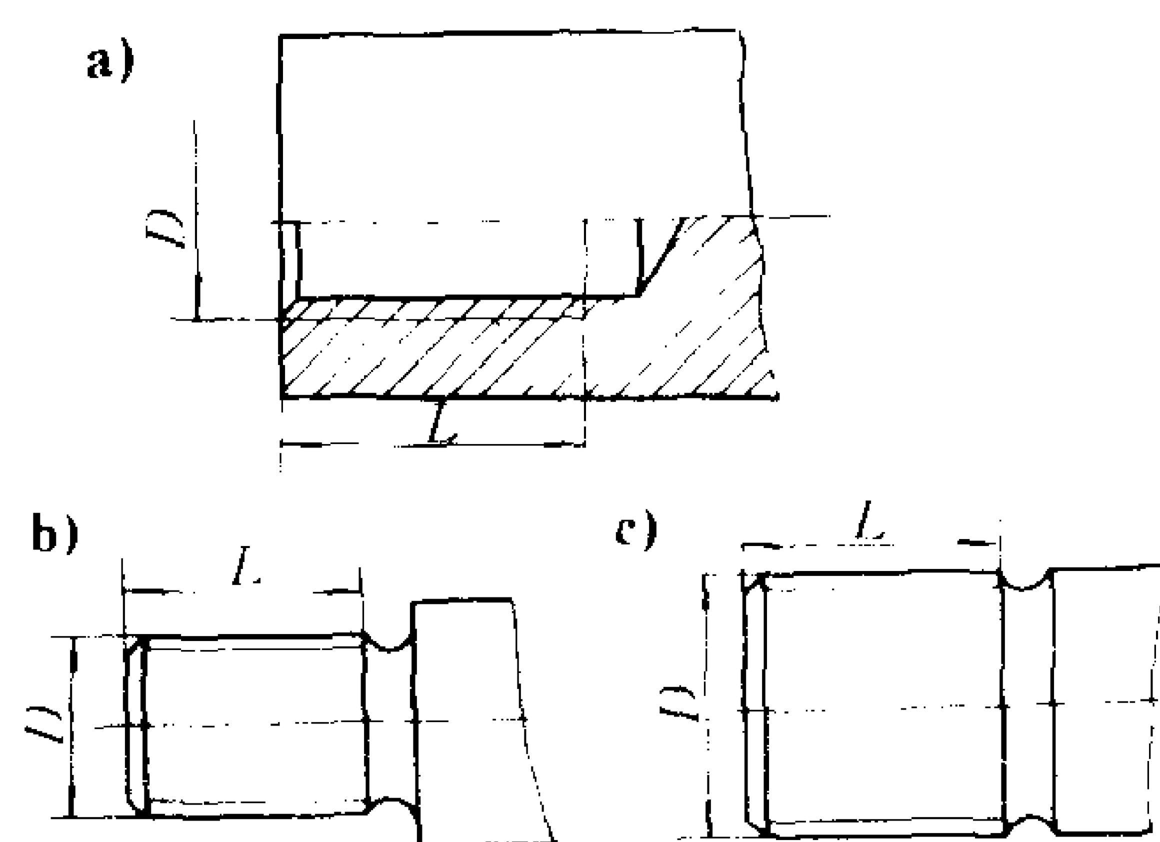


图 5.7.7-2　活塞杆外端的螺纹连接型式

a)内螺纹连接；b)带肩外螺纹连接；c)无肩外螺纹连接

表 5.7.7-6　　活塞杆外端螺纹尺寸系列　mm

螺纹直径与螺距 ($D\times t$)	螺纹长度 (L)		螺纹直径和螺距 ($D\times t$)	螺纹长度 (L)		螺纹直径和螺距 ($D\times t$)	螺纹长度 (L)	
	短型	长型		短型	长型		短型	长型
$M3\times0.35$	6	9	$M20\times1.5$	28	40	$M90\times3$	106	140
$M4\times0.5$	8	12	$M22\times1.5$	30	44	$M100\times3$	112	—
$M4\times0.7$*	8	12	$M24\times2$	32	48	$M110\times3$	112	
$M5\times0.5$	10	15	$M27\times2$	36	54	$M125\times4$	125	—
$M6\times0.75$	12	16	$M30\times2$	40	60	$M140\times4$	140	—
$M6\times1$*	12	16	$M33\times2$	45	66	$M160\times4$	160	—
$M8\times1$	12	20	$M36\times2$	50	72	$M180\times4$	180	—
$M8\times1.25$*	12	20	$M42\times2$	56	84	$M200\times4$	200	—
$M10\times1.25$	14	22	$M48\times2$	63	96	$M220\times4$	220	—
$M12\times1.25$	16	24	$M56\times2$	75	112	$M250\times6$	250	—
$M14\times1.5$	18	28	$M64\times3$	85	128	$M280\times6$	280	—
$M16\times1.5$	22	32	$M72\times3$	85	128			
$M18\times1.5$	25	36	$M80\times3$	95	140			

注：①螺纹长度(L)对内螺纹是指最小尺寸；对外螺纹是指最大尺寸。
②长型螺纹长度是配装锁紧螺帽用的。
③带＊号的尺寸是气缸专用的。
本标准与ISO 4395一致。

1.4　常用计算式

1.4.1　往复直线运动的液压缸

往复直线运动液压缸的输入和输出参数见图 5.7.7-3。

1)工作面积 A

柱塞式　　$A=\pi d^2/4$　cm²　　(5.7.7-1)

活塞式的无杆腔　　$A=\pi D^2/4$　cm²　　(5.7.7-2)

活塞式的有杆腔　　$A=\pi(D^2-d^2)/4$　cm²　　(5.7.7-3)

对于有杆腔和无杆腔同时连通压力油的差动工况，等效工作面积按式(5.7.7-1)计算。

式中：

D——缸筒内径，cm；

d——活塞或柱塞外径，cm。

2）平均线速度v

$$v=S/t \quad \text{m/s} \qquad (5.7.7\text{-}4)$$

式中：

S——行程的全长，m；

t——对应于S的时间，s。

3）速比φ

单杆活塞式液压缸在定量供油系统中，两腔所产生的线速度并不相同。速比的定义是

$$\varphi=\frac{\text{有杆腔产生的线速度}}{\text{无杆腔产生的线速度}}=\frac{D^2}{D^2-d^2} \qquad (5.7.7\text{-}5)$$

高压液压缸具有粗的活塞杆，速比较大。

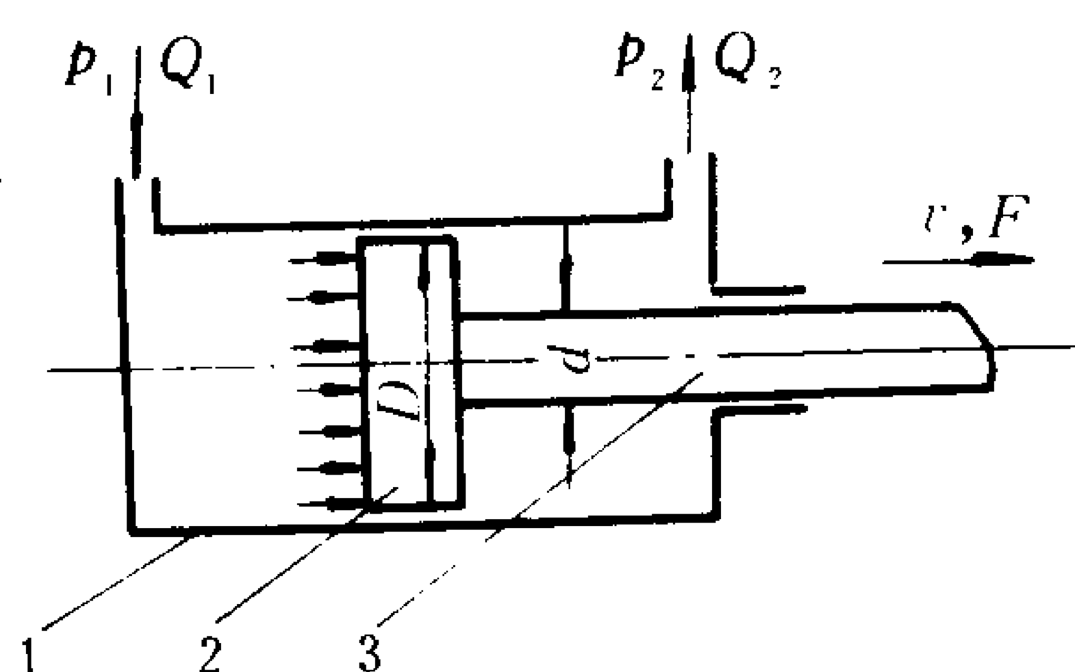
4）平均流量Q

$$Q=6vA/\eta_v \quad \text{L/min} \qquad (5.7.7\text{-}6)$$

式中：v——平均线速度，m/s；

A——工作面积，cm^2；

η_v——容积效率，与工作压力、密封的有效程度等因素有关，正常值为0.95～0.98。



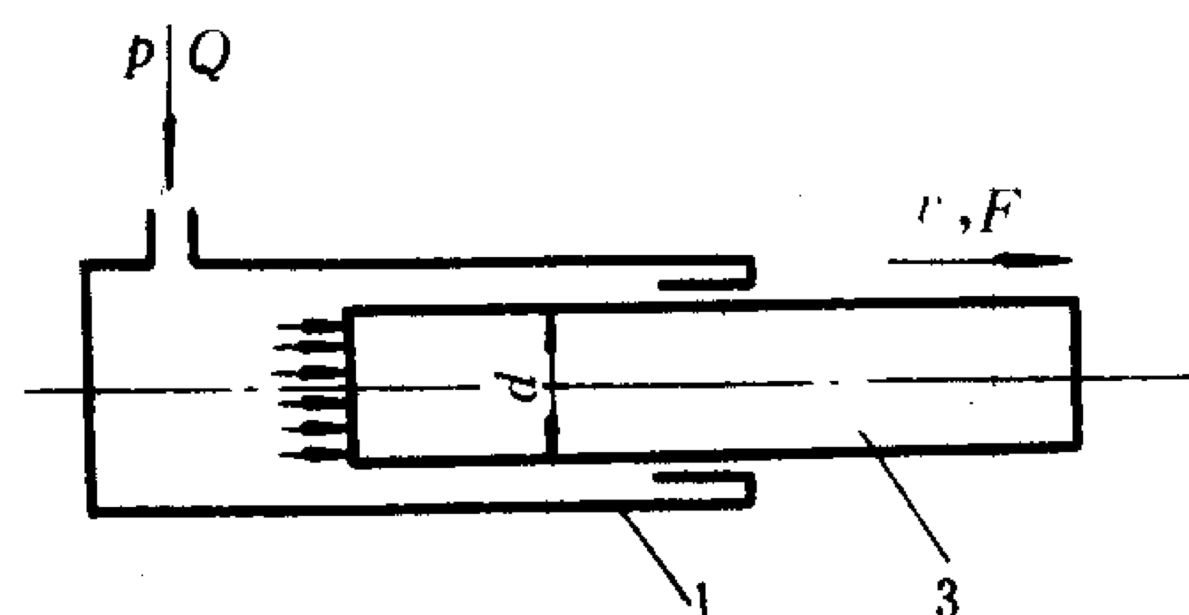


图5.7.7-3 往复直线运动的液压缸

1-缸筒；2-活塞；3-活塞杆或柱塞

5）平均推(拉)力F

$$F=100(p_1A_1-p_2A_2)\eta m \quad \text{N} \qquad (5.7.7\text{-}7)$$

式中：

p_1、p_2——进油、回油的压力，MPa；

A_1、A_2——对应于p_1、p_2的工作面积，cm^2；

η_m——机械效率。主要跟密封的结构、材质、调整情况以及跑合和磨损等因素有关。正常值一般为0.9～0.95。

1.4.2 往复回转运动的液压缸

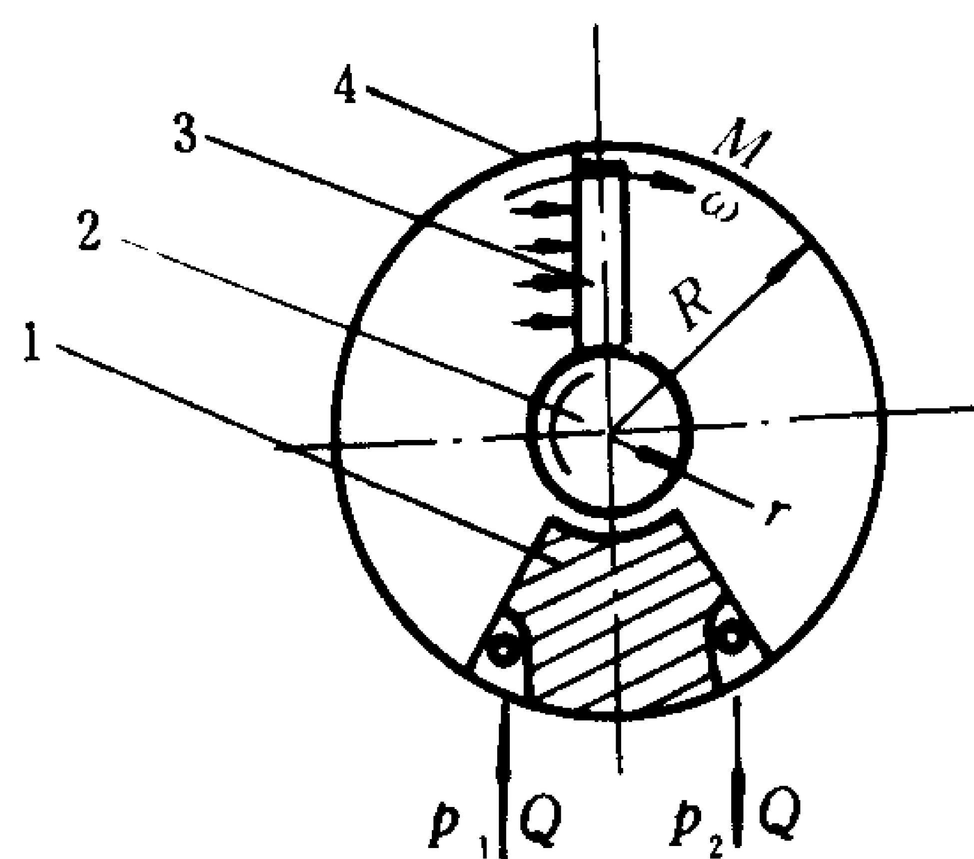


图5.7.7-4 往复回转运动的液压缸

1-定叶；2-输出轴；3-动叶；4-缸筒

往复回转运动液压缸的输入输出参数见图5.7.7-4。

1）角速度ω

$$\omega=\alpha/t \quad \text{1/s} \qquad (5.7.7\text{-}8)$$

2）平均流量Q

$$Q=3(R^2-r^2)zB\omega/100\eta_v \quad \text{L/min} \quad (5.7.7\text{-}9)$$

3）扭矩M

$$M=(p_1-p_2)(R^2-r^2)zB\eta_m/2 \quad \text{Nm} \quad (5.7.7\text{-}10)$$

式中：α——动叶的角位移，rad；

R——缸筒内半径，cm；

r——转子半径，cm；

z——动叶片数；

B——叶片高度，cm；

p_1、p_2——进、回油压力，MPa；

η_m——机械效率，视密封型式而异，正常值为 0.9～0.95。

2 缸体

2.1 结构

缸体包括缸筒及其联接构件，如轴销、耳环和端部法兰等。图 5.7.7-5 示出了焊接式缸体总成。

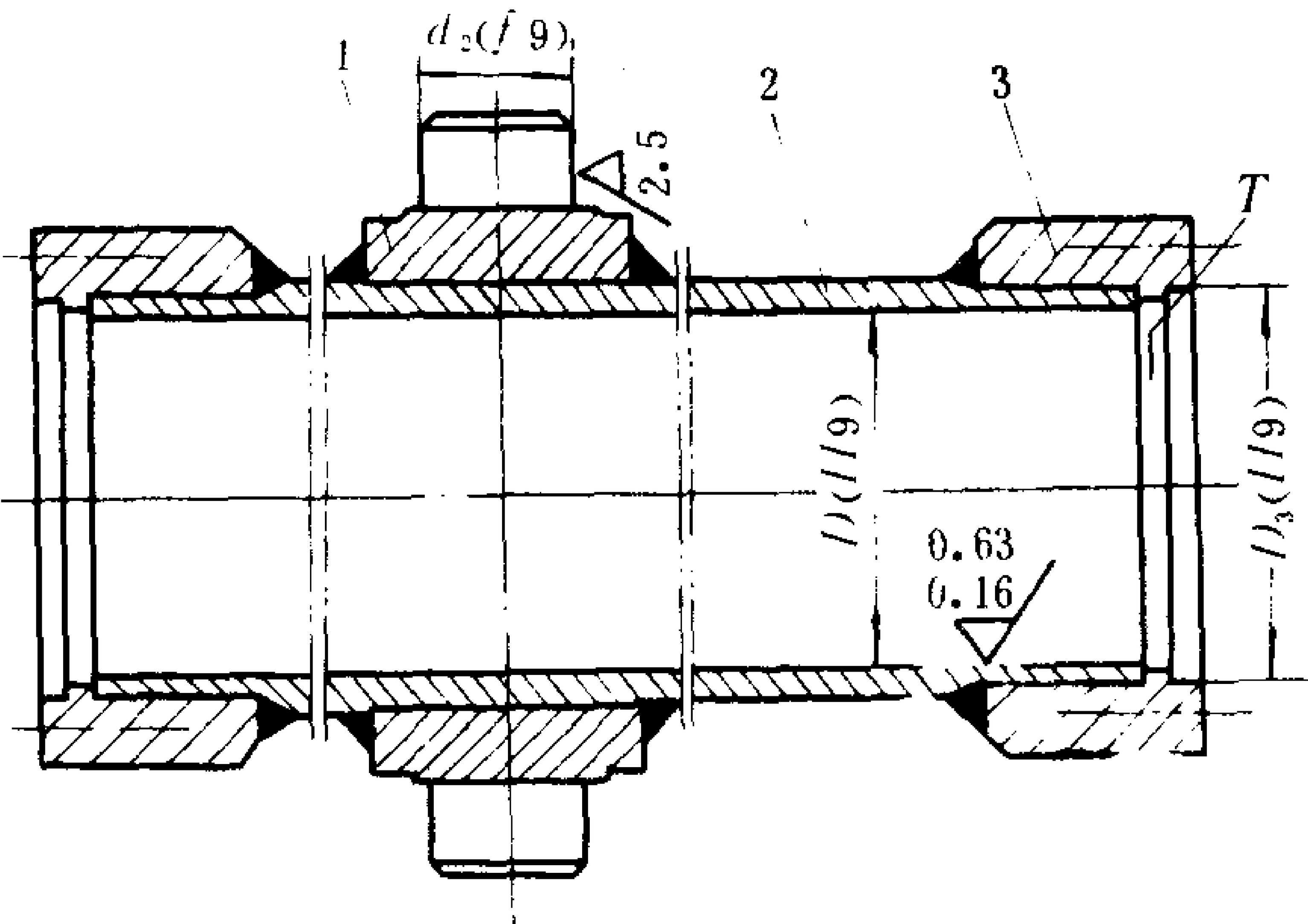


图 5.7.7-5　焊接式缸体完成

1-轴销；2-缸筒；3-缸筒法兰

2.1.1 缸筒

缸筒常用下列材料制成：

1）无缝钢管，常用 20、35 或 45 号钢，应用条件见表 5.7.7-7。

表 5.7.7-7　**缸筒管材的应用条件**

钢号	工作压力 MPa	最低工作温度 ℃	可焊性
20	≤15.9		好
35		低于－50	中
45	≥19.6	低于－50	差

2）高强度铸铁或铸钢，适用于内壁的大部分不需要机械加工的柱塞式液压缸。

3）锻钢，仅用于大缸径短行程的产品。

4）钢板，用钢板卷成焊缝呈螺旋线或直线形圆筒，适用于特大缸径的中低压产品。

2.1.2 端部与缸筒的基本连接型式

端部与缸筒的基本连接型式有焊接、螺纹连接、法兰连接、半环连接和拉杆连接等，分别见图 5.7.7-5、5.7.7-6、5.7.7-7、5.7.7-8 和 5.7.7-9。

缸筒与轴销或尾端耳环、通常采用焊接连接。轴销和耳环的结构如图 5.7.7-10 所示。

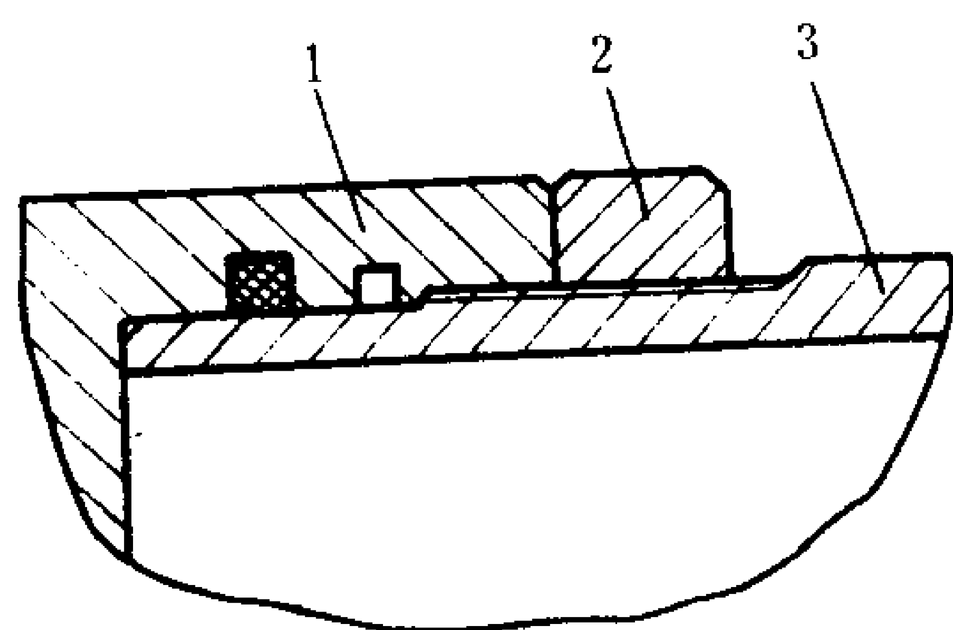


图 5.7.7-6 螺纹连接

1-端部；2-螺帽；3-缸筒

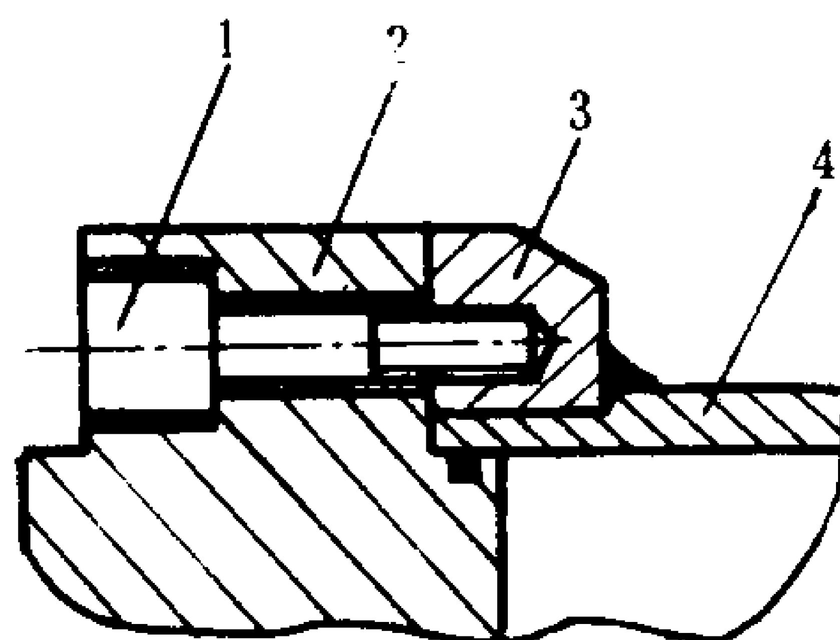


图 5.7.7-7 法兰连接

1-连接螺钉；2-端部；3-法兰；4-缸筒

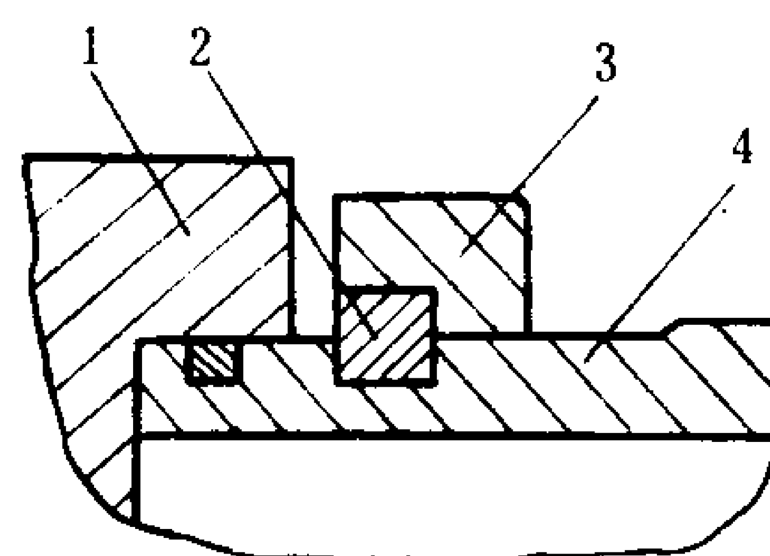


图 5.7.7-8 半环连接

1-端部；2-半环；3-圆环；4-缸筒

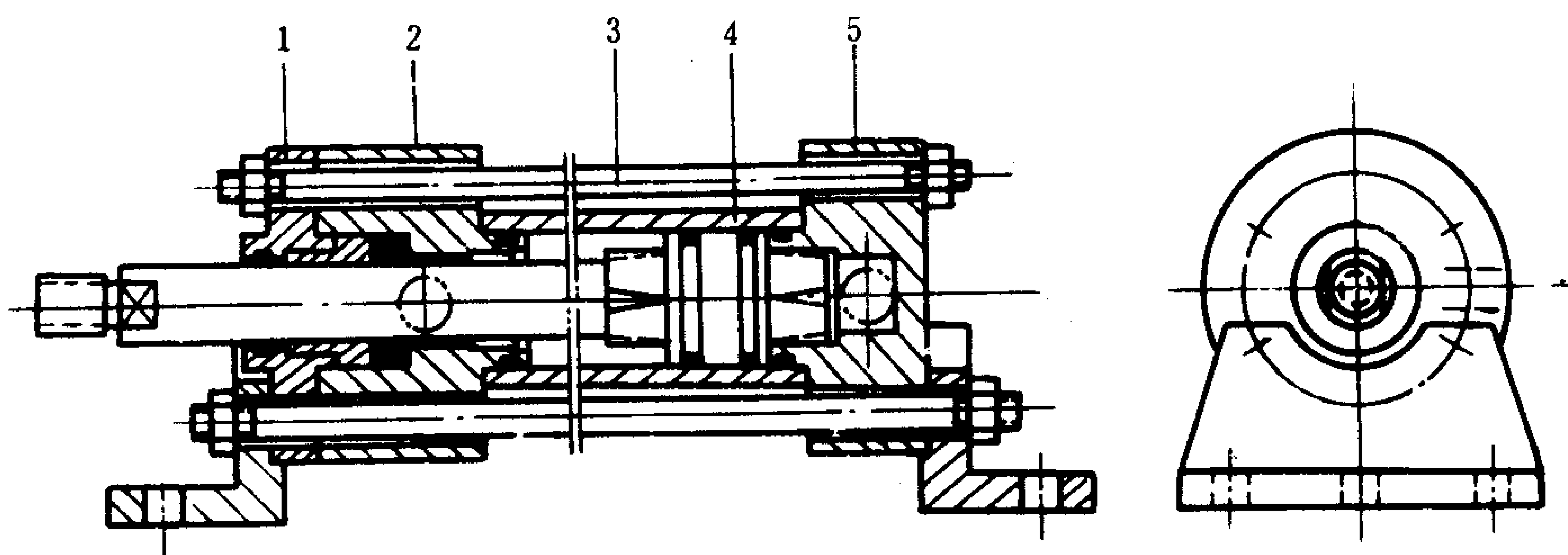


图 5.7.7-9 拉杆连接的液压缸

1-压盖；2-前端盖；3-拉杆；4-缸筒；5-尾端盖

图 5.7.7-11 和图 5.7.7-12 示出前、后端盖的普通结构。端盖常用材料为高强度铸铁、铸钢ZG 35 或ZG 45 以及锻钢 35 号或 45 号。

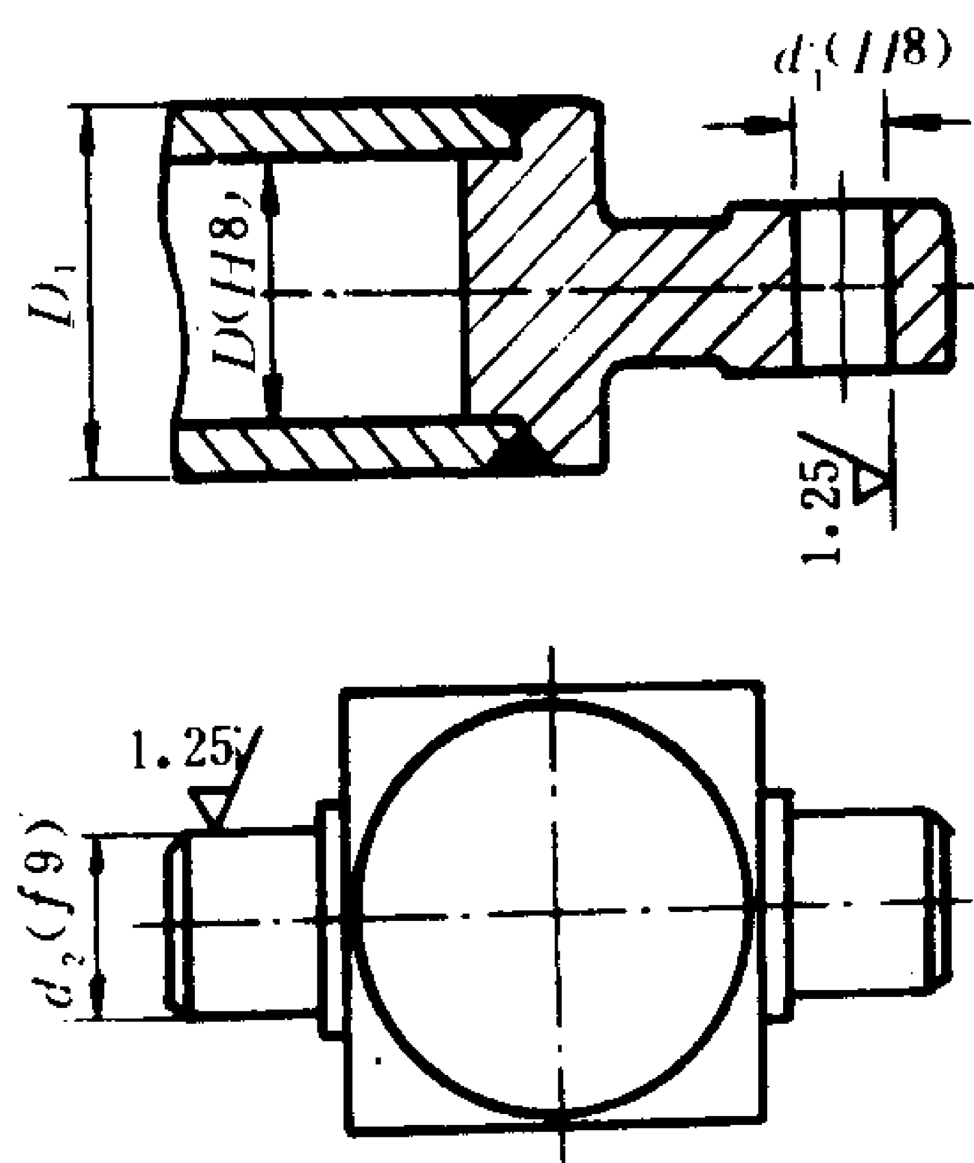


图 5.7.7-10 轴销和耳环

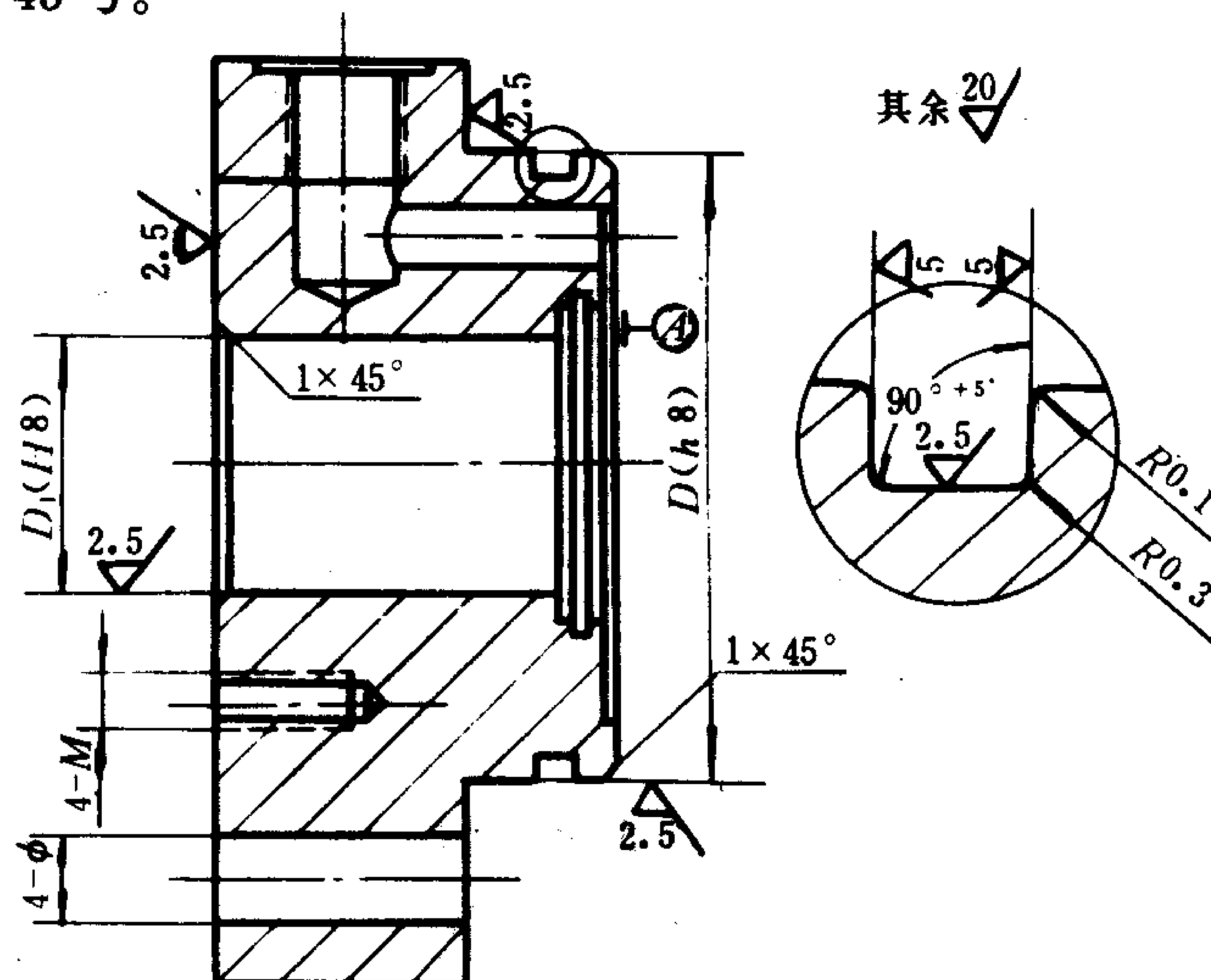


图 5.7.7-11 前端盖

2.2 加工要求

1）缸筒

缸筒的尺寸公差和表面粗糙度的要求详见图 5.7.7-5。其形位公差的要求如下：

（1）轴心线的直线度在 500 mm长度上不大于 0.03 mm；

（2）内表面的圆度和圆柱度不大于内直径的公差之半；

（3）端面的垂直度在 100 mm上不大于 0.04 mm；

(4)若为螺纹连接，应采用 2 a级精制的公制螺纹；

2）轴销和耳环

轴销和耳环的尺寸公差和表面粗糙度见图 5.7.7-10。其形位公差如下：

（1）轴销的轴线与缸筒轴线的平面度不大于 0.1 mm，垂直度在 100 mm长度上不大于 0.1 mm；

（2）耳环孔轴线与缸筒轴线的平面度不大于 0.03 mm，垂直度不大于 0.1 mm。

3）端盖

端盖的尺寸公差和表面粗糙度的要求详见图 5.7.7-11 和 5.7.7-12。其形位公差如下：

（1）D对D_1的同轴度不大于 0.02 mm；

（2）D_3对D的同轴度不大于 0.07 mm；

（3）端面A与轴线的垂直度在直径 100 mm上不大于 0.04 mm。

此外，对于特别重要的焊缝应作探伤检验。为了提高使用寿命和防止腐蚀，必要时可以要求内表面镀铬，然后珩磨和抛光。缸体外表面应涂耐油的油漆。

图 5.7.7-12 后端盖

3 活塞

3.1 结构

活塞常用高强度灰铸铁或球墨铸铁制成，用 35 号钢锻造的活塞是为了能在其外周焊一层耐磨的青铜合金。

活塞的结构着重于减轻与缸筒的摩擦、能有效地防止沿着缸壁或活塞杆密接面的压差泄漏以及便于密封圈和耐磨环(套)的更换。其常用结构如图 5.7.7-13 所示。图中：

1）是整体式活塞，采用双环槽、单面支承环O形密封圈，内径密封亦用O形圈。这种密封方式可以承受高压、摩擦力较小，但其磨损裕量较小，仅用于要求摩擦力小、线速度较低的小型液压缸。2）是单环槽、有双面支承环的O形密封圈的整体式活塞。3）是径向剖分的活塞，采用整体式青铜合金耐磨衬环，用两只Y形密封圈作双向密封。内径用O形圈作固定密

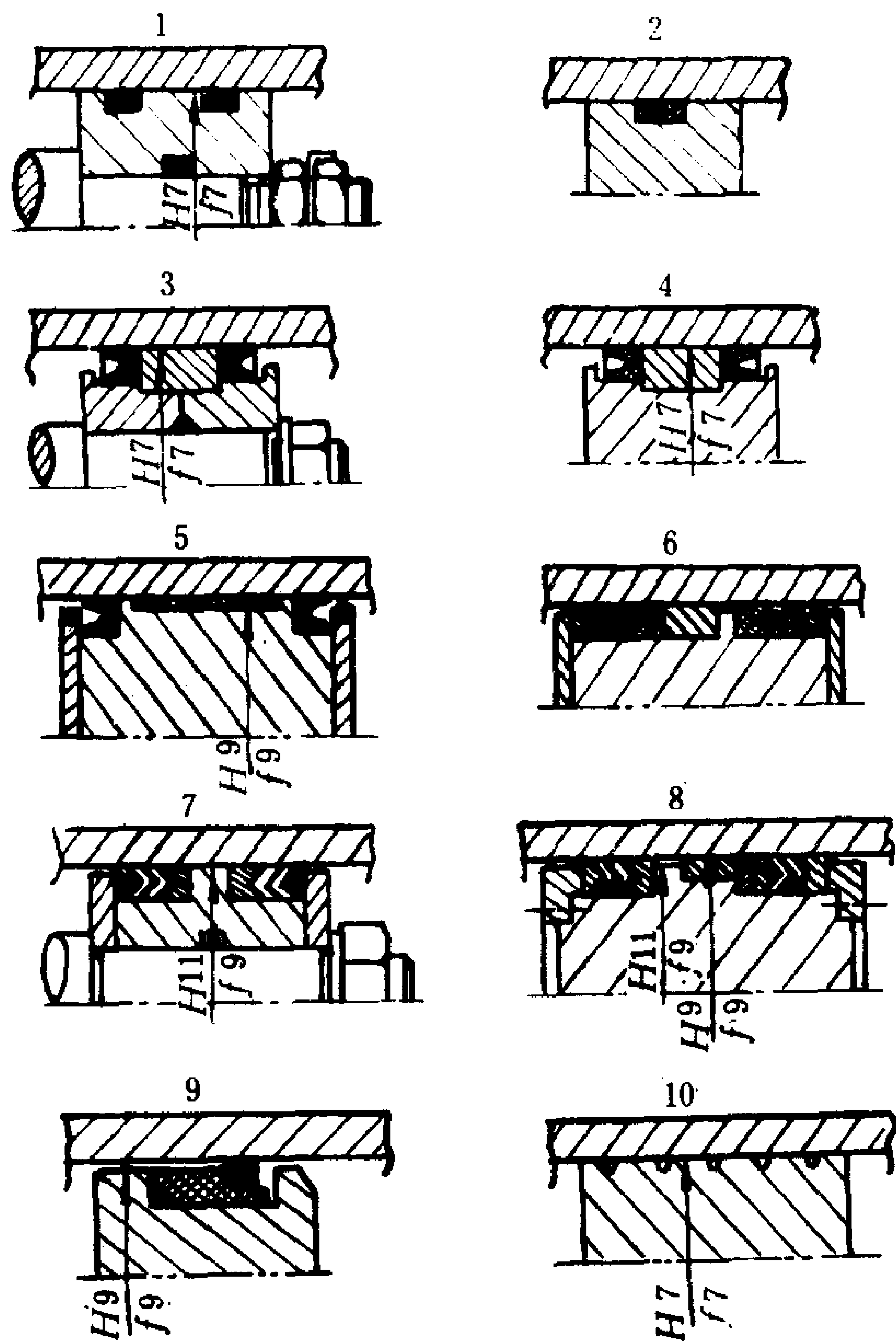


图 5.7.7-13　活塞及其密封结构型式

活塞尺寸公差和表面粗糙度详见图5.7.7-14。其中，活塞外径D的公差将视密封圈的种类而异：

(1)采用O形密封圈时，D的公差为$f8$；

(2)采用Y_x形密封圈时，D的公差为$f9$；

(3)采用其他唇形密封圈时，D的公差为$f9$。

2)形位公差

(1)内、外径的同轴度不大于0.02 mm；

(2)两端面T对内孔的垂直度不大于0.04 mm；

3)密封沟槽的尺寸和公差应符合ISO 3320或GB 2897—81；

4)若为铸件，则不允许有砂眼、气孔、缩松或裂纹等缺陷。预加工后需消除铸件内应力。

封。4)是整体式活塞，耐磨衬环为成对的半环。5)活塞的外圆套以较长的尼龙66的耐磨环。6)活塞的外圆中段装有较短的青铜合金耐磨衬环，双向密封各用U形密封圈两套。7)活塞的双向密封采用多只V形密封圈。活塞厚度和摩擦力较大，但在高压和受力状态比较恶劣的情况下，其可靠性较高，使用寿命亦较长。而且，及时拆检、将偏磨部位错开并加以适当的压紧，既能避免活塞接触缸筒，又能延长V形密封圈的使用寿命。8)活塞的外圆中段装有短的青铜合金耐磨衬环，双向密封采用多只V形密封圈。9)活塞采用Y形密封圈作单向密封，单圈耐压高达31.2 MPa，活塞厚度较小，但只适用于仅有轴向力的情况。10)活塞采用间隙密封，适用于高速场合。

图5.7.7-14所示是内径密封槽沟不设在活塞内孔上的整体式活塞。

3.2　技术要求

1)活塞尺寸公差和表面粗糙度

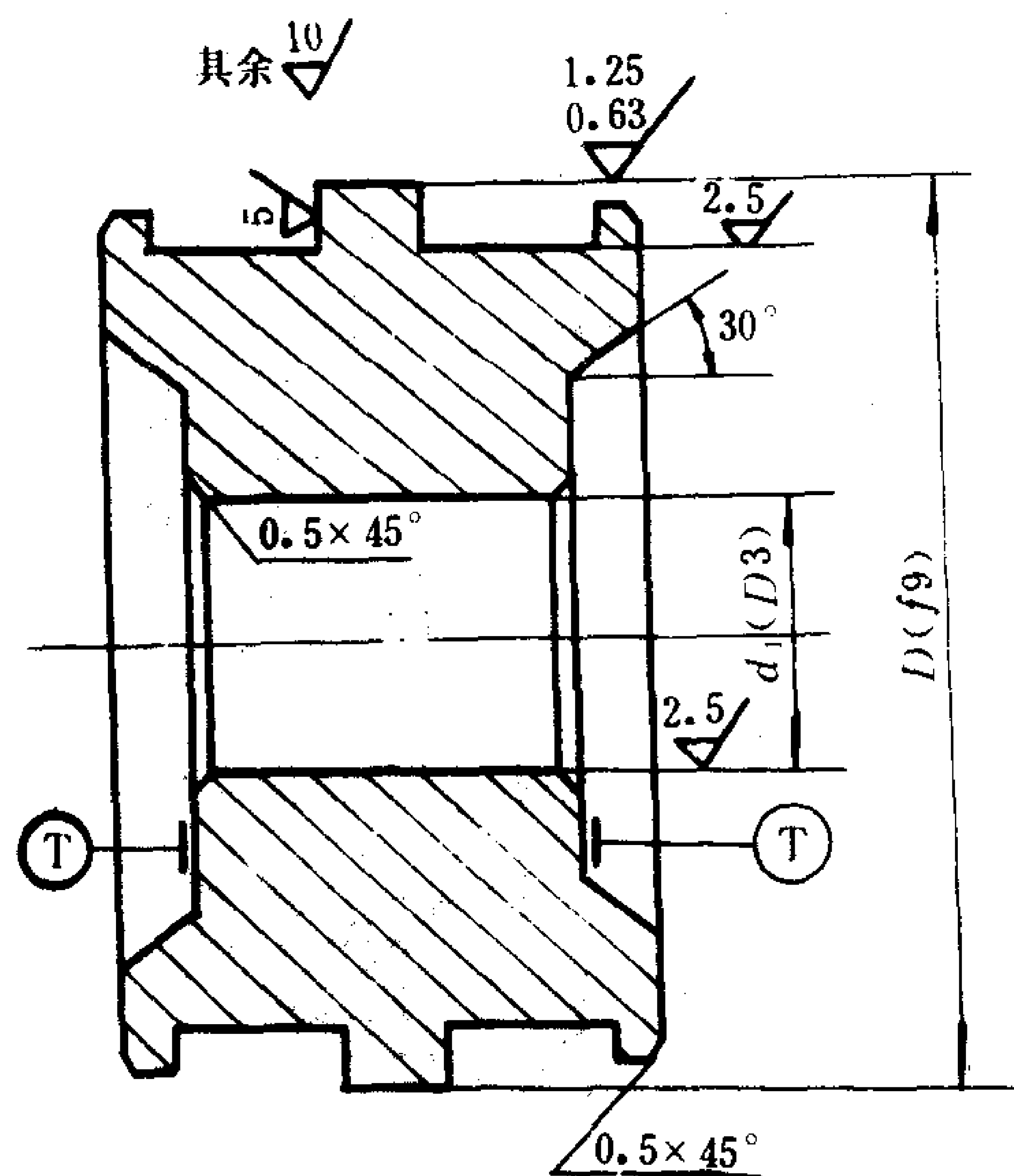


图 5.7.7-14　整体式活塞

4 活塞杆及其导向和密封

4.1 活塞杆的结构

活塞杆受拉、压应力作用的同时，还可能承受弯曲应力，因此，它应具备足够的强度、纵向压缩的稳定性以及良好的耐磨性和抗腐蚀的性能。

活塞杆通常采用 35 号或 45 号钢的实心结构，见图 5.7.7-15。空心结构（见图 5.7.7-16）适用于要求重量轻、缸体运动而活塞杆固定且兼作油流通道的液压缸。柱塞式液压缸的柱塞，亦往往采用空心结构。空心的活塞杆或柱塞通常采用 35 号钢或 45 号钢的无缝钢管来制造。

活塞杆的外端连接结构型式如图 5.7.7-17 所示。其中，螺纹连接的型式和尺寸应符合 ISO 4395 或GB 2350—80（详见本章第 1 节）。

活塞杆与活塞常采取防松措施。在尺寸受限制的情况下，也采用各种型式的卡环结构。

4.2 导向和密封

活塞杆或柱塞均借助于嵌装在前端盖上的导向套和密封件来实现径向支承并防止漏泄。

活塞杆通常都存在不同程度的径向力。若不采用多层V形夹织物密封圈，活塞杆径向力的绝大部分将作用于导向套，并产生直接摩擦、磨损和局部过热。因此，导向套的材料一般均用耐磨性和导热性兼优的青铜。

导向套的内外表面通常为圆筒形，也可在其内表面开有润滑冷却的轴向油槽。外圆与前端盖的配合，有时需要采用轻压配合，以利散热。

活塞杆密封包括 3 个方面：即用耐高压的密封圈去防止液压油的外漏、用常压的防尘密封圈去防止空气和尘土被活塞杆带进工作腔、用防尘罩套防止尘土粘附于活塞杆表面。

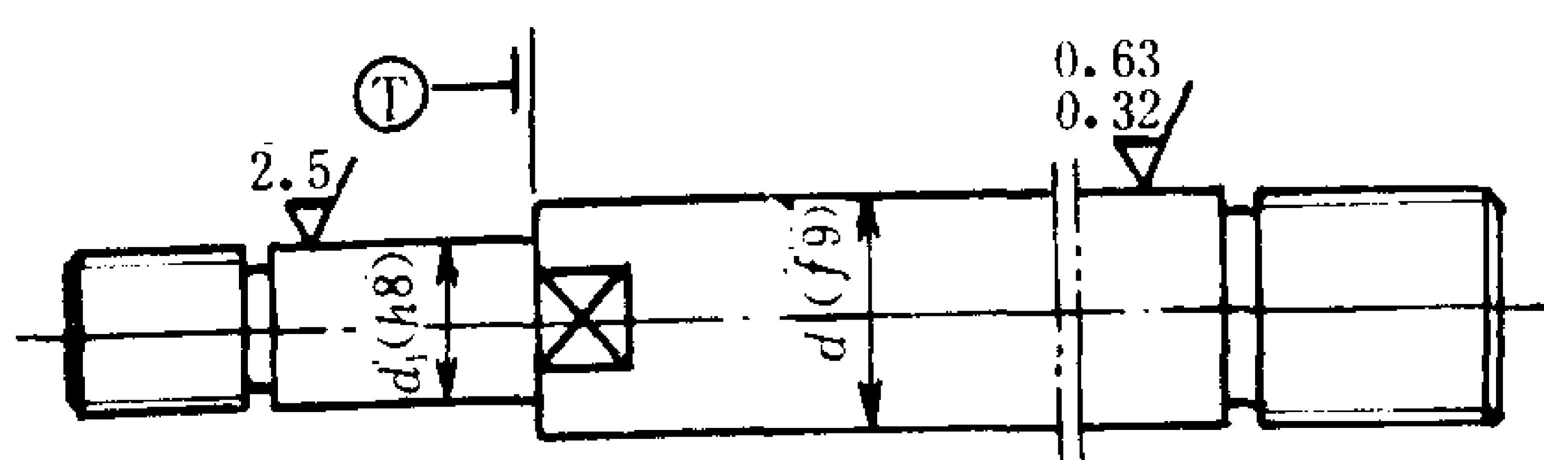


图 5.7.7-15 实心活塞杆结构

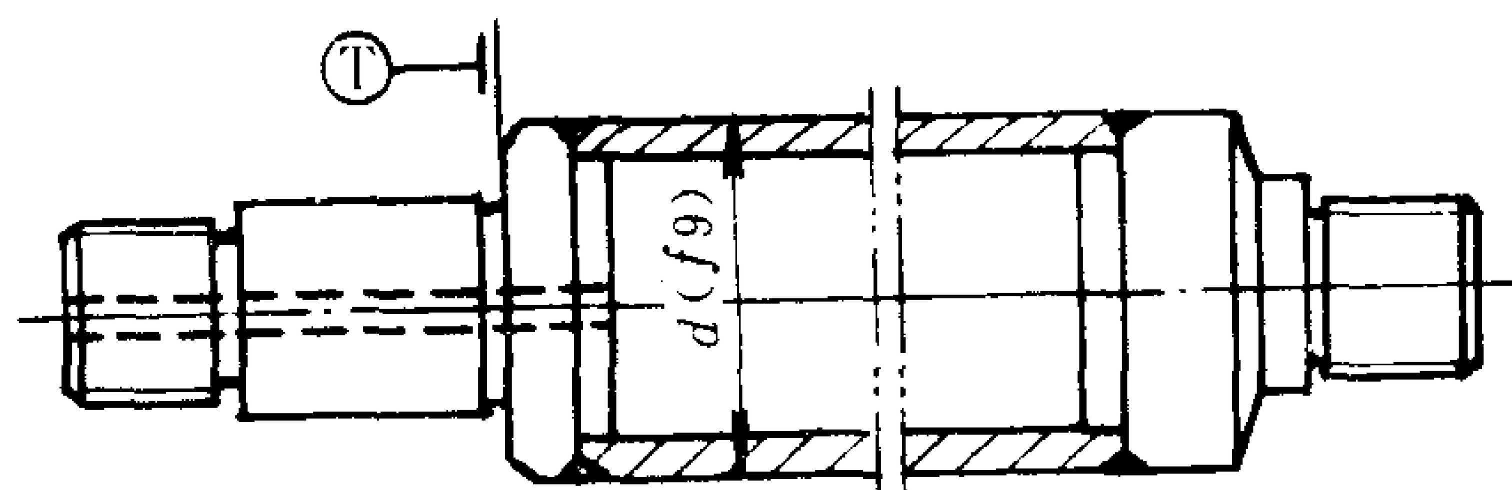


图 5.7.7-16 空心活塞杆结构

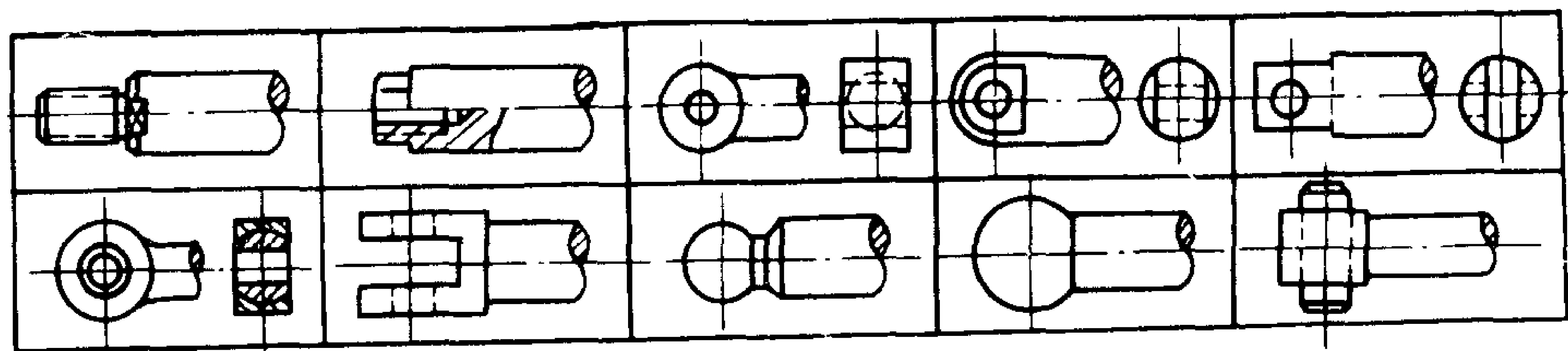


图 5.7.7-17 活塞杆外端的结构型式

活塞杆朝上安装的液压缸，若在工作时有空气积聚于工作腔的顶部，导向套与耐油橡胶的密封圈将在高温(由于空气的压缩)和缺油的恶劣条件下工作。所以，放气旋塞最好布置在导向套与密封圈之间，并及时放尽工作腔的空气。

导向套和密封的结构型式如图 5.7.7-18 所示。

图中：

1)是端盖(铸铁)孔导向，O形圈密封。结构简单，适用于压力和线速度较低且与尘土隔离的场合。例如安装在设备内部的小型液压缸。

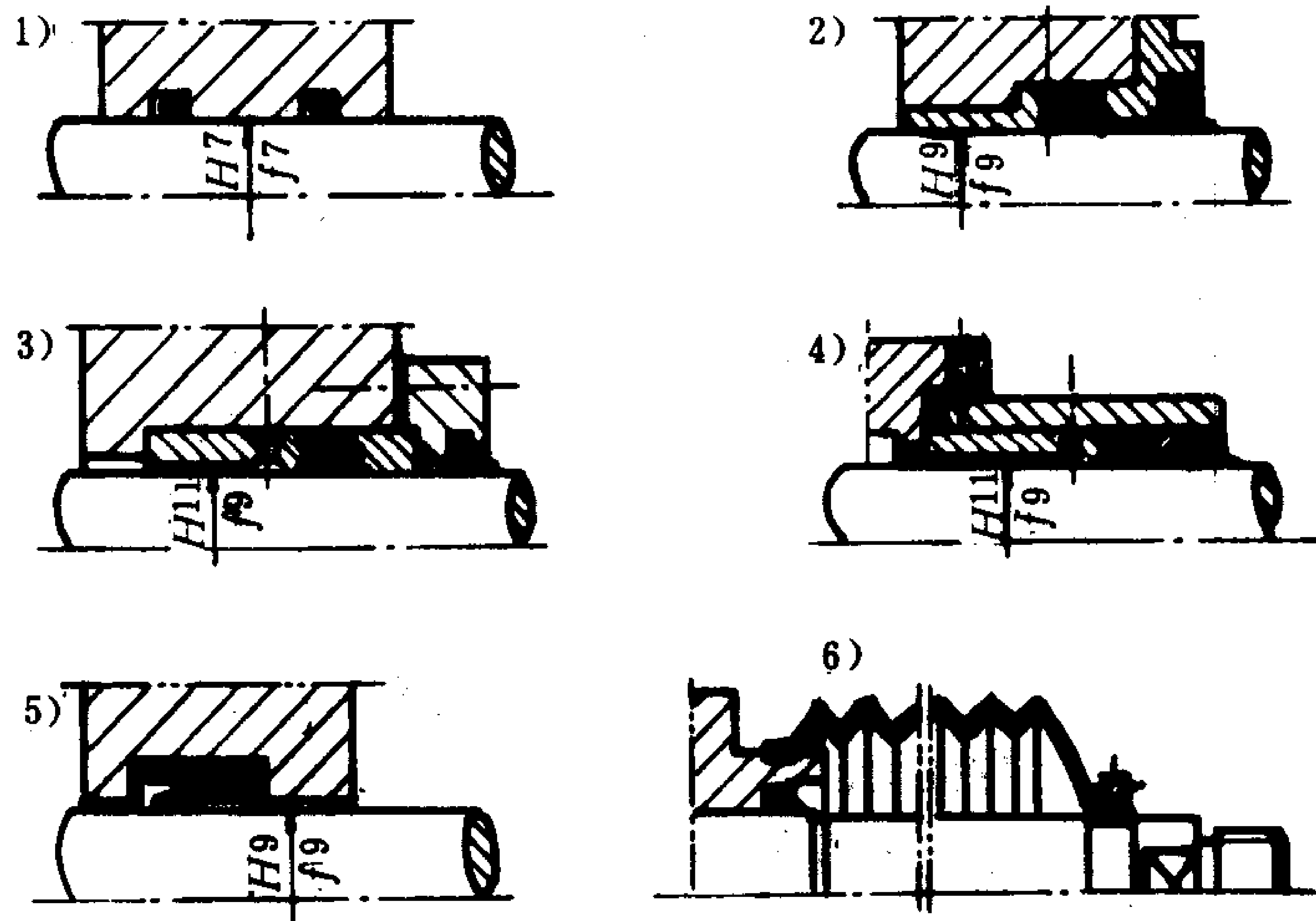


图 5.7.7-18 活塞杆的导向和密封结构型式

2)有青铜导向套，单只唇形密封圈和J形防尘密封圈，适用于普通工作条件。

3)是导向套内表面带有轴向油槽，可改善导向套的润滑冷却条件，并可撑开密封圈的唇部。采用多只V形夹织物的密封圈有以下优点：

(1)均匀压紧以后的V形夹织物密封圈可使活塞杆轴线居中，从而避免导向套与活塞杆的接触。

(2)密封圈偏磨到一定程度，可将磨损部位对称错开重新压紧使用；垫片厚度是可变的。

(3)在紧急情况下，V形夹织物密封圈可用切断装入法进行更换。

(4)导向与密封自成一个总成，有利于机械加工，但对密封圈的调整和更换不会带来好处。

(5)采用高压密封性能良好的Y_x形密封圈，无导向套和防尘圈，结构简单，摩擦阻力低，适用于受力条件良好的场合。

(6)带有橡胶或帆布折叠式防尘罩套的结构，适用于有粉尘的工作场所。

4.3 技术要求

1)活塞杆及其导向套的尺寸公差和配合详见图 5.7.7-15、5.7.7-16 和 5.7.7-18。

2)活塞杆的直径d和d_1的圆度和圆柱度不大于尺寸公差之半。

3)活塞杆的直线度在 500 mm长度上不大于 0.03 mm。

4)与活塞接触的肩部T对轴线的垂直度在直径 100 mm上不大于 0.04 mm。

5)杆的外端若为销孔连接，孔的公差按$H11$ 制造，孔与杆的轴线垂直度在 100 mm长度上不大于 0.05 mm；孔与杆的轴线的平面度不大于 0.10 mm。

电动起锚机分交直流两种，其机械、电动机、电气控制设备的配套情况如表 8.3.7—1 和表 8.3.7—2 所示

表 8.3.7—1 **直流电动起锚机配套表**

序号	锚链直径(mm)	锚机主要参数				电动机参数				控制设备		备注
		抛锚深度(m)	起锚速度(m/min)		系缆速度(m/min)	型号	功率(kW)	电压(V)	转速(r/min)	控制器名称及型号	控制箱型号及规格	
			单锚	双锚								
1	15/17	45	12	8	9.6	ZZH—12	3	220	1180	凸轮控制器 KTZ93—2	XDQ_1-Z_2H 220V40A	
2	19/22	50/30	12	8	16.4	ZZYH — 21 12	5.5 3	110	1200 1000	凸轮控制器 KTZ93—2	$XXDQ_1-Z_2H$ 220V40A	
3	25/28	60	12	8	空 30/16	ZZYH—22	6		850		XDQ_1-Z_2H 220V40A	
4	31/34	80	12	8	10	ZZKH —32	14	220	1200	凸轮控制器 KTZ93—4	XDQ_1-Z_2H 220V80A	
5	37/40	80	12	8	10	ZZKH—41	22	220	1100	主令控制器 LK911—101	$XHH_2-M_{183}Z$ 220V100A	
6	43/46	80	12	8	10	ZZKH—42	29	220	950	主令控制器 LK911—101	$PH_2-M_{204}Z$ 或 $XHH_3-M_{204}Z$ 220V150A	
7	49/53	80	12	8	10	ZZKH —51	42	220	880	主令控制器 LK911—101		
8	57/62	80	12	8	10	ZZKH—42	2×29	220	950			双电机拖动
9	62/67/72	100	13	12	7.6	ZZH—72	75		520			

表 8.3.7—2 **交流电动起锚机配套表**

序号	锚链直径(mm)	锚机主要参数				电动机型号				控制设备		备注
		抛锚深度(m)	起锚速度(m/min)		系缆速度(m/min)	型号	功率(kW)	电压(V)	转速(r/min)	控制器名称及型号	控制箱型号及规格	
			单锚	双锚								
1	15/17	45	12	8	空 24/10							
2	19/22	50	17	16	16	JZ_2H—33—4/16	8.5/2.4	380	1370/310	主令控制器 LK911—103	XHH_1—M[illegible]J 380V25A	
3	25/28	60	12	8	空 30/16	JZ_2H—42—4/8/16	11/11/7.5	380	1400/665/300	主令控制器 LK911—104	$XHH_2-M_{142}J$ 380V50A	
4	31/34	50	12		10	JZ_2H—51—4/8/16	16/16/11	380	1400/665/300	主令控制器 LK911—104	$XHH_2-M_{182}J$ 380V100A	

续上表

序号	锚链直径(mm)	锚机主要参数				电动机型号				控制设备		备注
		抛锚深度(m)	起锚速度(m/min)		系缆速度(m/min)	型号	功率(kW)	电压(V)	转速(r/min)	控制器名称及型号	控制箱型号及规格	
			单锚	双锚								
5	37/40	50	12		13.5	JZ$_2$H—52—4/8/16	22/22/16	380	1400/665/300	主令控制器 LK911—104	XHH$_2$—M$_{182}$J 380V100A	
6	43/46	80	12	8	10.4	JZ$_2$H—61—4/8/16	30/30/22	380	1420/670/300	主令控制器 LK911—104	XHH$_2$—M$_{182}$J 380V100A	
7	40/53	80	12	8		JZH—61—4/8/16	2×22/22/16	380	1400/670/300	主令控制器 LK911—104	XHH$_2$—M$_{182}$J 380V100A	
8	57/62	80	12	8	16	JZ$_2$H—61—4/8/16	2×30/30/16	380	1400/670/300	主令控制器 LK911—104	XHH$_2$—M$_{182}$J 380V100A	
9	67/72	100		12	20	JZH—72—4/8/16	60/60/45	380	1450/700/330	主令控制器 LK311—12	PH$_1$—M$_{202}$J 380V150A	

1.3.2 电动起锚、系缆绞盘机

电动起锚、系缆绞盘机分交直流两种，其配套表如表 8.3.7—3 和表 8.3.7—4 所示。

表 8.3.7—3 **直流电动起锚系缆绞盘机配套表**

序号	链径(mm)	起锚、系缆机主要参数			电动机参数				控制设备		备注
		抛锚深度(m)	起锚速度(m/min)(单锚)	系缆速度(m/min)	型号	功率(kW)	电压(V)	转速(r/min)	控制器名称及型号	控制箱型号及规格	
1	15/17	45	18	14.2	ZZYH—12	3	110	1000	凸轮控制器 KTZ93—2	XPQ$_1$—Z$_2$H 110V40A	
2	19/22	50/40	18	16	ZZYH—22	9/6.7	110	1100/1450	凸轮控制器 KTZ93—4	XDQ$_1$—Z$_2$H 110V 80A	
3	25/28	45		16.1	ZZKH—32	14	220	1200	凸轮控制器 KTZ93—4	XDQ$_1$—Z$_2$H 220V80A	
4	31/34	80	18	13	ZZKH—41	22	220	1100	主令控制器 LK911—101	XHH$_2$—M$_{182}$Z 220V100A	
5	46		14.7		ZZYH—41	28	220	1070	主令控制器 LK911—101	XHH$_3$—M$_{204}$Z 220V150A	
6	49/53	150/100	15	15	ZZKH—50	49.5	220	900	主令控制器 LK911—101	220V300A	

表 8.3.7—4 **交流电动起锚系缆绞盘机配套表**

序号	链径(mm)	起锚、系缆绞盘机主要参数			电动机参数				控制设备		备注
		抛锚深度(m)	起锚速度(m/min)(单锚)	系缆速度(m/min)	型号	功率(kW)	电压(V)	转速(r/min)	控制器名称及型号	控制箱型号及规格	
1	15/17/19	45	18	14.2	JZ_2H_{23}—4/12	4.3/1.7	380	1350/410			
2	19/22	50/40	18	16	JZ_2H_{32}—4/12	6/2.5	380	1350/390			
3	25/28	80	19	19	JZH_{52}—4/16	18/5	380	1270/305	主令控制器 LK911—103	$XHH_1—M_{141}J$ 380V50A	
4	31/34	80	18	18	JZ—H_{52}—4/16	18/5	380	1270/305	主令控制器 LK911—103	$XHH_1—M_{141}J$ 380V50A	
5	37/40	45	10	10.4	JZ—H_{61}—4/8/16	22/22/16	380	1340/750/375	主令控制器 LK911—104	$XHH_2—M_{181}J$ 380V100A	
6	43/46	100	7/15/30	16	JZ—H_{72}—4/8/16	60/60/45	380	1500/750/375			

1.3.3 电动系缆绞盘机

电动系缆绞盘机也分直流与交流两类，其配套情况如表 8.3.7—5 和表 8.3.7—6 所示。

表 8.3.7—5 **直流电动系缆绞盘机配套表**

序号	绞盘机主要参数			电动机参数				控制设备		备注
	额定拉力(t)	系缆速度(m/min)	传动比	型号	功率(kW)	电压(V)	转速(r/min)	控制器名称及型号	控制箱型号及规格	
1	1	18	66	ZZYH—21	6	220	1120	凸轮控制器 KTZ93—2	$XPQ_1—Z_2H$ 220V40A	
2	1.5	12/16	79	ZZH—32 ZZKH—31	9.5		880 1180	凸轮控制器 KTZ93—3	$XDQ_1—Z_2H$ 220V60A	
3	3	10	101	ZZYH—32	12		650	主令控制器 LK911—101	220V100A	
4	5	15	146.25	ZZJH—4Y	21		1130	主令控制器 LK911—101	220V150A	
5	10	15	132.3	ZZKH—52	48		900	主令控制器 LK911—101	220V300A	

表 8.3.7—6　　**交流电动系缆绞盘机配套表**

序号	系缆绞盘机主要参数			电动机参数				控制设备		备注
	额定拉力 (t)	系缆速度 (m/min)	传动比	型号	功率 (kW)	电压 (V)	转速 (r/min)	控制器名称及型号	控制箱型号及规格	
1	1	16		$JZ-H_{23}-4/12$	4.3/1.7		1350/410	主令控制器 LK911−103	XHH_1-M_1J 380V25A	
2	1.52			$JZ_2-H_{42}-4/8/16$	11/11/7.5		1400/665/300	主令控制器 LK911−103	$XHH_2-M_{142}J$ 380V50A	
3	2/2.5	11.9/9	87.68/114.2	$JZ_2-H_{41}-4/8/16$	7.5/7.5/5	380	1400/665/300	主令控制器 LK911−103	$XHH_2-M_{142}J$ 380V50A	
4	3	5.35/20.7	102	$JZ-H_{52}-4/16$	1.8/5		1500/375	主令控制器 LK911−103	$XHH_1-M_{141}J$ 380V50A	
5	5	21/10.5/5	121	$JZ-H_{61}-4/8/16$	22/22/16		1340/640/268	主令控制器 LK911−104	$XHH_2-M_{142}J$ 380V50A	
6	7	7	180	$JZ_2-H_{52}-4/8/16$	22/22/16		1340/640/268	主令控制器 LK911−104	$XHH_2-M_{182}J$ 380V100A	

2　起锚和系泊装置的负载图

2.1　起锚的负载图

抛锚时一般船舶是以锚及锚链的重力自由落体进行，这种形式的抛锚速度快。如果抛锚速度太高，会使锚链在链轮上的跳动剧增，使锚链有从链轮中跳出的危险，一般用手动带式制动器来调节抛锚速度。当深水抛锚时，因深度太大，锚及锚链重量很大，下落的速度很高，手动制动器不易控制，所以采用电动抛锚。

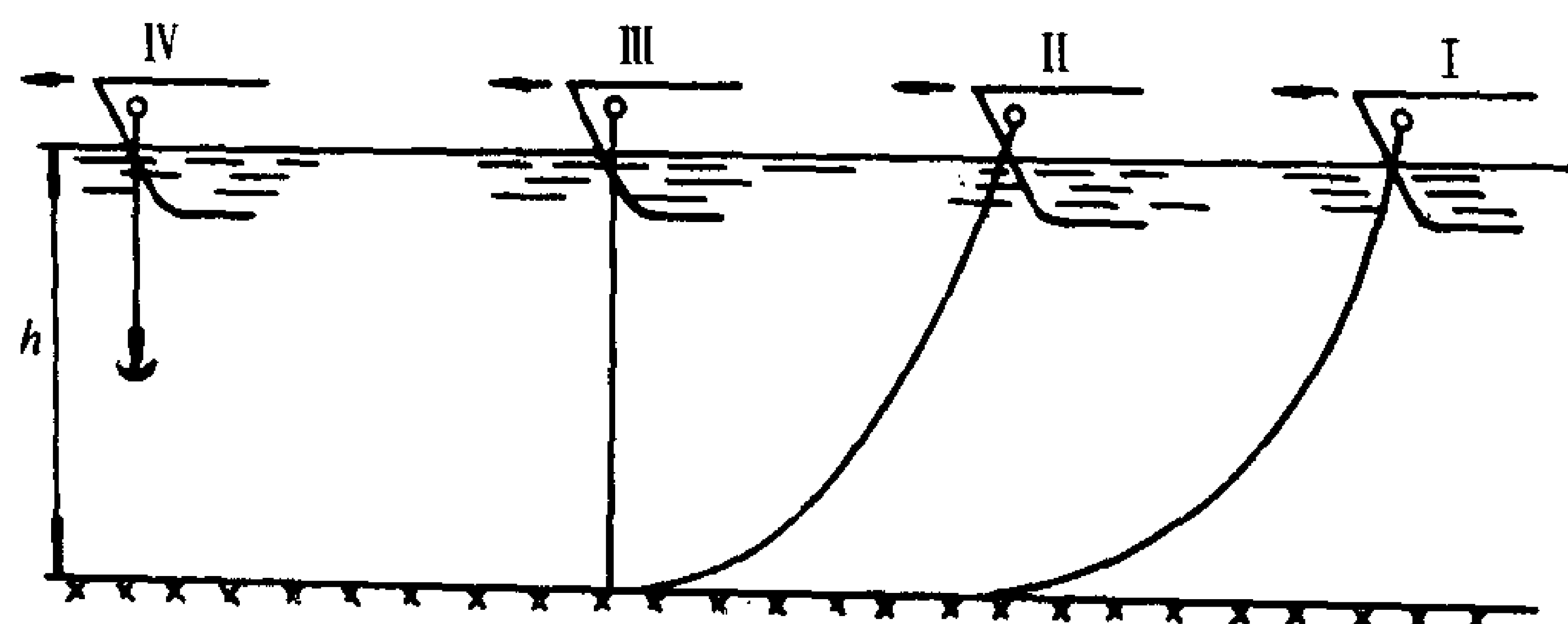


图 8.3.7—7　起锚过程示意

起锚时，电动机克服水流、风及锚链阻力收进锚链从而使船移动。正常起锚从开始收绞锚链并把锚收绞到位可分为四个阶段，如图 8.3.7—7 所示。

2.1.1　正常起锚

由图 8.3.7—7 所示起锚过程各个阶段作用力分析，可算出起锚过程各阶段的阻力。

1)第一阶段(收起躺在水底的锚链)

在此阶段，船向抛锚处移动。假设悬着的锚链形状不变，则锚链的水平分力为船所受风与水流阻力之和，锚链的拉力 F_1(单位 N)为：

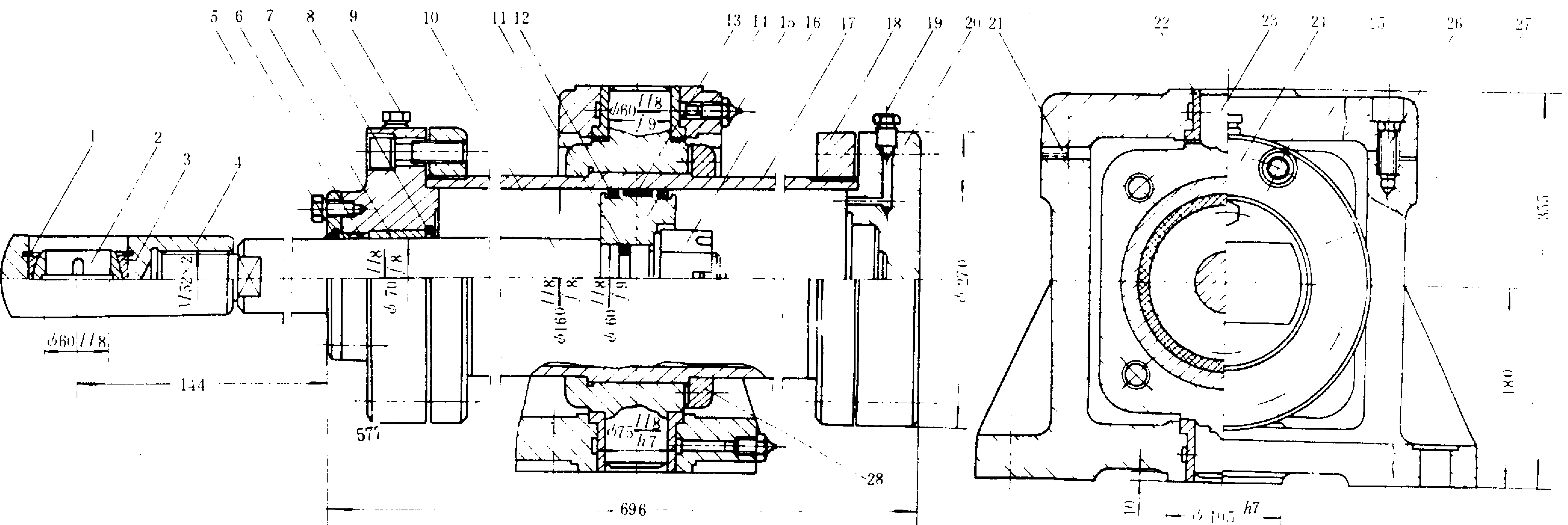


图 5.7.7-25　活塞式中铰液压缸

1-卡簧；2-球面轴承；3-轴承壳；4-耳环；5-防尘圈；6-Y形密封圈；7-导向套；8-卡环；9-放气螺塞；10-活塞杆；11-O形圈；12-Y_x形密封圈；13-尼龙 1010 减磨衬套；14-活塞；15-油嘴；16-螺帽；17-缸筒；18-法兰；19-放气螺塞；20-后端盖；21-定位键；22-轴承；23-轴销及其框架；24-前端盖；25-上盖；26-螺钉；27—底座；28-轴销框架压盘

紧凑等显著优点，但因泄漏随工作油压的增高而增大，一般产品的工作油压都在3.9～5.9 MPa之间。然而，某些专业性较强的厂商却早已批量供应14.7 MPa的产品，最大输出扭矩亦达5884 kN · m。

叶片式液压缸有单叶片式、双叶片式和三叶片式，它们的最大角位移分别是300°、130°和90°左右。

叶片式液压缸可用作转叶式推舵油缸、门以及舱盖板或大型碟阀的启闭油缸。转叶式推舵油缸可参见舵机篇。

图5.7.7-26所示是瑞典NAVIRE货运设备公司生产的铰链油缸，适用于门或舱盖板的

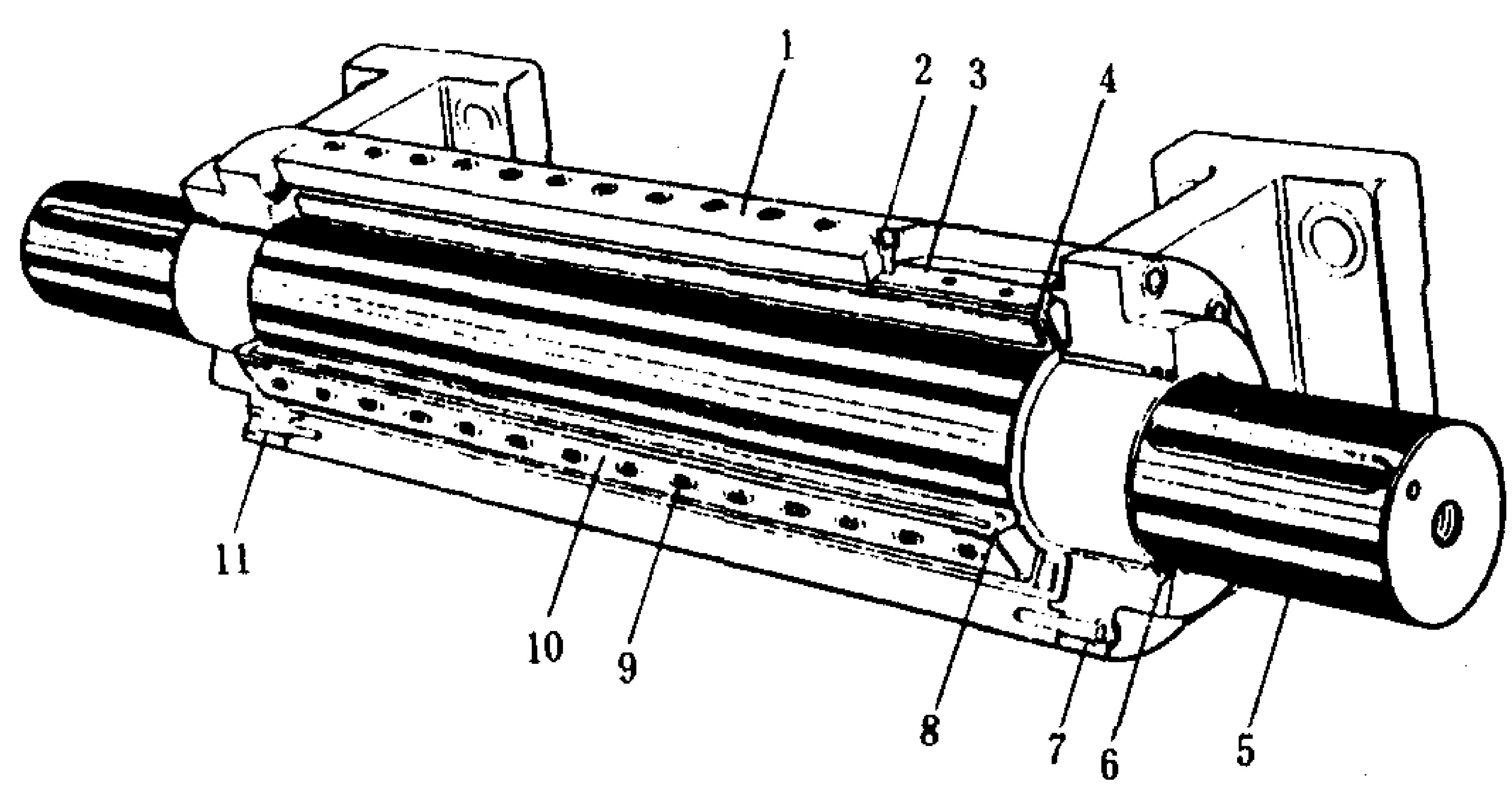


图5.7.7-26 叶片式铰链油缸

1-缸筒；2-螺钉；3-定叶片；4-定叶密封条；5-转轴；6-导向套、密封圈和防尘圈；7、11-端盖螺钉；8-动叶片密封条；9-螺钉；10-动叶片

启闭。产品有3个规格，其技术参数如下：

工作压力	14.7 MPa
工作容积	4、8、16 L
角位移	90°
扭矩	36.8、73.6、147 kN · m

6.4 螺旋式液压缸

螺旋式液压缸的应用可参见起重设备篇。图5.7.7-27所示是瑞典NAVIRE货运设备公司的产品，其技术参数范围如下：

工作压力(开启调定值)	14.7 MPa
(紧闭调定值)	6.9 MPa
工作容积	40～155 L
角位移	180°
输出扭矩	58.8～294 kN · m

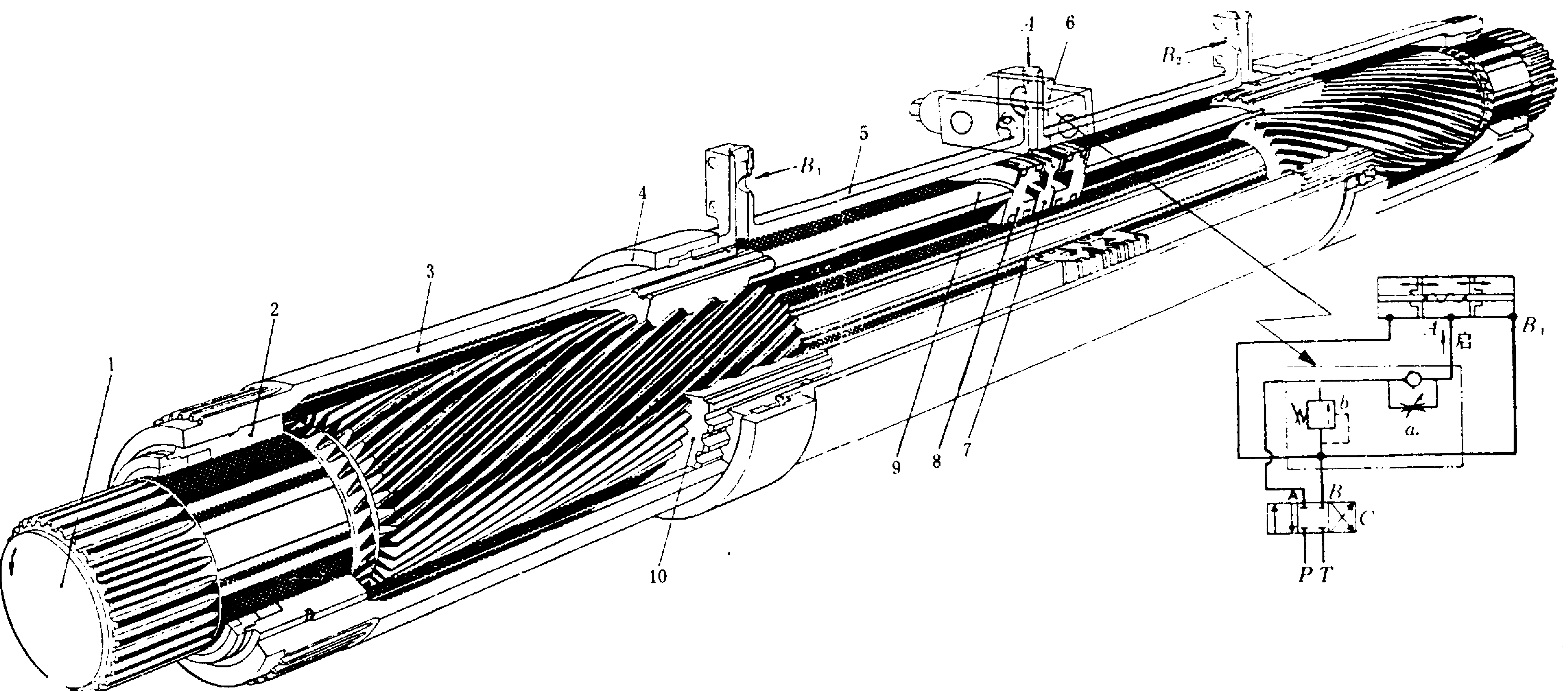


图 5.7.7-27 螺旋式铰链油缸

1-转轴；2-轴套；3-花键套筒；4-内螺纹扣环；5-缸筒；6-专用阀组；7-中间隔盘；8-活塞；9-套管；10-螺旋套筒；A-开启的进油口；B_1、B_2-开启的回油口；a-单向节流阀；b-溢流阀；C-换向阀

7　液压缸的检验和试验

液压缸的检验和试验分为产品研制的鉴定试验、产品生产的出厂试验和用户为判别其技术状态进行的检验与试验。前两类试验的内容和要求可参阅表 5.7.7-8、表 5.7.7-9 和图 5.7.7-28。

表 5.7.7-8　　液压缸产品试验项目

序号	试验项目	鉴定试验	出厂试验	说　明
1	尺寸检查	○	○	按施工图标示的尺寸、公差配合和表面粗糙度检验，必要时应提供材质和硬度的检验报告
2	耐压	○	○	以 1.5 倍工作压力按试验规范进行，不得出现外漏，受力件不得出现破裂或永久变形
3	外漏	○	○	在满载运行试验中进行观测，外漏量可参照表 5.7.7-9 评定
4	内漏	○	○	活塞分别在两端终点通以额定油压，并在他端油口测定其漏出量。亦可用工作腔降压时间来评定
5	空载运行	○	○	应在油口附近测定最低动作压差，以此判别加工安装质量之优劣。要求速度均匀，噪声和局部温度正常
6	负载运行	○		在额定压力运行，要求外漏符合要求、速度均匀、冲击振动和局部温升正常
7	缓冲效果	○	○	在负载运行试验中，改变缓冲调节阀开口度，在缓冲效果达到最佳状态时加以评定。
8	寿命	○		在额定压力下运行 5000 m以后，复测内外泄漏量，并检查磨损程度
9	出厂检查		○	检查产品的技术文件和备件是否齐全，包装是否符合标准

表 5.7.7-9　　沿活塞杆表面外漏的容许程度[1]

类别	泄　漏　程　度
1	杆的表面稍有润湿，但无滴油现象，活塞位移 100 mm带出的油液不到 0.05 mL
2	杆的表面润湿且有滴油现象，活塞位移 100 mm带出的油液不到 0.2 mL
3	活塞位移 100 mm带出的油液不到 1 mL

对于用户来说，通用产品的验收，通常只按订货合同或装箱单，检查设备和备件的型号规格、数量和防潮防锈的包装质量，以及技术文件和质量证明。但是，厂商专为用户设计的非标准液压缸，用户可以参考以上图表在订货合同中提出某些检验和试验要求，必要时亦可要求厂商提供关键受力件的强度验算和材质检验报告。

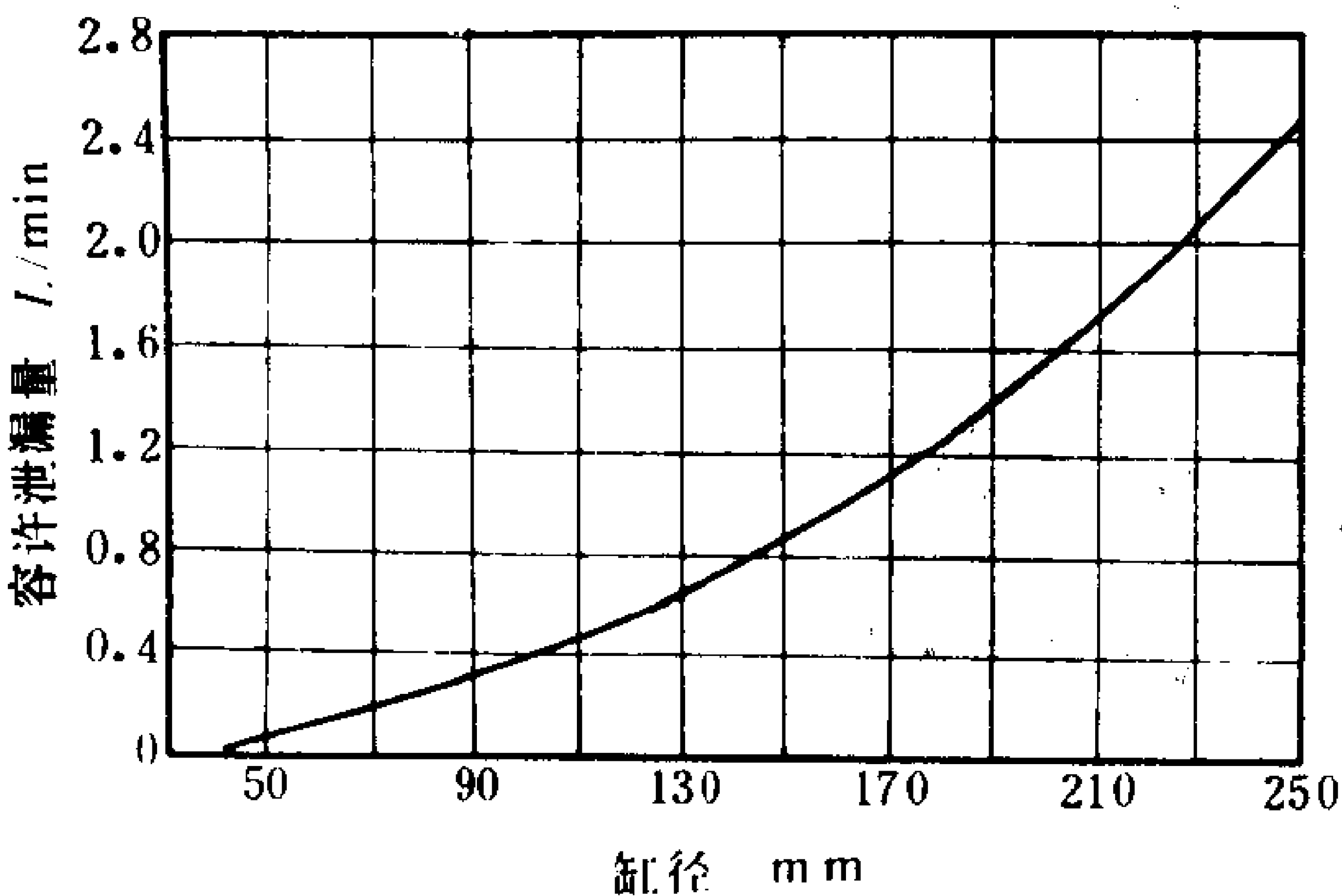


图 5.7.7-28　活塞的容许泄漏量

为了判断液压缸的技术状态，船员往往需要在船上进行一些定性试验。下列方法可供参考：

1）活塞杆密封的外漏检测—使用较轻的小块泡沫塑料或吸水纸，收集粘附于杆面和下滴的油液，用称重法确定并记录其外漏量。根

表 8.3.7—8　　不带护板凸轮控制器控制设备配套表

序号	电动机参数						凸轮控制器		控制箱			电阻箱型号	备注
	型号	功率(kW)	额定电压(V)	额定电流(A)	额定转速(r/min)	励磁方式	型号	主电路一小时电流(A)	型号	额定电流(A)	过电流继电器整定值(A)		
1	ZZYH—12	3	110	38.5	1000	串励	KTZ93－2	40	XDQ_1—Z_2H 110V	40	95	ZX97—6 ZX98—2	
2	ZZYH—22	6.7		82	1450		KTZ93－4	80		80	200	ZX915—2 ZX98—2	
3	Z_2C—51	5.5		60.5	1500	并励	KTZ93－3	60		60	140	ZX97－12	增加电磁铁 MZZ_2－40S—TH110V 一只
4	ZZH－12	3	220	18.5	1180	复励	KTZ93－2	40	XDQ_1—Z_2H 220V	20	45	ZX97—6 ZX98－4	
5	ZZH－22	5		30	1030		KTZ93－2	40		40	75	ZX97－10 ZX98－4	
6	Z_2c－51	5.5		30.5	1500	并励	KTZ93－2	40		40	70	ZX97－12	增加电磁铁 MZZ_2－40s－TH110V 一只
7	ZZkH－22	6		33.6	1380	复励	KTZ3－2	40		40	80	ZX97－11 ZX98－4	
8	ZZH－32	9.5		52	880		KTZ93－3	60		60	130	ZX915－3 ZX98－4	
9	ZZKH－31	9.5		53	1180		KTZ93－3	60		60	130	ZX915－3 ZX98－4	
10	ZZKH－32	14		76	1200		KTZ93－4	80		80	190	ZX915－3 ZX98－4	
11	ZZH－41	14		71	680		KTZ93－4	80		80	180	ZX915－4 ZX98－4	

3.1.2　主令控制器的线路

用主令控制器控制锚机(绞缆机)的线路很多，从起动级数说有两级、三级和四级起动等。下面仅以三级起动的线路为例说明，见图 8.3.7—12。图中主令控制器正反转(起锚和抛锚)各有五档速度，为按时间原则组成的对称线路。第一档接成电 枢分路以获得低速特性。第二档断开电枢分路的电阻，转速增高。第三档至第五档为逐级切除电枢电路的电阻，第五档时电动机达到正常转速。

第8章 液压马达

1 概述

液压马达的职能是将油液的压力能转变为旋转运动的机械能。它是液压系统常用的执行元件之一。

1.1 类型和参数

液压马达的类型和工作参数见表5.7.8-1。

表5.7.8-1　　船用液压马达的类型和参数范围

	结构示意图	说　　明
齿轮马达		n=300~5000 r/min，p=6.3~25 MPa，q=5~214 mL/r；M=10~340 Nm，属高速型，价廉，抗污染能力强，起动扭矩高
摆线马达		n=5~800 r/min；p=6.3~22.5 MPa；q=80~600 mL/r，M=0.1~1.09 kN·m，属低速型，价廉，在渔捞绞车方面有应用
斜盘马达		n=5~300 r/min，p=9.8~19.6 MPa，q=250~1600 mL/r，M=0.74~5.77 kN·m，属低速型，双斜盘式具有较低的转速和较大的扭矩，容积效率较高，耐冲击性一般较差

表 8.3.7—9　　　　**主令控制器控制设备配套表**

序号	电动机参数 型号	功率(kW)	额定电压(V)	额定电流(A)	额定转速(r/min)	主令控制器 型号	电流表量程(A)	控制站 名称	控制站 型号	电阻箱
1	ZZH—22	5	220	30	1030	LK911—101	0～75	直流锚机控制箱220V50A	XHH_2—m143z	ZX97—10 ZX98—4
2	ZZKH—22	6		33.6	1380					ZX97—11 ZX98—4
3	ZZH—32	9.5		52	880		0～100			ZX915—3 ZX98—4
4	ZZKH—31	9.5		53	1180					ZX915—3 ZX98—4
5	ZZH—41	14		71	700		0～200	直流锚机控制箱220V 100A	XHH_2—M183Z	ZX915—4 ZX98—4
6	ZZKH—32	14		76	1200					ZX915—4 ZX98—4
7	ZZKH—41	22		118	1100					ZX915—4 ZX98—4
8	ZZKH—42	29		155	950		0～300	直流锚机控制屏或箱(220V150A)	PH_2—M_{204}Z 或 XHH_3—M204z	ZX915—3 ZX95—4
9	ZZKH—51	42		223	880		0～500	直流锚机控制屏(220V 300A)		ZX915—3 ZX915—4 ZX98—5
10	ZZKH—52	48		245	900					ZX915—3 ZX915—4 ZX98—5

3)直流主令控制器控制系列控制站电器、电阻 整定值表,见表 8.3.7—10。

表 8.3.7—10　　　　**电器及电阻整定值表**

序号	电动机参数 型号	功率(kW)	电压(V)	电流(A)	转速(r/min)	整定值 过流继电器(A)	负载继电器 动作(A)	负载继电器 释放(延时1s)(A)	调速继电器 动作(A)	调速继电器 释放(A)	磁场调整电阻3TR(Ω)	时间继电器 1SJ(s)	时间继电器 2SJ(s)	时间继电器 3SJ(s)
1	ZZH—22	5	220	30	1030	75	60	27	15	6	830	1	0.7	
2	ZZKH—22	6		33.6	1380	84	67	26	17	6.7	965			
3	ZZH—32	9.5		52	880	130	104	40	26	10.5	590			
4	ZZKH—31	9.5		53	1180	133	106	38	27	10.5	620			
5	ZZH—41	14		71	700	180	152	55	38	14	530			
6	ZZKH—32	14		76	1200	190	152	51	38	15	550			
7	ZZKH—41	22		118	1100	295	236	72	59	23.6	340			
8	ZZKH—42	29		155	950	387	310	100	78	31	260			0.4
9	ZZKH—51	42		223	880	558	446	150	112	45	295			0.4
10	ZZKH—52	48		245	900	613	490	160	123	49	240			0.4

4)四级起动的直流锚机控制原理图

见图 8.3.7—13，其控制原理与前面三级起动的锚机类似，不再重述。

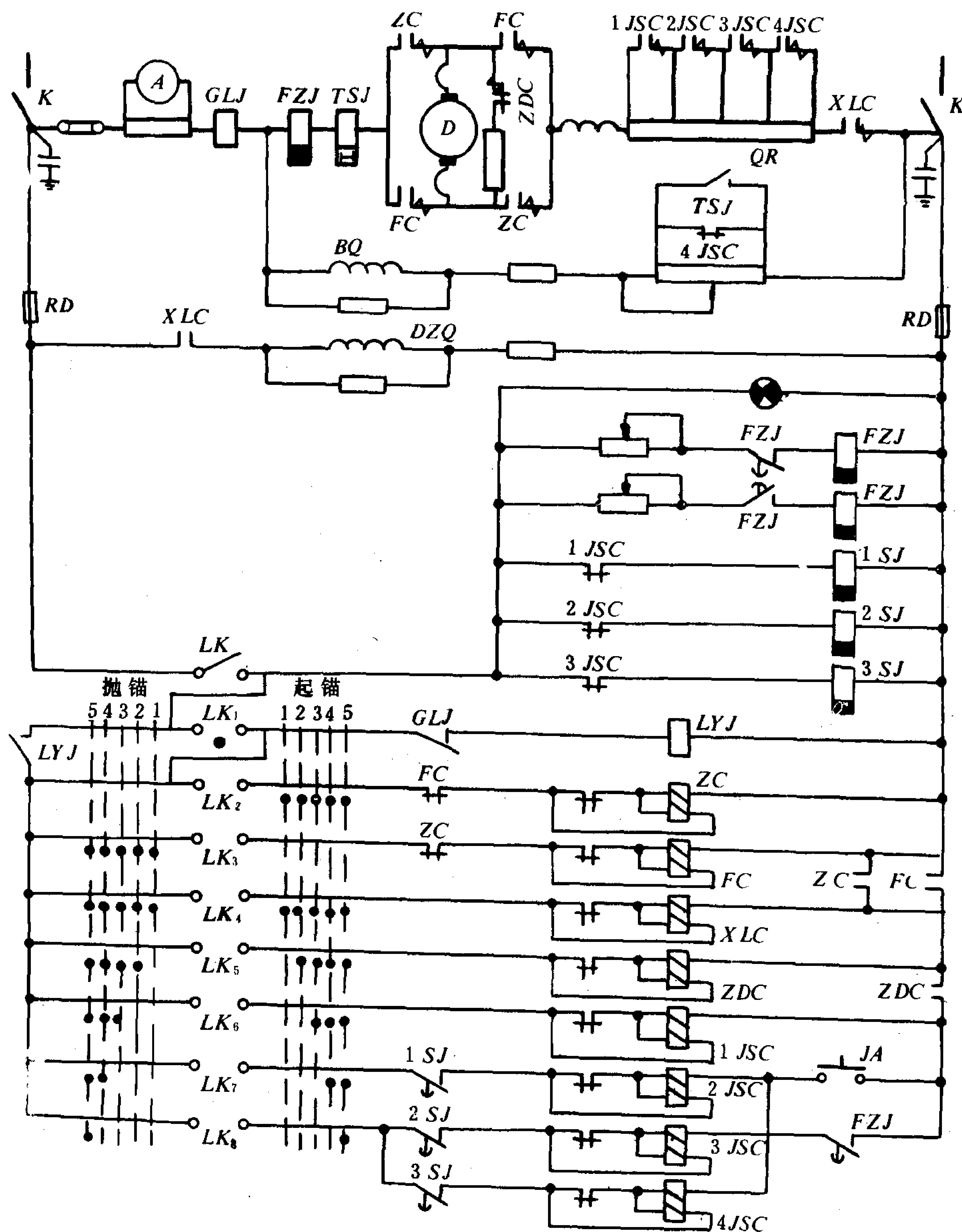


图 8.3.7—13　四级起动锚机电气原理图

1.4 正常工作条件

1）油温

过高的油液会使油液变质，使耐油橡胶密封圈加速老化。因此，持续工作的最高油温不宜超过 56℃，短期工作则不超过 65℃。

2）粘度

即使在最高持续工作油量下，工作粘度亦不宜低于 25 mm²/s，否则润滑和磨损异常。

3）过滤精度

过滤精度一般不低于 25 um，否则会加剧运动副的间接磨损。

4）壳体泄油压力

马达壳体泄油压力应有正压以保证充满液压油，但此压力不应超过轴封的许用压差。

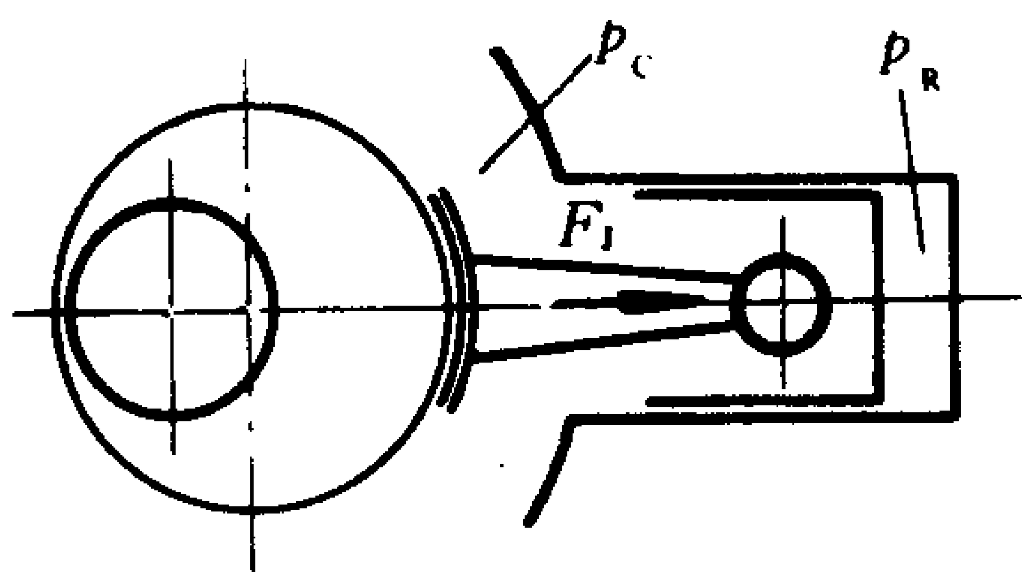


图 5.7.8-2　柱塞在排油结束前的作用力
p_C-壳体内腔油压；p_R-回油背压；F_J-柱塞副的惯性力（它与质量和转速有关）

5）回油背压

连杆式液压马达等在正工况（输出扭矩）排油结束前的受力情况见图 5.7.8-2。倘若回油背压p_R过低，连杆瓦将与偏心轮脱开，活塞亦会撞击缸盖。为此，应使

$$p_R \geqq p_C + p_J \qquad (5.7.8\text{-}6)$$

其中，$p_J = F_J/A$，取决于连杆副的质量、活塞面积A和最高工作转速。

6）吸油压力

连杆式等液压马达在负工况（输入扭矩且运行于泵的工况）吸油行程开始时的受力情况与图 5.7.8-2 所示相同，但p_R改为吸油压力p_S。为了保证连杆瓦紧贴偏心轮，必要的吸油压力应为

$$p_S \geqq p_C + p_J \qquad (5.7.8\text{-}7)$$

显然，p_S必须是正值。所以液压马达在负工况运行于高速的时候，往往需要增添保证p_S为正值的回路

7）轴伸许用径向负荷

单作用液压马达的主轴承的径向工作负载的裕量都很有限，倘若在传动设计或安装中，轴伸的径向负荷W超过产品所允许的数值，主轴承的工作寿命将会缩短，见图 5.7.8-3。

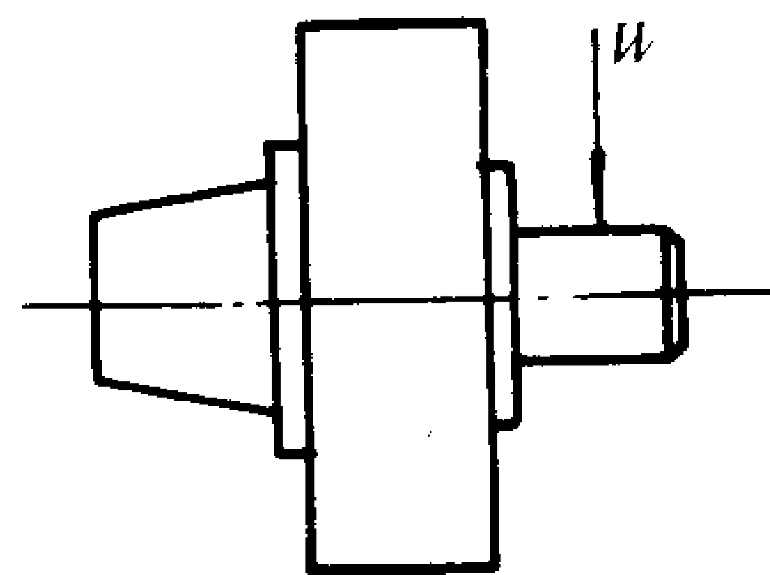


图 5.7.8-3　轴伸的径向负载

1.5 特性指标

1）最低稳定转速

液压马达在高压下逐渐降低其转速时，输出轴开始出现周期性的“走走停停”现象的转速，称为最低稳定转速或爬行转速。

它破坏了绞车和重物的低速稳定性，也影响液压马达有关摩擦副的磨损和使用寿命，选用时应使最低稳定转速低于最低实用转速。

2）静态泄漏转速

堵封排油口，向液压马达施加额定扭矩，由于内泄漏，轴会缓慢地转动，按此测得的每分钟的转数称为静态泄漏转速。对于无机械制动器的吊重类绞车而言，在悬挂状态下，此转速正比于重物的滑落速度。

接从零位扳至第五档时，转子电阻不会即刻被短接，而仍依加速接触器 1JSC～4JSC 的顺序动作。

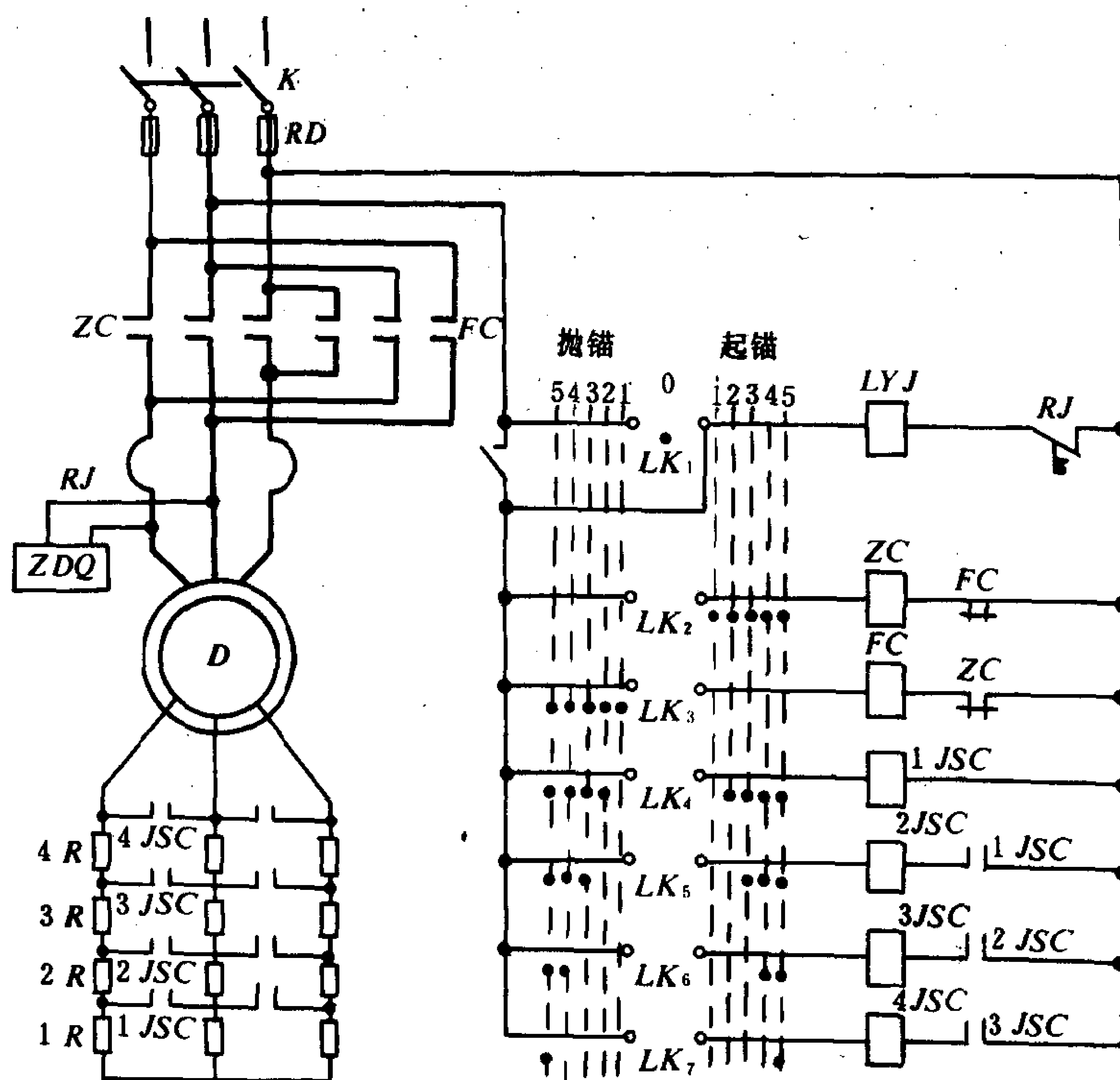


图 8.3.7—15 主令控制器控制的绕线式电动机锚机原理图

2)用主令控制器控制的变极鼠笼电动机线路：

当前交流锚机用主令控制器控制的绝大部分是变极调速原理，变极鼠笼电动机有两速（4/12、4/16）和三速（4/8/16）等几种。以前有电动机带交流电磁制动器与带直流电磁制动器两种，现在多改用直流圆盘式电磁制动器（ZYZ 型）。单速电动机只有一套绕组，双速电动机为两 套绕组，三速电动机是两套绕组，一般 4 极为一套，8 极与 16 极合一套绕组。

(1)原理线路图

交流双速锚机（绞盘）的电气原理线路如图 8.3.7—16，所示，交流三速锚机的电气原理线路如图 8.3.7—17 所示。

如图 5.7.8-5 所示，摆线马达定子的内圈嵌有可转动的 9 个针齿，转子廓线则是短幅摆线的包络线。转子与定子的啮合可以构成 9 个密封腔，每个密封腔的进排油都由配流套来控制，配流套则与转子的自转同步，如图上a）所示。当高压油进入密封腔 2 、 3 、 4 、 5 时，作用于转子的合力向右，它与接触点C上的反力形成的力偶，使O_B右旋，转子的齿峰 2 、3 、 4 、 5 将依次分别插入定子的齿谷 9 、 8 、 7 、 6……。与此同时，密封腔的进排油亦通过配流套作相应的改变。直到 9 个密封腔都进排油各 1 次后（图上C即将到达此状态），转子的齿峰 2 正好插入定子的齿谷 1 。也就是说O_B公转 1 周时，转子将反向旋转 $1/z_B$周（此处应为45°）。所以，转子自转 1 周，O_B需公转z_B周，且有$z_A z_B$个次的容积改变。这就是摆线马达成为低速型的独特方式。

2.2 BM3型摆线马达

图 5.7.8-6 是BM3型摆线马达的轴向剖视图。联动轴 6 的两端，为球状花键轴，仅将转子的自转运动和扭矩传给输出轴。但花键副各齿面将存在相对滑移和摩擦。

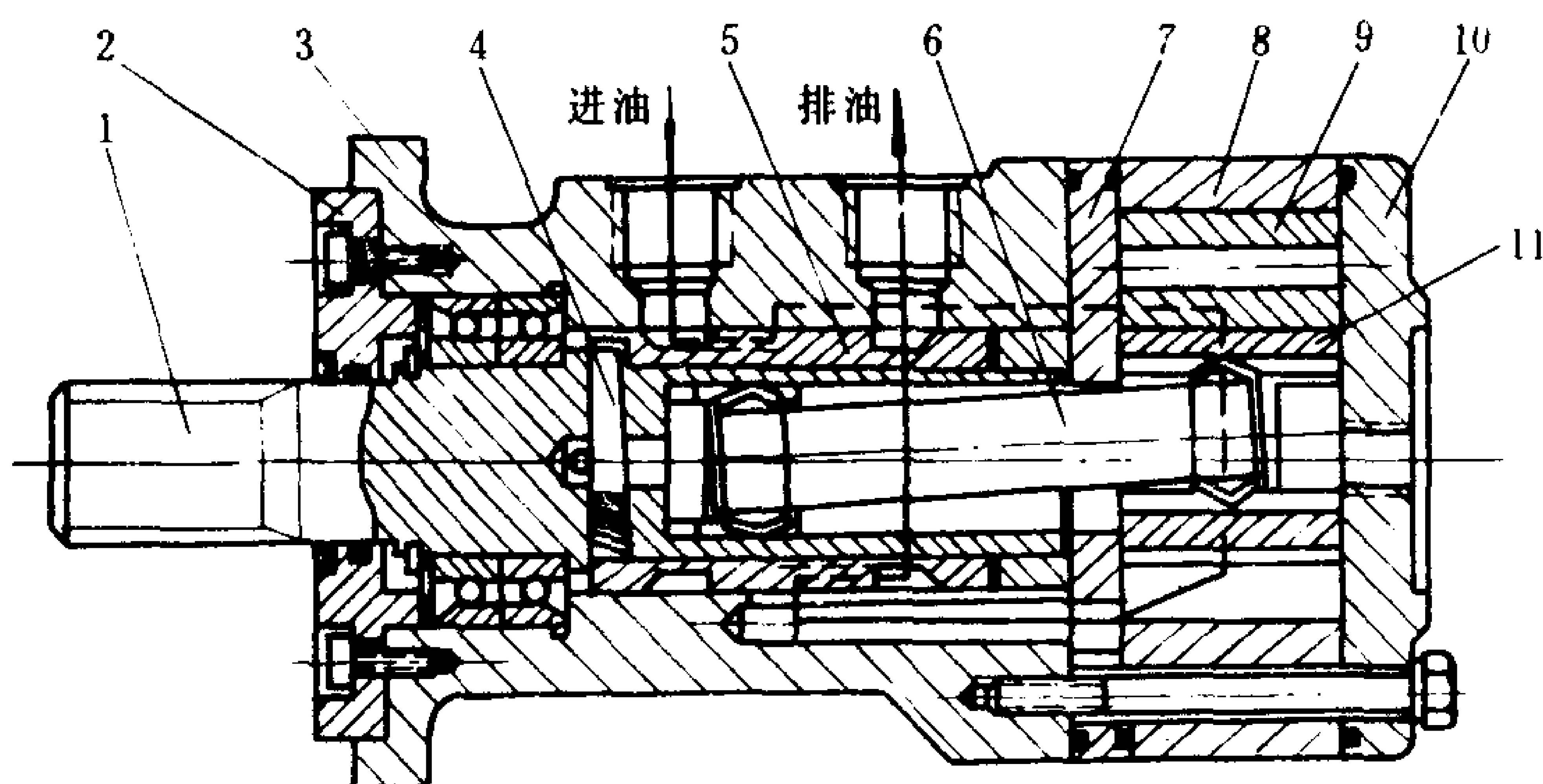


图 5.7.8-6 BM3型摆线马达的剖视图[3]

1-输出轴； 2-前盖； 3-壳体； 4-定位销； 5-配流套； 6-联动轴； 7-隔板； 8-定子； 9-针齿； 10-后盖； 11-转子

马达的配流，即转子与定子的啮合状态和配流套的正确相位，由定位销 4 确定，在安装时需经以下的调整（参看图 5.7.8-5 a）：

（1）通过输出轴和定位销去转动配流套，使壳体的配油孔道 1 与进排油口完全隔开；

（2）使转子既能套入联动轴，又能以其齿峰插入位于配流孔 1 的定子齿谷。

配流套存在着径向的不平衡力，且随负载油压增高而增大。因此，倘若缺乏适当的间隙泄漏以带走其摩擦热，或者是油液污染过度，都会引起“抱轴”故障。

定位销的顶端制成斜劈面，它借助于弹簧的推力而插入配流套的槽中。在“抱轴”时，过大的传动扭矩可使定位销自动退出传动，随后发生的配流失常可使转子和定子不再产生扭矩而自动停车。

摆线马达的主要易损件是联动轴、转子和定子的齿面。

BM3型摆线马达采用 7 个滚动的针齿与轴配流，排量 100～320 mL/r，对应的额定压力 10～6.3 MPa，输出扭矩 130～250 N·m，转速 400～125 r/min，最低稳定转速为 5 r/min。其输出特性见图 5.7.8-7。

代号	名称
LP	连接片
R_1	放电电阻
R_3	维持电阻
ZL_1ZL_2	硅整流器
C_1 C_2	电容
R_1 R_2	电阻
B	变压器
LK	控制电源开关
Rf	附加电阻
1RD2RD	熔断器
AN	应急按钮
A	电流表
XD	指示灯
GK	隔离开关
LK_1–LK_7	主令控制器触头
1LH 2LH	电流互感器
0 J	中间继电器
1RJ–4RJ	热断电器
GLJ	电流继电器
1SJ–3SJ	时间继电器
LYJ	零压继电器
	速度接触器
ZC FC	方向接触器
ZDC	制动接触器
ZDQ	直流制动器
D	交流三速电动机

图 8.3.7—17　交流三速锚机电气原理图

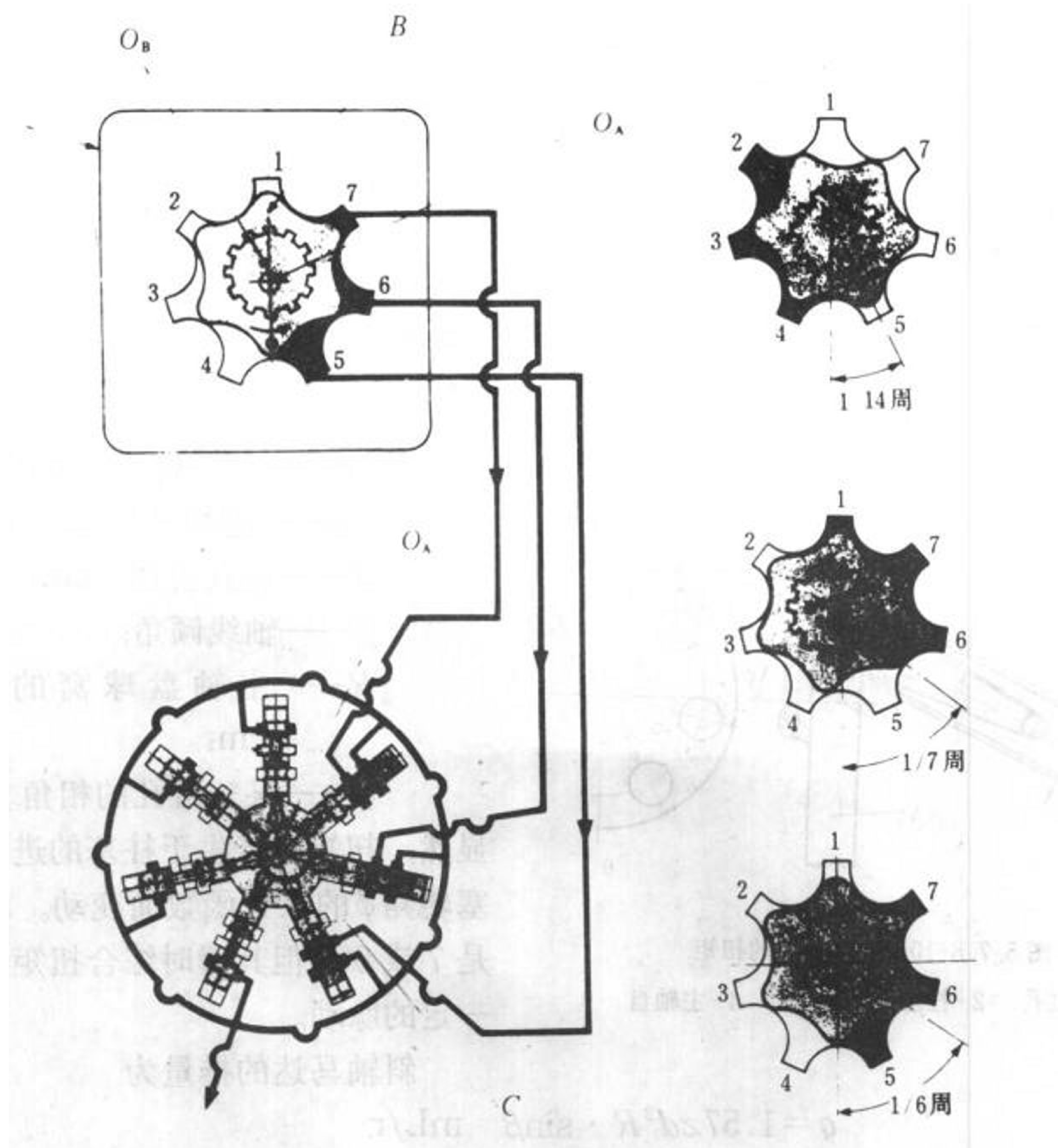
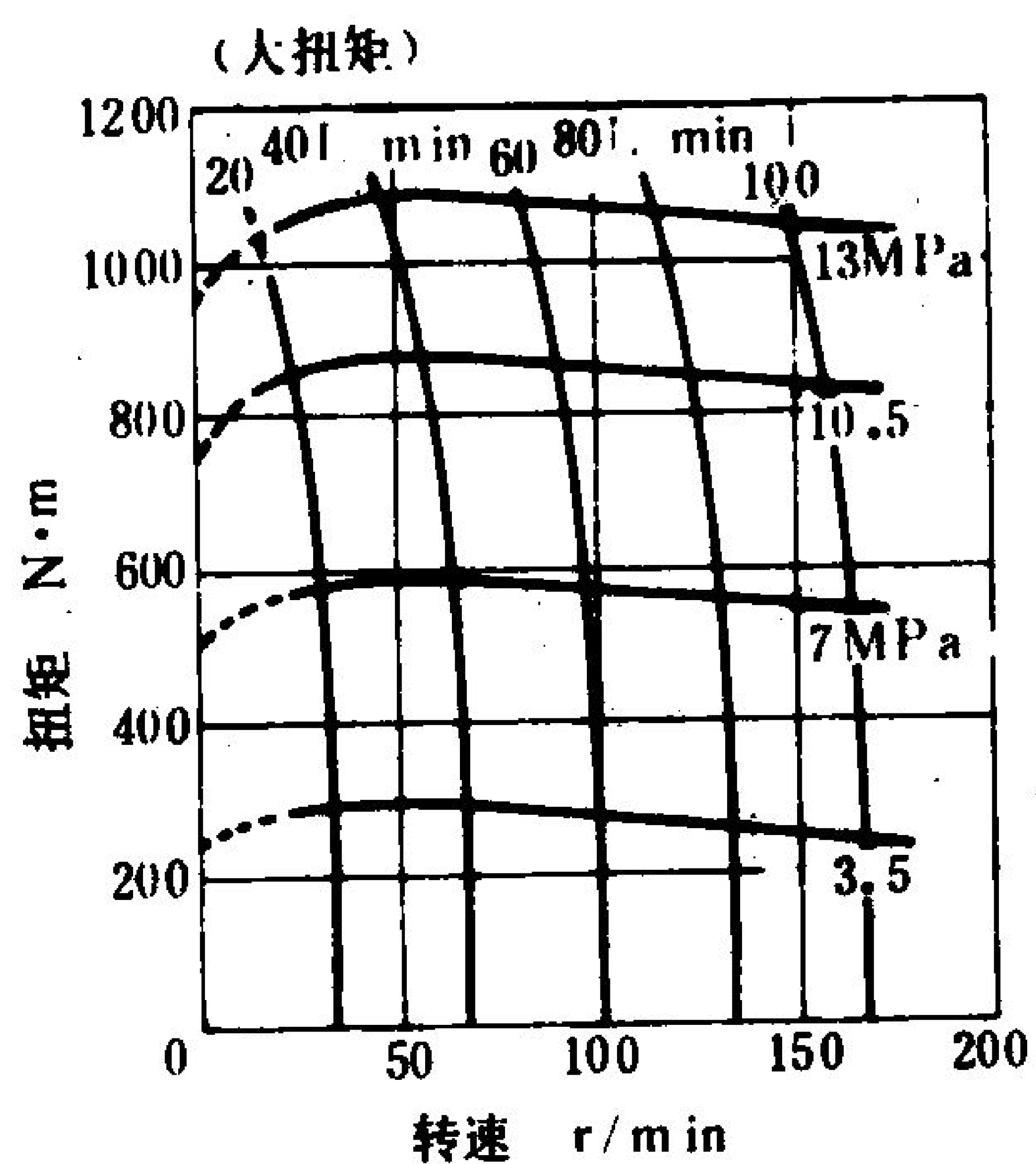


图 5.7.8-8　CR型摆线马达原理图[3]

A-定子；*B*-转子；O_A-定子中心；O_B-转子中心；*C*-滑阀芯



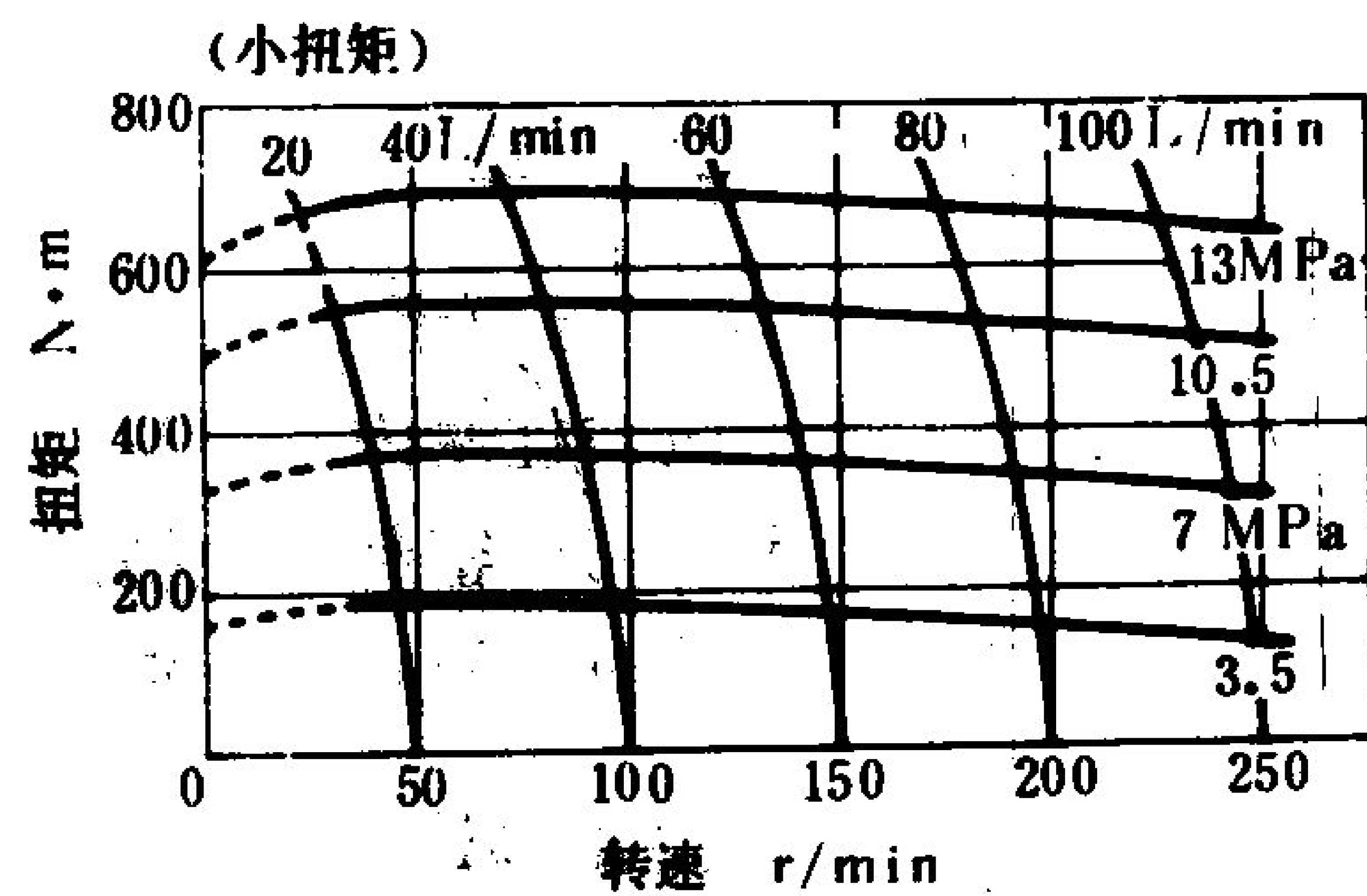


图 5.7.8-9　GR2H-600的输出特性曲线

表 8.3.7－12　　　　**交流三速锚机电气设备配套表**

电动机(交流 380 伏)				主令控制器		控制箱			
型号	功率 (kW)	极数	额定电流 (A)	型号	电流表量程 (A)	型号、名称	热继电器 1RJ、2RJ	电流互感器 1LH(A)	电流互感器 2LH(A)
JZ_2－H－41－4/8/16	7.5/7.5/5	4/8/16	16.8/17.8/26	LK911－127 或 LK911－110A	0～75	XHH_2－M_{142}JB 船用交流三速起锚机控制箱(380V 50A)	整定值可按电机与实际工况调整	75/5	20/5
JZ_2－H－42－4/8/16	11/11/7.5	4/8/16	24/25.2/33.2		0～100			100/5	30/5
JZ_2－H－51－4/8/16	16/16/11	4/8/16	33/35.2/49		0～150			150/5	40/5
JZ_2－H－52－4/8/16	22/22/16	4/8/16	43.7/47.8/71		0～200	XHH_2－M_{182}JB 船用交流三速起锚机控制箱(380V 100A)		200/5	50/5
JZ_2－H－61－4/8/16	30/30/22	4/8/16	59/70.2/96		0～300			300/5	70/5
JZ_2－H－71－4/8/16	45/45/30	4/8/16	85.5/100/142		0～400	PH_1－M_{202}JB 船用交流三速起锚机控制箱(380V 150A)		400/5	100/5
JZ_2－H－72－4/8/16	60/60/45	4/8/16	114/135/195		0～500			500/5	150/5

3.3　继电接触器系统常见故障及其处理方法

继电接触器控制系统发生故障是常事，要迅速而准确地判断故障发生的原因、性质和所在位置(点)。这首先要求充分理解电气控制线路的动作原理及工作过程。其次主要靠在实践中逐步积累经验、吸取教训、提高技术水平。

一般故障的性质大致可分为两类：

第一类是电气元件发生故障，这类性质的故障比较容易寻找。

第二类多属接线错误，或者断线、碰线以及绝缘损坏等。这类故障发生后，往往引起电器元件误动作或不动作，如在复杂的线路中，则寻找故障比较困难。

发生故障后首先应弄清故障现象，通过现象分析引起故障的几种可能性，利用看图查线的方法，逐步进行检查和排除。

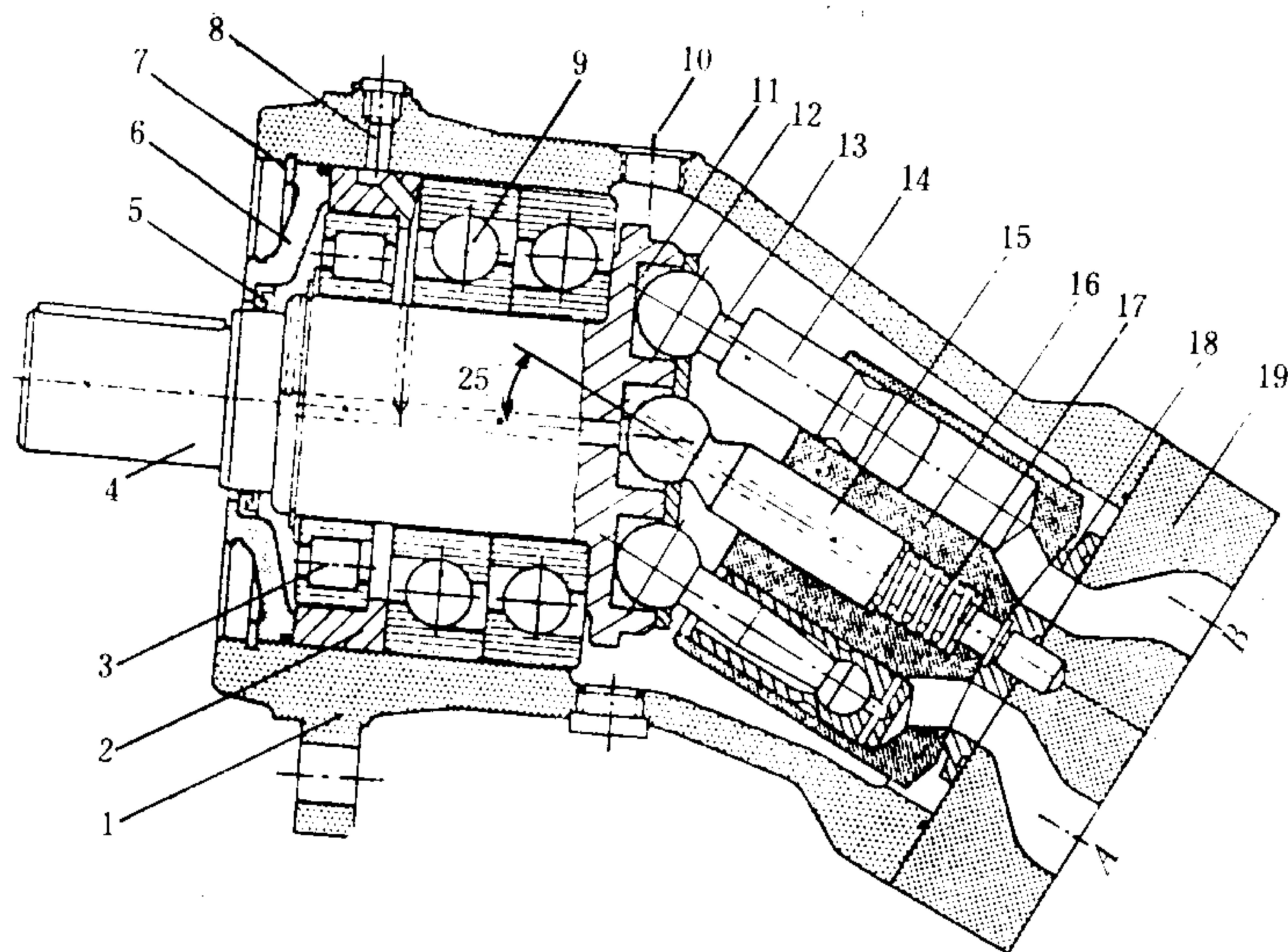


图 5.7.8-11 A2F/5系列斜轴式定量马达

1-壳体；2-轴承套；3-滚子轴承；4-主轴；5-轴封；6-前盖；7-卡环；8-轴承冲清口和螺塞；9-单列向心推力球轴承；10-泄油口；11-球窝；12-球头压盖；13-锥形连杆；14-柱塞；15-心轴；16-缸体；17-弹簧；18-球面配流盘；19-后盖；*A*、*B*-进、回油接口

3）心轴弹簧改用碟形；

4）改用滚锥轴承，轴承径向间隙可调。

3.4 A6V系列斜轴式变量马达

图 5.7.8-13 所示是力士乐公司的A6V系列单向变量斜轴马达，缸体和配流盘的摆角范围为 25～7°，对应于排量和转速的可调范围是：

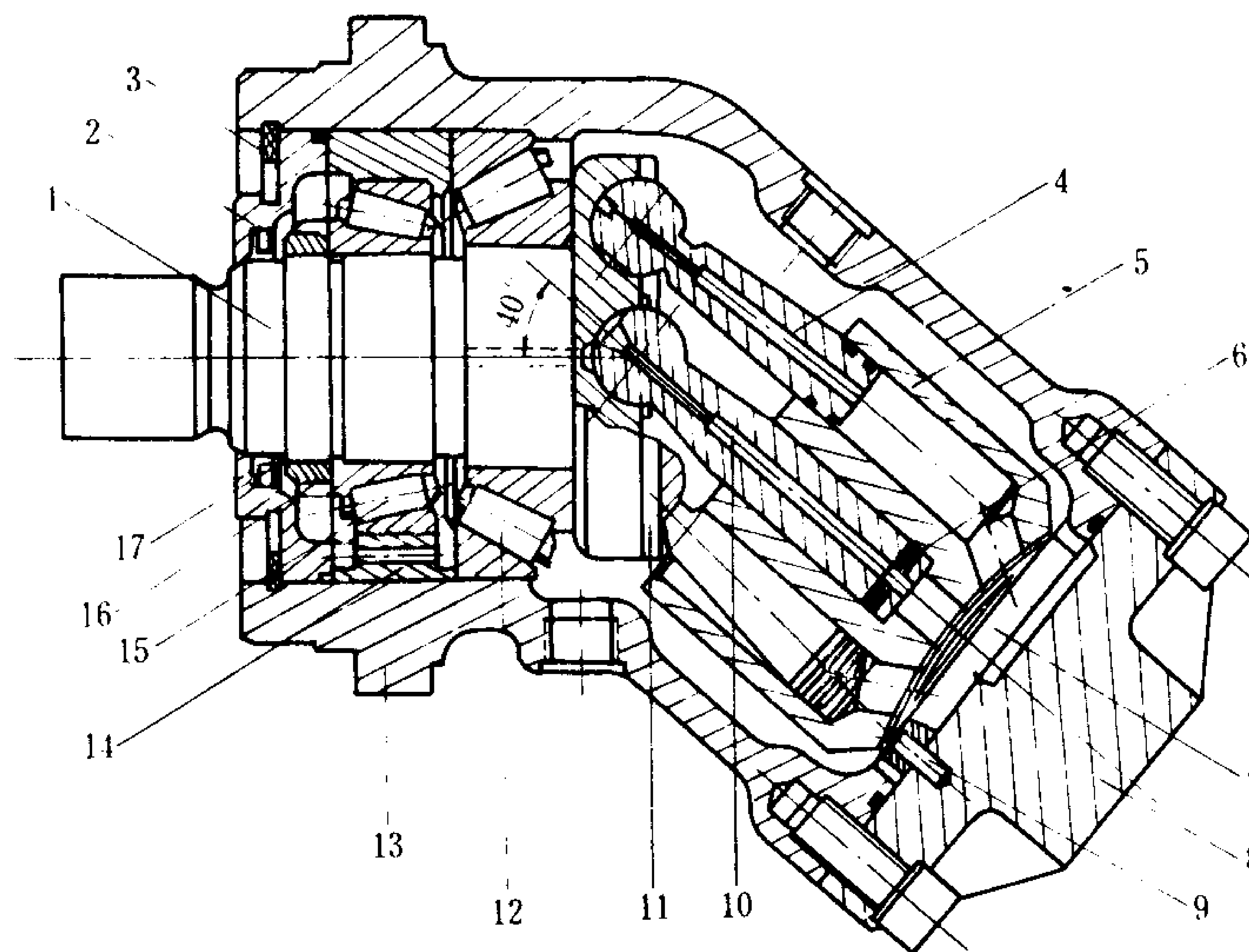
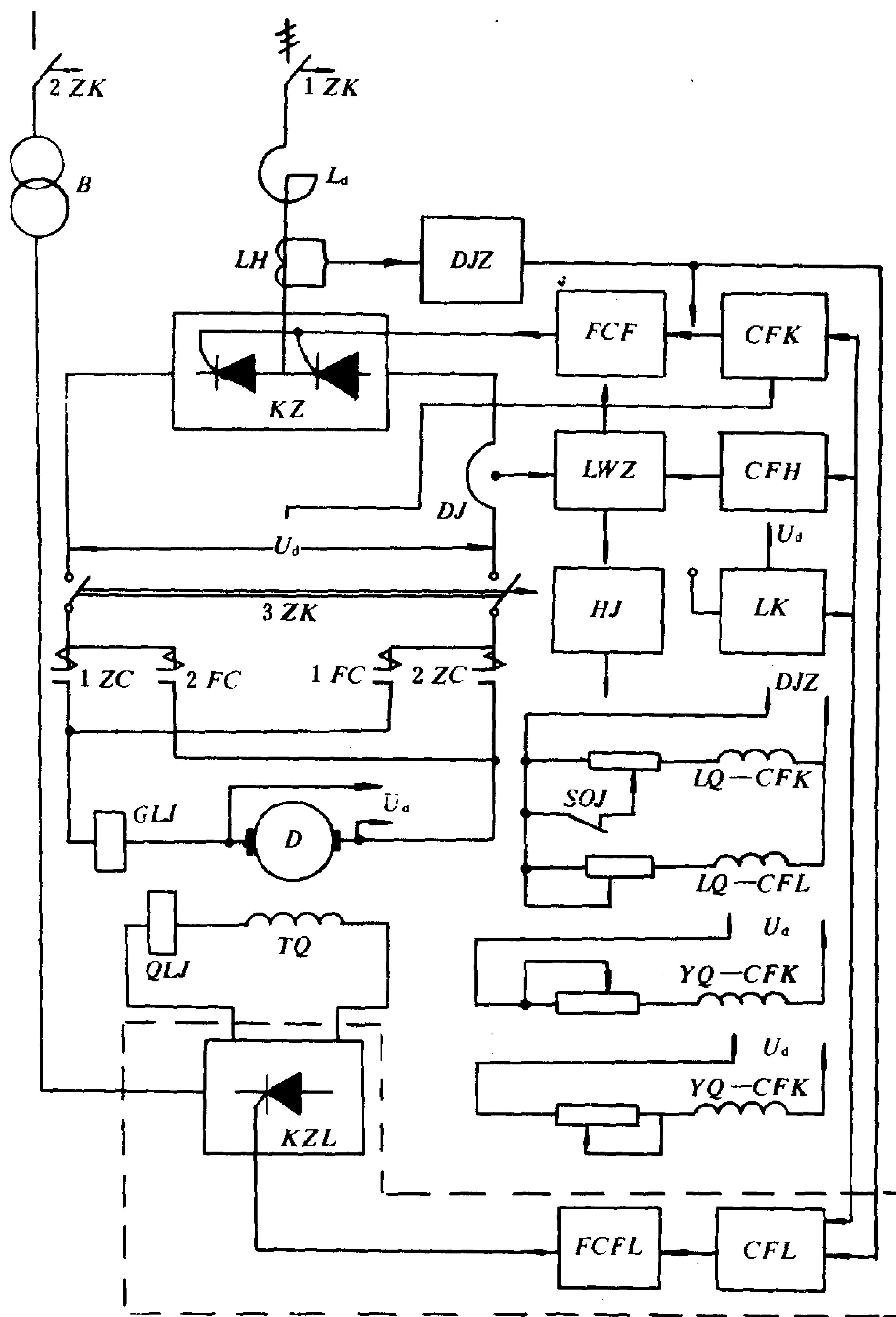


图 5.7.8-12 A2F/6.1 系列斜轴式定量马达[5]

1-主轴；2-前盖；3-卡环；4-锥形柱塞；5-缸体；6-碟形弹簧；7-球面配流盘；8-后盖；9-定位销；10-心轴；11-球头压盖；12-滚锥轴承；13-壳体；14-轴承套；15-滚锥轴承；16-锁紧螺帽；17-轴封


2 ZK
1 ZK
B
L_d
LH
DJZ
FCF
CFK
KZ
LWZ
CFH
DJ
U_d
U_d
HJ
LK
3 ZK
1 ZC
2 FC
1 FC
2 ZC
DJZ
LQ—CFK
SOJ
GLJ
D
U_d
LQ—CFL
TQ
QLJ
U_d
YQ—CFK
U_d
YQ—CFK
KZL
FCFL
CFL

a)

图 8.3.7—18

b）

图 8.3.7－18　直流晶闸管锚机（绞缆机）原理及方框图

D－拖动电动机；TQ－电动机他励绕组；DJ－电流检测装置；DJZ－电流截止装置；FCF－触发系统；FCFL－励磁晶闸管触发系统；CFK－主晶闸管控制磁放大器；CFH－逻辑用磁放大器；CFL－控制励磁的磁放大器；LWZ－逻辑换接装置；LQ－CFK－主晶闸管控制用磁放大器电流反馈绕组；YQ－CFK－主晶闸管控制用磁放大器电压反馈绕组；LQ－CFL－励磁用磁放大器电流反馈绕组；YQ－CFH－逻辑用磁放大器电压反馈绕组；GLJ－过电流继电器；QLJ－断磁保护同欠电流继电器；LYJ－电压继电器

电动机的励磁由晶闸管整流装置 KZL 供电，其整流电压由励磁用磁放大器 CFL 控制。从第一档至第四档，只有电流负反馈绕组 LQ－CFL 起作用。当负载电流增加、励磁电流也增加，使转速下降。第五档时，经主令控制器触头 LK11、中间继电器 30J 接入给定绕组 GQ－CFL，

工作腔的配流窗口 2 进油，5 回油，压差作用于叶伸长度上的推力将产生扭矩，推转子旋转并引起工作腔容积的变化。

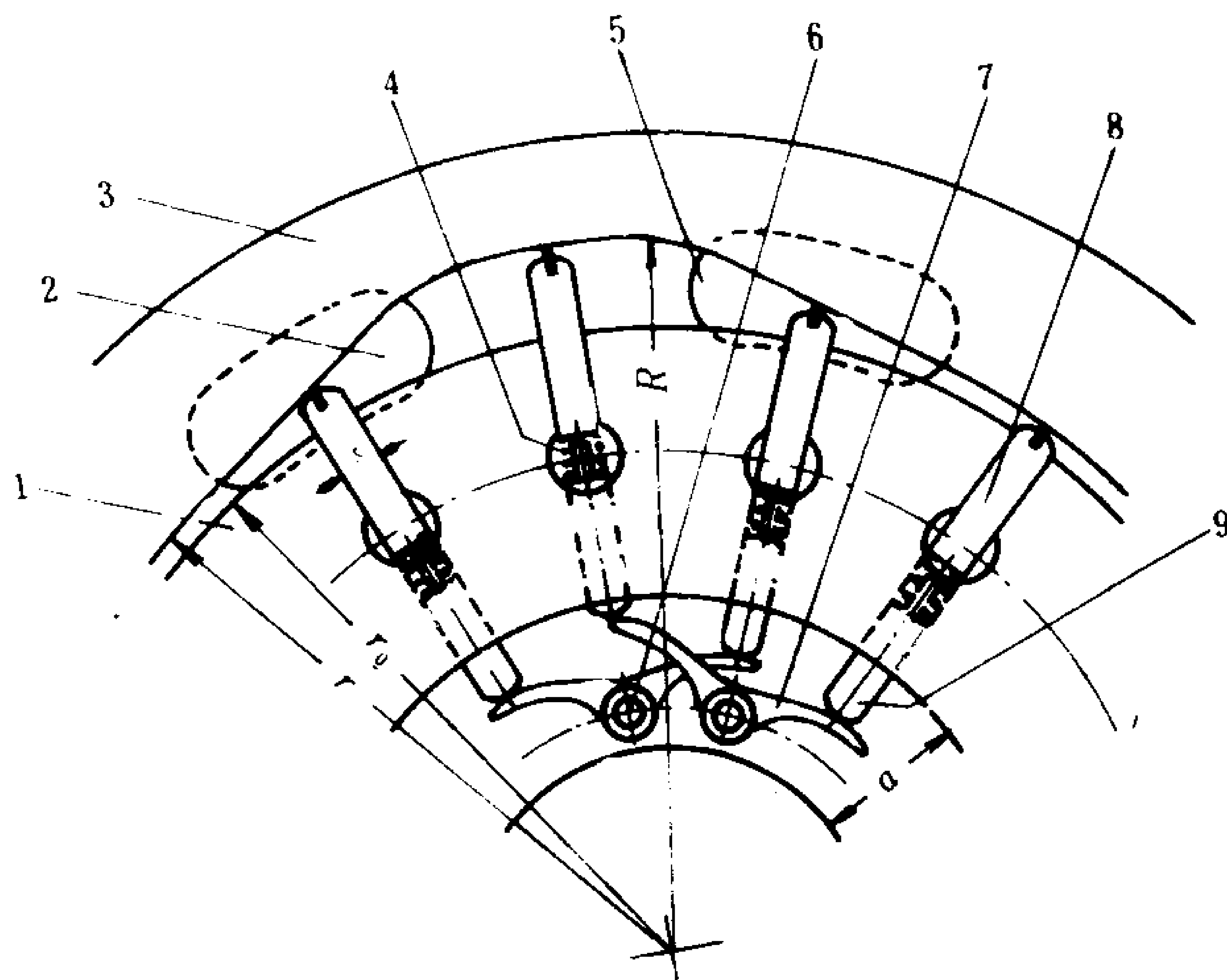


图 5.7.8-14 叶片马达原理

1-转子；2、5-配流窗；3-定子；4-螺旋弹簧；6-销子；7-翼形弹簧；8-叶片；9-挺杆

假定马达有i对工作腔，则总扭矩为

$$M=\Delta p\cdot B(R^2-r^2)i/2 \quad \text{N}\cdot\text{m} \qquad (5.7.8\text{-}11)$$

i对工作腔的全排量为

$$q=iB\left[(R^2-r^2)-\frac{R-r}{\cos\alpha}\delta z\right] \quad \text{cm}^3/\text{r} \qquad (5.7.8\text{-}12)$$

对应的转速为

$$n=Q/q \quad \text{r/min} \qquad (5.7.8\text{-}13)$$

式中：R、r、δ——见图，cm；

z——叶片数；

α——叶片与转子辐射线间的夹角，(°)；

B——叶片宽度，cm。

倘若仅令其中的x对工作腔参加工作，则其部分排量、扭矩和转速为

$$\left.\begin{aligned} q_x&=qx/i \quad \text{cm}^3/\text{r}\\ M_x&=Mx/i \quad \text{N}\cdot\text{m}\\ n_x&=ni/x \quad \text{r/min}\end{aligned}\right\} \qquad (5.7.8\text{-}14)$$

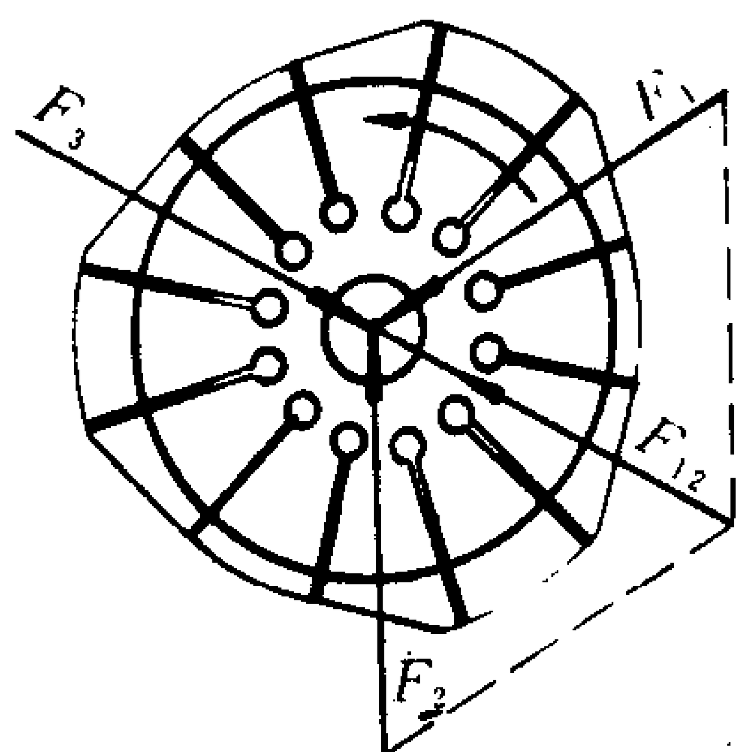


图 5.7.8-15 轴和轴承的径向压力

因此，改变工作腔对数，可以实现有级变速。这时，应考虑作用在轴承上的液压径向力。现以三作用式叶片马达为例（见图 5.7.8-15）：倘若只有I腔参加工作，轴和轴承的径向不平衡力为F_1；若是I和II腔参加工作，径向不平衡力为F_{II}。为了不使轴承过载，在上述情况下，应适当限制负载油压的最大值（见图 5.7.8-18）。

另外，负载扭矩对液压马达的轴伸亦会产生很大的径向不平衡力，倘若传动布置得不合理，就有可能与转子的液压径向不平衡力叠加并缩短轴和轴承的使用寿命。

叶片马达的每一叶片，无论在任何位置上，均应与定子曲面保持正常的初始密封状态，才能随时起动。具体方案有如下几种：

（1）叶底设置压缩弹簧—每一叶片不少于 2 只，但是弹簧的质量难以确保，加以叶片行程较长，整机的可靠性常常受到严重的影响。

（2）直棒形挺杆—它只适用于工作腔对数为奇数的叶片马达。每对叶片与曲面的初始密封，由 2 条径向穿过转子轴心线的滑动直棒来保持。

（3）弓形挺杆（见图 5.7.8-16）—在转子 2 个端面开有圆弧槽，内装圆弧形的挺杆，挺

杆的端部通过补偿弹簧去撑住T形叶片的两翼，使每对叶片顶部的尼龙条贴住定子曲面。

（4）摇臂挺杆（见图 5.7.8-14）—在转子两端面宽度为a的凹槽内装有摇臂，它的两端借助于挺杆和补偿弹簧保持着每对叶片与曲面的初始密封。

在以上方案中，补偿弹簧仅以其预压缩量去补偿加工误差，并使叶顶与曲面保持适当的接触力，不应该存在明显的周期性弹性变形和疲劳应力。因此，为了提高整机的可靠性，定子曲面的线型设计，应当满足挺杆两端的叶片升程之和为常数。

叶片马达在运行中，叶顶与曲面的正常接触和密封，则借助于叶底油压的推力。

4.2 三作用式叶片马达

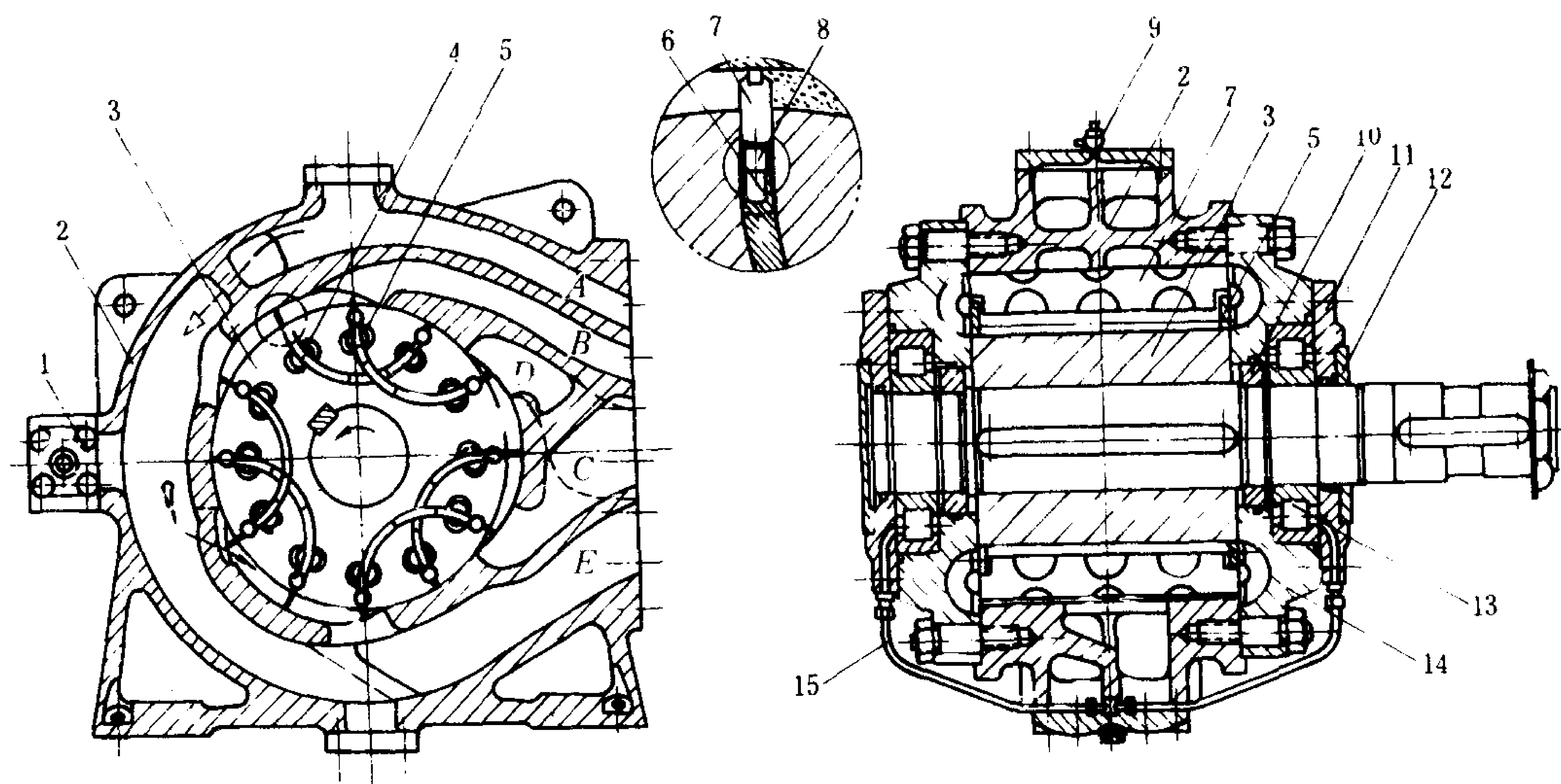


图 5.7.8-16 HN、HK或HL型叶片马达

1-安全阀；2-壳体(定子)；3-转子；4、5-弓形挺杆；6-补偿弹簧；7-叶片；8-柱销；9-放气塞；10-定距环；11-轴承盖；12-轴封压盖；13-弹簧卡环；14-前端盖；15-泄油管

图 5.7.8-16 所示是日本IHI公司（石川岛播磨株式会社）的液压绞车配套产品。在壳体（定子）的内表面加工出 3 段大小圆弧面和 6 段过渡曲面。每一过渡曲面均有配流窗口与马达的外接油口A、B、C、D或E相通。转子槽内均有叶片，叶片顶部镶有耐磨的尼龙密封条，它与曲面的初始密封是借助于弓形挺杆和补偿弹簧。运行以后，因叶顶作用的油压在马达负载油压与回油压力之间作周期性的变化，因此叶槽底部油压亦需经由前后端盖作相应的变化，才能使叶片以适当的径向力紧贴曲面滑行。弓形挺杆可以在转子端面的圆弧槽中滑动。

此马达规定以逆时针方向为绞车的起升旋转方向。因此起升的进油口为A、B和C，回油口为D和E。马达通常与其操纵阀安装为成套设备，而操纵阀又有 2 种型式：一是手动操纵阀，3腔一齐工作，仅以手柄作分流调速；二是自动操纵阀，不但有分流调速功能，而且能按负载油压自动增减工作腔数。

此马达配备以上操纵阀的工况列于表 5.7.8-5。图 5.7.8-17 和 5.7.8-18 表示HN型叶片马达的性能曲线。

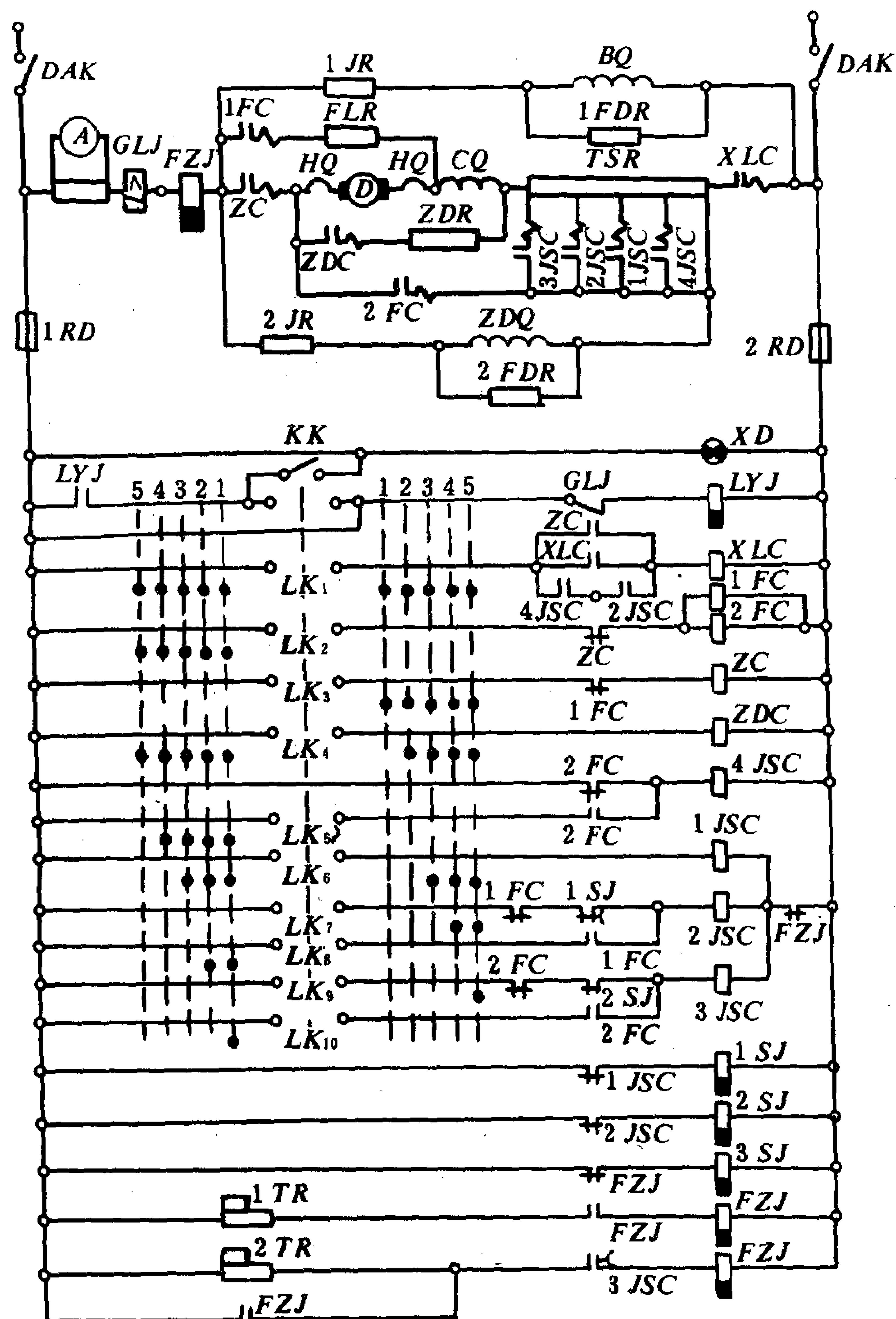


图 8.3.7－21　深水抛锚控制原理图

5.2　交流系统

5.2.1　电动液压锚机电气控制部分原理图

介绍两种类型的线路图：

1)电气原理线路见图 8.3.7－22。该线路由按钮控制，电动机为 380V、75kW，用星形——三角形法起动。起动过程由时间继电器控制，线路中有短路、过载等保护。而制动装置、调速等与电气无关。

持续最大功率输出　　25～168　kW

连杆马达有定量和变量2种型式，亦可与制动器成套供应。其中，定量型的连杆马达已成为广大船员所熟悉的机型。

批量生产连杆马达的单位有美国的威格士公司，日本的川崎重工业株式会社，我国的昆山液压件厂，东海船厂和泰兴机械厂。

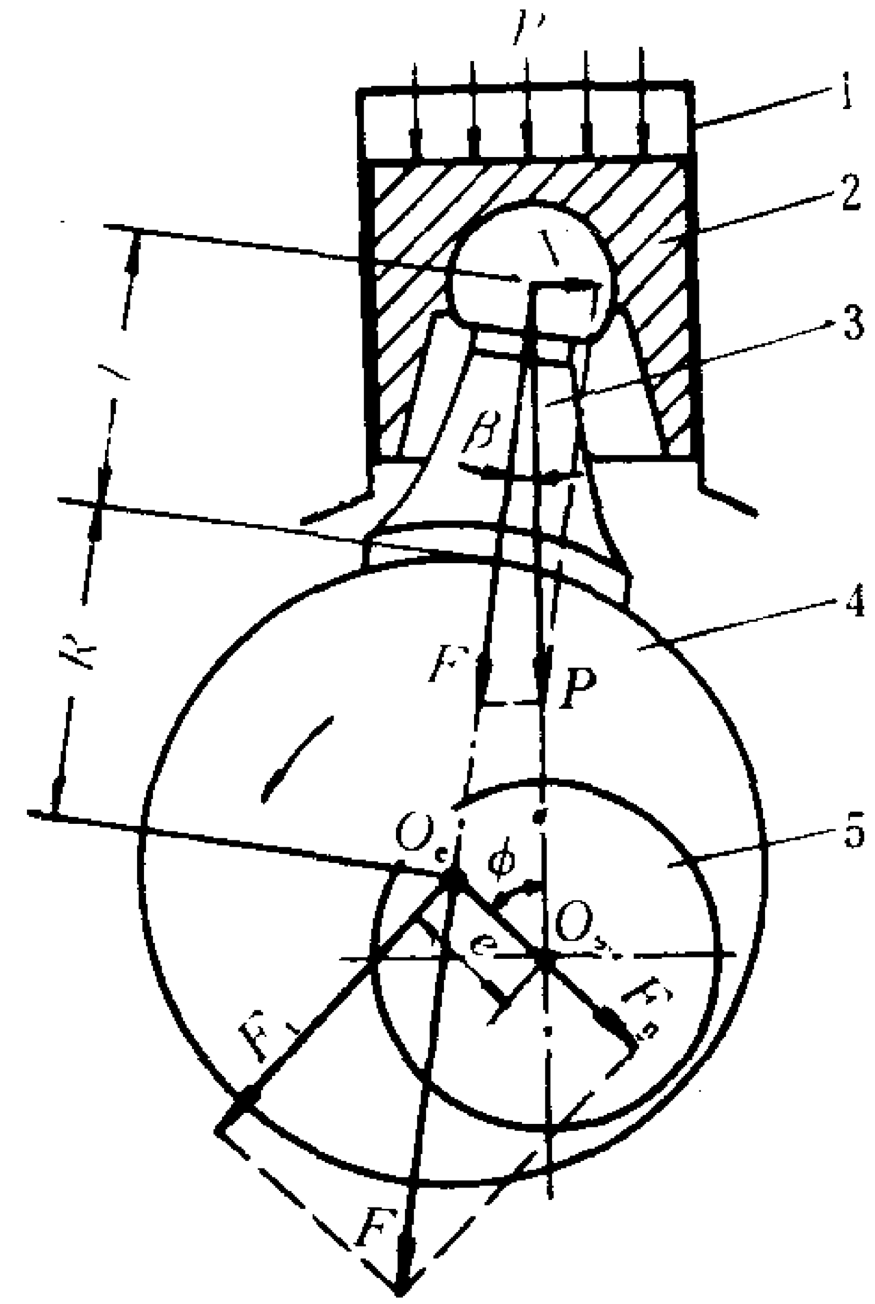


图 5.7.8-19　受力分析

1-缸筒；2-活塞；3-连杆；4-偏心轮；5-输出轴

5.1　工作原理

连杆的一端以球头与活塞的球窝连接，另一端为巴氏合金瓦，用以推动偏心轮绕输出轴心O_s旋转，偏心距是e，见图 5.7.8-19。

假定油压作用于活塞顶部的总力为P，它可分解成活塞对缸壁的侧推力N和经由连杆传递并指向偏心轮中心O_e的力F。于是，F对于O_s就产生扭矩M。对于单只活塞而言：

活塞推力　$P=\pi D^2\cdot\Delta p/4$　N　(5.7.8-15)

活塞侧推力

$$N=Pe\cdot\sin\phi/\sqrt{(R+l)^2-e^2\cdot\sin^2\phi}\quad \text{N}\qquad(5.7.8\text{-}16)$$

扭矩

$$M=Pe\cdot\sin\phi\left[1+\frac{e\cdot\cos\phi}{\sqrt{(R+l)^2-e^2\cdot\sin^2\phi}}\right]\quad \text{N}\cdot\text{m}\qquad(5.7.8\text{-}17)$$

轴承径向力$F=P/\sqrt{1-[e\cdot\sin\phi/(R+l)]^2}$　N　(5.7.8-18)

式中：D——缸径，m；

Δp——活塞上下端面压差，Pa；

e——距心距，m；

ϕ——偏心距的转角，(°)；

R——偏心轮半径，m；

l——连杆计算长度，m。

值得指出的是，对于5缸或7缸的连杆马达来说，半数左右的活塞，同时作用在主轴承上的径向合力是巨大的，它直接影响到主轴承的使用寿命，因而也成为限制连杆马达运行参数最大值为主要因素之一。

连杆与活塞采用球铰连接（见图5.7.8-20），其比压往往超过150 MPa，相对滑动速度却甚低，润滑条件比较恶劣。为此，在光滑的球窝表面上往往加工有微细的螺旋油槽。这些油槽如被局部磨掉，球铰副就失却热楔效应而迅速磨损甚至烧伤。

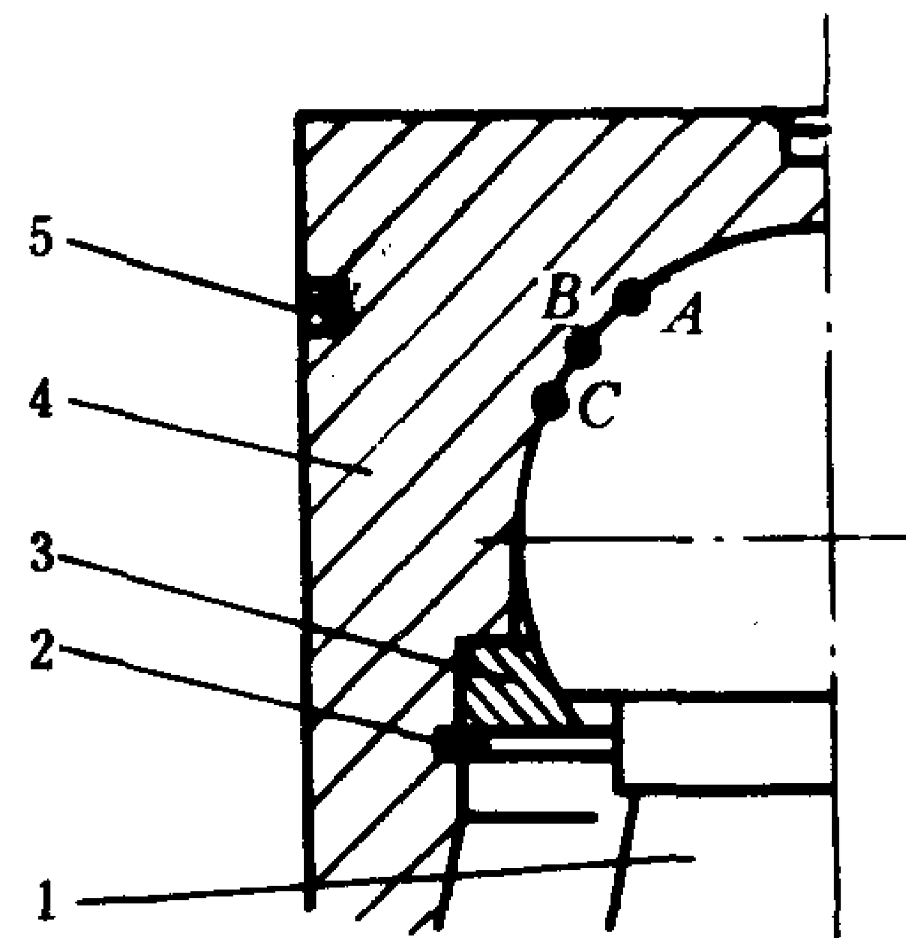


图 5.7.8-20　球铰副

1-连杆；2-卡环；3-球绞半环；4-活塞；5-活塞环

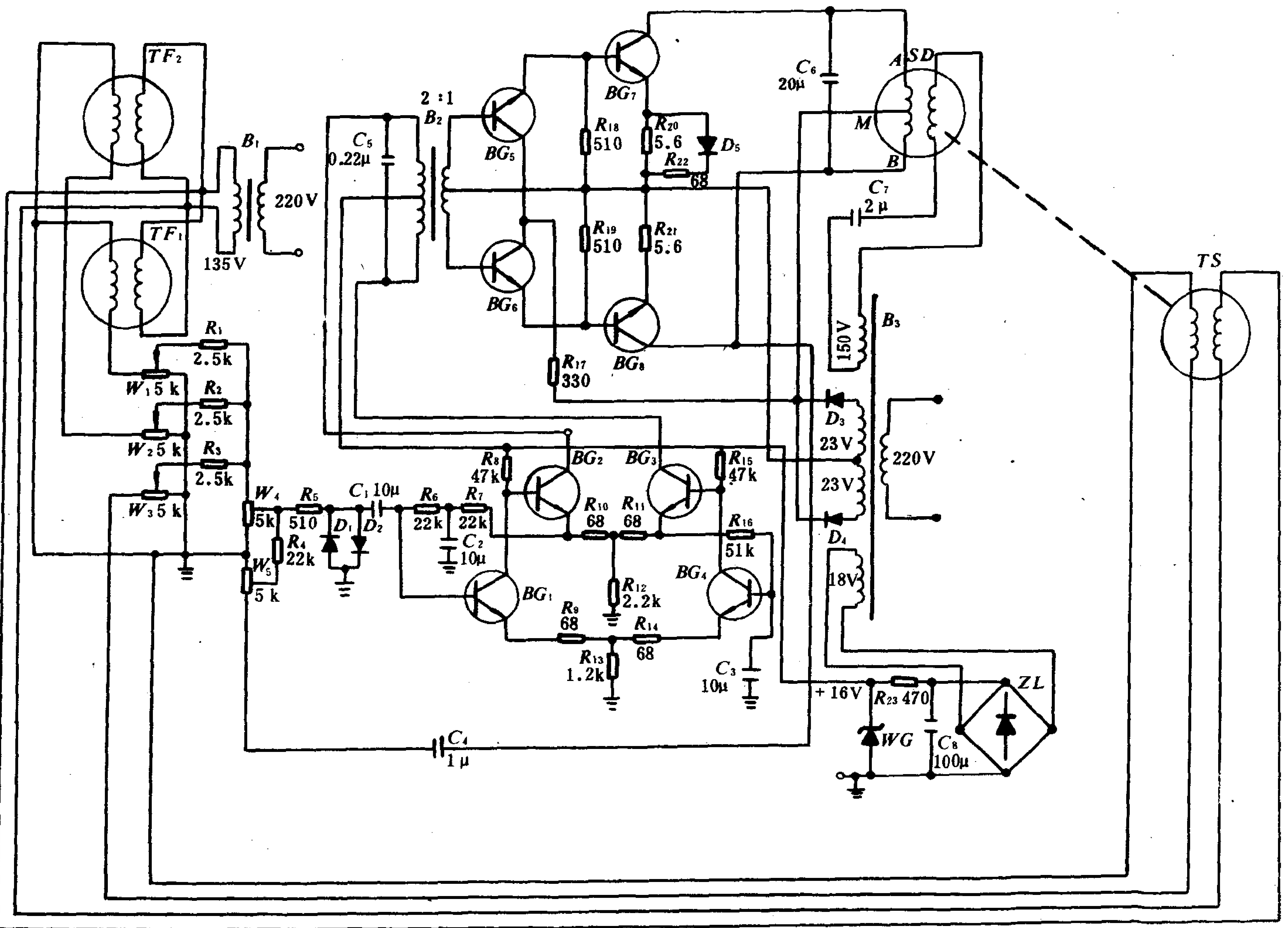


图 8.3.7—23 电动液压锚机电气控制原理图例之二

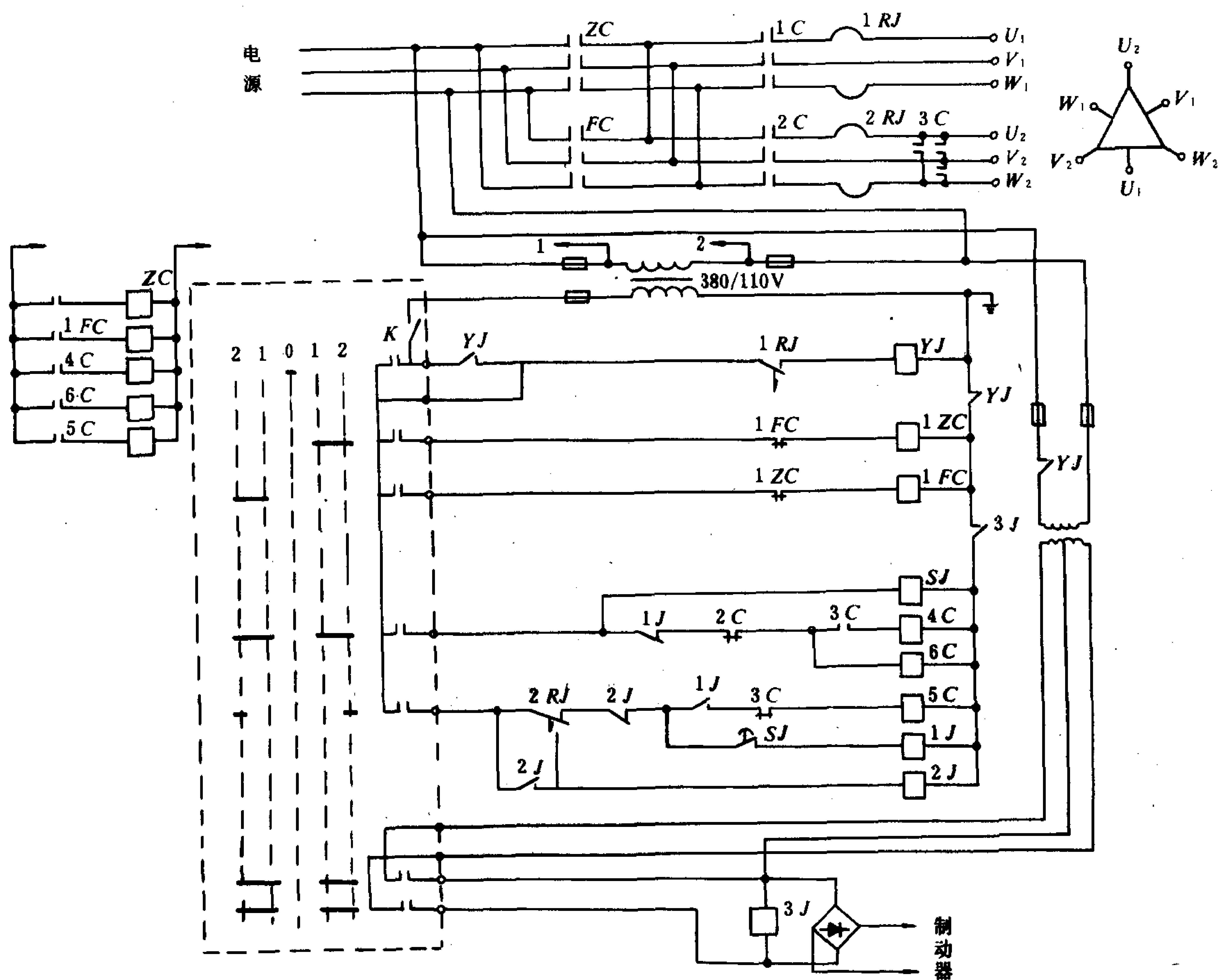


图 8.3.7－24　双速锚机电气控制原理图

参考文献

[1]　船舶设计实用手册编写组编:船舶设计实用手册第五分册电气装置,国防工业出版社,1973 年

[2]　上海航道局编:船舶电工手册,上海人民出版社,1975 年

[3]　七〇八所“船舶科技简明手册”编写组编:国防工业出版社,1977 年 3 月

[4]　阎永阁、梁继昌、费千编:船舶辅机,人民交通出版社,1985 年

[5]　大连海运学院冒天诚编:船舶电力拖动自动控制系统,人民交通出版社 1981 年

[6]　武汉河运专科学校等四校编:船舶电气设备,人民交通出版社,1986 年

[7]　麦崇裔、刘贵全编:船舶机械拖动自动控制,国防工业出版社,1987 年 6 月

第 8 章　船舶起货机电力拖动控制系统

1　对船舶起货机电力拖动的基本要求

本章介绍船舶电力起货机的电力拖动控制系统。在吊杆式和回转式两大类起货机中，近代应用的拖动控制方式有：变极调速、F－D 系统和晶闸管可控硅调速系统。对这些电力拖动的基本要求是：

1)为了提高生产率，必须有较大的调速范围，以便得到较高的空钩速度和较低的"着陆"速度。

2)在下放重物时，必须具有稳定的制动下放速度；对于放下空钩时，则要求电动下降特性。

3)对位能性负载，系统工作应保证安全可靠，必须具有可靠的制动环节。按海船电气设备规范要求，起货机在负担额定负荷以每分钟 V 米的速度下降时制动，其制动滑程不应大于 V/100 米，以及凡采用再生制动的起货机的电力拖动装置，应有限制再生电流超过允许值的措施。

4)由于工作非常频繁，要求起动、调速、制动有较好的平滑性，以改善对电网的冲击程度。

5)运行的经济性。在有起货机的货船上，这是影响电站容量的因素之一。

2　交流变极调速起货机控制线路

2.1　船用恒转矩变极变速起货机控制线路

1)变极变速起货机的驱动方式，有恒功率和恒转矩二种。所谓恒功率，实际上是仅在中速至高速这一段取恒功率，使轻负载或空钩时高速运行，恒功率方式须有可靠的过载继电器保护，使负载时只能在中速处运行，否则若重载时在高速处运行，造成电动机负载而烧毁。此外在双杆工作时，因两台电动机负荷不同，易造成一台在中速，另一台在高速运行的缺点。若用恒转矩方式驱动时，则高速档亦可在重载下运行，提高了起货机运行速度和效率；在双杆工作时，能按操作要求不出现两台不同速度运行的问题。尽管采用恒转矩方式会增加电动机在高速时的功率，但考虑上述优点，除日本有两种驱动方式的起货机外，所有欧洲国家都采用恒转矩驱动方式。

基于上述原因，下面仅介绍国产交流 100A 起货机控制线路。

2)交流 100A 起货机拖动控制系统

本系统适用于 3/5 吨单杆、双杆起货机，系统配套设备及主要技术参数如表 8.3.8—1。

3)控制线路特点

恒转矩变极变速起货机控制屏原理图如图 8.3.8—1 所示

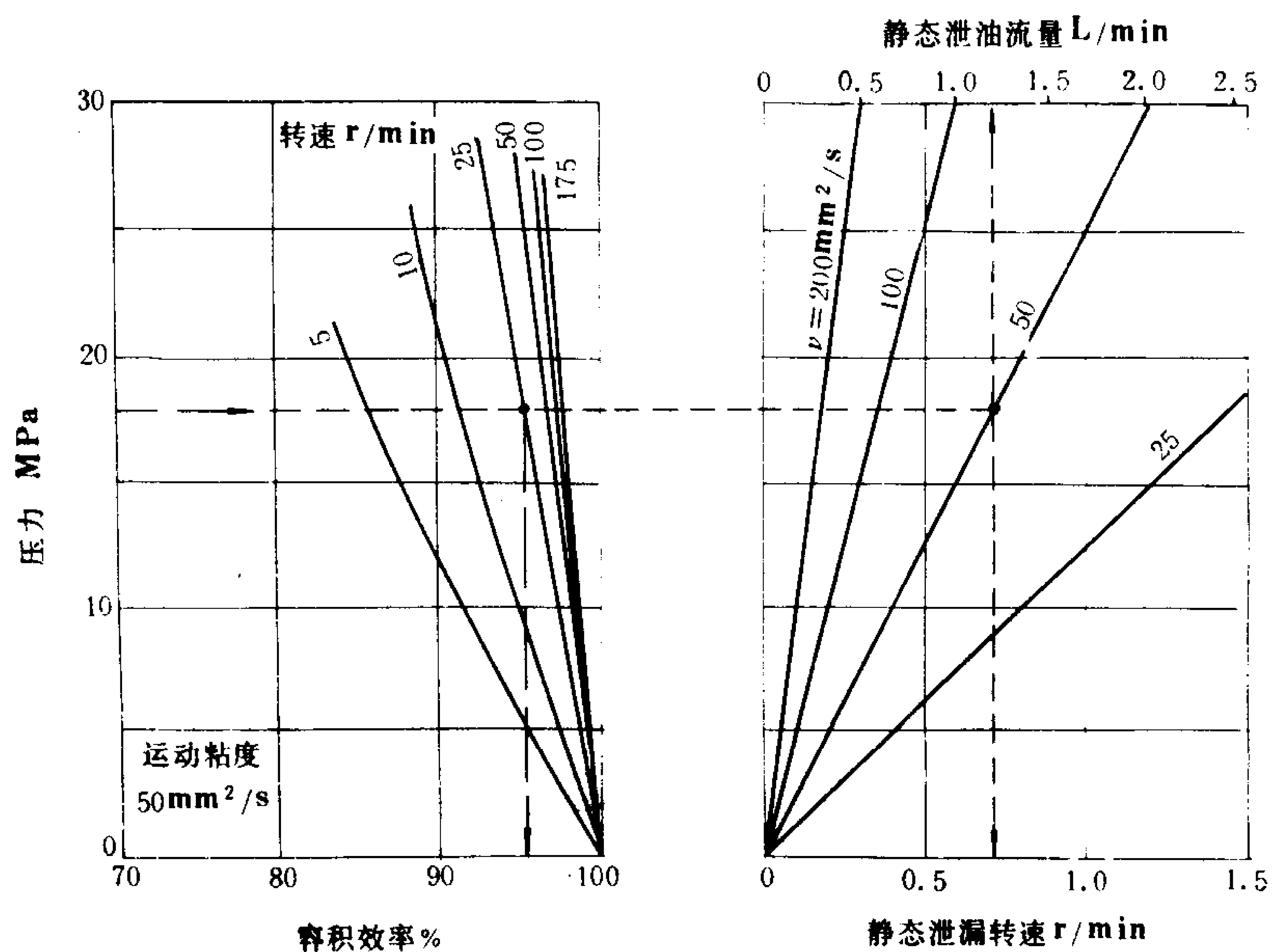


图 5.7.8-26　B200型马达的泄漏特性

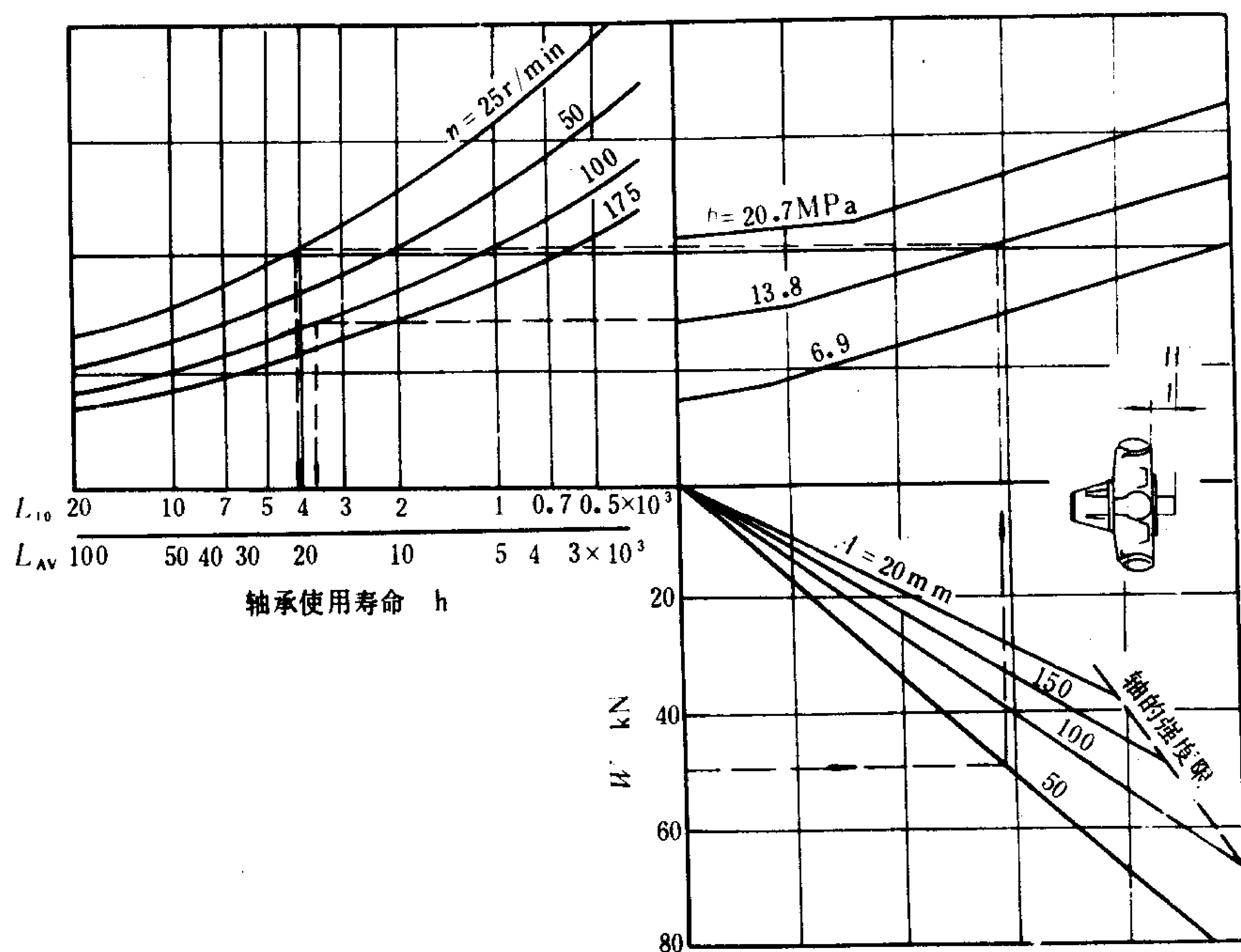


图 5.7.8-27　B 200 型马达的轴承寿命

表 5.7.8-6 可持续工作的时间和比率

区间参数			可持续工作	工作率
压差 MPa	转速 r/min	功率 kW	时间 min	%
20.7~27.6	>50		0.5	2
20.7~27.6	≤50		5	15
≤20.7		>93	5	15
≤20.7		≤93	∞	100

图 5.7.6-28 表示B200型的空载试验曲线。空载压差反映了加工、安装和跑合的完善程度。图中给出的是它的最佳值。

5.2.3 拆装、检查和调整的要领

拆卸B系列连杆马达时，应先令输出轴朝上放稳。拆去前盖便可吊出偏心轮轴。拆去铜环，活塞连杆便可向内拉出(不必拆缸盖)；以专用工具拆去卡环，活塞与连杆便可分离。但是，用粘结剂安装的黄铜节流螺丝，必须使用专用的花面起子（见图 5.7.8-29），才能将节

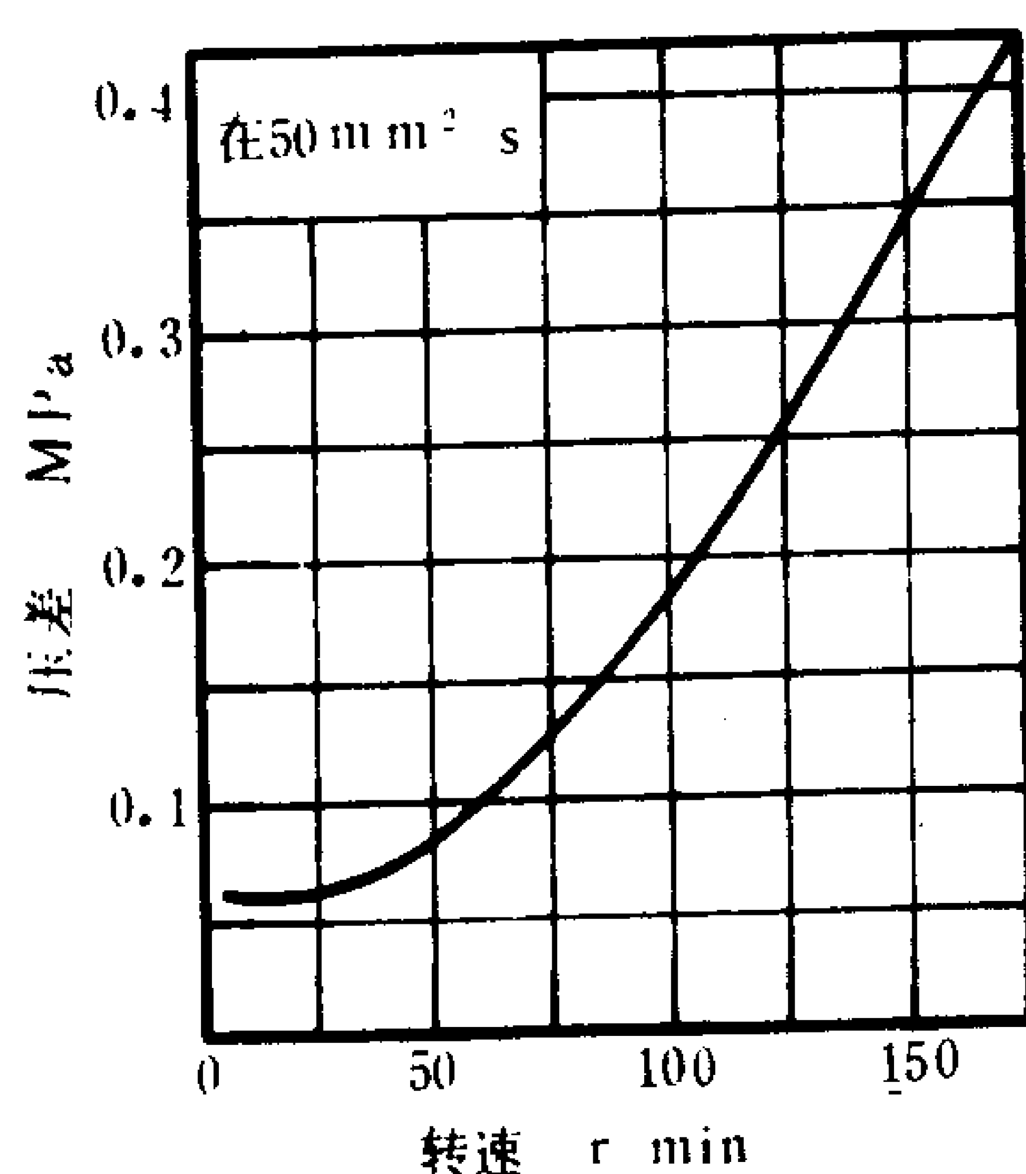
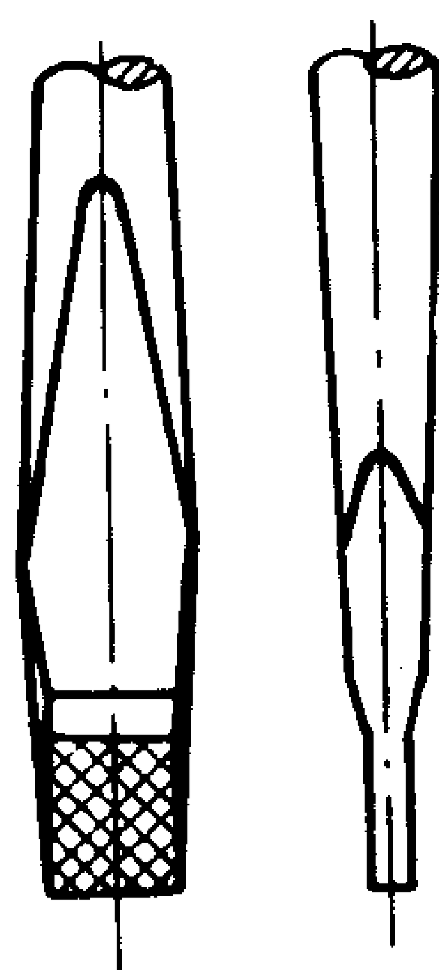


图 5.7.8-28 空载压差曲线


图 5.7.8-29 花面起子

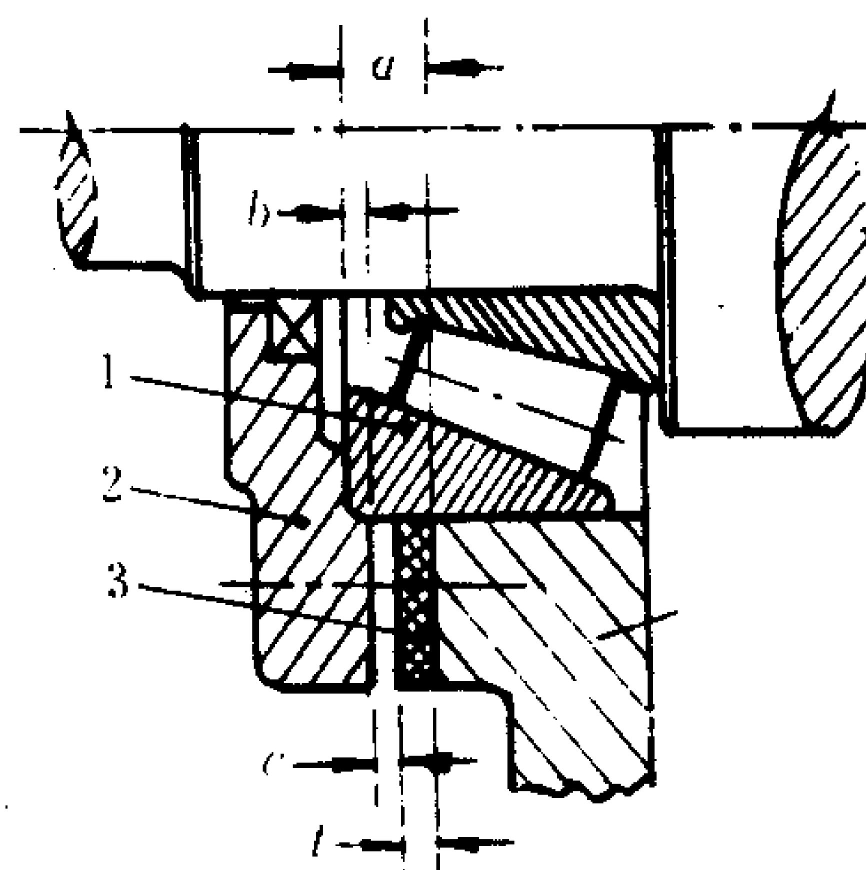


图 5.7.8-30 轴承径向间隙的调整
1-前轴承外圈；2-压盖；3-垫片；4-前盖

流螺丝拧松而不致损坏。要特别小心轴封的唇部不要被外伸轴面的铁锈擦伤。

零部件的清洗要严格遵守液压元件的清洗操作规程(参看第 9 章)。其中，烧结式滤芯可以采用清水煮洗至畅通为止。

需作重点检查的零件和部位有：

(1)球铰副的磨损程度；只要球窝表面的螺旋纹完整无缺，仍可使用。

(2)滤芯和节流螺丝的淤塞程度。

(3)封油边的完整程度和静压腔的深度。

(4)活塞环、配流转阀密封环以及轴封的磨损程度。

(5)主轴承滚道需用放大镜观察，若存在可见的表层剥落或点蚀即应换新；保持环应完整无缺。

安装调整要领如下：

(1)校正旋转方向、配流状态和进油管口的一致性。

(2)密封件的质量应事先认真检查，安装时要小心避免擦伤和切坏。

表 8.3.8—3　　**自动逐级延时时间继电器整定值表**

代　　号	名　　称	延时范围　(s)	整 定 值　(s)
1SJ	延时环节	0.15～1	0.2～0.3
2SJ	延时环节	0.15～1	0.2～0.4
3SJ	延时环节	0.15～1	0.4～0.6

(3)从第三档快速回零位时,自动实现先电气制动减速,后机械刹车低速制动停车,从而使制动迅速可靠,并减轻了制动器的负担。在操 作手柄回零位后,因为1C 吸合;而 ZC(或 FC)通过自身的辅触头和延时断开的触头 1SJ(35—43)自锁维持吸合一段时间,实现电动机 28 极的再生制动,使电动机转速迅速下降,避免制动器高速刹车。再生制动过程的时间长短,通过整定1SJ 的延时时间实现(见表 8.3.8—3);当电动机转速下降到 500～200r/min 左右时,ZDC 由于电容 C_1 放电已不能维持吸合而释放,故 ZDC 延时断开它的触头(18—21);(19—23),则 ZDQ 断电,刹车线圈通过电阻 R_1 与 R_3 放电,延时后制动器抱闸使电动机停转。

(4)从上升三档迅速扳到下降三档(或相反)的逆转矩控制中,避免反接制动,不出现巨大的能量损耗和电流冲击。电路动作过程是先实现制动过程,再进行逐级加速(见说明 3)与 2)项)。

(5)换档时防止重物自由跌落

为此,本线路在起动时先接通电动机 28 极绕组,再将制动器松开。在换档过程中,为主令控制手柄在三档中间位置(甚至停在中间位置)时,由于自锁触头和联锁触头的作用,电动机总有一个绕组通电;另外由于电容 C_1 的作用,在换档时 ZDC 不会断电,也不会发生重物自由跌落。

2.2　恒转矩变极变速起货机的维修及常见故障

1)维护

(1)维修

①使用完毕后要切断电器设备电源(包括主令控制器开关 K)。

②当控制屏发生故障时,需拆除连接片 Lp,使主回路脱离电网。

③消除落在电器上的尘埃和脏物。

④经常检查电器元件的紧固件是否松动。

⑤检查电器元件触头有无烧毛或损坏,若发现接触器上有较大熔化物时,用油光锉将它消除,而不要破坏原接触面形状,且有较高光洁度,对镀银触头熏黑现象,需用汽油揩净。

⑥检查接触器、继电器元件有无损坏,如有损坏应及时修理或调换。

⑦检查电器有无交流声,若太大,则应校正消除。

(2)定期检查

①检查控制屏的绝缘电阻。

②检查接触器和继电器触头的超额行程,开距和接触压力。

③检查接触器和继电器的吸引和释放电压和电流值。

④检查半导体延时环节的延时时间,半导体热保护环节的动作电阻值,热继电器的整定

油压，使变量活塞 11 或 9 产生足够大的推力，去改变并维持偏心环 8 与轴心线 O_S-O_S的偏心距e。例如，控制口X通以p_x压力，大活塞将推动偏心环，使偏心距达到并维持于最小值。于是，连杆马达在高速和小扭矩的工况下运行。

变量控制的油源通常有内接和外接两类。牵引类绞车控制油源的内接方案如图5.7.8-31所示，起重类绞车控制油源的内接方案可参看图 5.7.8-33。

由于变量活塞不可避免地存在泄漏，在应用上要注意以下问题：

（1）为使供油不致稍有中断，控制油的换向应当选用二位四通换向阀。

（2）控制油源若内接于液压马达与平衡阀之间（见图 5.7.8-33），马达的静态泄漏转速和重物的悬挂滑落速度，将会是定量连杆马达的数倍。

（3）倘若经常地持续运行于较高的负载油压，曲柄箱的油温会显著上升，泄油量亦会增加。此时，应向曲柄箱通入一定流量的冷却油。

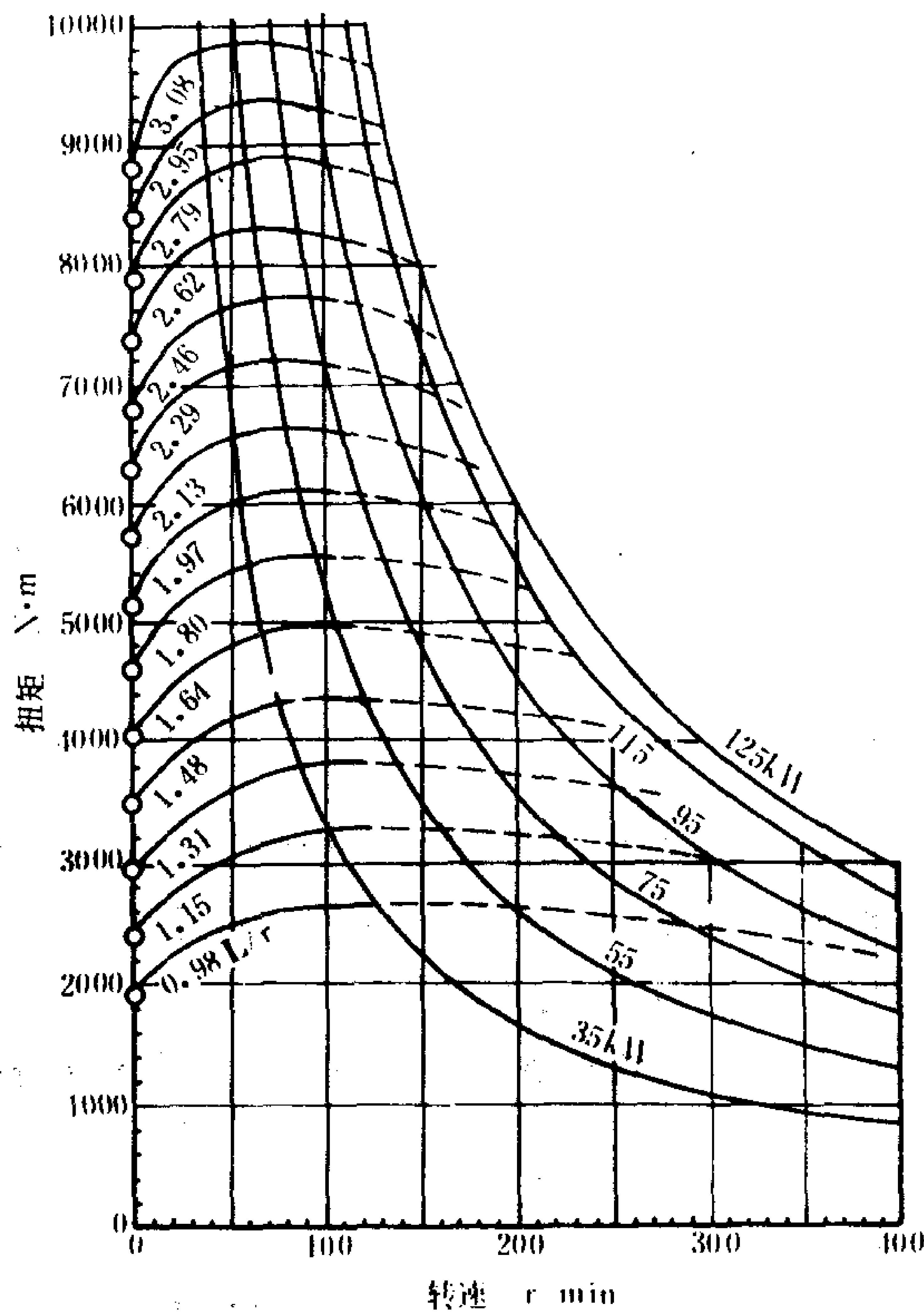


图 5.7.8-32　C200型双速马达的输出特性

图 5.7.8-32 表示威格士公司C200型双速连杆马达的输出特性曲线（压差20.7 MPa，粘度 50 mm²/s）。横线是各种设定排量的扭矩转速曲线，斜线是等功率曲线。其中，扭矩的实线是其可持续工作段，虚线是其功率过载段，参看表 5.7.8-7。马达若运行于最大持续功率或压差以上，则每次可连续运行的最长时间和工作率均应降低。

C200 型马达在负工况（输入扭矩）运行时的必要回油背压由下式确定：

$$p_b=0.1+\frac{n^2q^2}{1.6\times10^5}+p_c\ \text{MPa} \tag{5.7.8-21}$$

式中：n——马达被拖动的转速，r/min；

q——运行排量，L/r；

p_c——曲柄箱泄油压力，$p_c\leq0.35$ MPa。

图 5.7.8-33 所示是日本川崎重工（株）的SB型马达变速试验示波图。图中列有在起重绞车中作试验时的液压系统。排量下限分别为半排量和零排量。可以看出：转速切换时间能符合起重作业的一般要求；p_A的时间梯度亦较正常，不会引起明显的液压冲击和振动；控制回路存在幅值较大的倍频压力脉动需要采取相应措施。SB型马达的参数见表 5.7.8-8。

表 5.7.8-7　　　　　　　　**C200型双速马达的设定排量和工作参数**

参数名称	单位	大排量的工作参数					小排量的工作参数					
规格代号		188	170	150	130	110	100	80	60	40	20	0
设定排量	L/r	3.08	2.79	2.46	2.13	1.80	1.64	1.31	0.98	0.67	0.33	0.08
持续最高转速	r/min	125	140	160	180	210	235	295	390	540	600	1000
持续最大功率	kW	95	95	88	75	62	55	48	35	23	10	
间歇最大功率	kW	125	125	122	119	116	115	104	93	80	66	
持续最高压力	MPa	20.7										
间歇最高压力	MPa	27.5										

注：*C*系列有*C*10、*C*30、*C*80、*C*200和*C*275等5个型号。

表 5.7.8-8　　　　　　　　**川崎重工（株）双速连杆马达的参数**

型　　号	SB504		SB505		SB506		SB508		SB510	
	100/50	100/0	100/50	100/0	100/50	100/0	100/50	100/0	100/50	100/0
大排量/小排量cm^3	202/101	202/0	492/246	492/0	745/373	745/0	1510/755	1510/0	3087/1544	3087/0
额定扭矩　N·m	590/270	590/0	1470/680	1470/0	2250/1030	2250/0	4650/2200	4650/0	9700/4650	9700/0
额定转速 r/min	500/1000	500/2000	400/800	400/2000	300/600	300/2000	200/400	200/2000	130/260	130/2000
额定压力 MPa	20.6		20.6		20.6		20.6		20.6	
最高压力 MPa	24.5		24.5		24.5		24.5		24.5	
额定功率 kW	29.4		58.8		66.2		95.6		125	
最高油温 ℃	65		65		65		65		65	
重量　　kg	48		87		120		212		313	

6　内曲线马达

内曲线马达属于中高压、低速和大扭矩的液压马达。其扭矩均匀性甚佳，持续扭矩可达98620 N·m，持续最低转速可以低到12 r/min，并有壳转的和双速的产品。但是，导轨曲面的受力条件、大量滚动轴承的工作环境以及机械加工的成本，会在某些用户中削弱它的竞争力。

6.1　工作原理

内曲线马达有2种：一种扭矩从壳体输出，称为壳转型；另一种扭矩从轴输出，称为轴转型。图5.7.8-34表示轴转型马达的原理。当压力油从配流轴的中心流道O进入并作用于柱塞上时，其推力将经由滚轮使导轨产生相应的反作用推力N，N可以分解为径向反力F和切向反力T。其中，F适与活塞径向推力大小相等方向相反，切向反力T则产生扭矩。对某一工作柱塞：

$$F=\pi\Delta p\cdot d^2/4\ \text{N} \qquad (5.7.8\text{-}22)$$

$$N=F/\cos\beta\quad \text{N} \qquad (5.7.8\text{-}23)$$

$$T=F\cdot \text{tg}\beta\quad \text{N} \qquad (5.7.8\text{-}24)$$

$$M_t=T\rho\quad \text{N}\cdot\text{m} \qquad (5.7.8\text{-}25)$$

式中：

Δp——压差，MPa；

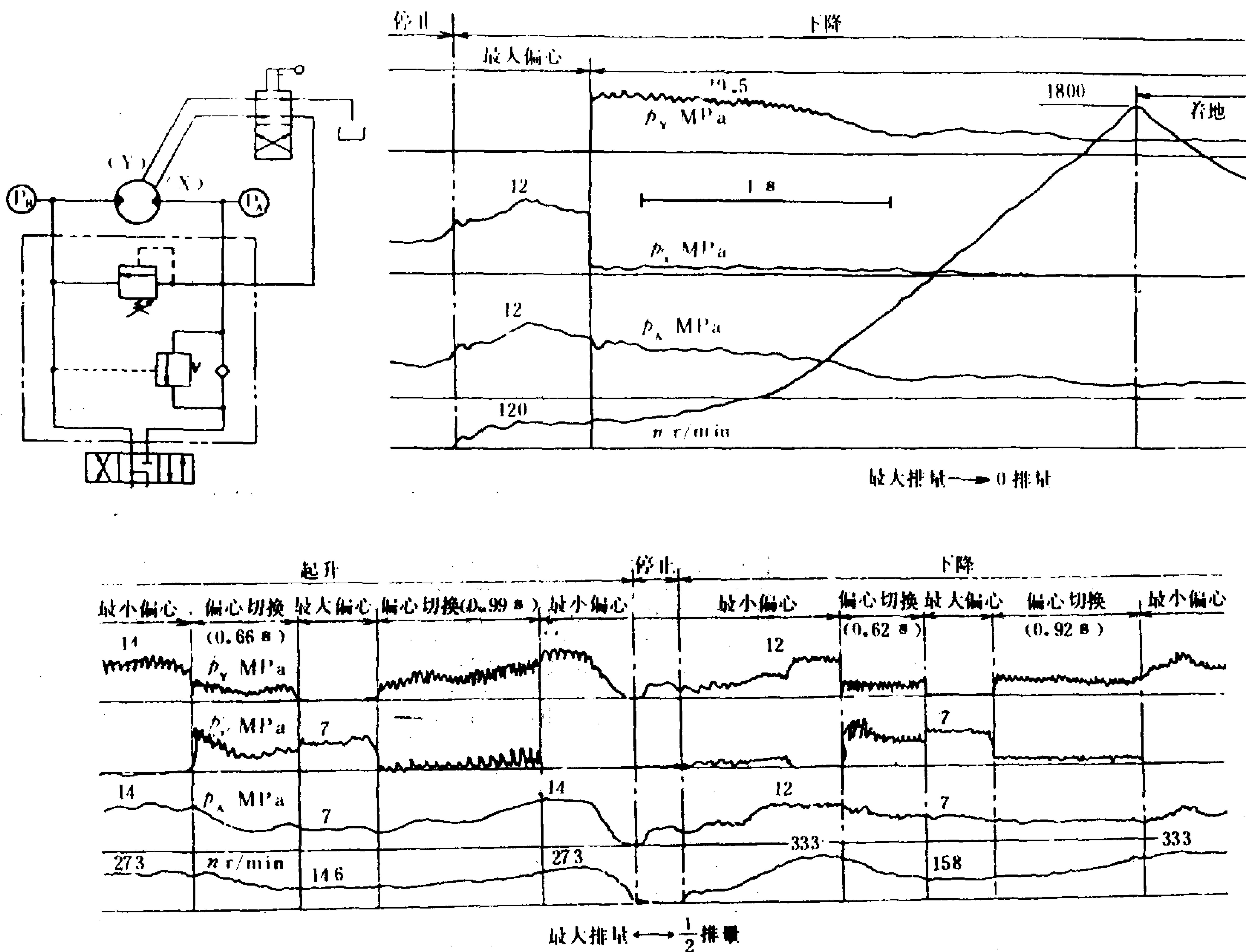


图 5.7.8-33 SB型双速连杆马达的变速试验曲线

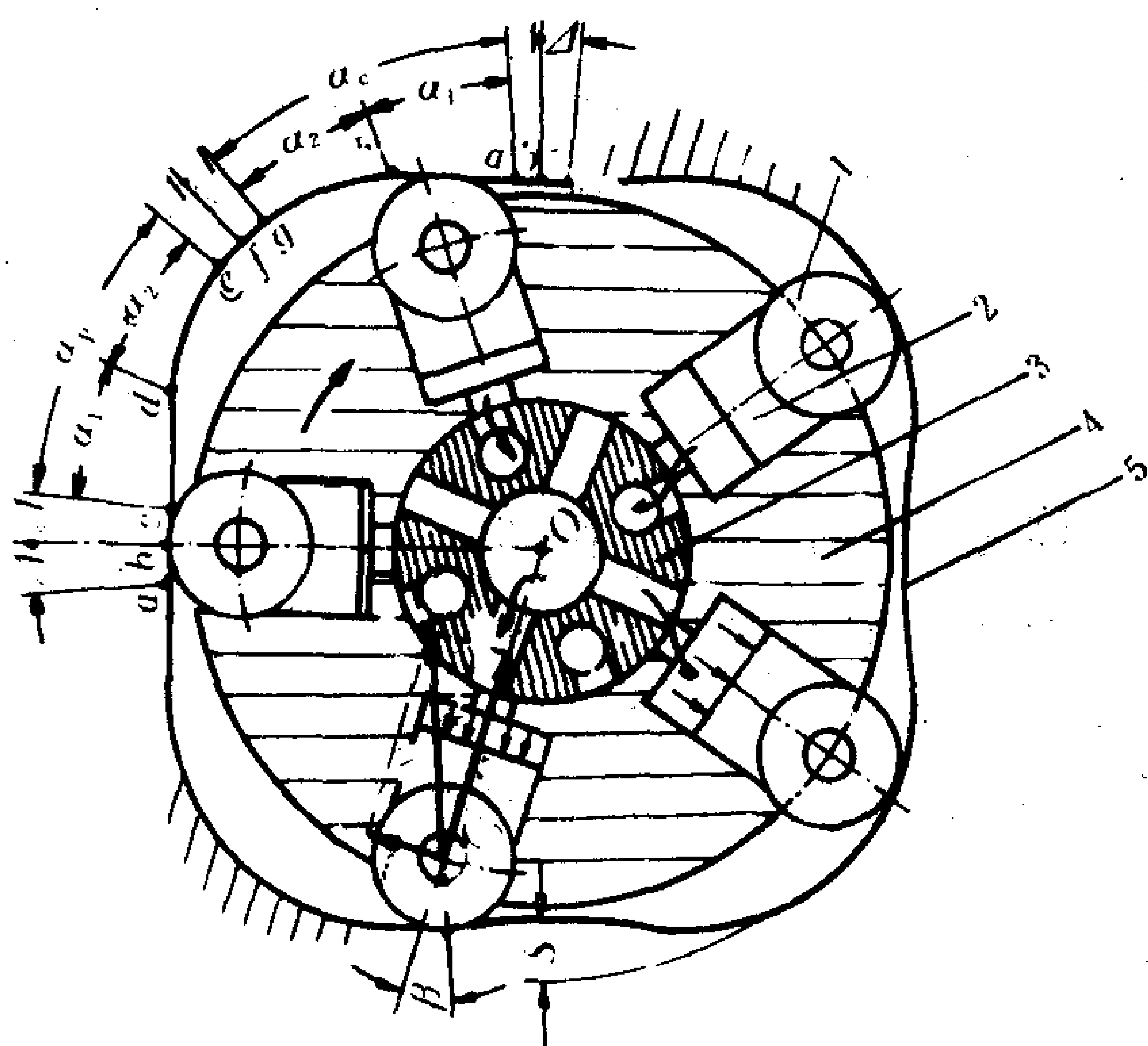


图 5.7.8-34 内曲线马达原理

1-滚轮；2-柱塞；3-配流轴；4-缸体；5-导轨

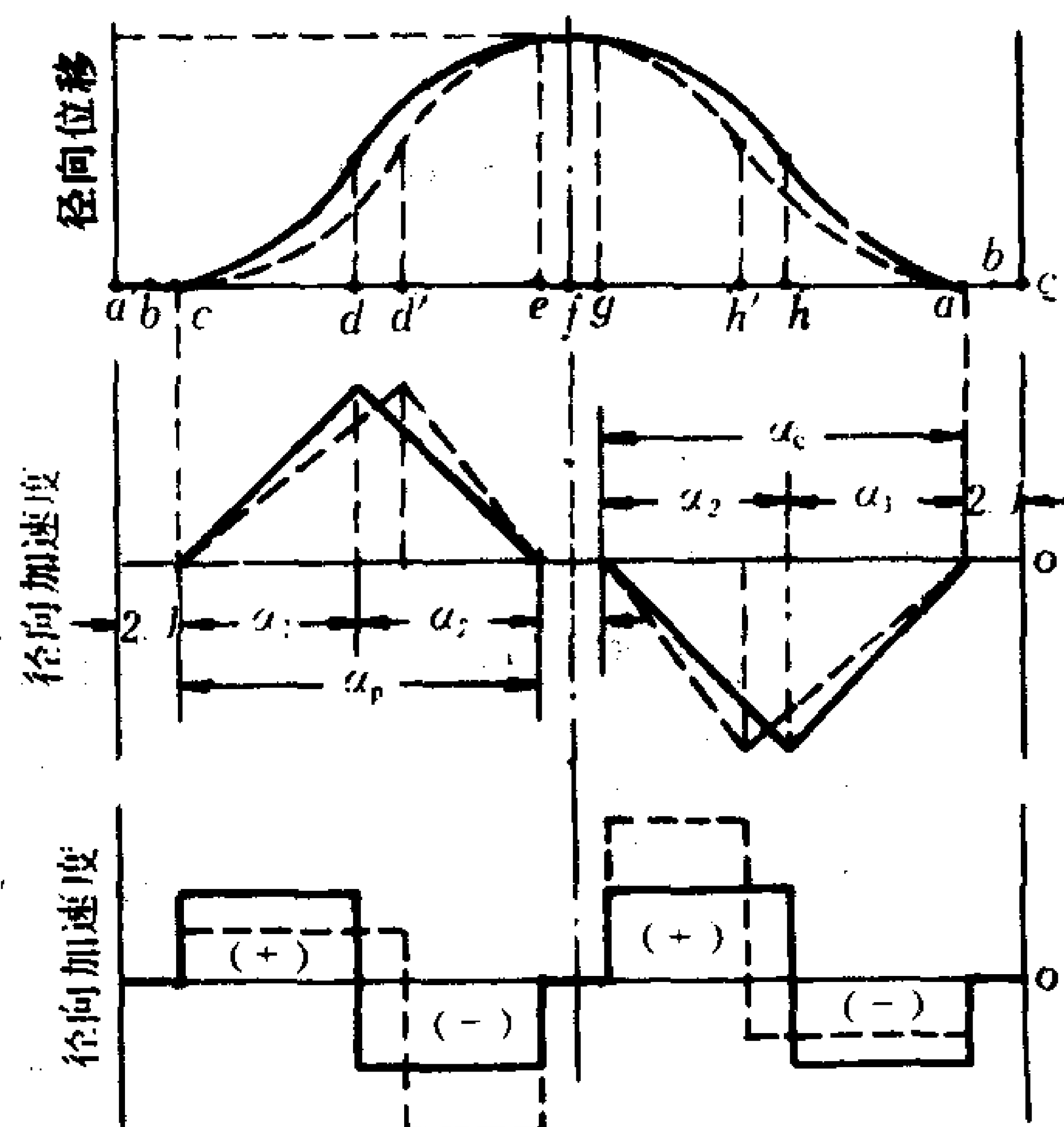


图 5.7.8-35 曲面的运动学特性

实线一对称等加速度规律的曲线；虚线一非对称加速度规律的曲线

d——柱塞直径，mm；

β——在与滚轮接触处的导轨曲面压力角，(°)；

ρ——滚轮中心O_1至轴心O的距离，m。

内曲线马达的排量为

$$q=\pi d^2 hxyz \cdot 10^{-6}/4 \quad \text{L/r} \tag{5.7.8-26}$$

式中：d——柱塞直径，mm；

n——柱塞行程，mm；

x——曲面数目；

y、z——柱塞的排数和每排的个数。

柱塞的工作循环见表 5.7.8-9。

表 5.7.8-9　　**内曲线马达的工作**

滚轮到达的曲面			配流情况	工作情况
名　称	夹　角	线　型		
工作曲面$c\to e$	工作角α_p	（特殊）	进油	柱塞推出，切向力使缸体产生扭矩并旋转，称为工作过程
过渡曲面$e\to g$	密封角2Δ	大圆弧	密封	配流遮断 2°～3°，柱塞无位移，称为密封过程
回油曲面$g\to a$	回油角α_c	（特殊）	排油	柱塞缩进，产生一定的负扭矩，称为回油过程
过渡曲面$a\to c$	密封角2Δ	小圆弧	密封	配流遮断 2°～3°，柱塞无位移，称为密封过程

导轨曲面由滚轮运动的包络线构成。因此，曲面的运动学特性实际上应被理解为滚轮中心迹线的特性。如图 5.7.8-35 所示，典型的导轨是由下列曲面连接而成：

小圆弧曲面ac　　　　夹角2Δ

加速度曲面cd和gh　　　　夹角α_1

减速度曲面de和ha　　　　夹角α_2

大圆弧曲面eg　　　　夹角2Δ

另外，在d点和h点处也常常会增加一段等速曲面。

加速度的规律也有多种。其中：等加速度及曲面有较小的压力角、较高的效率和均匀的扭矩；非对称等加速可以减轻滚轮自曲面a点“起跳”的现象。

内曲线马达运行于高转速时，滚轮往往容易自回油曲面的h-a区间起跳并敲击其后的曲面(参看图 5.7.8-34)，同时引起强烈的噪声和零件的损伤。根据柱塞等运动副径向力的平衡，同时引入曲面设计的参量——曲面的径向几何加速度a_ϕ，可以导出滚轮不起跳应满足的方程：

$$(p_2-p_0)A\times 10^2 > m\omega^2(a_\phi - R) \quad \text{N} \tag{5.7.8-27}$$

式中：p_2——柱塞回油背压力，MPa；

p_0——壳体泄油压力，MPa；

A——柱塞工作面积，cm²；

m——柱塞等径向运动副的质量，kg；

ω——轴的旋转角速度，rad/s；

R——曲面在径向几何加速度最大处的半径，m；

a_ϕ——曲面的径向几何加速度的最大值，m/rad²；

$$a_\phi = a_t/\omega^2,\ \text{m/rad}^2 \tag{5.7.8-28}$$

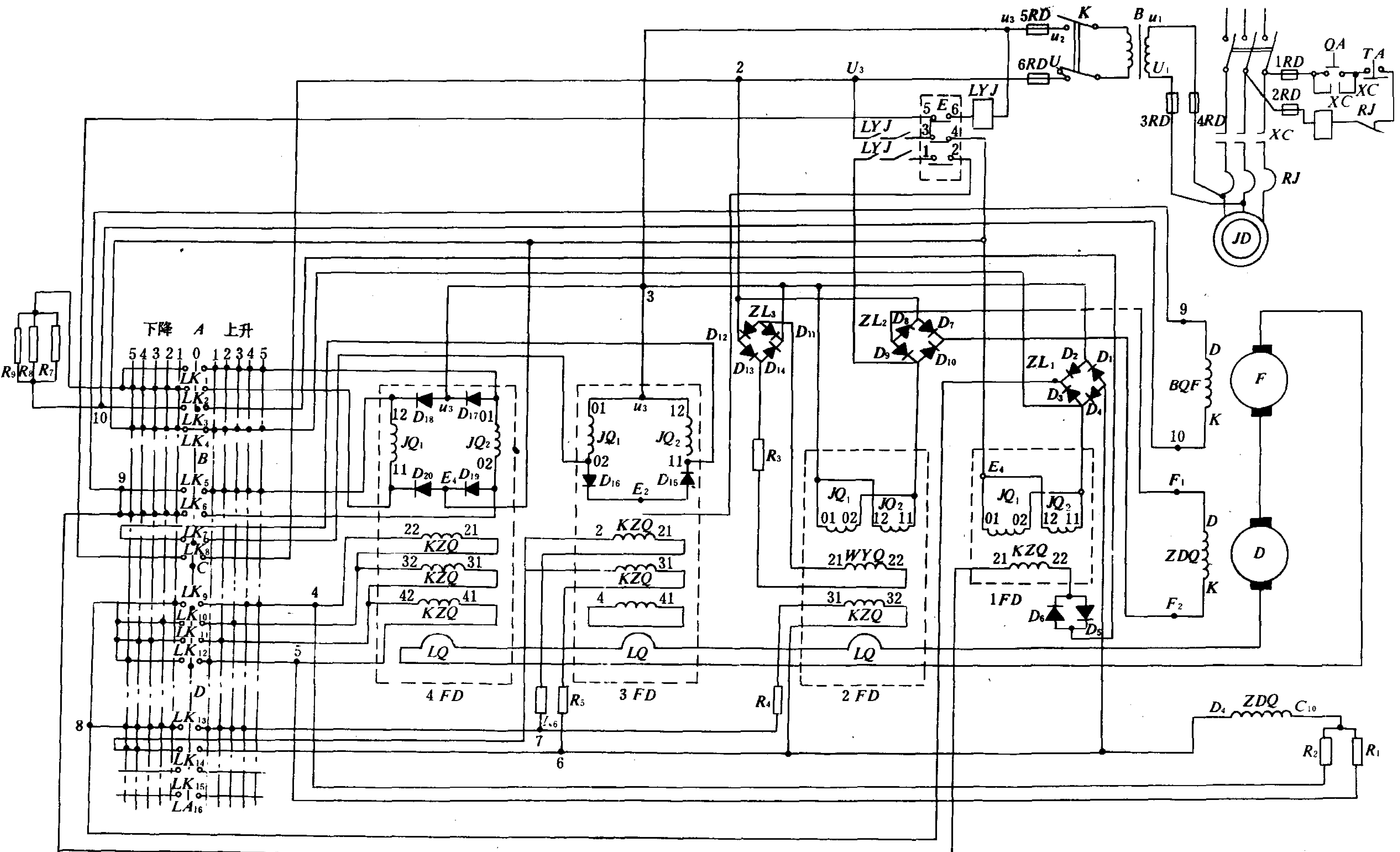


图 8.3.8—3 用磁放大器控制的 F—D 系统原理图

图中元件符号含义如表 8.3.8—10 所示

表 8.3.8—10　　符　号　含　义

元　件　符　号	符　号　含　义
JD	拖动直流发电机的交流电动机
F	直流发电机
D	直流电动机
BQF	直流发电机 F 的激磁绕组
BQD	直流电动机 D 的激磁绕组
ZDQ	电磁刹车 线圈
1FD—4FD	磁放大器
JQ_1、JQ_2	磁放大器的交流绕组或工作绕组
WYQ	磁放大器的位移绕组
KZQ	磁放大器的控制绕组
ZQ	磁放大器的电流负反馈绕组
B	变压器
ZL_1—ZL_3	整流器
LK_1—LK_{16}	主令控制器触头
E	装在主令控制器上的应急开关
LYJ	零电压继电器
RJ	热继电器
R_1—R_9	电阻
1RD—6RD	熔断器

图中共有四个磁放大器。1FD 是扼流式磁放大器，它是作为停车制动时控制电磁刹车线圈用的。2FD 是带位移绕组的磁放大器，是控制电动机磁场的。3FD 是交流输出的内反馈磁放大器，也是控制电动机磁场用的，4FD 是直流输出的内反馈磁放大器，用于控制发电机磁场。这四个磁放大器是通过主令控制器控制的。

2)系统工作情况

合上电源开关后，按起动按钮 QA，交流接触器 XC 得电吸合，交流异步电动机 JD 起动。合上控制电路开关 K，控制电源接通 ，其它电器工作情况的说明，详见表 8.3.8—11。

表 8.3.8—11　　　　　　　　　　　　系　统　工　况

主令控制器位置	元件代号	接　通　电　路	作　用　说　明
零位 LK_3、LK_7、LK_8、LK_9、LK_{12}、接通	LYJ	电源 $U_3 \rightarrow LYJ \rightarrow LK_8 \rightarrow$ 电源 V_3	控制系统零位保护环节
	IKD	$KZQ(21) \rightarrow 9 \rightarrow BQF \rightarrow LK_3 \rightarrow D_6$ (D5)$\rightarrow$KZQ(22)	将控制绕组 KZQ 与发电机激磁绕组 BQF 接成回路。 当主令控制器从运行档回零时；BQF 对 KZQ 放电，则制动器继续吸合一段时间，以便电动机进行再生制动，避免高速刹车
		$V_3 \rightarrow LYJ(1-3) \rightarrow E(3-4) \rightarrow JQ_1$ 与 $JQ_2 \rightarrow JL_1 \rightarrow 8 \rightarrow$ $\left.\begin{matrix} LK_9 \rightarrow 4 \rightarrow R_2 \\ LK_{12} \rightarrow 5 \rightarrow R_1 \end{matrix}\right\} ZDQ \rightarrow JL_1 \rightarrow U_3$	交流绕组 JQ_1 与 JQ_2 经 ZL_1 带磁放大器的负载刹车线圈 ZDQ 后接至电源。 因控制绕组无电流，故无输出。
	2FD	$V_3 \rightarrow ZL_2 \rightarrow BQD \rightarrow ZL_2 \rightarrow JQ_1$ 与 $JQ_2 \rightarrow U_3$ $V_3 \rightarrow ZL_3 \rightarrow R_3 \rightarrow WYQ \rightarrow ZL_3 \rightarrow U_3$	交流绕组 JQ_1 与 JQ_2 经 ZL_2 带负载 BQD 后接至电源 位移绕组 WYQ 有电流，所以交流绕组有一定的电流输出，电流流入 BQD，使电动机处于半激磁作好起动准备
	3FD	$V_3 \rightarrow ZL_2 \rightarrow BQD \rightarrow ZL_2 \rightarrow LYJ \rightarrow E(1-2) \rightarrow D_{15} \rightarrow$ $\left\{\begin{matrix} JQ_2 \\ LK_7 \rightarrow JQ_1 \end{matrix}\right\} \rightarrow U_3$	3FD 为内反馈磁放大器连接，由于 LK_7 短接 02 与 11 两点，接成无反馈磁放大器，又因控制绕组无电流，故对 BQD 无输出。
上升第一档 LK_1、LK_4、LK_5、LK_12、LK_13、闭合	ZDQ	$V_3 \rightarrow LYJ(1-3) \rightarrow E(3-4) \rightarrow LK_4 \rightarrow ZL_1 \rightarrow 8 \rightarrow LK_{12} \rightarrow 5 \rightarrow R_1 \rightarrow ZDQ \rightarrow ZL_1 \rightarrow 3 \rightarrow U_3$	刹车线圈直接通电源松闸
	2FD	$ZL_1(+) \rightarrow 8 \rightarrow LK_13 \rightarrow 7 \rightarrow R_4 \rightarrow KLQ(31 \rightarrow 32) \rightarrow 6 \rightarrow ZL_1(-)$	2FD 的 KZQ 有电流流过，使磁路饱和，交流绕组 JQ_1、JQ_2 的阻抗急剧下降则增加了电动机激磁绕组 BQD 的激磁电流
	3FD	$ZL_1(+) \rightarrow 8 \rightarrow LK_{13} \rightarrow 7 \rightarrow R_6 \rightarrow KZQ(21-22) \rightarrow KZQ(32-31) \rightarrow R_5 \rightarrow 6 \rightarrow ZL_1(-)$	因 KZQ(21—22)与 KZQ(32—31)内电流相反，故合成磁通为零，但因 LK_7 断开，接成为反馈线路，所以也增加了 BQD 的激磁电流，达额定激磁
	4FD	$ZL_1(+) \rightarrow 8 \rightarrow LK_{12} \rightarrow KZQ(41-42) \rightarrow KZQ(31-32) \rightarrow KZQ(21-22) \rightarrow 4 \rightarrow R_2 \rightarrow ZDQ \rightarrow ZL(-)$	4FD 的三个控制绕组串联同 ZDQ 一起接至电源。
		$V_3 \rightarrow LYJ(1-3) \rightarrow E(3-4) \rightarrow 2 \rightarrow E_4 \rightarrow D_{20} \rightarrow JQ_1 \rightarrow LK_5 \rightarrow 9 \rightarrow BQF \rightarrow 10 \rightarrow R_7 \parallel R_8 \parallel R_9 \rightarrow LK_1 \rightarrow D_{17} \rightarrow U_3$(负半周 JQ_2 工作)	4FD 接成内反馈放大器，流过半波脉动直流，产生反馈磁通，与三个控制绕组产生的合成磁通方向相反，故输出至 BQF 的激磁电流也最小，使发电机产生一个比较低的电压电动机在低速运转

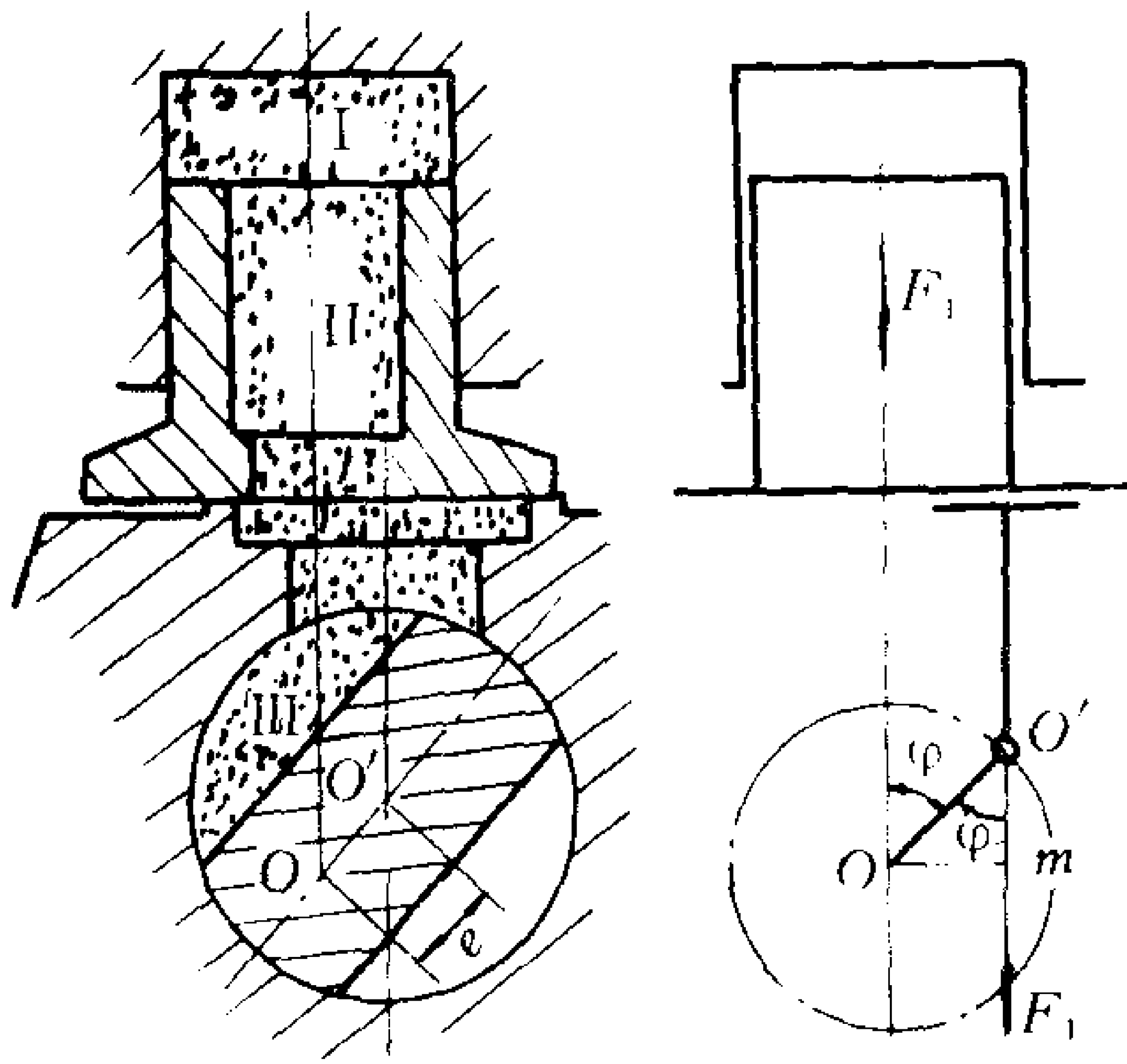


图 5.7.8-41 静压平衡马达原理

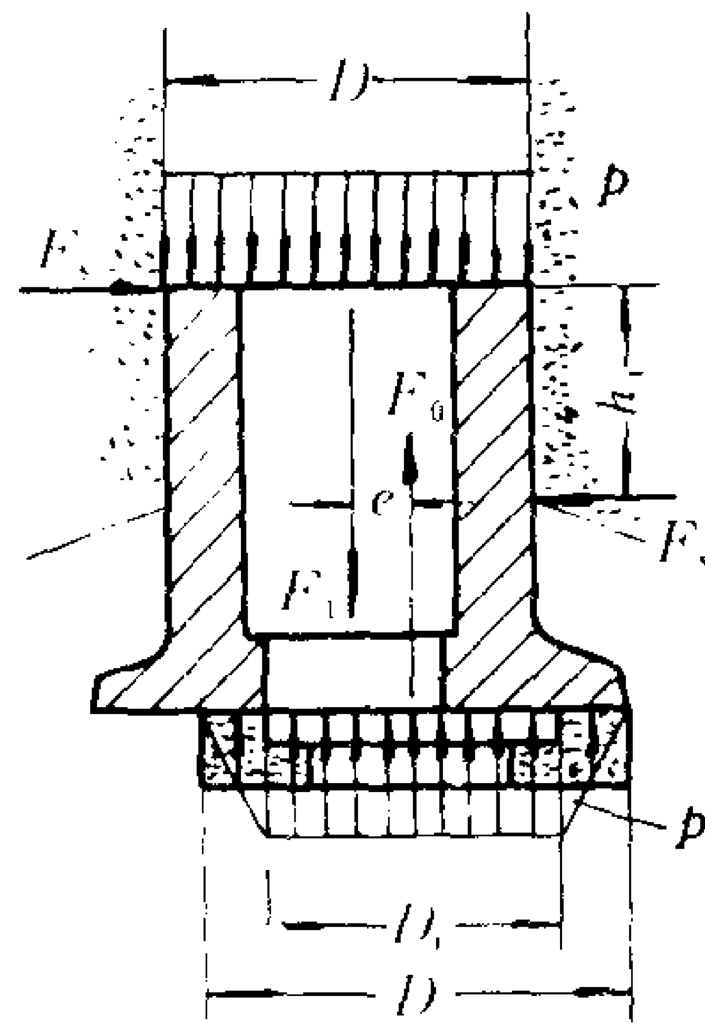


图 5.7.8-42 活塞径向力的平衡

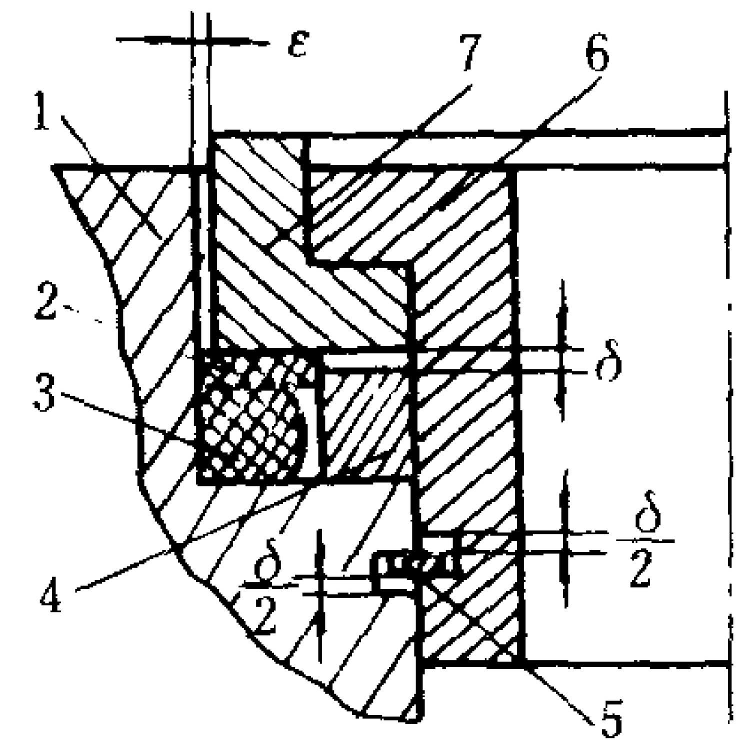


图 5.7.8-43 压力环的组件
1-五星轮；2-垫圈；3-橡胶圈；4-定距环；5-卡环；6-扣环；7-压力环

数在船舶绞车上使用。

7.1 结构

典型结构见图 5.7.8-40。

7.2 工作原理

压力油从A或B口进入，经偏心轮的配流槽和空心柱塞进入缸筒，同时进油的缸数是 2 或 3 个，可简化成图 5.7.8-41。其中，不变容积II和III的液压油可以近似视为受压的刚体。因而，作用于五星轮的推力恒等于缸盖的反作用力F_1，即

$$F_1=\pi D^2\cdot\Delta p/4 \qquad \text{N} \tag{5.7、8-30}$$

而单缸所产生的扭矩则为

$$M=F_1e\cdot\sin\varphi \qquad \text{N}\cdot\text{m} \tag{5.7.8-31}$$

式中：D——缸径，m；

Δp——缸筒的进排油压差，Pa；

e——偏心距，m；

φ——旋转角，(°)。

若把缸筒视作运动件，柱塞的工作容积就容易理解为

$$V=\pi D^2e/2 \quad \text{cm}^3 \tag{5.7.8-32}$$

液压马达的排量则为

$$q=xzV\times10^{-3} \qquad \text{L/r} \tag{5.7.8-33}$$

式中：D——缸径，cm；

e——偏心距，cm；

x——柱塞的排数；

z——每排的柱塞数。

7.3 静压平衡

7.3.1 活塞径向力的平衡

活塞与压力环要在巨大推力下作平行的相对运动，静压支承技术可使其润滑和密封得到较满意的解决。如图5.7.8-42所示，借助于压力环内外径的正确尺寸，使$F_1-F_0=(0.05\sim0.1)F_1$，就能获得正常的润滑和密封。

为了消除加工安装或负载冲击造成密接面的不平行，压力环采用了图5.7.8-43的浮动安装组件结构，并以间隙ε和δ来分别控制压力环的最大下沉量和倾侧量。

7.3.2 五星轮径向力的平衡

五缸的静压平衡马达将有2或3个缸筒同时进油，而且它们指向O'的合力恒等于单缸推

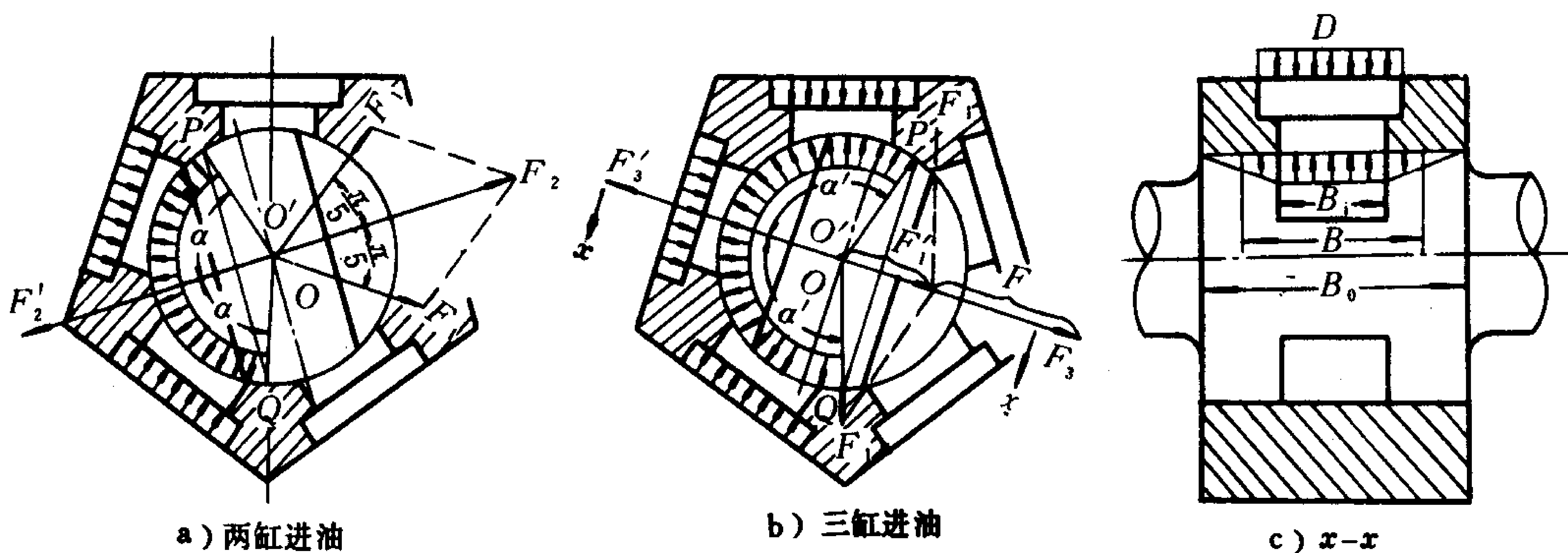


图5.7.8-44 五星轮径向力的平衡

力的1.618倍，见图5.7.8-44的F_2和F_3。为了解决五星轮和偏心轮的润滑问题，应该产生一个自O'点向外的液压总力F_2'或F_3'去平衡F_2或F_3。但是，产生F_2'或F_3'的投影面积等于弦长$\overline{PQ}$乘以宽度B。然而，由于结构上的原因，$\overline{PQ}$的计算长度却存在周期性的变化。所以，五星轮亦存在着周期性的不平衡力，其幅值等于单缸推力的13.6%左右。故将引起下列问题：

（1）润滑条件不够理想，机械效率通常不超过90%。

（2）突然向主轴输入巨大的冲击扭矩，压力环与柱塞的密接面往往可能分离并大量喷油。

参考文献

〔1〕严金坤等：液压传动，国防工业出版社，1979年

〔2〕液压暨电子技术，VICKERS公司，1987年

〔3〕摆线液压马达说明书，济宁液压件厂，1985年

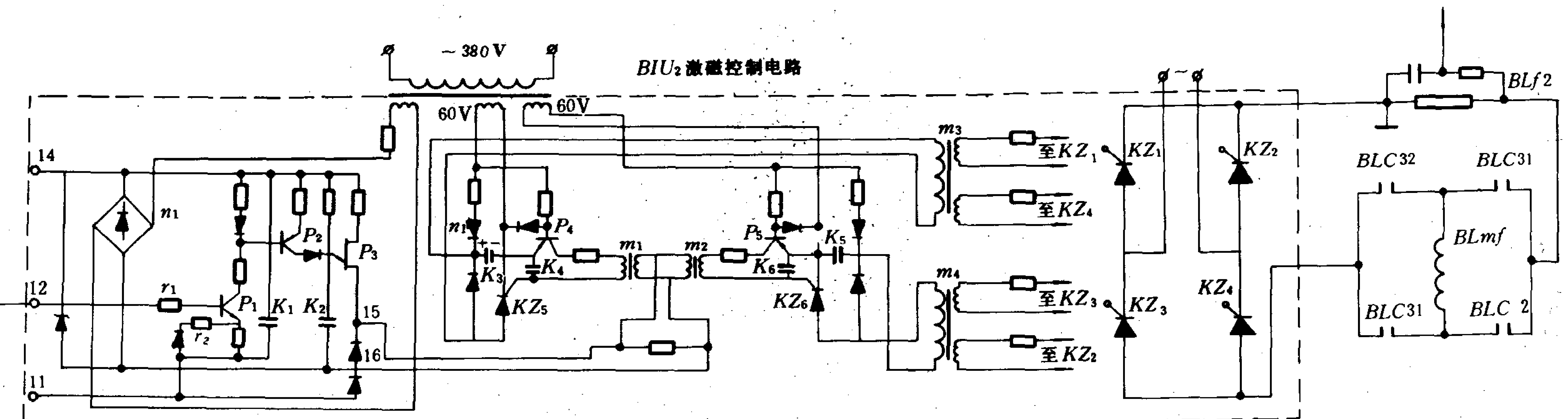
〔4〕摆线液压马达说明书，南京液压件三厂，1987年

〔5〕行走机械液压元件，RC64001/4.85，REXROTH公司，1985年

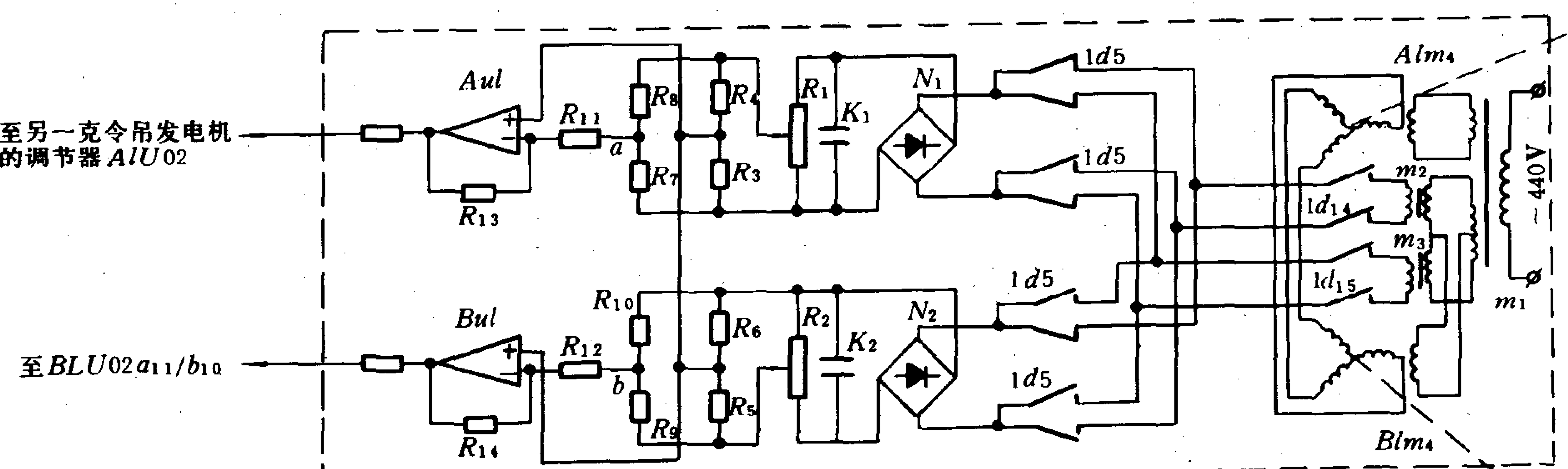
〔6〕Staffa Products, VICKERS，1986

〔7〕液压元件产品样本，机械工业出版社，1985年

〔8〕低速高イルクエ速エータ(SB)，川崎重工，1975年


~380V
BIU_2激磁控制电路
60V
60V
14
12
11
15
16
n_1
r_1
r_2
P_1
P_2
P_3
K_1
K_2
K_3
K_4
K_5
K_6
P_4
P_5
KZ_5
KZ_6
m_1
m_2
m_3
m_4
至KZ_1
至KZ_4
至KZ_3
至KZ_2
KZ_1
KZ_2
KZ_3
KZ_4
$BLf2$
$BLC32$
$BLC31$
$BLmf$
$BLC31$
$BLC2$

b)


至另一克令吊发电机的调节器$AlU02$
至$BLU02a_{11}/b_{10}$
Aul
Bul
R_{11}
R_{12}
R_{13}
R_{14}
a
b
R_8
R_7
R_4
R_3
R_{10}
R_9
R_6
R_5
R_1
K_1
R_2
K_2
N_1
N_2
1d5
1d5
1d5
1d5
$1d_{14}$
$1d_{15}$
Alm_4
Blm_4
m_1
m_2
m_3
~440V
与A克令吊的M联接
与B克令吊的M联接

c)

图 8.3.8—4

均应作此种记号。

（3）连接记号。用以标示相邻零件原来的连接方位。例如阀体与其端盖的连接，若错位90°，则可能改变其功能。

（4）组配记号。某些液压件的精密运动副是采用选配安装的，其磨合情况亦不尽相同。为了保持原状安装，需要作出记号。特别是某些换向阀的芯子，调头安装将会改变其职能。

拆装记号应少而便于识别，式样与刻印位置要有统一规定。有时亦需注意记号的精度，例如标示大型螺母预紧状态的骑缝记号。

2）螺钉螺母的拆卸

液压件常用调质的高强度螺钉螺母作为紧固件，有些防松螺母还采用镀铜螺纹，顶部压装有塑料圈或在螺纹上涂粘结剂。因此，若螺纹严重锈蚀，则必须认真做好准备工作，并使用刚性、硬度和规格合适的扳手。若拆卸内六角螺钉遇到困难，可加用新管子钳在其外圆助力。不要轻率使用喷灯加热螺母，因为邻近的零件可能会退火和变形，密封圈亦将报废。

3）轴封的拆卸

轴封及其安装孔常以轻压配合或用粘结剂来保持与外周的密封，只在需要更换时才将它从孔中冲击。因此，一般在拆装时应设法保护其唇部不致受损。如仔细清除轴面的老化油漆和铁锈；或用边缘光滑的薄铜片从唇部楔入一整圈，涂以油脂再与主轴拆离。

4）精密孔轴副的拆卸

滑阀芯子、液压泵的柱塞或配流转阀的径向间隙一般均小于0.03 mm。它们在接近卸出时，应力求保持轴线一致(最好让轴线接近于铅垂方位来进行)，在正反转动灵活中迅速拔出。如中途被卡紧，应先判明轴线的偏向，以手掌轻拍纠正，待正反转动灵活再迅速拔出。

5）防止丢失

液压阀、细小的弹簧、钢球、密封圈等零件，最易滚失，应选择平坦、宽敞、有挡的拆装场地。另外，细小零件的放置也要防止散失、乱套和碰伤。

6）防止污染

要力求防止尘土、湿空气和其他异物从敞露的油口进入管道、连接板或连接块的内腔。临时堵封可用结实平整和干净的纸张粘贴住油口的平面，长时间堵封则用干净的塑料薄膜堵塞或包扎。切忌使用棉纱团或木塞去堵封。对于难以清洗的部位，例如很长的缸筒、有加强筋的内腔以及形状复杂或细长弯曲的内流道，更应严防环境、工具索具以及操作者本身所引起的污染。

2.2 零件清洗

1）小型零件的清洗

旧的元件，在零件的非工作面、流动的死区或狭窄的孔道，常常粘附着各种污物。因此，清洗的第一阶段是为了彻底清除零件表面原有的污物。通常使用煤油或轻柴油，亦可用0.3～0.5 MPa的干燥压缩空气吹出孔道的污物。揩刷零件最好使用泡沫塑料布或猪鬃毛刷，亦可使用旧汗衫或丝绸，不得使用棉纱和新棉布。

安装时，零件应在另一个干净油盆中再清洗一遍，以便清除零件表面的污油。洗涤剂常用轻柴油或煤油。洗妥一件并沾上液压油，就安装一件，尽可能不再揩抹，也不要使用压缩空气或者让汗水留在精密工作面上。

2）大型重件的清洗

液压马达的壳体、液压缸的缸筒以及油箱内部等处清洗条件较差，但很重要。所以，无论船员自修或厂修，主管轮机员均应亲自过目认可。

在正常情况下，这些内腔应该用新海绵块或泡沫塑料布反复揩抹多遍，并据污染程度及时更换洗涤油和揩抹用具。拾取纤维和固体微粒最彻底的办法是使用面粉团（稍为干一些为宜，表面应沾过液压油），因为它具有很强的嵌藏能力，而又不会污染零件表面。对于残留在精磨或铸造表面、螺纹表面、油箱角焊缝中的纤维和固体微粒，它都能拾尽无遗。把污物搓到里面去，面团还能反复使用。

2.3 安装

安装元件时，应逐件清洗，沾以干净的液压油，并按照记号装入。此时应注意：

（1）精密孔轴副的卡紧现象比拆卸时更容易发生：

（2）所有密封圈均应进行外观检查、认可；

（3）O形密封圈的安装应防止扭转或切伤；

（4）螺纹紧固件应按产品资料推荐的扭力拧紧；

（5）核对元件的调节状态；

（6）核对元件的运动方向和灵活程度。

3 元件的更换和修理

1）寿终换新

寿终换新是指液压元件直到不能正常工作或工作效率低劣时的更换。在此之前，一般不作检修和换件。采用此种处理方案的前提是：

（1）一般不供应配件；

（2）在营运中纵使突然损坏，也不会造成安全事故或营运损失；

（3）属于价廉的通用产品，船上有整台备件可以迅速更换。

大多数液压阀和液压泵属于这类情况。

2）计划更换

计划更换是根据运行或定期检修的观测记录确定更换的时间，到时纵使还能使用也要更换零件或整台换新。采用此方案的前提是：

（1）元件的损坏可能导致安全事故或显著的营运损失；

（2）在航行中缺乏更换这种元件的施工条件；

（3）修复得不偿失，不如换新反而省钱。

甲板机械的液压马达以及推舵油缸的密封圈属于这类情况。计划更换可以安排在停泊或厂修期间进行。

3）厂修

下列液压元件需要在厂修理和更换：

（1）大型昂贵或非标的液压缸、液压马达和各种专用阀；

（2）必须借助于船厂起重设备才能更换的零、部件，如液压缸密封圈；

（3）液压管道

4　管道施工导则

钢质管道的更换、改建和新建应符合以下导则。

1）选材

建议选用冷弯和焊接性能兼优的15号冷拔无缝钢管。若采用卡套式连接，管子的外径和壁厚的尺寸偏差应符合表5.7.4-2。内壁有易脱落的氧化皮和严重锈蚀等缺陷者不宜选用。

2）内壁机械除锈

对于内径大于19 mm的钢管，可选用直径等于或略小于管子内径的钢丝刷，焊于ϕ 10～ϕ 12的钢管一端，以手电钻为动力，借助于工具自身的挠曲和跳动并用手工来回拖动，可以很快擦亮内壁。

3）管道支座定位

支座的结构型式应根据管道的振动和轴向窜动的可能性，选择是否必须隔振或防擦伤的结构。支座的间距见表5.7.9-1。

表5.7.9-1　　管道支座间距

管子外径 mm	～10	10～25	25～50
支座间距 m	1.0	1.5	2.0

注：摘自ISO 4413《液压传动与控制系统通用技术条件》。

4）管子放样

弯头和焊接支管应尽量置于管子的端部，以便除去焊渣、氧化皮，并便于酸洗和搬运。

5）下料

应该用薄片砂轮或手锯切割，随后锉平管口并去毛刺。使用管子割刀会造成缩口。气割的管口也很难平整。

6）弯管

直径≤50 mm的弯管可采用冷弯，其可加工的最小曲率半径见表5.7.4-3。图5.7.9-1示出曲率半径与局部阻力系数ξ的关系。直径超过冷弯加工范围的弯头，可采用焊接性能较好的铸钢ZG 25制造。

弯头出现明显皱褶和椭圆时，不宜使用。

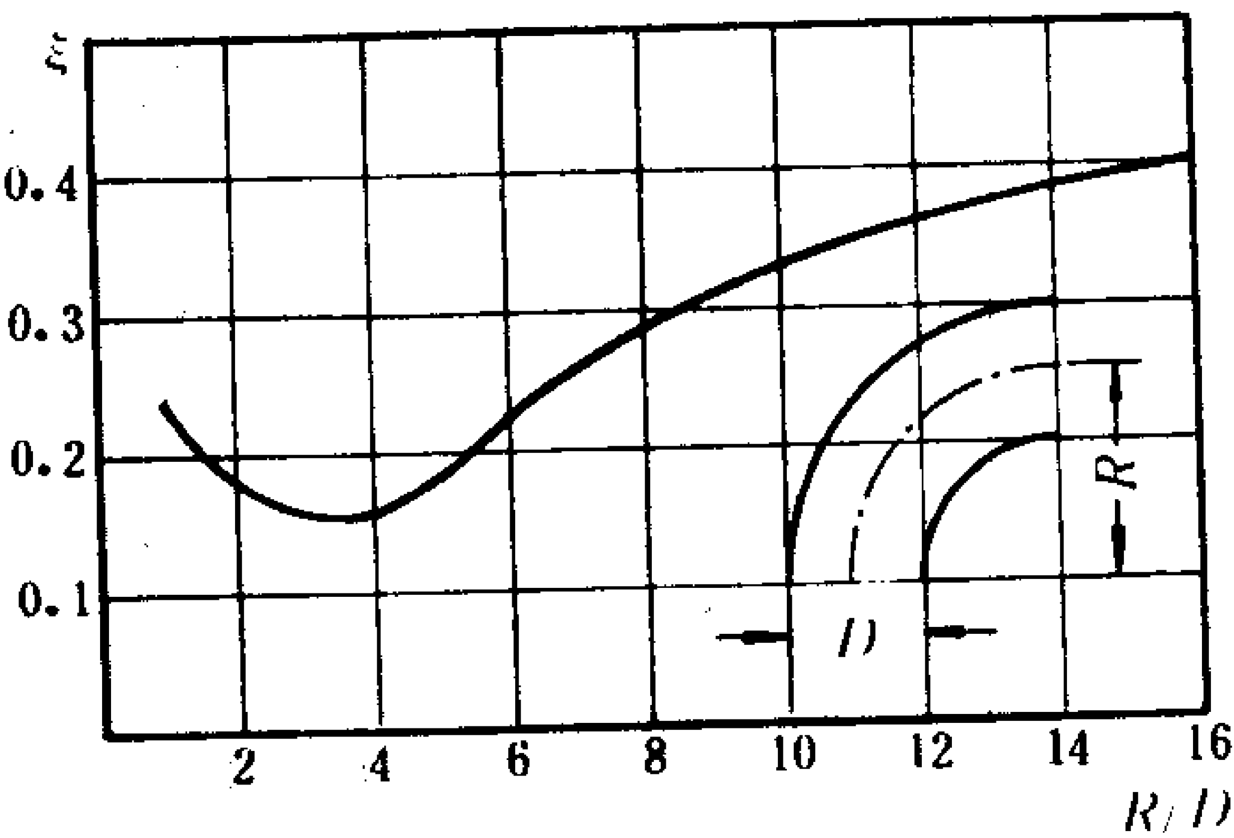


图5.7.9-1　弯头曲率半径与阻力系数

7）焊接

焊接应尽量采用无焊渣和飞溅少的二氧化碳保护焊或氩弧焊作密封焊接，再用电弧焊作加强焊接。定位采用电弧点焊，焊点应适当减少。

焊缝必须彻底除锈除油。若有气孔或夹渣等缺陷，要铲去补焊。谨防烧穿或使焊渣留在管内。焊接后，要彻底清除附近的氧化皮。为此，焊缝不应远离管口。

8）试装

试装应在车间进行管子的密封和加固焊接以后，搬到船上进行。对于管径为ϕ 100的法兰，大致上应符合：

（1）平面间隙≤ 3 mm;

（2）平行度偏差≤1 mm;

（3）同心度偏差 ≤2 mm。

9）酸洗

酸洗的目的是通过化学作用清除浮锈。酸洗应安排在即将总装并进行系统冲洗之前，过早酸洗可能重新长锈或进入异物。酸洗过程如下：

（1）酸洗——用浓度5%～20%的稀硫酸或10%～30%的稀盐酸，在专门建造的酸洗槽内泡浸，直到管子内壁转为紫铜色。若管子不多，亦可用上述溶液刷洗内壁，但要注意安全防护。

（2）中和——以浓度约10%的氢氧化钾或碳酸钠的水溶液泡浸或刷洗内壁，直到表面呈蟹青色。

（3）水洗——随后，以大流速的清水冲洗内壁以除去余碱。

（4）涂液压油并堵封管口—— 内壁尽快晾干，随即涂油堵封，不得拖延。管口堵封是为了防止潮湿空气和异物进入。在搬运中不得损毁或丢失，也不得提前拆封。

倘若管子不多，工期又很短促，可以选用内壁比较干净的管子，用机械除锈法彻底清除后，再用于压缩空气反复吹净，然后用新的海绵布条擦净。

小直径的钢管，内壁难以除净铁锈，因此应强调选用内壁光洁无浮渣的管子。内壁冲洗先用轻柴油，再用三氯乙稀洗净。

10）管道总装

管道总装紧接酸洗之后进行，逐根拆去管端封口安装。在系统冲洗前，应临时加装：

（1）替代液压缸和液压马达的短路（软）管，见图5.7.9-2;

（2）替代供油泵的低压大流量冲洗泵（通常选用耐污染的齿轮泵）;

（3）若管系从低处向高处流动的高差甚大，必要时可以在适当位置加装能够积聚杂质的“盲肠”；亦可在适当位置加装恒磁性磁环，来捕捉铁锈粉末。

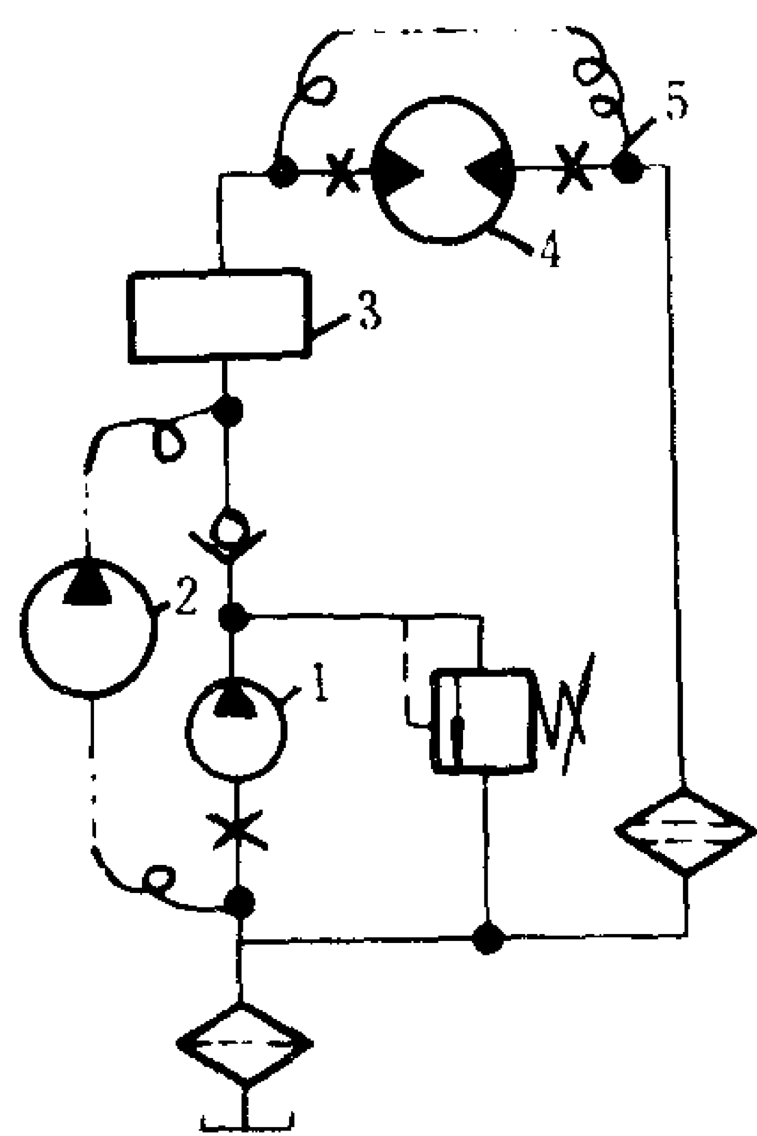


图5.7.9-2 冲洗的附加管子和设备
1-供油泵；2-冲洗泵；3-阀组；4-液压马达；5-短路管；×-断开部位

11）系统冲洗

系统冲洗的目的是保证管道达到系统的许用污染等级，对于新建管道来说，还可使管子内壁和元件的金属表面形成防锈的保护层。为此，应该选用合适的冲洗油和操作方法。

运行用的液压油通常都含有各种添加剂，性能颇佳，但价格较贵。用新的液压油冲洗系统，其中的防锈剂容易耗尽，而且液压油溶解残余胶质的洗涤能力亦较差，不得已时才这样做。一般都选用专用的洗涤油。洗涤油具有优良的防锈性能和洗涤效果，价格较廉且可投入适量防锈剂而多次使用，但应注意：

（1）洗涤油和液压油应该是同一个厂以同一种原料油生产出来的不同品种；

（2）两者混合不会产生凝胶，也不会降低液压油的实用性能。

冲洗时间一般需要连续冲洗10～24 h（在合同中议定），流速应达到雷诺数$Re \geq 4000$。借助于溢流阀的节流作用，使油温保持在50±5℃。为使沉渣和容易脱落的氧化皮以及焊渣、焊

瘤被冲走，冲洗时还规定要使用手锤或震动工具，沿线敲击管子多遍。滤油器应按系统过滤精度装用。

首次拆洗滤芯应在冲洗 5 ～10 min之后进行，以后酌情逐次延长至 2 h一次。对于常规的液压系统，当捕获污染物的种类和数量接近稳定后，可将先后更换下来的几个滤芯供双方鉴定，以便确定冲洗工作可否结束。过分苛求并无必要。

在冲洗过程中，污油不得进入液压缸、液压马达和液压泵；对由此而造成的早期损坏，船舶监造(修)人可事先提出赔偿要求。

冲洗结束时，应：

(1)放尽洗涤油，其回收率不得小于 95%；

(2)清洗或更换滤芯；

(3)清洗油箱（参阅本章 2.2 节）；

(4)拆除冲洗泵和临时加装的管子，按设计图接好管道和设备，等候系统充油和试压。

12)充油放气

液压马达和泵的壳体内腔采用手工灌油，直到泄油管口冒油为止。系统和设备的充油，先采用电动充油装置从油桶向油箱充入，达到一定液位后，再以液压泵向系统充油放气。

(1)充油量——新系统的充油量应是计算值再加上必要的损耗量。

(2)充油装置——一般推荐使用≤25 L/min的电动叶片泵。泵的出口过滤精度应不低于系统的要求。泵的进口端应安设一段内撑铁丝的半透明塑料管，以便监视油质。一旦发现油质不纯，装置应能迅速停车并随即反向输回油桶中去。倘若以较大排量的泵向油箱充油，则将会产生大量泡沫并使后续操作拖延时间。

(3)系统充油——将溢流阀调低至≤0.5 MPa，借助于系统的液压泵和换向阀，逐个对负载回路充油放气，但应注意：操作者应戴上防护眼镜和塑料安全帽；避免外漏油液污染场地或喷入水中；及时发现有可能出现大量漏油的部位；油箱最终加油量应计及液压元件运动时可能引起的液位波动。

(4)液压缸有杆腔的放气应特别耐心和彻底。

13)试压和检漏

在液压系统正式运转之前，必须进行耐压试验。试验压力按照验船标准确定：对系统的高压侧管道和设备，为 1.5 倍系统整定压力；对系统的低压侧管道和设备，可为其工作压力最大值的 2 倍（不小于 1 MPa)。

试验压力应逐次升高，升压一次，应全线查漏一次。一般说来，类似法兰螺钉未拧紧或漏装密封圈的缺陷，在 0.2～0.5 MPa的油压下就会暴露出来，而连接密封的强度缺陷，多半在 10 MPa左右才陆续出现。

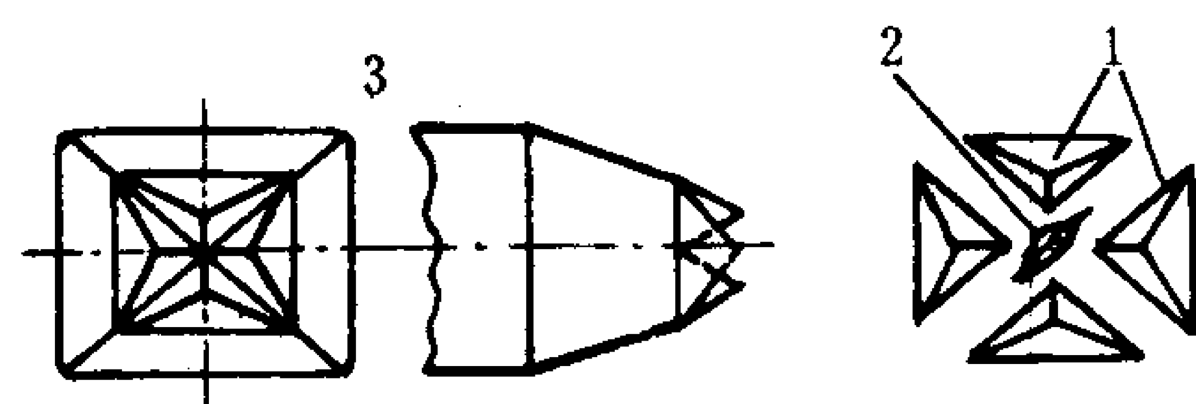


图 5.7.9-3　四爪錾

1-錾出的爪坑；2-漏缝；3-四爪錾

若个别仪表在高压试验后会降低精度，可酌情隔离。

假如个别焊缝存在不再扩展的局部渗漏，可用四爪錾和手锤捻封，见图 5.7.9-3。

系统耐压试验一般应使用移动式双压电动试压油泵，亦可商得船方同意，用系统中的变量泵以小排量进行试验。试验结束后，重新接上被隔离的仪表，并且松尽所有溢流阀的调节弹簧。

5 系统调试

为使液压系统达到规定的实船试验要求，事先应进行系统调试。

系统调试先从供、回油路开始，然后是负载回路。

5.1 供、回油路的调试

供、回油路的调试一般在液压泵舱内进行，因此应当严防引起甲板机械的转动。调试内容如下：

（1）液压泵的旋转方向、额定压力下的振动噪声、压力表针的摆幅、泵体和泄油的温度等；

（2）整定溢流阀、压力继电器和顺序阀；

（3）检查并调定全流量下的回油背压。

对于换向阀中位为卸压的系统，溢流阀开启压力改用下列方法调定：

事先在液压件厂或船厂按系统压力做整定试验，并将整定状态记录下来。例如，调节丝杆的外露牙数和方位或者丝杆外伸的精确长度；或暂时把液压泵出口端的单向阀调头安装进行调试；或利用船上的油泵油嘴试验设备进行调试。

顺序阀和压力继电器的整定与溢流阀相仿。

回油总管的压力可能涉及绞车制动液压缸、液压马达的负工况或某些职能的电液换向阀的工作条件。这时，系统回油的全流量背压应通过背压阀调定到规定参数，背压测点应靠近背压阀的进口端。

在某些并联负载系统，不向负载供油就可能没有回油。这时，整定工作可以放在下一阶段进行。

5.2 负载回路的调试

负载回路的调试一般在甲板上由操纵人员配合进行，大致上分3个阶段。

1）准备阶段

（1）检查被试设备是否具备试车的条件。例如周围是否有障碍物，吊杆索具的布置情况如何，绞车或液压缸的插销、锁扣或限位开关的位置是否无误，等等。

（2）在卸载状态下起动液压泵。若为手控串联负载系统，各个操纵手柄均应置于中位方可起动液压泵。

（3）在空负载状态采用点动方式向负载回路供油反复多次。倘若液压缸或马达的动作响应显然滞后，则停止供油，小心排尽空气（注意：高压空气带油喷出容易酿成火灾或伤人）；

2）试车

（1）如空载时正、反向多次运行正常，就可进而观测进、回油压力、空载运行速度、油温和电流等参数，并对冲击和振动噪声作出评价。

（2）满载试车（内容与空载试车相同）。

3）调试（以液压起重绞车为例）

调试一般包括以下内容：

（1）满载下降的速度稳定性——逐渐关小单向节流阀，直到不再出现爬行现象。

（2）满载下降的制动效果——应该分别证实液控单向阀、平衡阀、缓冲阀以及机械制动

装置各自的制动效果。试验时，以额定速度下降并中途突然停顿；测定重物的越位距离，并对受力件的冲击弹性变形作出评定。若不符合要求，则重新调节有关阀件或装置。

（3）满载支承能力——对于起重类绞车和液压缸，若无机械制动装置，均应通过此种试验来证明平衡阀、缓冲阀和液压马达或液控单向阀以及液压缸的内泄漏是否在作业允许范围之内。试验是在重物处于悬挂状态下测定液压马达每分钟的转速或活塞杆每小时(或 24 小时)的位移。倘若不符合要求，则调节或检查有关阀件。

（4）自动变速性能——无论是何种自动变速方案，均应逐次增加外负载，记录负载的运动速度及其对应的供油压力和电流。若与要求不符，则应进行调节。

系统调试是为了实船试验能够顺利获得船方认可。因此，系统调试的详细内容、方法以及技术指标，均应尽量向实船试验大纲靠拢。

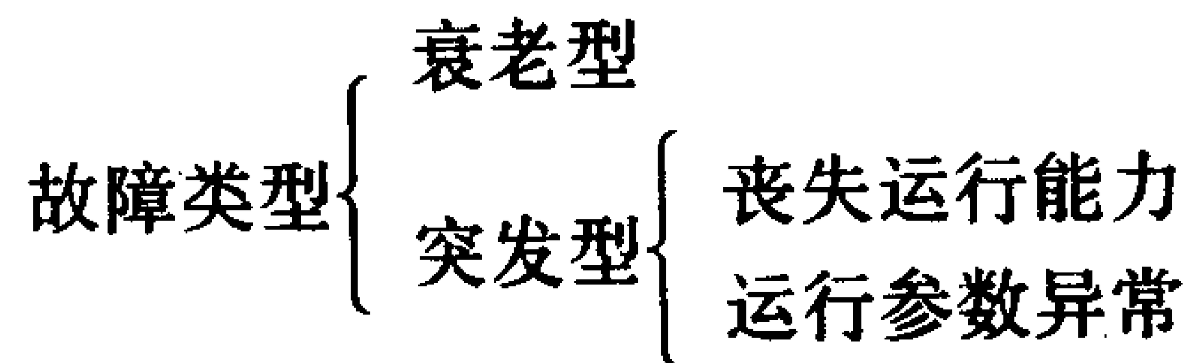
非起重类设备(例如舵机、绞缆机或舱盖启闭装置)的负工况试验，其内容与上述的（1）至（3）项相似。

6　液压系统故障诊断方法

一般机械往往凭借听、嗅、摸、看可以判断出故障发生的部位和原因。但在液压装置中，元件的运动部件几乎都密封于壳体、集成连接块和管道之中，加上数量多而分散，所以单凭一般的故障一览表，往往难以对高难度故障作出正确诊断，乃至酿成事故。因此，尚需更科学的诊断方法。

6.1　液压系统的故障分类和处理程序

6.1.1　故障的类型和多发域



本节着重介绍突发型故障的诊断方法。根据实船资料统计，液压阀不仅数量众多，而且还受结构因素所限，系统中的许多故障都来自液压阀的卡紧或堵塞。特别是系统在建成或修复初期，或者是油因污染或老化而需更换时，故障率都将明显升高。

6.1.2　液压系统故障处理的一般程序

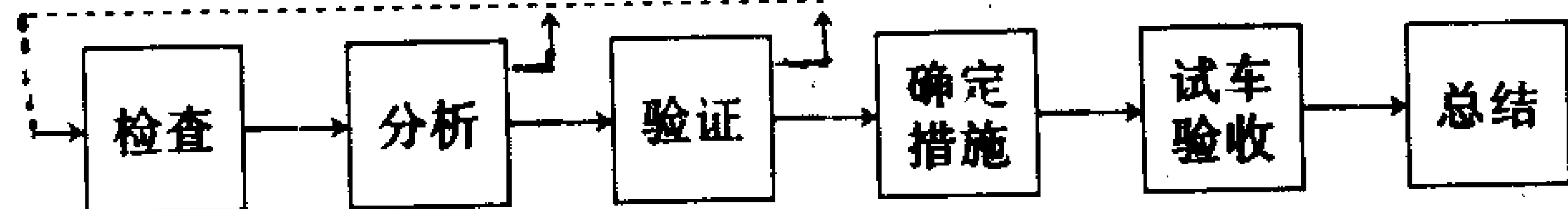


图 5.7.9-4　系统故障处理的一般程序

故障处理的一般程序如图 5.7.9-4 所示。它包含 6 个环节。前 3 个环节是为了诊断故障发生的部位和原因，是故障处理的质量和速度的关键。下面着重介绍这 3 个环节的有关问题。

6.2　故障检查

故障检查是为了彻底查明故障的后果和现象，为分析故障发生的部位和原因寻求依据。

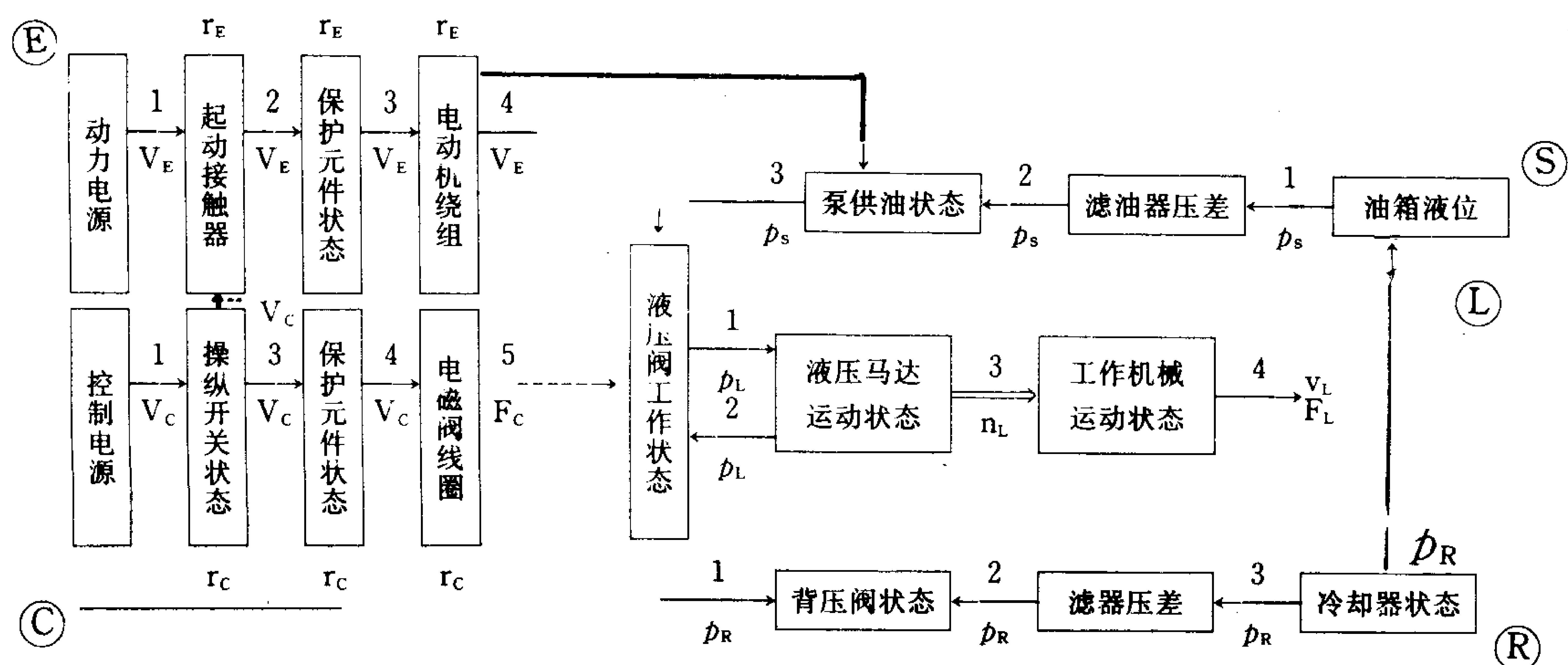


图 5.7.9-5　电控、液压系统的信号和参数流程

E-电动系统区；C-电控系统区；S-供油回路区；R-回油回路区；L-负载回路区；V-电压值；p-压力；r-电阻值；n-转速；v-线速度；F-推（拉）力

故障检查应包括听取汇报和现场检查。

当事人可以提供故障发生前后的负载情况、操作方法和步骤以及运行参数的异常情况，特别是事前的预兆、激发因素和设备的历史情况等。

现场检查包括对后果的检查和现象的检查。

后果的检查，一方面是为了分析故障，另一方面是为了排除和治理故障。后果和现象都同样可分外部和内部两方面。可以凭借外部情况或运行指示仪表而观察出结果的称为外部后果和现象；需要通过拆开元件或化验方能得知的称为内部后果和现象。后一种检查的工作量一般较大，时间也可能较长。因此应先外后内，先易后难，逐步深入，力求全面。

6.2.1　故障部位的检查

图 5.7.9-5 示出了电控、液压传动系统的信号和参数的典型流程。在静止状态时可以观测的信号和参数有电源电压 V_E 和 V_C、电气元件的电阻值、油箱液位、电动机和泵是否能转动以及各种元件处于何种状态（例如操纵旋钮、过载保护器、换向阀芯、截止阀的工作位置和灵活程度等）。在试运行状态还可观测到更多的信号和参数。若在静止状态下观测和收获不大，可进行动态观测，但事前应充分考虑可能引起的风险，并据此采取必需的安全防护措施。例如，为了防止引起甲板机械的转动，可以把溢流阀开启压力适当调低，并把刹车油缸的电磁

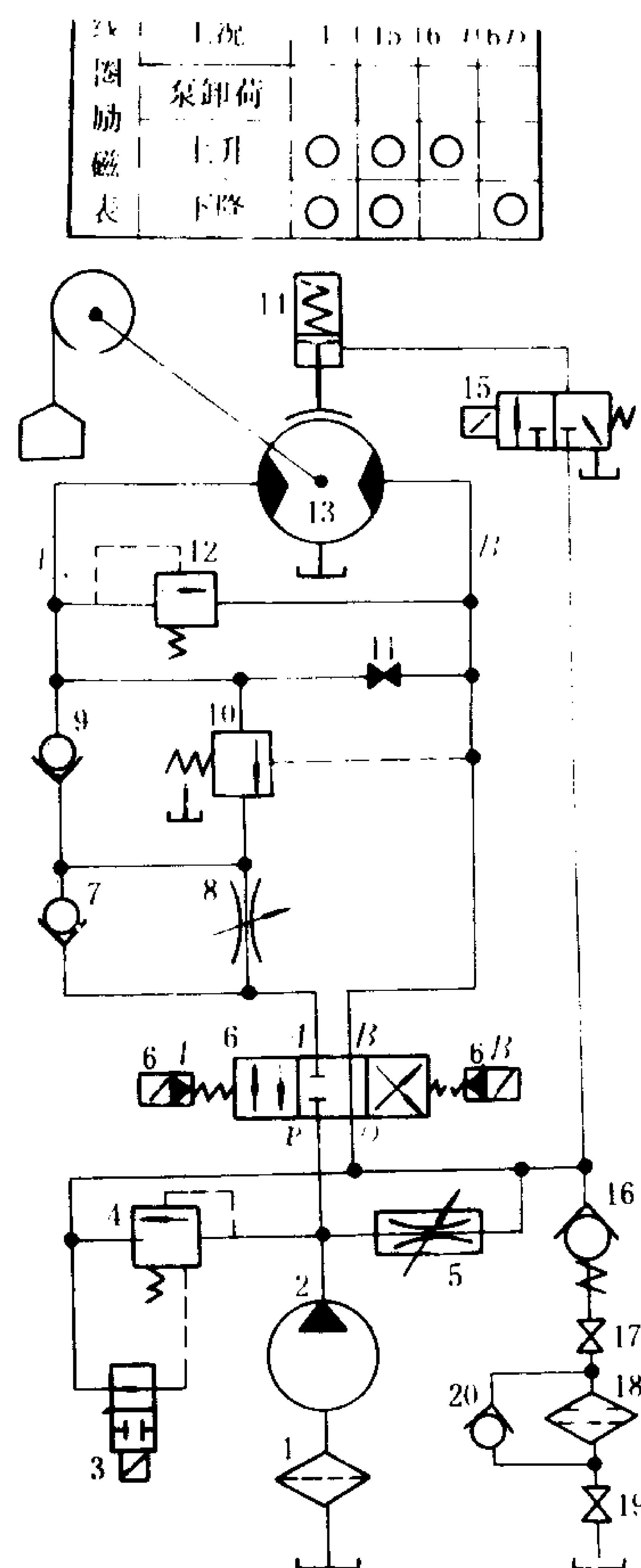
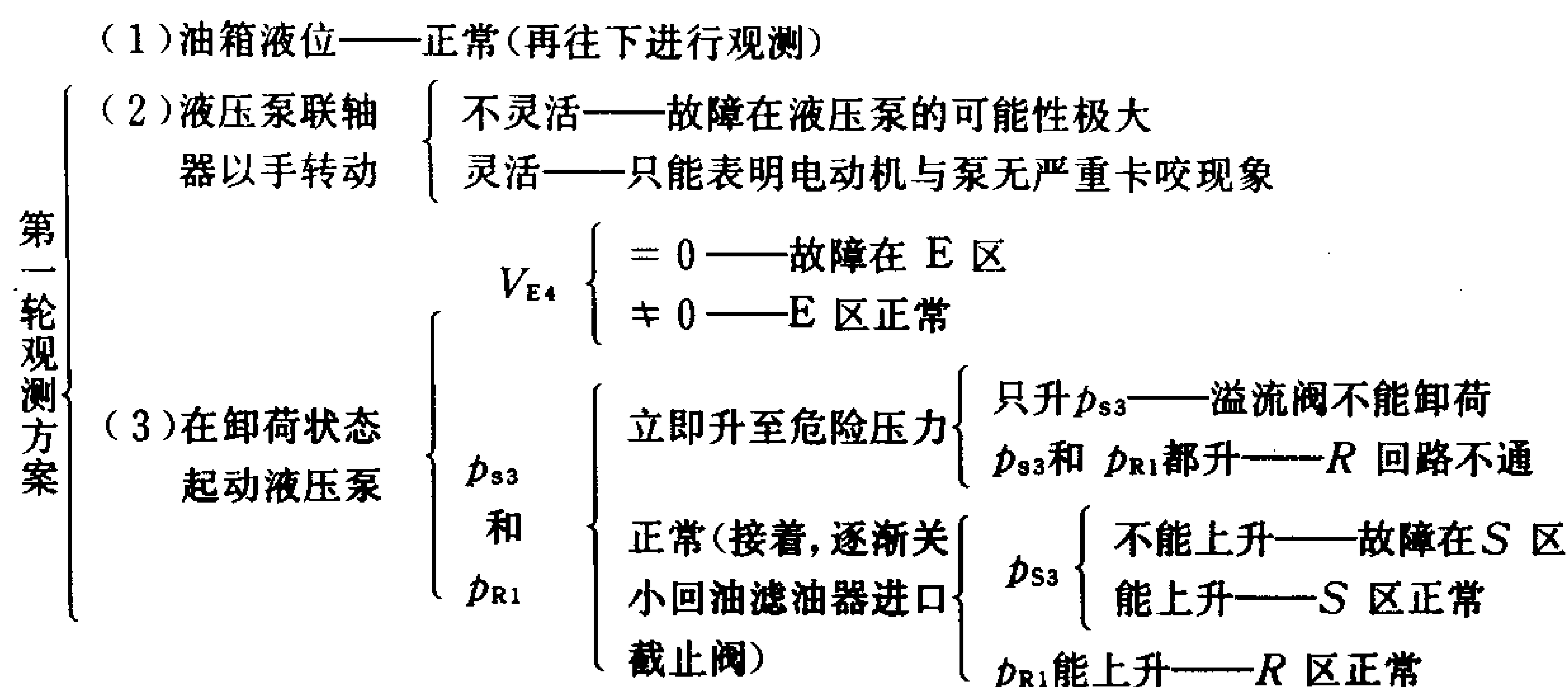


图 5.7.9-6　起重机液压系统示例

阀线圈的插头拔脱。

假定图 5.7.9-6 所示的起重机在船舶试车时不能升降。为了以较少的试验次数去分辨出故障区间，所拟制的观测方案就应力求看到较多的区间连接信号和参数（如图 5.7.9-5 的参数 V_{E4}、F_{C5}、p_{S3}、p_{L1}和 p_{R1}）。例如，倘若在第一轮就采用如下的动态观测方案，就能够迅速判明故障是否存在于E、S 和 R区间。



假定以上的分区搜索已认定故障发生在负载回路区间 L。为此，应当拟定第二轮的观测方案去辨别故障发生在哪一个元件。

表 5.7.9-2　　液压起重机负载回路的观测方案

序号	怀疑内容	检查对象和方法	怀疑成立的依据	原因与说明
1	阀 11 误开	来回转动其手轮	尚差若干转才关紧	操作错误
2	阀 6 卡在中位	手推阀芯	推力异常大且无反弹感觉	建造过程未严格控制污染
3	阀 15 卡在卸压位	手推阀芯	推力异常大且无反弹感觉	建造过程未严格控制污染
4	绞车不灵活	察看离合器、刹车、齿轮和轴承是否正常	有明显的外观缺陷	安装调整质量差
5	液压马达卡紧	按 1/2 额定压力供油，绞车空载，进行升降操纵	供油压力已达调定值，马达仍未动，溢流阀进出口温差手感亦显著	金属异物进入马达，事先未向壳内充油，2 台马达对扭，安装或供、定货的差错

如图 5.7.9-6 所示，负载回路只包括元件 6 至 15。但是单向节流阀（7、8）和平衡阀（9、10)在正反方向极少可能同时都堵塞，安全阀 12 亦难在正反方向同时出现关不住的失误。根据已知的后果，搜索范围可以集中于其余 5 个元件，并据此拟定第二轮观测的紧凑方案，见表 5.7.9-2。在一般情况下，第二轮观测以后，故障发生的部位和原因虽然有了结论，但有些结论尚需通过验证方能确认(例如拆开元件进行观察)。通常，检查得到的初步结论往往不止一个，所以验证的裁决作用就更为重要。

至此，确定故障部位的原则可归纳如下：

（1）故障区间的分辨在先，故障点的识别在后，周密的观测方案要认真制定；

（2）通过分析，精选观测对象、内容或参数，可使工作量大为减轻；

（3）按照先常遇后罕见、先易后难、先外后内等原则去确定观测次序，往往能避免时间的浪费。

6.2.2 检查的内容和方法

下面列举出常见故障检查的8个方面。

1）操作方面——口头了解当事人所采用的操作方式、方法和步骤，操作的速度和频繁程度，观察手柄或旋钮实际到达的位置，等等。

2）控制系统方面——检查操纵信号是否能可靠地通过有关环节，到达被控制对象。电控系统可以采用一般的电气检查方法。

3）调节方面——可以察看调节部位的指示装置、调节丝杆外露的螺纹圈数或外伸长度。

4）保护装置方面——对于电压、电流、压力、温度、位移或位置的超值保护、应急开关和联锁开关等元件，应检查其是否仍处于保护状态，是否调整正确，是否灵活，等等。

5）安装方面——元件的安装是否正确，固定是否牢靠，轴线是否对中，外露的运动件是否遇到障碍物，等等。

6）运行参数方面——可观测液位、负载电流、压力和压力差、温度和温度差、拉力和推力、速度和速度的稳定性以及冲击、振动和噪声等等。其中，进出油口温差可用来判断元件内部泄漏的严重程度、阀件关闭的严密性、液压油是否正通过溢流阀或某个节流阀等，因为每10 MPa的节流压降（不作功的压力降）可使液压油升温6℃。此外，噪声的强弱、频率和音色，也能反映工作压力的高低、负载拉（推）力的大小、某个元件的技术状态是否正常以及空气是否大量混入到液压油中等等。在故障诊断中，有的运行参数对观测精度要求不高。这时，可采用间接的方式、对比的方式甚至依靠人们的感觉来进行也是可取的。

7）液压油方面——主要的观测内容有气泡含量、含水量、污染度、油膜强度（P_k值）及液压油变质生成物的种类和数量(水溶性有机酸和半透明糊状物)。但是，只有少数的专业研究部门才能承担此类检验工作。

8）受损零件——主要内容包括受损零件的名称和作用,损伤的性质和种类,损伤的部位、范围和数量、伤痕的形状、尺度和色泽等方面的特征以及装配间隙等等。此类现象虽然记录了故障发生时的受力和运动的主要实况，并且对于寻找故障的成因和确定对策都能提供重要的依据，但是在故障延续时间过长的情况下，上述伤痕亦可能扩展到会有多种结论意见。为了避免增加故障诊断的难度，应当立即征得操作人员同意尽快停车（因擅自停车有时会在其他方面酿成重大事故）。在一些所谓高难度的故障诊断中，往往还会涉及罕见的或者不会引起注意的一些现象。例如，一个元件外壳上的箭号在铸造时就错了，等等。

6.3 故障分析

分析的任务是根据已知的后果和现象，运用逻辑推理，尽快找出可能性最大的一个或几个原因。事实上，故障检查方案的拟定也离不开推理。

要有条不紊地推理，必须掌握事件因果联系的一般规律。在液压系统里，故障的现象与成因之间，也存在着因果联系的一般规律。

6.3.1 因果联系的线索

在液压系统中，能把故障的现象与成因联系起来的线索有多种，本节只介绍常遇的几种。

1）通过工质发生的联系

液压油是流经系统所有元件的工质，因此，它的污染问题将波及所有元件，见图5.7.9-7。

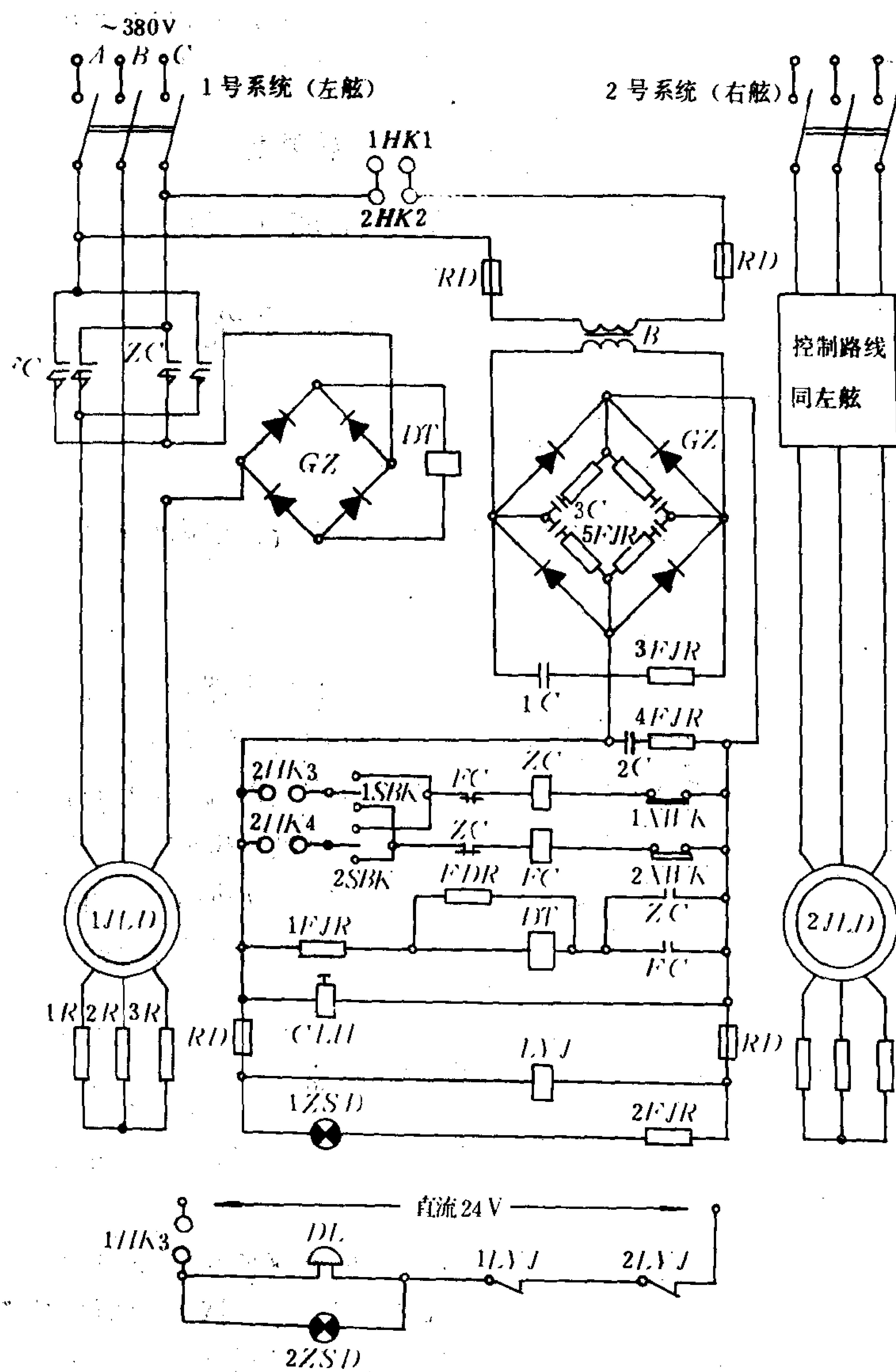


图 8.3.9—2　六百吨级船舶舵机原理图

只影响到绞车快速档；阀3严重泄漏只降低慢速的供油量，但对快速供油量却毫无影响；阀2严重泄漏对快速、慢速供油量都无影响；阀5一旦堵塞，3台绞车都动不了。因此，元件的作用影响范围，往往能为故障分析提供重要的线索。

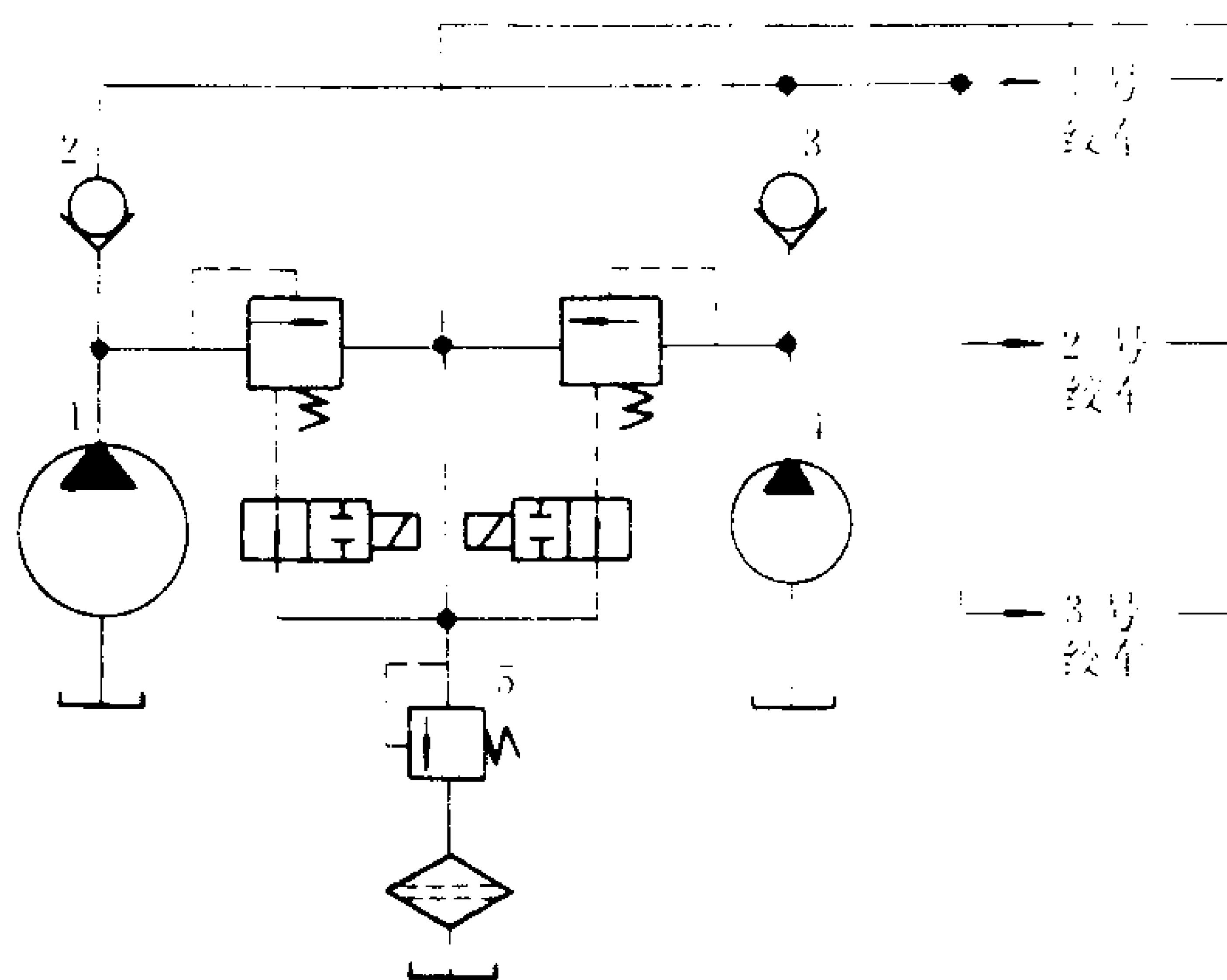


图5.7.9-8　元件作用的影响范围

3）通过运行状态参数发生的联系

正常状态下的运行会有一套正常的运行参数。某个元件若有故障，运行状态参数的异常会有以下表现形式：

（1）元件有一种或多种参数异常。例如某处有严重内部泄漏，在高压状态下，该处的进出油口温差必然增大，如果是阀件，或许还可以听到轻微的流动噪声。

（2）多个元件都出现异常参数，但它们是兼容的，见图5.7.9-7原因却只有一个

（3）多个元件都出现了参数异常，但各参数之间却明显地存在着连锁反应的依存关系（见图5.7.9-9），原因最终是一个。但在推理时，常常需要补充观测某些参数才能找到真正的成因。

4）通过零部件工作条件发生的因果联系

如图5.7.9-10所示，特别是在零件伤痕与成因之间，往往可以通过材质分析、运动分析或受力分析等方面的推理而联系起来。一般说来，明显的问题只需作定性分析，因量变而引起质变的问题则必须作定量分析或计算。

例如某船装用了一种国外生产的通轴泵，3年来一直工作很正常，但有一次出现过数天内在同一位置上连续损坏了几台泵的重大事故，且其零件损坏情况是一致的，见图5.7.9-11

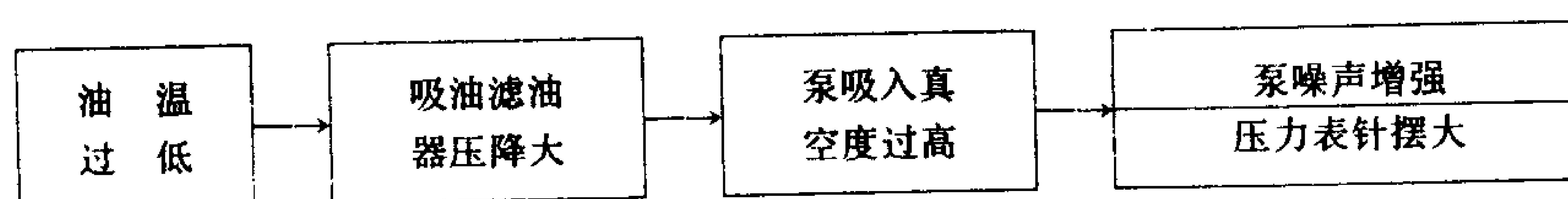


图5.7.9-9　连锁反应的因果依存关系

和5.7.9-12：个别柱塞已嵌入缸孔壁；全部滑靴盘缘都磨成圆弧，个别断颈（见图5.7.9-12 b）；斜盘表面粘附有黄铜，分布情况见图5.7.9-12 a）所示；弹簧无可见的缺陷。

从以上4种现象可作推理如下：

根据液压泵的旋转方向，可以确定斜盘上粘附黄铜的部位是在柱塞排油行程的一半以后。

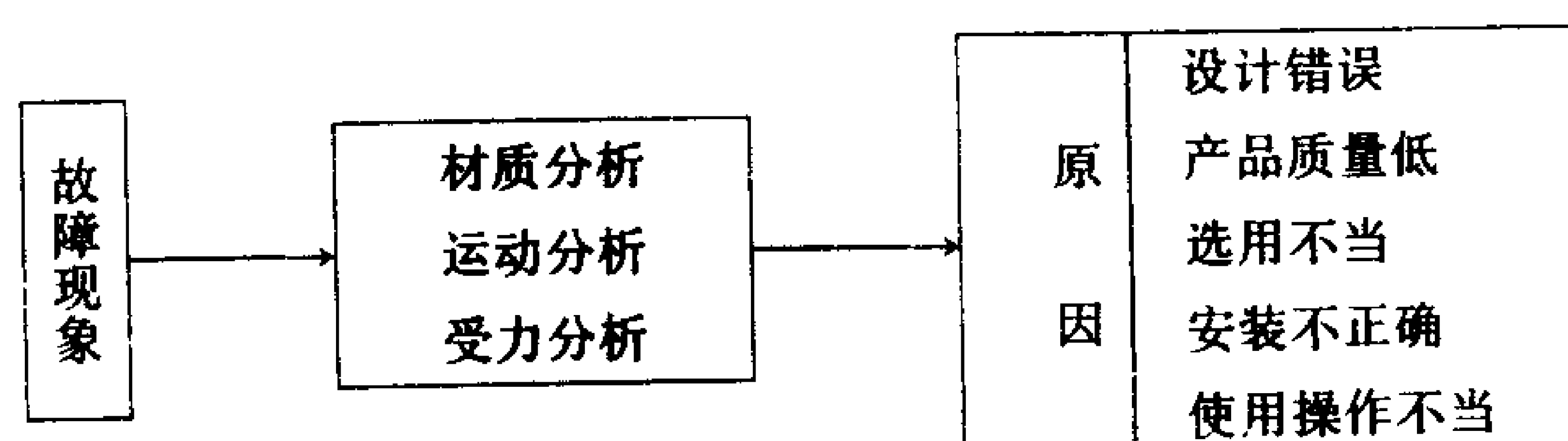


图5.7.9-10　通过工作条件发生的因果联系

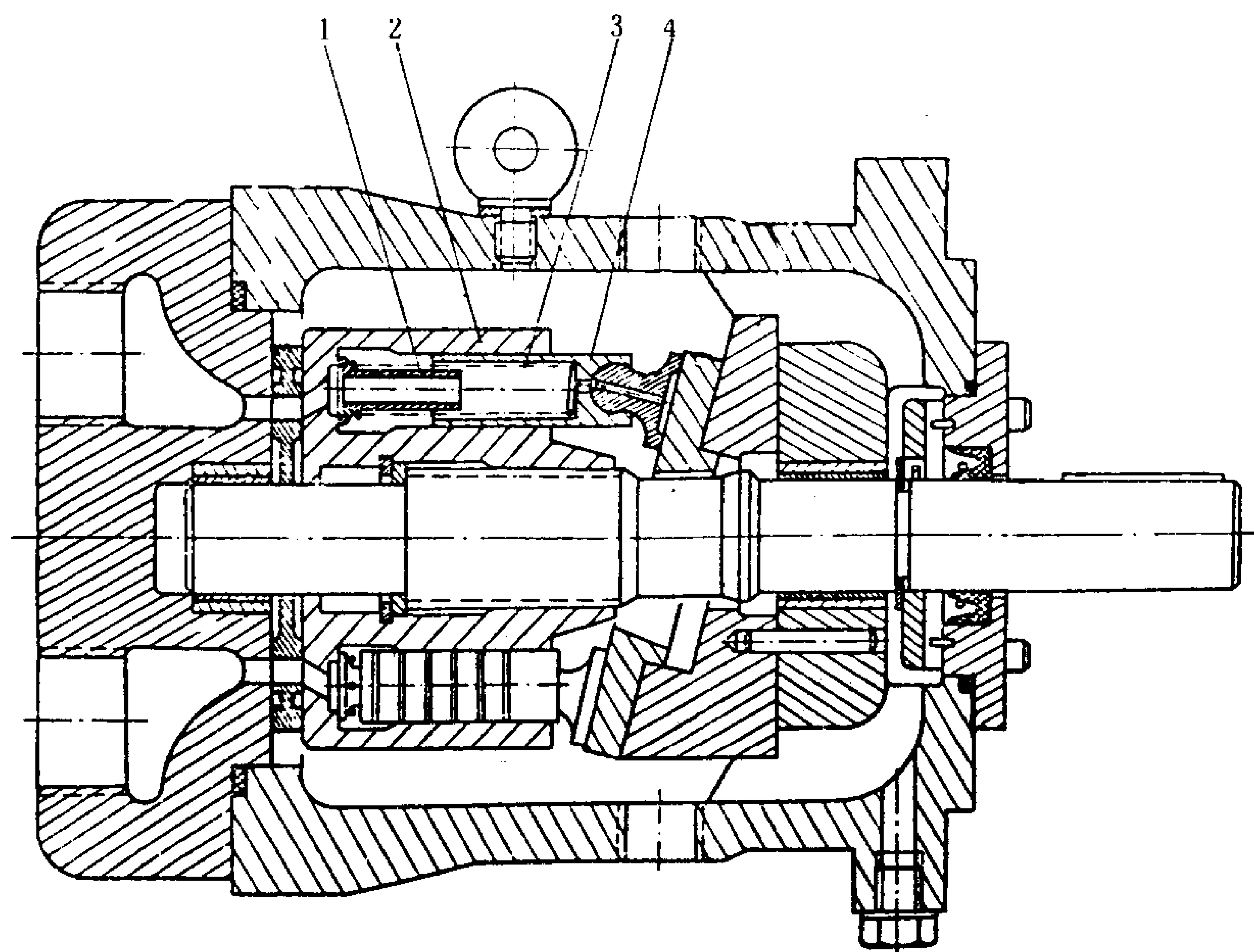


图 5.7.9-11　柱塞用弹簧复位的通轴泵
1-弹簧座；2-缸体，3-弹簧；4-柱塞

根据黄铜滑靴磨损形状，可以设想当时的运动情况如图 5.7.9-13 b）所示。也就是说，在 180°之前（见图 5.7.9-12 a)，滑靴并未贴住斜盘滑动，而是处在悬空状态。

0 ～180°正是柱塞伸出的吸油过程，柱塞受 3 种力的作用（见图 5.7.9-13 a)：泵体内的泄油压力p_L、吸油压力p_0和与压缩长度有关的弹簧推力 F_s。
假定柱塞受力面积为 S，滑靴悬空的条件将是：

$$S\ (p_L-p_0)\geqslant F_s$$

也就是说，泄油压力或吸入真空度（p_0为负值）过高都可能造成滑靴在 0 ～180°范围的某处开始悬空，并在 180～360°的某处，以其底面的直角周缘去敲击斜盘，与斜盘产生局部摩擦和粘

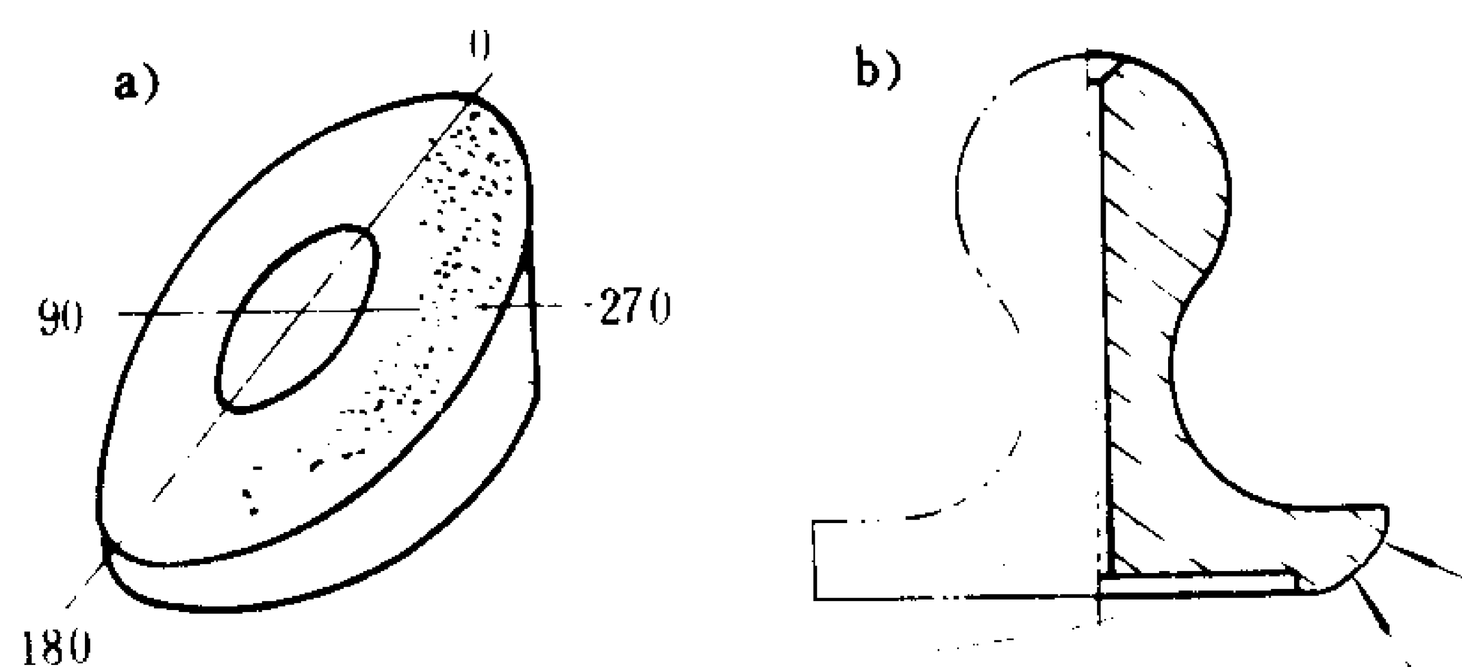


图 5.7.9-12　斜盘和滑靴的伤痕

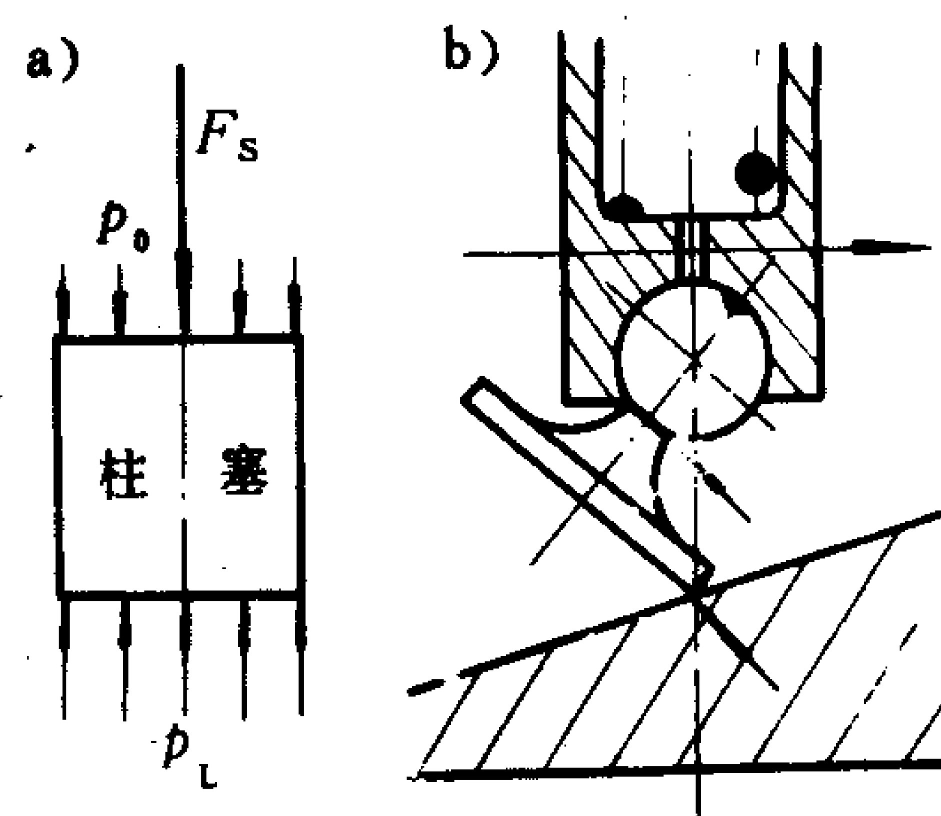


图 5.7.9-13　受力和运动分析

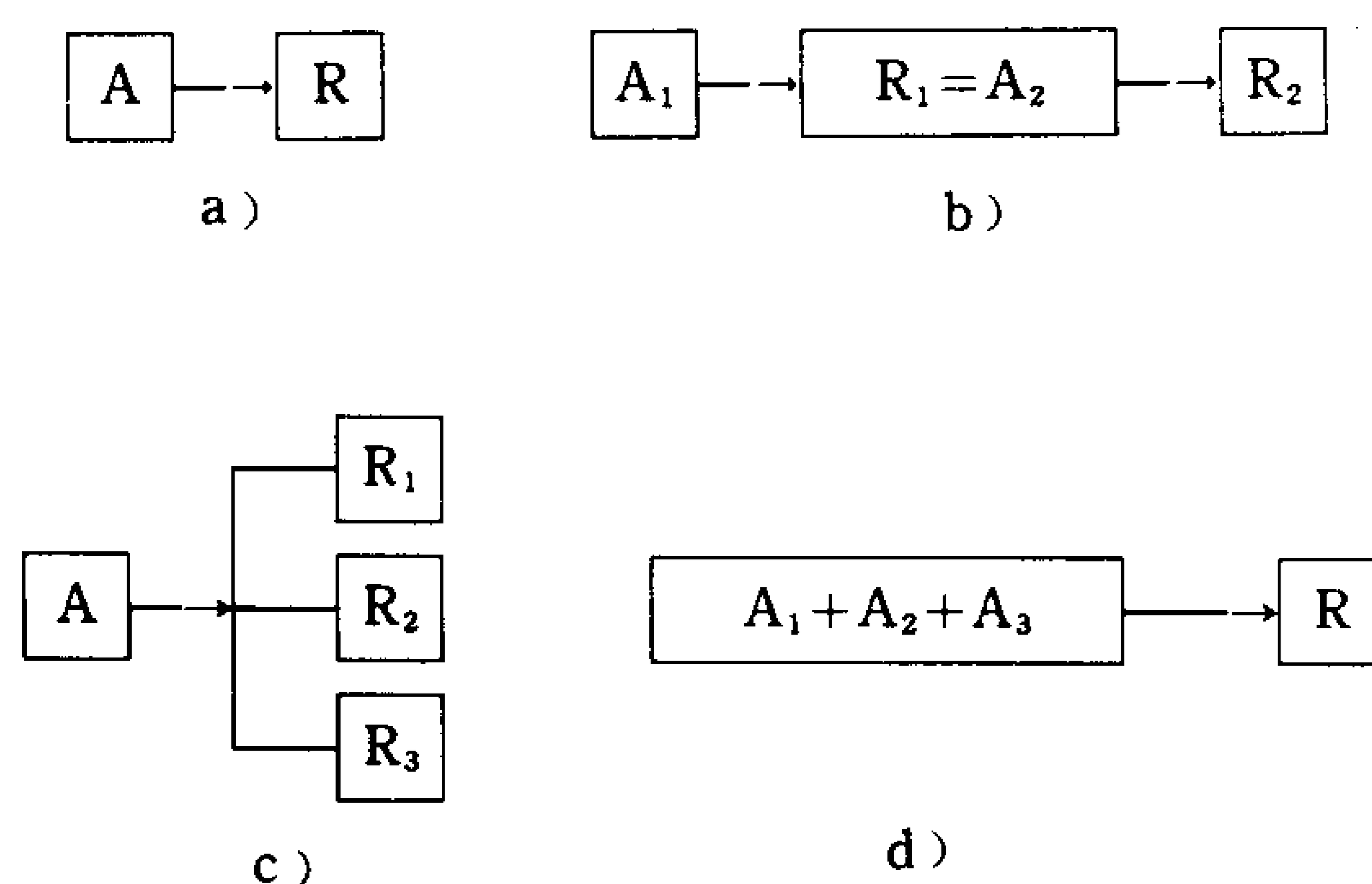


图 5.7.9-14　同期因果的基本结构

结。结论是进一步检查该泵的泄油通畅情况，进一步检查吸油端的阻力情况。

6.3.2　同期因果的基本结构

在同一时间构成某一故障的因果有如下几种基本结构型式：

（1）单因单果的结构，见图 5.7.9-14 a)。

（2）单因多果并列的结构，见图 5.7.9-14 b)。

对此类故障的分析和处理，很容易漏掉个别现象，以致找不到正确的起因，或部分后果仍未处理。

（3）多因多果的连锁结构，见图 5.7.9-14 c)。此类故障真正的起因只有一个，只有找出 A_1 并加以解决方能根治。但若对遗留的不良后果未能全部发现并处理，试车时仍会再度失败。

（4）多因并存的单果结构，见图 5.7.9-14 d)。此类故障是在多种必要的原因同时存在时才会发生，所以属罕遇的故障。倘若其中有少数原因是“不应该”存在的、不容易引起人们注意的或者是观测确有困难的等等，则此类故障将会在分析上成为高难度的故障或悬案。

6.4　验证

检查和分析所获得的结论（故障成因）尚需通过验证予以确认。假如排除故障的措施十分简便易行，则往往直接用措施去进行结论的验证。例如把电磁换向阀的芯子来回捅几次运行又正常了，这就很难把验证与措施加以区别。验证有以下几种方式：

（1）试车——因为故障尚未排除，所以试车必须事先有个周全的方案，特别要注意对所出现的安全事故或零件伤痕有可能扩展到难以辨明起因的地步。

（2）拆检——要充分估计到会出现安全事故造成新故障的可能性。

（3）化验——涉及材质热处理或液压油品质指标时，应该通过符合规范的方法取得可靠的数据。

（4）验算——符合规范的计算书，在重大事故分析报告中，与化验单一样，均可成为事故起因的证据。在索赔中，验算也是一种重要证据。

7 故障分析的自习方法

故障表能帮助人们迅速并准确地处理较多的常遇故障。然而，故障是多种多样的，尤其是一些高难度的罕遇故障，则需要反复地摸索和积累经验。为此，本节介绍一种故障案例积累的自习方法。

故障分析的实质是根据所知的后果和现象去寻求原因，主要是借助于归纳推理来进行。而自习方法的实质则是设定一些失效的原因，借助于演绎推理，去确定“必然”出现的后果和现象。因为演绎推理的前提与结论乃是“必然性”的联系，所以使用演绎推理的自习方法，就可随时针对某种液压系统，去熟悉元件每一种失效形式所产生的后果和现象。这实际上是一种“思维模拟器”的训练方式。自习与分析间的关系见图 5.7.9-15。

7.1 单元失效的基本形式

把液压元件、管子及其附件以及液压油等统称为单元。单元失效是指单元偏离了它的正常状态。单元失效的形式可举例如下：操纵和保护的电开关元件该通而未通，该断而未断；线圈断路或短路；换向阀阀芯卡紧在平行导通位置、中位或交叉导通位置；溢流阀和安全阀该开而未开，该关而未关或关不严，开启压力调定过高或过低；节流阀和流量调节阀节流开口度调定过大或过小；单向阀反向关不严；液控单向阀和平衡阀反向关不严，反向该开而未开，不该开而自开；液压泵、马达该动而未动，转向错误或严重泄漏，空气未放尽；液压缸该动而未动；严重泄漏，空气未放尽；液压油工作粘度过高或过低，污染严重，含有过多空气或水分，含有半透明的糊状物等杂质。

7.2 自习方法和示范

（1）采用合适的表格，例如表 5.7.9-4；

（2）对每一单元设定几种失效形式，填入表中；

（3）推断系统将会丧失的各种作业功能，填入表中的后果栏；

（4）推断可观测的异常现象，填入表中的现象栏；

（5）其他情况填入说明栏中。

表 5.7.9-4 列举了起重绞车液压系统（见图 5.7.9-6）部分单元失效的推理情况。根据表

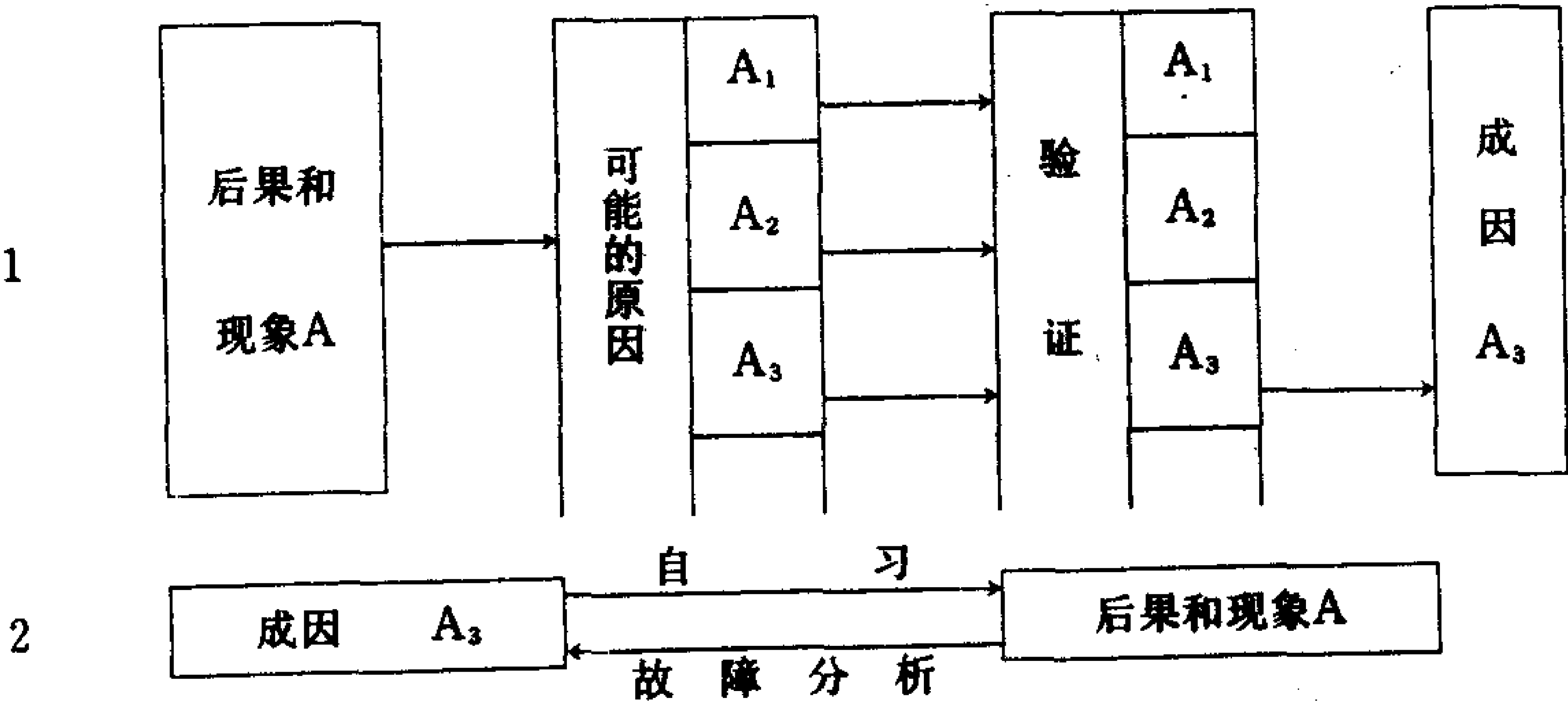


图 5.7.9-15 故障分析与自习的关系

1-故障分析的模式；2-自习与故障分析的关系

表 5.7.9-4 液压系统单元失效推理示范表

单元	滤器 1	阀 4			阀 6			阀 8		阀 9、10	阀 11	阀 12		阀 15		阀 17	管A
失效形式	淤塞	线圈未能通电	阀芯卡在通位	阀芯卡在断位	线圈 6 A (B)未通电	阀芯卡在平行导通	阀芯卡在交叉导通	开度调节过大	开度调节过小	反向泄漏严重	未关	开启压力调定过高	开启压力调定过低	线圈未能通电	阀芯卡在泄油位置	未开	意外砸破
后果	斜盘柱塞泵球铰易松	重物不能升降	重物不能升降	泵不能卸荷，能升降	重物不能升降	重物不能升	重物不能降	重物下放速度不均匀	重物下放油压偏高	重物自动滑落	重物不能升降或很慢	下放中途停顿冲击大	下放中途停顿滑移大	重物不能升降	重物不能升降	重物不能升降，	重物可能自由下坠
现象	泵真空度过高，噪声偏高	POL、CN、VSY	POL、CY、VSN而且揿不动	POH、CY、VSN而且按钮不弹出	起升(降)时 POH、CN、VSY	起升时 POH、CY、卸荷时 VSN	下降时 POH、CY、卸荷时，VSN	重物下放速度不均匀	重物下放油压偏高	阀进出口TDH	3 种操作工况油压均偏低	受力件弹性变形大，滑移距离短	制动时间过长	POH、CN、VSY、刹车未松开	POH、CY VSN、刹车未松开	POH、回油管易爆，大量跑油	液压马达撞击噪声特高
说明	随油温而变，检查污染物种类和数量		参看电磁阀结构图					液压马达吸油量过大，B 侧失压		泄漏压差每 10 MPa的温差为 6℃	下降油压可能略高	受力件易损坏出事故	易引起货损			应纳入操作规程中	注意安装质量，加防护罩

注：POH—泵运行于溢流工况；POL—泵运行于空载工况；CN（Y）线圈无（有）电压；VSN（Y）—电磁阀芯手揿无（有）弹性感觉；TDH—温差偏大。

图 8.3.9—10　51 型自动舵结构

ZF_h—航向自整角发送器(分罗经)；ZF_h—航向自整角接收机；SF—测速发电机(交流)；B—微分调节变压器；xB_{hx}—航向线性旋转变压器；XB_{hB}—航向比例旋转变压器；ZF_D—舵角自整角变压器；ZS_D—舵角自整角接收机；US_D—舵角指示器；XB_{DX}—舵角线性旋转变压器；XB_{DB}—舵角比例旋转变压器；D_{JZ}—各分电动机(交流伺服电动机)；Fd_1—积分放大器；FD_2—微分放大器；FD_3—综合放大器；FD_4—相敏放大器；FD_5—差动放大器；DD—直流电源(应急操舵用)；DY—电液伺服阀；BB　变量泵；YD　液压舵机；J—D—船—舵

图 8.3.9　11　向阳—3 型自动舵系统结构图

A—自动位置；B—跟踪位置；C—舵轮；D—舵角指示器；1K—电源通断和应急开关；

2k—自动跟踪转换开关；5K—转换开关；1DK～2DK—转换开关；→机械联接；→电气联接

第8篇 操舵装置

第1章 综　述

船舶在营运中必须具备控制航向即保持定向或改变航向的能力。

控制航向的方法随船舶的装备情况而异。在装有直翼推进器的船上，可利用推进器本身；在采用喷水推进的船上，就利用改变喷水方向；在装有转动导管的船上，就利用导管的偏转；在装有侧推器（横向喷流舵）的船上，侧推器也常被作为一种辅助性的措施；而在一般船上，使用得最为普遍的要算是操舵装置。

1　操舵装置的分类

操舵装置简称舵机。舵机按动力源的分类见表5.8.1-1。舵机也可按功能分为水平舵机和方向舵机。前者控制船舶的升沉(如潜艇的垂直向方向)，后者操纵船舶的航向(水平向方向)。舵机还可按所拖动的舵的数目分为单舵舵机、双舵舵机和多舵舵机。

表5.8.1-1　**舵机分类**

类型	结构特征	性能特征	适用范围
手动舵机	人力作用于舵轮上，通过机械的或液力的传动使舵叶转动	结构简单，造价低。机械传动机构容易出现故障	转舵扭矩 M<10 kN·m 的小型船舶用。在较大船舶上仅作应急之用
蒸汽舵机	蒸汽机通过减速器、扇形齿弧使舵转动	不用电能，防火性能好	在蒸汽机船上使用
气动舵机	压缩空气推动转舵机构使舵叶转动	类似于液压舵机	用在有压缩空气源的场合，如一些小型军舰
电动舵机	经减速器、扇形齿弧转动舵叶	体积大、性能和耐冲击性不及液压舵机	适用于中、小型船舶，M<100 kN·m
电动液压舵机	电动机带动油泵输出压力油到转舵油缸，推舵偏转	尺寸小，重量轻，效率高，耐冲击	现代船舶广泛应用，M<21000 kN·m

目前以电动液压舵机使用较为普遍。

2　电动液压舵机

电动液压舵机按转舵机构可概分为往复式和回转式两类。

2.1　往复式液压舵机

往复式液压舵机根据结构可分为柱塞式和活塞式两种，见表5.8.1-2和表5.8.1-3。

表 5.8.1-2 **柱塞式液压舵机**

型式	结构简图	特征	适用扭矩
滑套式（十字头式）		转舵扭矩随舵角的增大而增大	15 kN·m<M<21000 kN·m
拨叉式		扭矩特性同十字头式。结构简单，制造安装方便	中、小扭矩 日本川崎： M<4000 kN·m 联邦德国 Hatlapa M<6000 kN·m
圆盘式（滚轮式）	舵柄 圆盘 船纵中心线	转舵扭矩随舵角的增大而减少，制造和安装工艺简单	在大扭矩舵机中的应用受到限制，M<330 kN·m (荷兰 JAFFER)

表 5.8.1-3 **活塞式液压舵机**

型式		结构简图	特征	适用扭矩
摆缸式	端铰		尺寸小，重量轻，可使用标准化油缸，造价低	多用于功率不大的舵机中 15 kN·m<M<1500 kN·m
	中铰	α β		
固定缸式			转角可达 2×45°、2×70°、2×80°和 2×90°	适用于小型特种船舶，7 kN·m<M<220 kN·m

续上表

型 式	结 构 简 图	特 征	适 用 扭 矩
筒形式		活塞单作用，有侧推力，连杆长，结构尺寸较大，经济性较摆缸式差	
螺旋式（绞链式）		能实现180°偏转，尺寸紧凑，占地面积小，但加工复杂	M＝10～100 kN·m，最大可达390 kN·m

2.2 回转式液压舵机

回转式液压舵机都装在舵杆上直接带动舵叶偏转。其分类见表5.8.1-4

表5.8.1-4 **回转式液压舵机**

型 式		结 构 简 图	特 征	适 用 情 况
转叶式液压舵机	固定端盖		制造安装简单，但端盖受高压易变形，油缸漏泄较多	适用于中、低压

型式		结构简图	特征	适用情况
转叶式液压舵机	浮动端盖	E—E	利用油压将浮动端盖紧贴于转叶端面，可减少端盖的变形和漏泄，但加工装配比较麻烦	适用于中、低压
	翻边式（线轴式）		端盖与转毂制成一体，无单独上、下盖，能承受较高的油压而不易变形	适用于较高压力

来自电罗经

自(随)动

手柄

失压报警

压舵

舵角比例

舵轮

灵敏度

舵

K_1 1 0 2 双电源选择开关

K_4 1 0 2 自(随)动 手柄 电源开关

自动1 随动2 停止0 K_2 选择开关

图 8.3.9—18 HQ—4 型自动舵控制线路

种方式之一组成：

（1）两套独立并分开操作的动力执行系统，每套动力执行系统应符合 2）项的要求；

（2）在正常操作情况下，由两台舵机动力设备中的一台与可分隔成两部分的转舵机构及其管路连接组成的动力执行系统应符合 2）项中的要求。

当其中任一动力执行系统的任何部分（除舵柄、舵扇等部件外）发生单项故障，因而丧失操舵能力时，在 45 s内应能恢复操舵能力。两个相同的动力执行系统在正常运行中，任一系统中的液压流体丧失应能发现，有缺陷的系统应能自动隔离，使另一个或几个动力执行系统保持操舵能力，并符合下述 7）项中的要求。

6）等于和大于 10000 总吨但小于 100000 载重吨的油船、化学品船或气体运输船，其主操舵装置允许采用不能分隔成两部分的转舵机构，但这种转舵机构必须达到与 5）项相近的安全标准。

7）辅助操舵装置应具有足够的强度和能力，足以在船舶处于最深航海吃水和最大营运航速的一半但不低于 7 kn 前进时，使舵在 60 s内自一舷的 15°转至另一舷的 15°。

8）当舵机两台动力设备相同时，每台设备应可单独工作，需要时也可同时工作，在任何情况下都能迅速方便地进行转换。当两台动力设备同时工作时，并不要求转舵速度快一倍。

9）液压元件和管路的设计计算压力应不低于舵机按 2）项要求工作时的最大工作压力（应计及系统反压）的 1.25 倍，系统安全阀应调整在不高于设计压力时开启。安全阀应能排出各液压泵总流量 110%以上的油，此时的压力上升值不应超过开启压力的 10%，且不应超过设计压力值。

10）液压舵机的补油柜应设置能尽早指示液压油漏失的低油位报警器，并在驾驶室和机舱附近易于观察处发出声、光警报。设有固定的贮存柜，其容量至少足以使一个动力执行系统（还应包括补给油柜）进行再充液。

11）主操舵装置具有两台或几台相同的动力设备时，应设置两个均能在驾驶室控制的独立控制系统。主操舵装置应在驾驶室和舵机室两处都设有控制器。辅助操舵装置与主操舵装置独立，应能在舵机室进行控制，也能在驾驶室进行控制。如果控制系统是由液压遥控传动装置组成，则除了 10000 总吨及其以上的油船、化学品船或气体运输船外，不必设置第二套独立控制系统。

12）由一台或几台动力设备组成的电动或电动液压操舵装置至少应由主配电板设立两路独立馈电线直接供电，其中的一路可以由应急配电板供电。电动或电动液压辅助操舵装置的供电电路应有足够的容量，使之能同时向与它联接且可能需要同时工作的所有电动机供电。

13）舵杆直径大于 230 mm（不包括航行于冰区的加强）的所有船舶，应设有能在 45 s 内向操舵装置自动提供的替代动力源，其容量至少应能向一个动力设备及其联用的控制系统和舵角指示器提供足够的能源。在 10000 总吨及其以上的船上，其替代能源应能提供至少连续工作 30 min的能量；在任何其他船舶上则应能提供至少工作 10 min的能量。

14）主操舵装置应在驾驶室内设舵角指示器，并应与控制系统独立。

15）应设有舵角限位装置，如限位开关，使舵在到达舵角限位器前停住。

16）能从驾驶室操纵的主、辅操舵装置的控制系统电源，或者任一操舵装置的动力设备发生故障时，应在驾驶室内发出声、光警报。

17）在进入窄水道以及类似航区时，舵机应有双套动力工作。

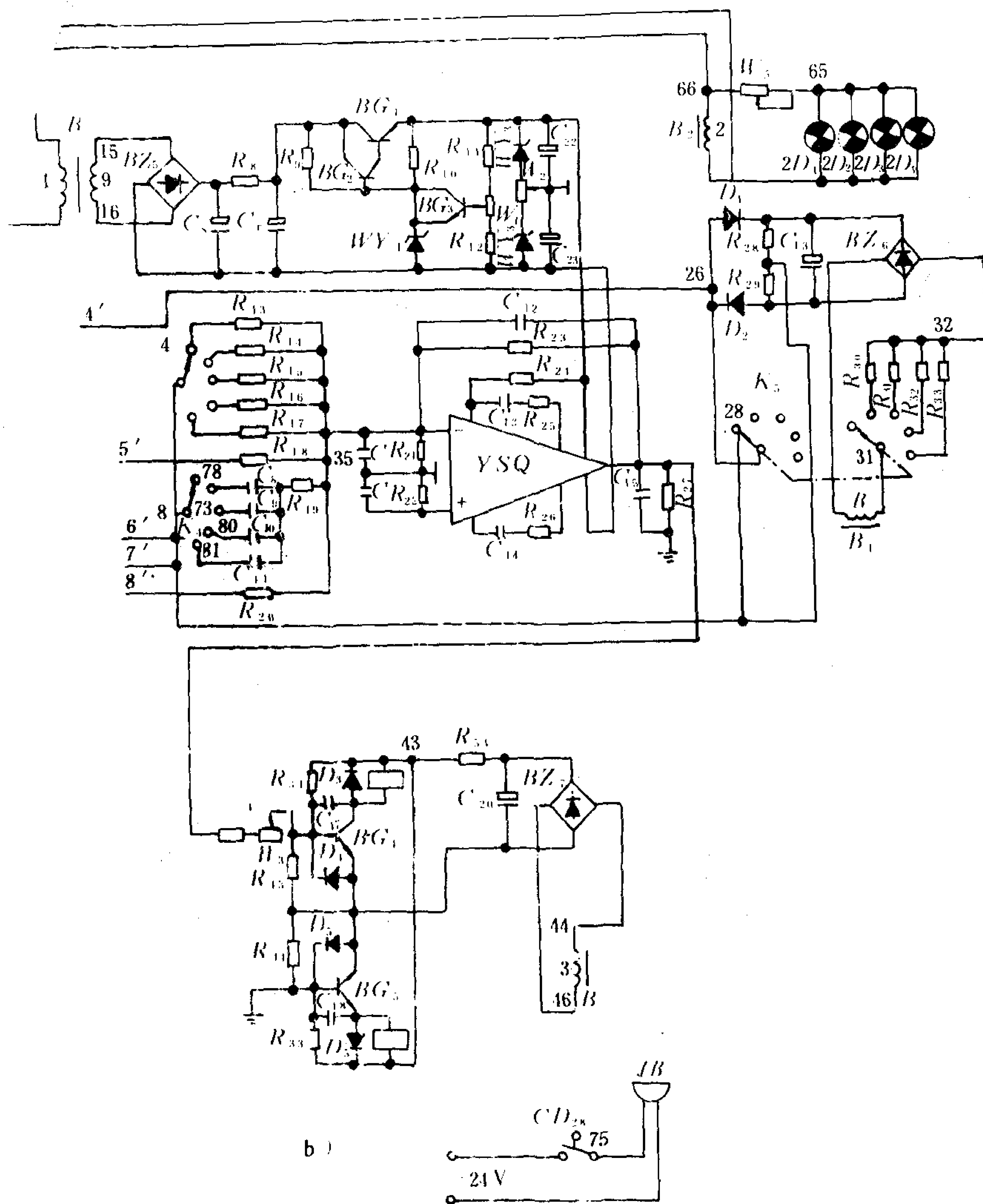


图 8.3.9—19　HD—5L 型自动舵控制系统

它们均是自整角机变压器，输出交流信号送给相敏整流器。

2)相敏整流器

HD－5L 型自动舵共用两组相敏整流器，一组供自动操舵和随动操舵信 号用，另一组供舵角反馈信号用。它们是由 BZ_1 和 BZ_2(BZ_3 和 BZ_4)整流桥，电阻 R_1 和 R_2(R_4 和 R_3)所组成。

3)天气调节(灵敏度调节)

它是通过开关 K_5 改变附加死区来实现的。它由整流桥 BZ_6，电阻 R_{30}～R_{33}，R_{23}，R_{29} 及二极管 D_1，D_2 等组成。当 K_5 在第一档时，偏航信号不附加死区，直接加至运算电路里，此时灵敏度最高。当 K_5 在其它各档时，偏航信号先克服 D_1 和 D_2 的闭锁电压及 R_{28}，R_{29}上的电压降之后才能送入运算电路里。可控制灵敏度的高低。

4)左右舵继电器

随动操舵和自动操舵时，用左右舵继电器 JD_1，JD_2 的触头来接通或断开左右舵电磁阀线圈 DCF_1 和 DCF_2。

5)舵角指示器

第2章 转舵力矩和舵

常用符号

A ——舵叶面积，m^2
b ——舵宽（弦长），m
b_m ——非矩形舵平均宽度，m
C ——水动力合力系数
C_D ——导管推力系数
C_m ——力矩系数；C_{mo}——襟翼的力矩系数
C_N ——法向力系数
C_p ——功率系数；C_R——横向推力系数
C_T ——切向力系数
C_x ——阻力系数
C_y ——升力系数
D ——柱塞直径，螺旋桨直径，m
F_D ——偏舵时导管推力，N
F_R ——作用在舵杆上的横向力，N
h ——舵高（翼展），m
k ——平衡系数（或平衡比）
L ——船长，m
l ——$\frac{1}{2}L$，m
M_r ——转舵力矩，kN·m
M_1 ——主舵杆上的水动力矩
M_2 ——襟翼对主舵杆的附加力矩
M_f ——主舵杆支承的摩擦力矩
M_s ——转船力矩，N·m（kN·m）
P ——水压力，N；功率，kW
P_N ——法向力；P_T——切向力
P_x ——阻力；P_y——升力
S ——直线航行时的滑脱比
T ——满载吃水，m；螺旋桨推力，N
T_D ——船舶直航时导管推力，N
T_p ——船舶直航时螺旋桨推力，N
v ——流速，m/s；v_s——船速，m/s
x_p ——水压力中心至舵杆中心的距离，m
α ——舵角；β——襟翼转角
λ ——展弦比
ψ ——伴流系数
ρ ——介质的密度，kg/m^3

操舵装置对船舶航向的控制是通过作用在舵上的水压力来完成的。水压力 P（见图5.8.2-1）对船舶重心 G 的垂直轴所产生的力矩 M_s 使船舶转向，该力矩叫作转船力矩。其大小为

$$M_s = Pl \doteq \frac{1}{2}PL\cos\alpha \quad \text{N·m} \tag{5.8.2-1}$$

$$l \doteq \frac{1}{2}L\cos\alpha \quad \text{m}$$

式中：P——水压力，N；
L——船长，m；
α——舵角。

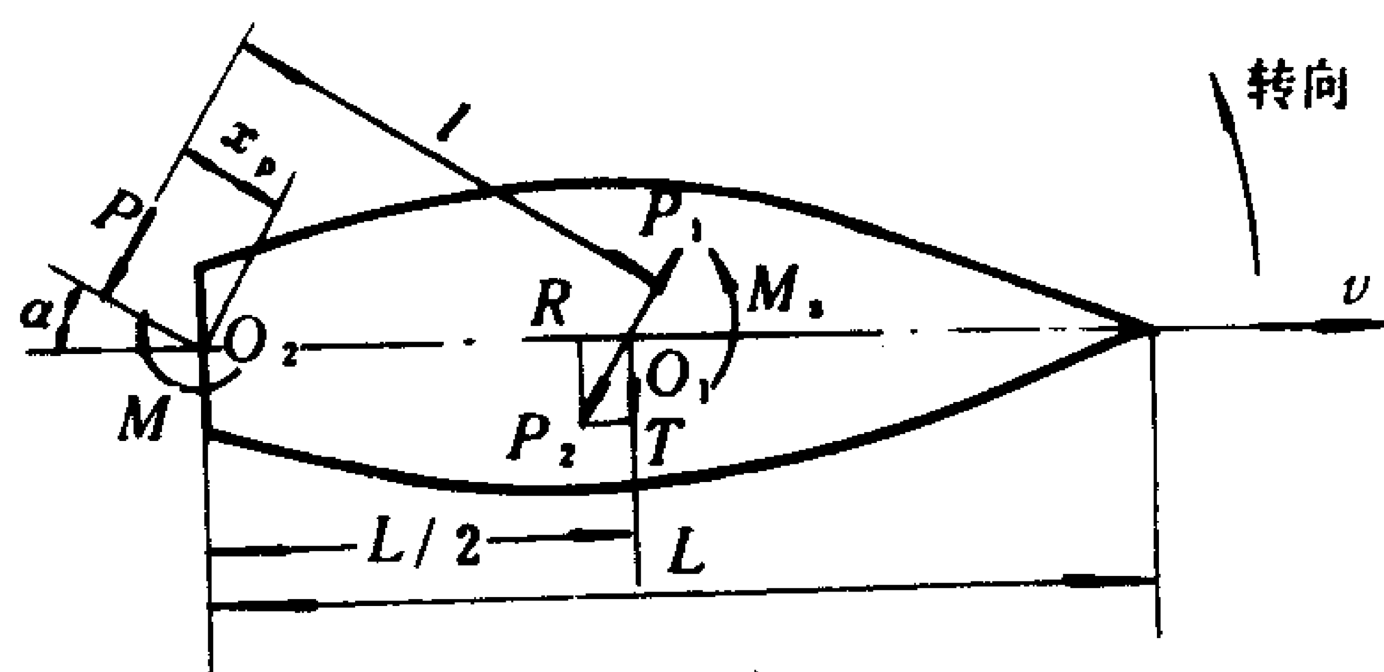
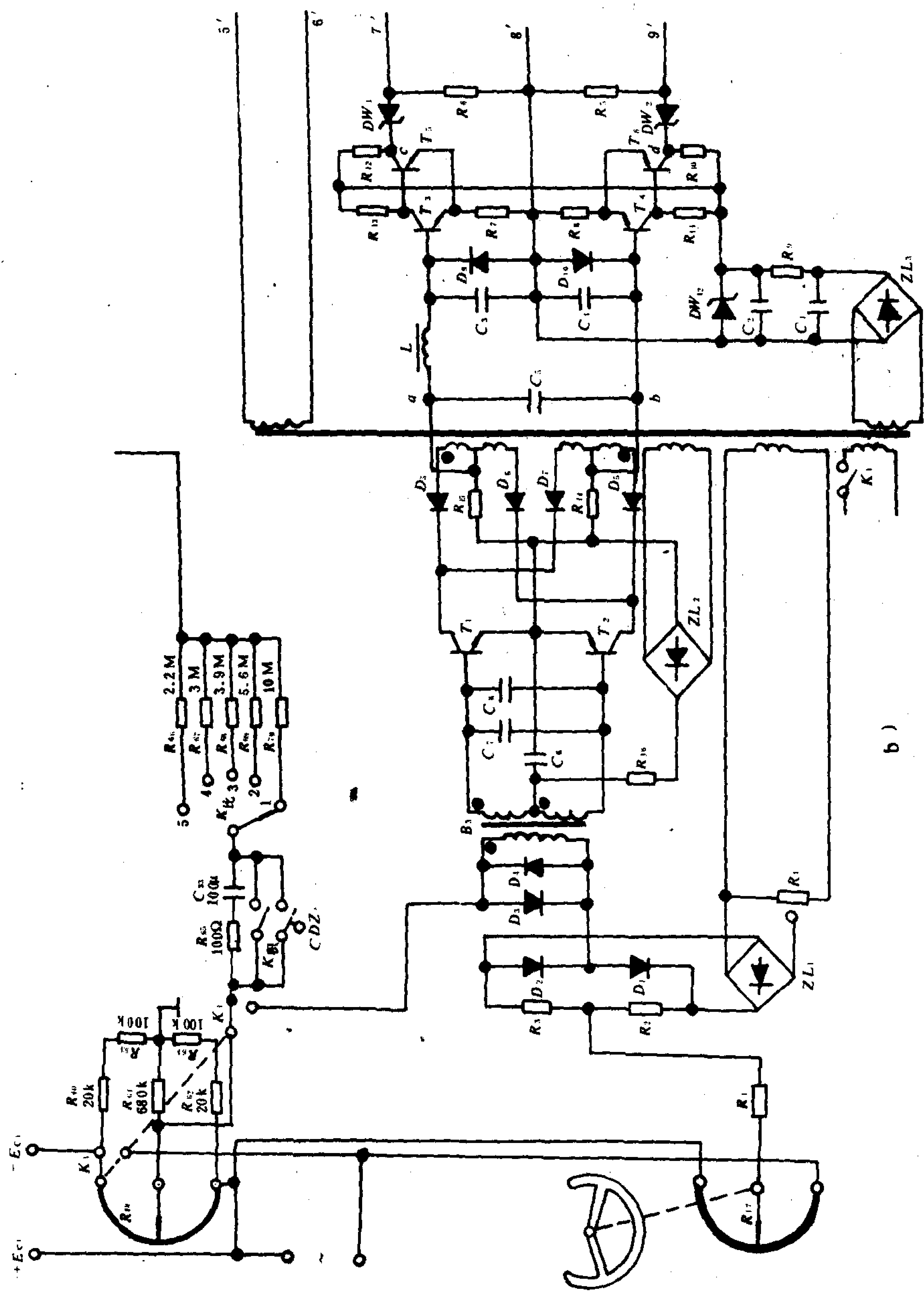


图5.8.2-1 操舵转向原理

水压力对舵杆中心的力矩即水动力矩，是转舵时所必需克服的基本力矩，其大小为

a）

图 8 3 9 20


2.2M
3M
3.9M
5.6M
10M
100k
100k
20k
680k
20k
100Ω
CDZ
ZL1
ZL2
ZL3
L
a
b
5'
6'
7'
8'
9'

b)

图 8.3.9—20

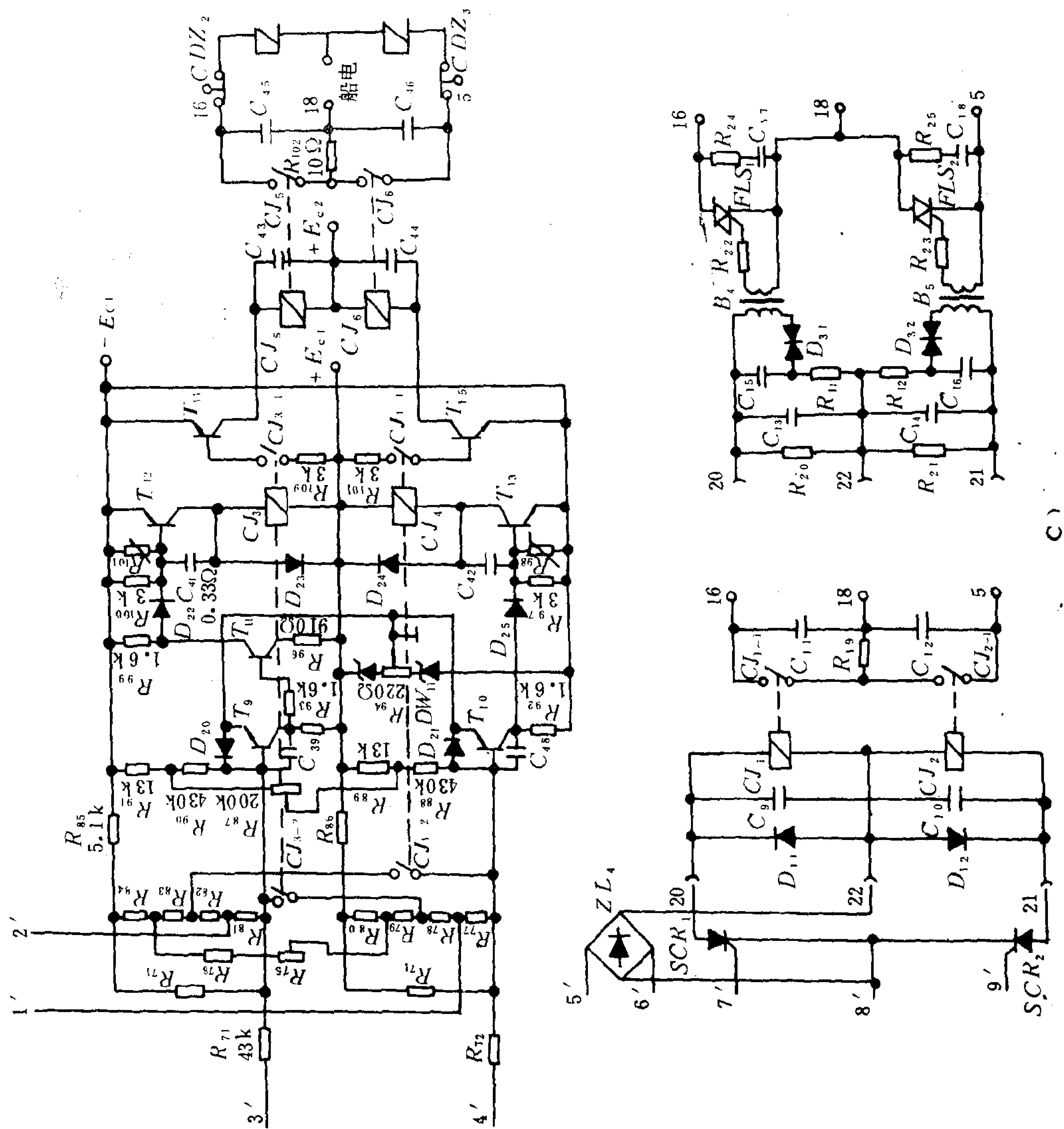


图 8.3.9—20 安修斯自动舵控制线路

10.4 SPERRY S·S·C型自动舵

SPERRY S·S·C型自动舵是借助于SPERRY型电罗经进行工作的。它是属于比例—微分—积分(PID)无触点控制系统。见图8.3.9—21。

10.4.1 组成

SPERRY S·S·C型自动舵系统由操舵仪,电动液压系统,舵角反馈装置等三部分组成的。

自动操舵时,转舵是通过自动控制同步系统、晶体管放大器、晶闸管组件、电磁阀、液压系统和舵角反馈装置来实现的。舵角反馈发讯器和自动控制同步发讯器是成对连接的,其输出信号间存在一定比例关系。方块图见图8.3.9—22所示。

10.4.2 工作过程

船舶的偏航由电罗经来检测,通过主罗经发送器把偏航角按1/6度逐级传送给罗经复示器电机,即主罗经发送器每转1/6度,复示器电机转动1度。

当船舶偏航产生一个航向误差信号时,经放大后加到晶闸管组件上。由此,依据偏航信号与电源是同相位或反相位接通相应的电磁阀。电磁阀工作后,液压传动系统工作,实现转舵。在舵的作用下,船舶将向原航向返回。与此同时,由于舵角反馈发讯器是和伺服油缸的的液压传动杆机械相连的,自动控制同步发讯器和舵角反馈发讯器之间的角度误差便消除了。

该自动舵的舵角量与偏航角之间的比例关系为3比1。

10.4.2 工作过程

船舶的偏航由电罗经来检测,通过主罗经发送器把偏航角按1/6度逐级传送给罗经复示器电机,即主罗经发送器每转1/6度,复示器电机转动1度。

当船舶偏航产生一个航向误差信号时,经放大后加到晶闸管组件上。由此,依据偏航信号与电源是同相位或反相位接通相应的电磁阀。电磁阀工作后,液压传动系统工作,实现转舵。在舵的作用下,船舶将向原航向返回。与此同时,由于舵角反馈发讯器是和伺服油缸的的液压传动杆机械相连的,自动控制同步发讯器和舵角反馈发讯器之间的角度误差便消除了。

该自动舵的舵角量与偏航角之间的比例关系为3比1。

10.4.3 调节旋钮

SPERRY S·S·C型自动舵有以下几种旋钮,参照图8.3.9—22和图8.3.9—23。

1)航向旋钮:调节该旋钮,可转动罗经复示器电机转子,从而带动了与其机械相连的自动控制同步发讯器转子,使其产生一个误差信号,指令转舵,船舶随之改变航向,罗经发出信号使复示器电机转子回至零位,此时舵回至对应的新航向的正中位置,船舶保持新航向。该旋钮只能在11度内逐度调节(航向微调)。

2)舵角调整旋钮:在不同海况和装载情况下应进行调节的。当船舶偏航时,来自自动控制同步发讯器的输出信号经放大使执行机构动作而指令一个舵角;同时来自"初始舵存贮放大器"的附加信号迭加到自动控制同步发讯器输出信号上,于是加大了偏舵速度,加大偏舵角。

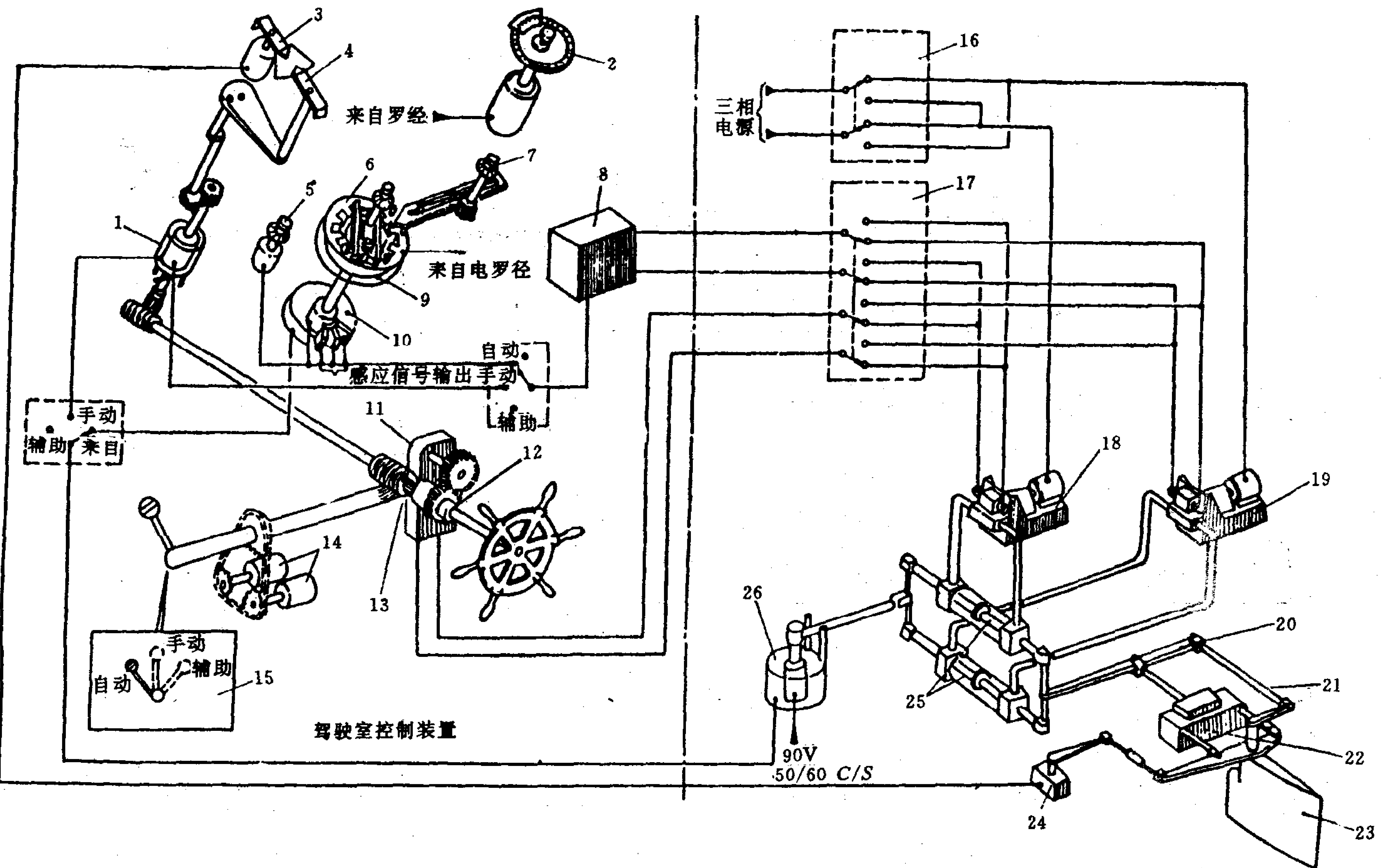


图 8.3.9—21　SPERRY S・S・C 型自动舵系统图

1—手轮控制同步发送器；2—操舵复示器；3—舵角指示器；4—指令舵角；5—舵角调整；6—航向调整；7—天气调整；8—放大器与 SCR 触发发送器；9—电罗经复示器电动机；10—自动控制同步发送器；11—辅助控制器；12—辅助控制齿轮；13—离合器；14—控制开关；15—控制方式选择开关；16、17—电源转换开关；18、19—油泵电动机；20—浮动杆；21—随动杆；22—舵机；23—舵叶；24—舵角发送器；25—伺服油缸柱塞；26—反馈同步控制发送器

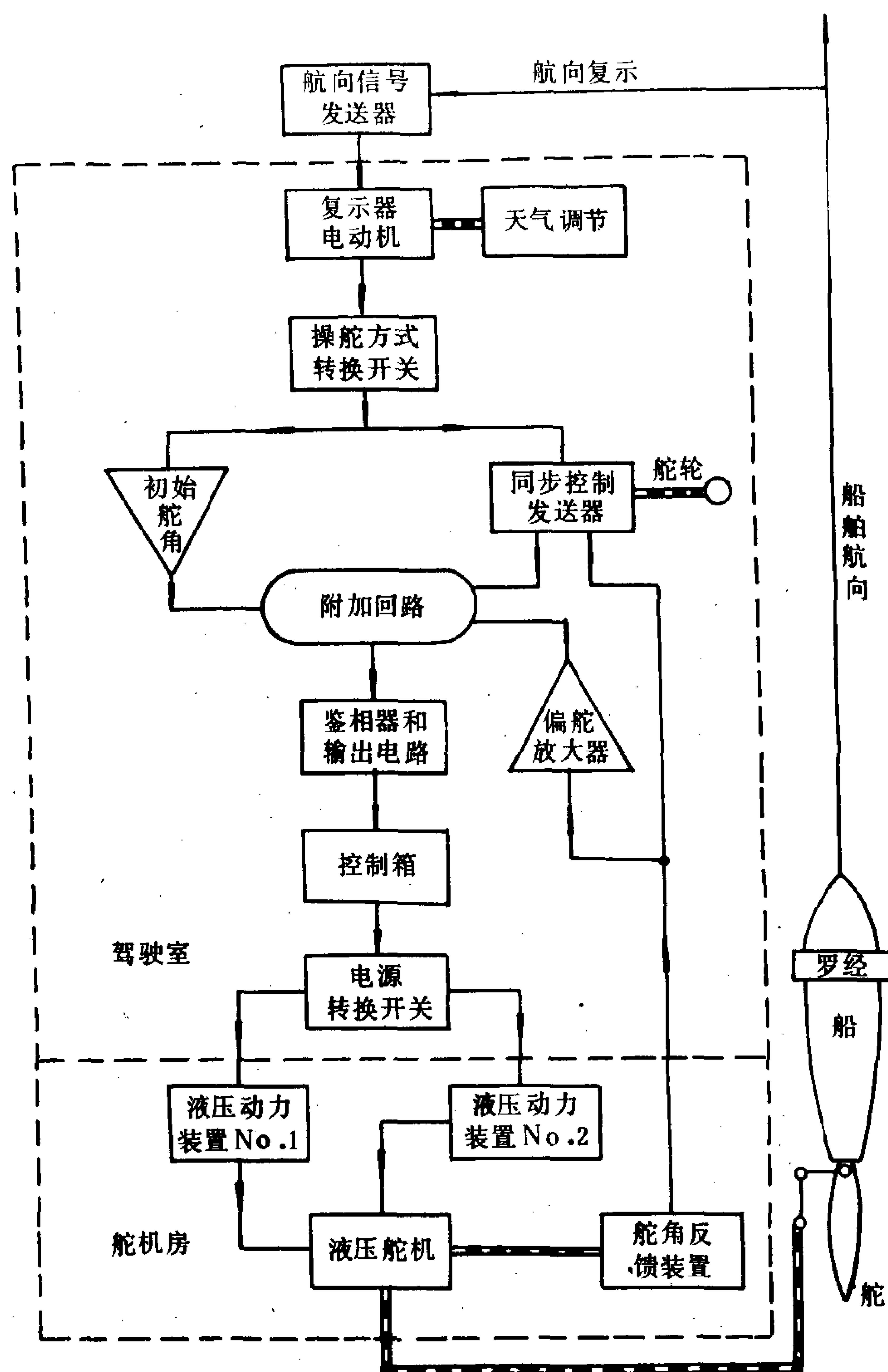


图 8.3.9—22 SPERRY S·S·C 型自动舵方块图

3)天气调节旋钮:它调节偏航角死区的大小,好天气死区调得小,坏天气为消除因恶劣天气引起船舶过大的偏摆,调节"天气调整"旋钮的位置,也就改变了位于罗经复示器电机定子上两个限位桩头与舌形齿条间的游隙大小,可调到 6 度范围的"死区",即固定航向的±3 度范围内。

10.4.4 SPERRY S·S·C 型自动舵的使用

自动舵设有"自动","手动","辅助"三种操舵方式。

1)控制手柄在"自动"位置

(1)晶体管放大器,晶闸管电路接至电源;

(2)主罗经发送器和罗经复示器相接;

(3)舵角反馈同步发讯器转子接至电源;

(4)自动控制同步发讯器转子和放大器相连;

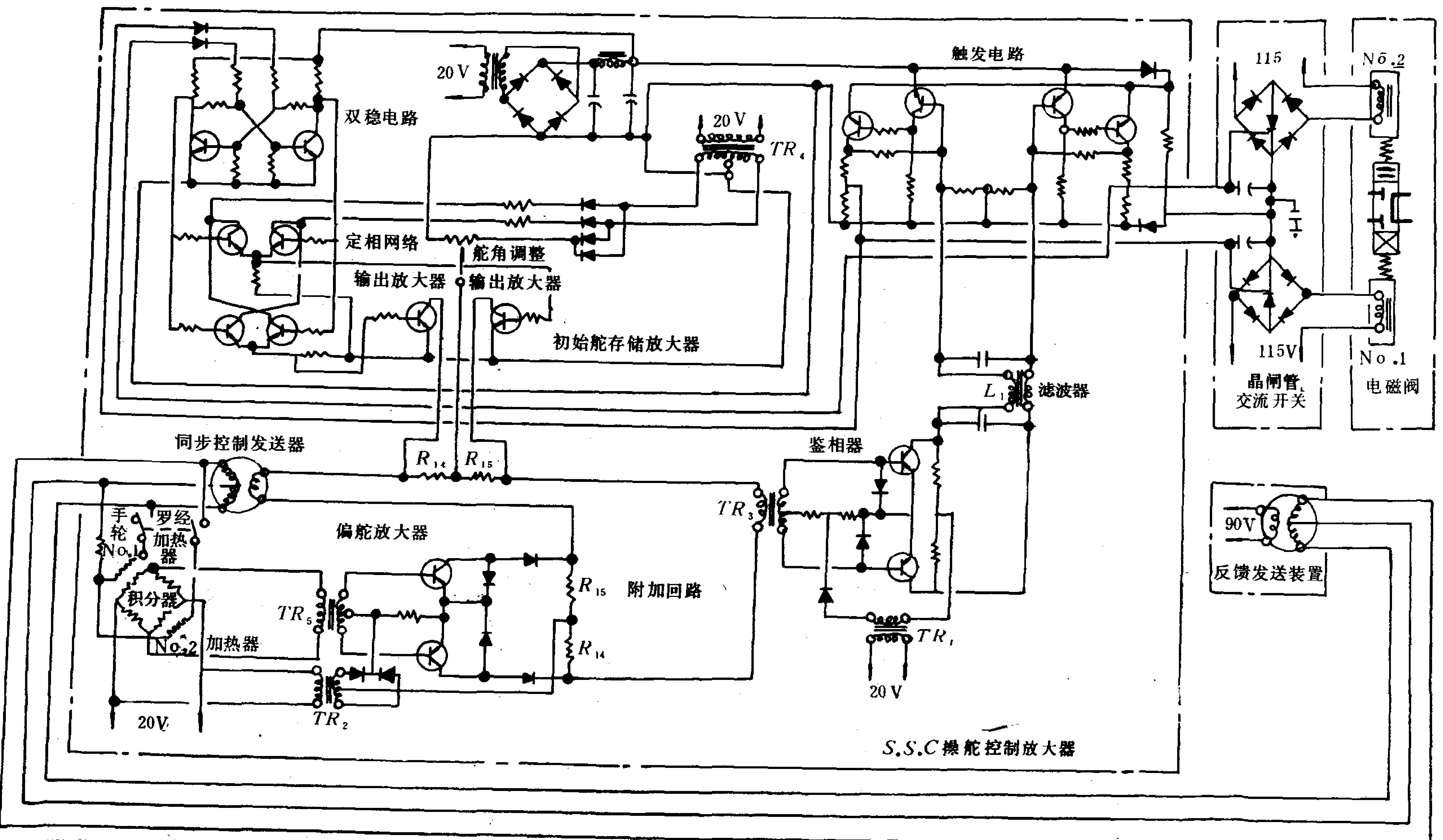


图 8.3.9—23 SPERRYS·S·C型自动舵原理图

(5)舵角反馈同步发讯器定子和自动控制同步发讯器定子相连；

(6)舵角调整电路、航向积分环节接至电源。

2)控制手柄在“手动”位置

(1)晶体管放大器、晶闸管电路接电源；

(2)舵角反馈同步发讯器转子接至电源；

(3)手动控制同步发讯器转子和放大器相连；

(4)舵角反馈同步发讯器定子和手动控制同步发讯器定子相连。

3)控制手柄在“辅助”位置

(1)放大器所有输入、输出电路断电；

(2)辅助控制器接至电源；

(3)离合器动作，使操舵手轮和辅助控制器通过齿轮连接起来；

(4)液压油泵投入工作。

11　自适应自动操舵装置及其控制线路

11.1　概　　述

船舶自动操舵装置(简称自动舵)是船上进行船舶操纵的重要设备，它能使船舶自动保持于设定航向。目前它已从电子式常规自动舵发展到新一代的用微型计算机的具有自适应控制功能的自适应自动舵。

每艘船都有其自已固有的运动特性，其动态特性就是通常所称的船舶数学模型。船舶数学模型的参数是随船速、装载吃水差和海况等因素的变化而变化。常规自动舵不可能在不断变化着的运行环境下实时精确地辨识船舶数学模型的参数，也不可能随着模型参数的变化自动调节其参数而经常会偏离其最佳工作状态，这样就会造成动舵次数多，转舵角和偏航角大的后果。一般动舵次数越多，转舵角度越大，船舶在转舵时所受到的海水阻力也越大。阻力增大会加重船舶主机的负荷，导致主机转速下降，其调速器必须增加燃油供给来防止转速下降，使燃油消耗增大。此外阻力和偏航角的增大会降低船速，从而降低了船舶运营的生产率和经济效益。动舵次数多的另一恶果是会产生无效舵。当操舵频率超过船舶开始转向的极限操舵频率时，无论转多大舵角，船都不会转向，转舵成为无效舵，从节能的观点是不希望的。为提高船舶的操纵性能避免无效舵的发生，对常规自动舵历来是靠驾驶员的经验用手动方式调节 PID 旋钮来实现。但如果 PID 旋钮调节不当不仅会增加主机的燃料消耗和降低船速而且在遇到大风浪时会造成大角度的左右偏舵和大角度的左右偏航，这在大风浪中航行是危险的。显然上述缺点很难满足 1975 年国际海协(IMO)通过关于自动舵执行标准的建议案 A342 条的规定：“(1)在有关船舶机动性范围内自动舵应使舵机以最小的动作来保持航向；(2)自动舵能适应船舶各种气候和负载情况下不同的操纵性和确保在各种条件下的可靠操纵”。

自适应自动舵根据可测量到的船舶现时状态的信息(如转舵角、船首向、偏航角和船速等)不断地实时辨识船舶模型和扰动模型的参数，或有效地滤除噪声，实施有效的控制使船舶能按设定的性能指标尽可能达到和接近最优控制。这样必然可以避免无效舵，在大风浪中航行时能自动限制转舵角实现节能和安全航行的目的。

自适应自动舵从 60 年代开始研制，目前已有各类产品投放市场。如原联邦德国 Anschütz

C_{Y2}、C_{N2}、C_{T2}——考虑展弦比等影响后的系数。

不平衡舵的水动力矩为

$$M_1 = C_{N2}k_1k_2\frac{\rho}{2}v^2Ax_{P_2} \quad (5.8.2\text{-}32)$$

平衡舵的水动力矩为

$$M_1 = C_{N2}k_1k_2\frac{\rho}{2}v^2A\,(x_{P2}-Z) \quad (5.8.2\text{-}33)$$

3 平板舵上的水动力和水动力矩

平板舵在现代自航船上虽不常见，但由于它的水动力计算公式比较简便，因此，在没有详细资料可供参考的情况下，也常被用来估算舵上的水动力矩，此时可取

$$P_N = k\frac{\sin\alpha}{0.2+0.3\sin\alpha}Av^2 \quad \text{N} \quad (5.8.2\text{-}34)$$

$$C_P = (0.2+0.3\sin\alpha)\,b \quad \text{m} \quad (5.8.2\text{-}35)$$

式中：k——修正系数，它随操舵角的大小、螺旋桨尾流和船体伴流等的分布而变，见表 5.8.2-4。

表 5.8.2-4　　**修　正　系　数**

α	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
K(尾流影响显著时)	31	33	35	36	37	38	40
K(伴流影响显著时)	10	12	15	17	18	21	22

4 转舵力矩

转舵力矩也就是舵机的负荷，是舵机的重要参数。转舵力矩 M_r 为

$$M_r = M_1 + M_f = (1+y)\,M \quad (5.8.2\text{-}36)$$

式中：M_1——舵上的水动力矩，可依式（5.8.2-33）和（5.8.2-32）确定；

M_f——摩擦力矩，因舵的式样、重量和安装方法而异。$M_f = yM$，y值大致如下：

悬挂舵转舵时的摩擦力矩最大，$y=30\%\sim40\%$

平衡舵（非悬挂式）$y \doteq 20\%$；普通不平衡舵 $y=12\%\sim15\%$。

在以上式求得的 M_r 进行舵机功率计算时，应加适当裕量以策安全。例如德意志联邦共和国船检部门就规定，海洋和江河民用船舶的裕量均为计算值的 50%。

参 考 文 献

〔1〕冯铁城：船舶摇摆与操纵，国防工业出版社，1980
〔2〕梅琴生：船用舵，人民交通出版社，1981
〔3〕苏兴翘：船舶操纵性，国防工业出版社，1981
〔4〕叶邦金译：船舶设备设计者工作手册，国防工业出版社，1976
〔5〕内河船舶设计手册　人民交通出版社，1977

制，使控制的性能指标接近最优。

模型参考自适应自动舵系统的框图见图 8.3.9—25。它包括参考模型、自适应机构和由被控对象与控制器组成的可调系统。参考模型对于给定的输入能够产生期望的输出响应。当被控对象（船）受到风浪等外界扰动时，可调系统 的输出和参考模型输出之间存在着偏差。自适应机构根据选定的性能指标 J，由控制器去修正可调系统的参数，使 J 为最小，以达到可调系统的特性接近于理想参考模型的特性。

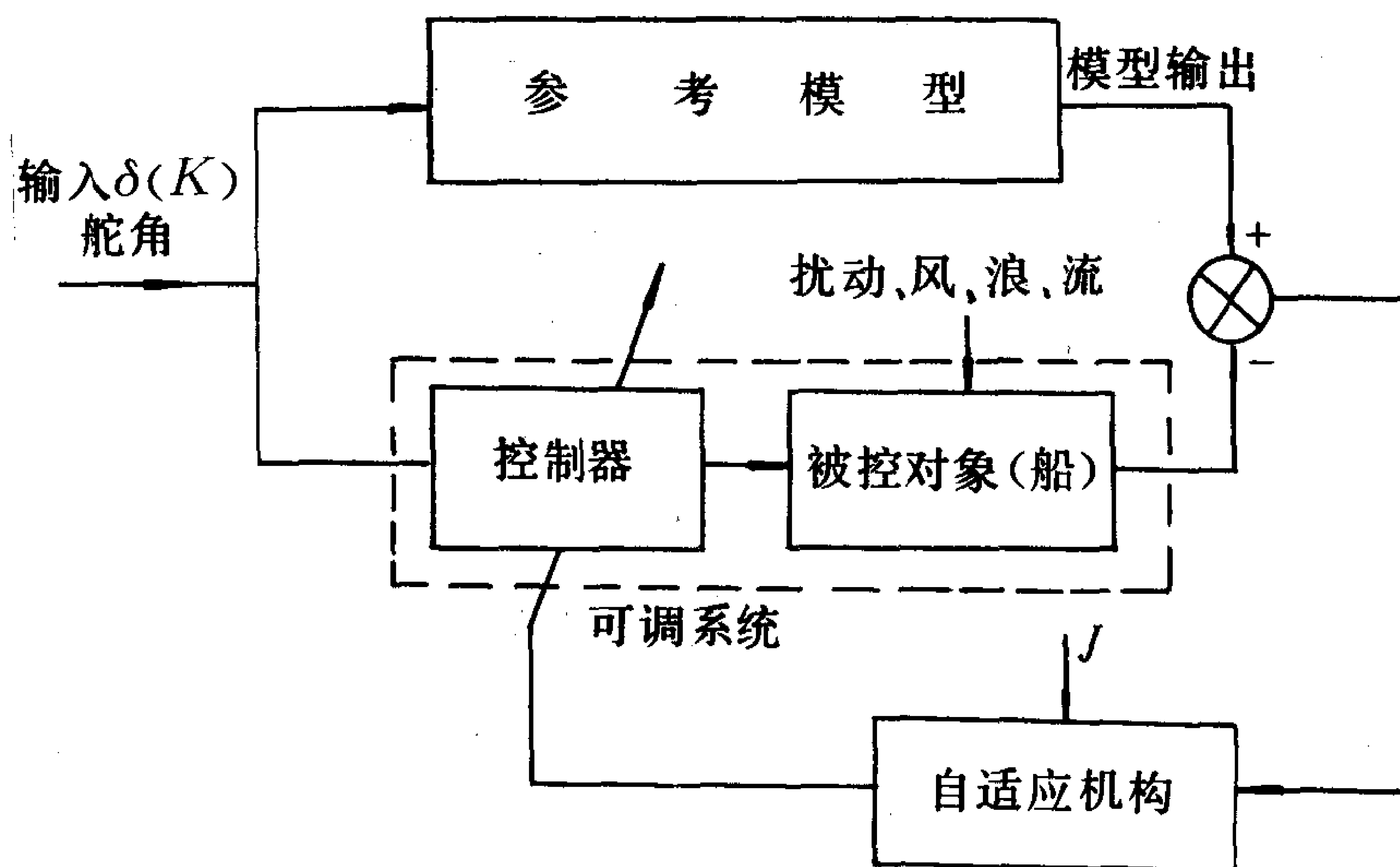


图 8.3.9—25　模型参考自适应自动舵系统框图

11.4　船舶数学模型和加于船上的扰动模型

比较常用的船舶模型是野本(Nomoto)二阶线性模型[13]：

$$T_1T_2\dddot{\psi}+(T_1+T_2)\ddot{\psi}+\dot{\psi}=K(T_3\dot{\delta}+\delta) \tag{8.3.9—6}$$

式中：ψ——船首向；

δ——舵角。

通常 $T_2 \ll T_1$，且 $T_2 \approx T_3$，所以式(8.3.9—6)可近似为一阶 Nomoto 模型：

$$T\ddot{\psi}+\dot{\psi}=K\delta \tag{8.3.9—7}$$

写成传递函数形式以上两式分别为：

$$G_{\psi\delta}(S)=\frac{K(T_3S+1)}{S(T_1S+1)(T_2S+1)}=\frac{b_1s+b_2}{s^3+a_1s^2+a_2s+a_3} \tag{8.3.9—8}$$

$$G_{\psi\delta}(S)=\frac{K}{S(TS+1)} \tag{8.3.9—9}$$

式中：　$T \approx T_1+T_2-T_3$

由风浪引起作用在船上的扰动模型为：

$$G_{\psi f}(S)=\frac{\psi(S)}{f(S)}=\frac{k'(T_3S+1)}{S(T_1S+1)(T_2S+1)} \tag{8.3.9—10}$$

2 十字头式转舵机构

十字头式转舵机构因具有十字形接头而得名，它是典型的往复式转舵机构，包括滑套式（十字头）和拨叉式两大类。

2.1 滑套式转舵机构

2.1.1 结构

滑套式转舵结构根据转舵油缸的多少，可分为四缸和双缸两种，亦称双列式和单列（双缸单柱塞）式。

传统型的双列式结构见图 5.8.3-2。它主要由四只排成两列的油缸 1、两根柱塞(或撞杆)3 以及与舵柄 8 相连接的十字形滑动接头见详图b）等所组成。

由图可见，两段柱塞以自己的叉形端部用螺栓连在一起，形成上、下两个轴承 12，环抱着十字头的两耳轴 11，以使它能绕耳轴回转。舵柄 10 从与耳轴 11 垂直的方向横插在十字头的中央轴承中，并可在其中作伸缩滑动。这样，当柱塞沿轴线作往复运动时，舵柄就将随耳轴的转动而偏转，并改变自己的作用长度。

2.1.2 扭矩特性

十字头式转舵机构的受力情况如图 5.8.3-3 所示。从图上可以看出，作用在舵柄上的液压力为

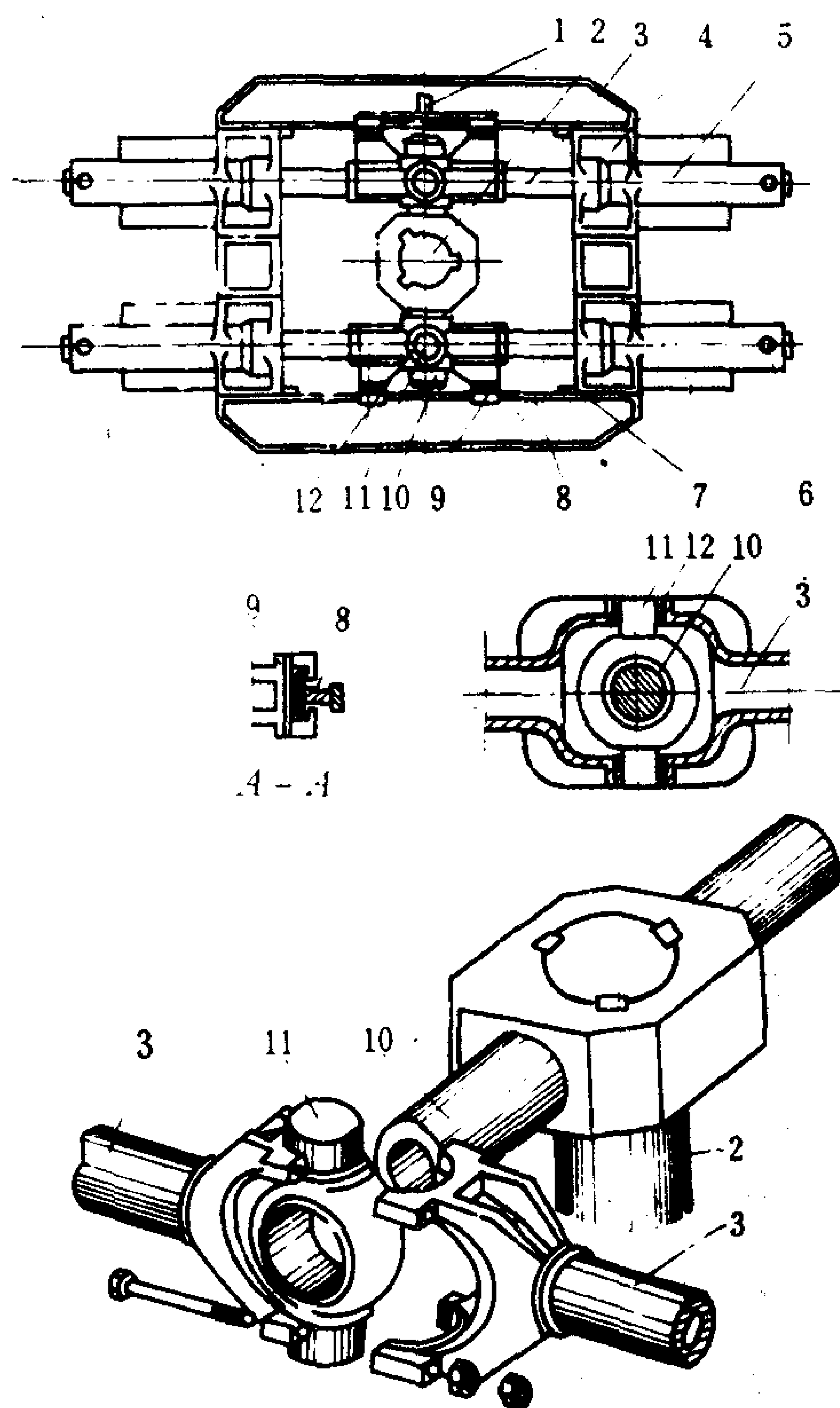


图 5.8.3-2 四油缸，双柱塞十字头式转舵机构

1-机械式舵角指示器；2-舵杆；3-柱塞；4-底座；5-油缸；6-放气阀；7-柱塞行程限位器；8-导板；9-滑块；10-舵柄；11-十字头耳轴；12-十字头轴承

$$Q=\frac{P}{\cos\alpha}=\frac{\frac{\pi}{4}D^2\Delta p}{\cos\alpha}\quad \text{N} \tag{5.8.3-1}$$

式中：　Q——与舵柄垂直推动舵柄的力，N；

Δp——柱塞两对侧的油压差，Pa；

α——舵角；

D——柱塞直径，m。

转舵力臂的长度为

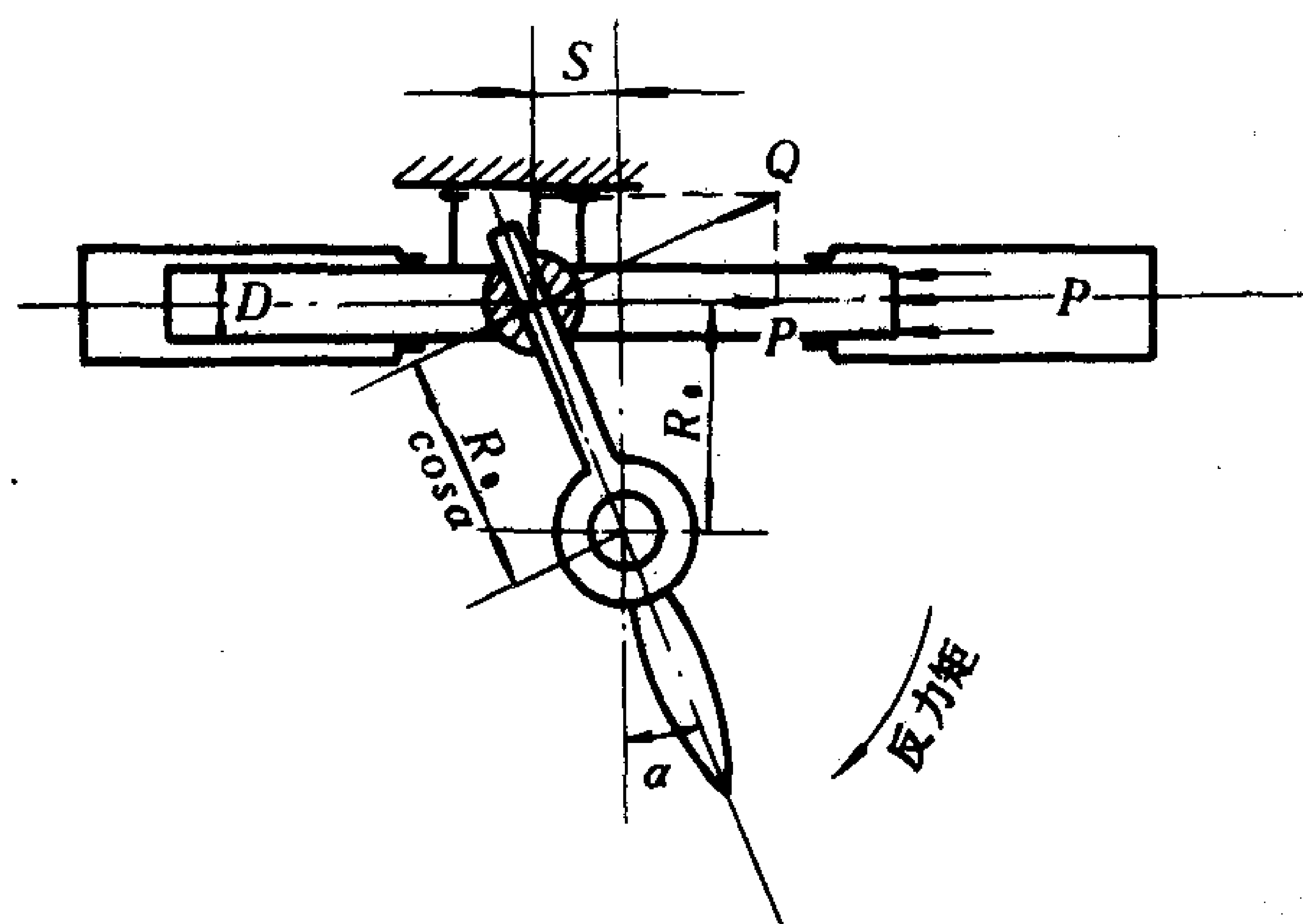


图 5.8.3-3　十字头式转舵机构的受力情况

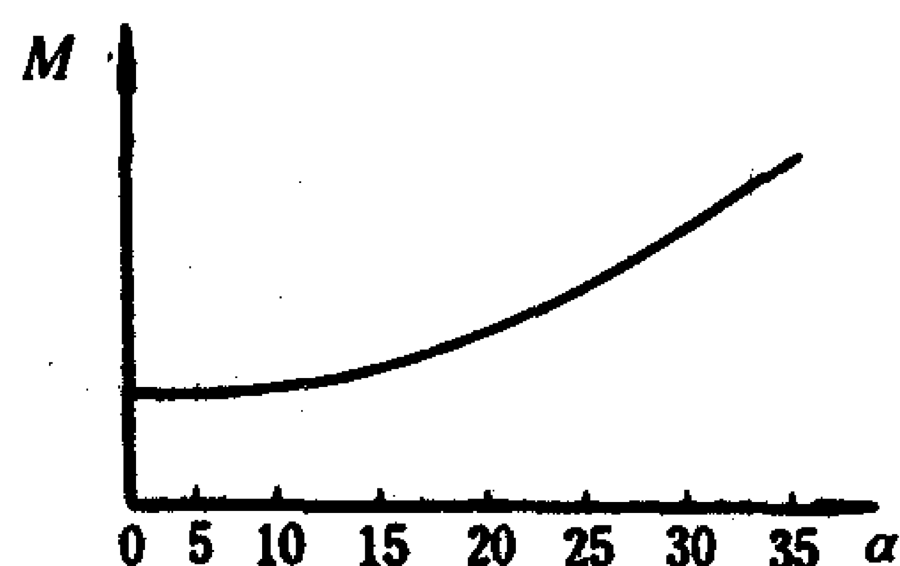


图 5.8.3-4　扭矩特性

$$R=\frac{R_0}{\cos\alpha}\quad \text{m} \tag{5.8.3-2}$$

式中：R_0——舵杆中心至油缸中心线的距离，m。

经由十字头式转舵机构输出的转舵扭矩为

$$M=QR\eta_m=\frac{\pi D^2\Delta pR_0}{4\cos^2\alpha}\eta_m\quad \text{N·m} \tag{5.8.3-3}$$

式中：η_m——机械效率，可按下式计算：

$$\eta_m=\frac{1}{1+\frac{T}{Q\cos\alpha}+\frac{G}{Q}\cdot\frac{f_4}{\cos\alpha}+(f_1+f_2)\,\text{tg}\alpha-f_1f_2+f_3\frac{r}{R_0}\cos\alpha} \tag{5.8.3-4}$$

其中：　G——运动部件的重力，N；

T——柱塞上的摩擦阻力，N；

f_1、f_2、f_3、f_4——导板、十字头滑套和十字头上、下轴承以及柱塞的摩擦系数，可取$f_1=0.1$，$f_2\approx f_3\approx f_4\approx0.13$；

r——十字头上、下转轴的半径，m。

η_m的一些典型数据见表 5.8.3-1。

表 5.8.3-1　　　　　200 和 900 kNm十字头式转舵机构的机械效率

额定扭矩	转舵角α°	0	5	10	15	20	25	30	
200 kN·m	η_m (%)	97	95	93	91	88	86	84	
900 kN·m	η_m (%)	94	94	83	81	79	77	74	71

式(5.8.3-3)表明，对于既定的舵机，十字头式转舵机构的转舵扭矩M将随舵角α的增大而增大(见图 5.8.3-4)，恰好与舵负荷力矩的变化规律相适应，从而可以减少舵机的额定功率。

2.1.3　实例

1)川崎十字头式转舵机构（S型）

此型转舵机构的结构如图 5.8.3-5 所示，有关参数见表 5.8.3-2。

表 5.8.3-2　　　　　川崎S型十字头式转舵机构主要参数

项目名称 \ 型号		S 21-315 S 22-315	S 32-335 S 22-335	S 32-355 S 22-355	S 32-375 S 22-375	S 43-400 S 33-400	S 43-450 S 33-450	S 43-475 S 43-475	S 43-500 S 33-500
公称扭矩	kN·m	3700 / 4300	4500 / 5300	5600 / 6500	6800 / 7900	8300 / 9800	10400 / 13100	13800 / 18200	18900 / 21500
舵柄半径	mm	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1650	1750
柱塞直径	mm	315	335	355	375	400	450	475	500
主要尺寸 mm	A	3460	3745	4030	4315	5165 (40°)	5685 (40°)	6185 (40°)	6585 (40°)
	B	1540	1565	1595	1635	1675	1750	2500	2600
	C	290	300	330	350	370	410	475	500
	D	1960	2125	2295	2460	2640	2855	3100	3310

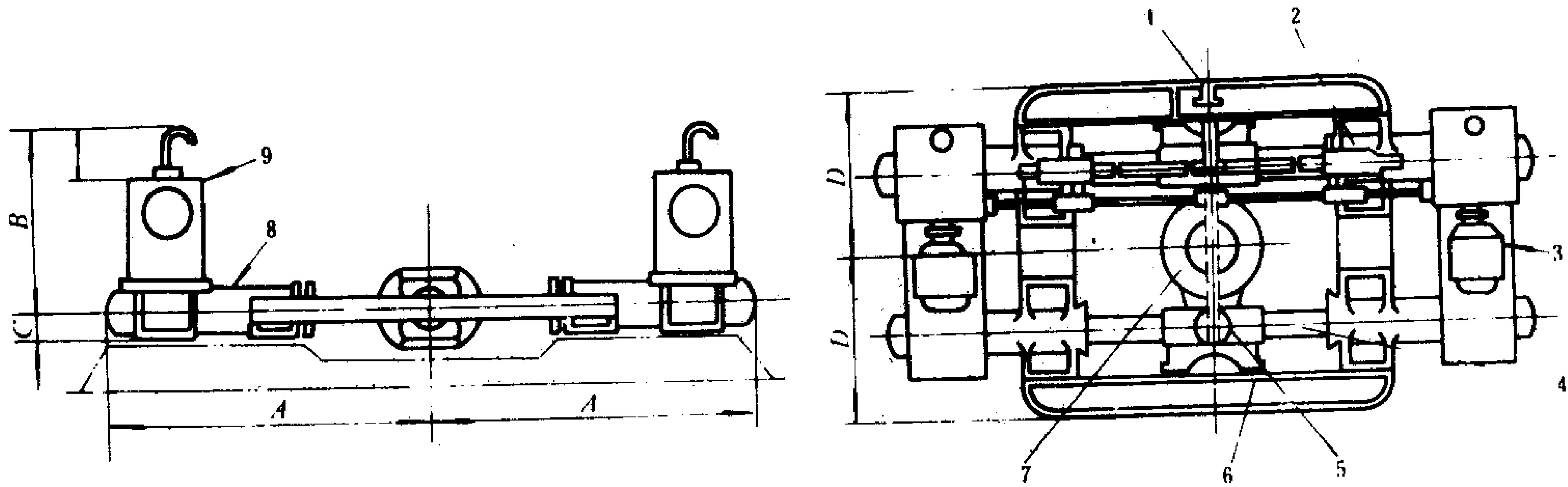


图 5.8.3-5　川崎十字头式转舵机构实例

1-手轮；2-控制油缸；3-电机；4-柱塞；5-轴承；6-导板；7-舵柄；8-油缸；9-油箱和油泵

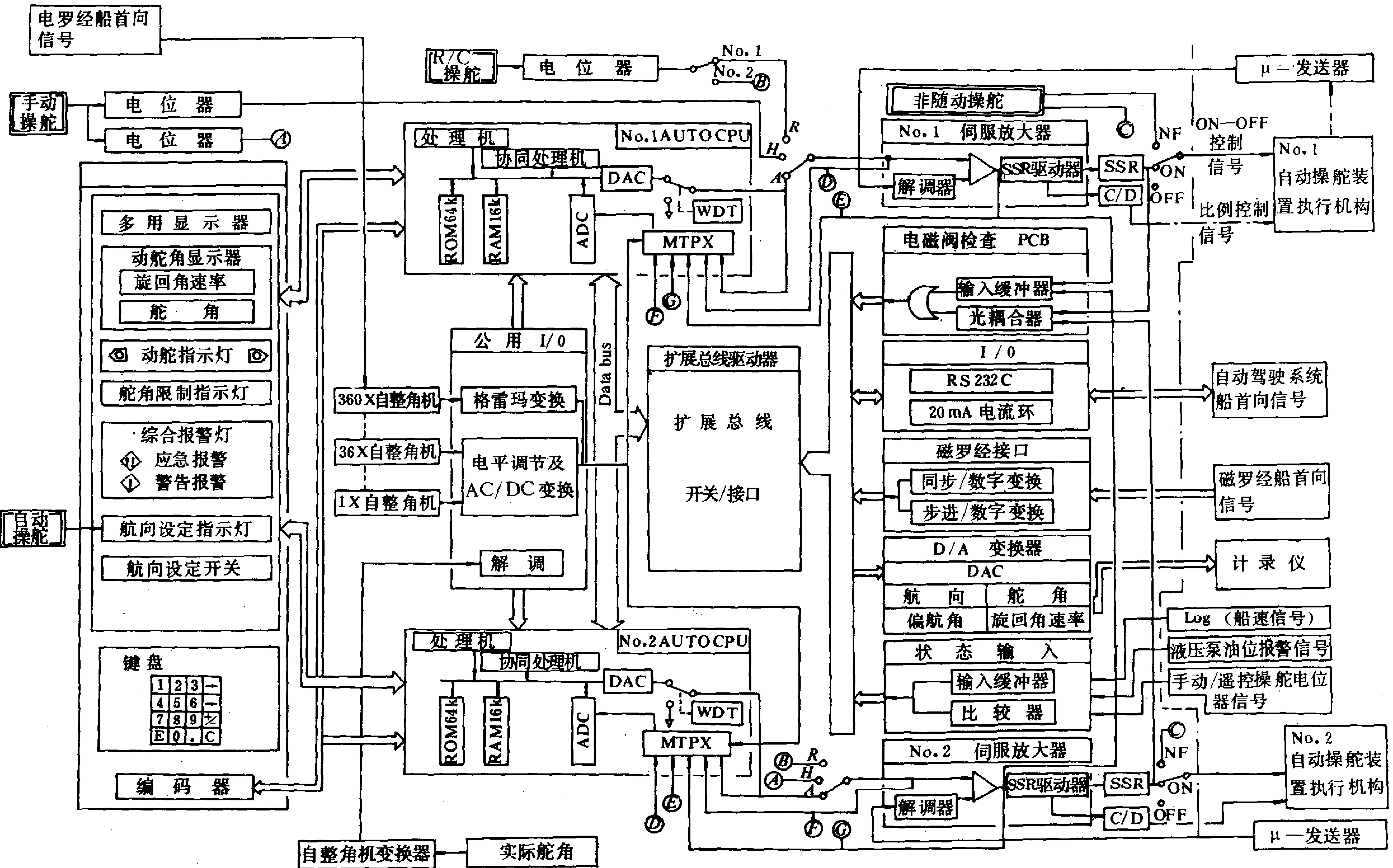


图 8.3.9—27　自动操舵装置功能方框图

磁罗经船首向信号
格雷玛变换
航向计算
偏航报警用的设定航向
偏航报警检测
偏航报警 ＊
电罗经船首向信号
360X 自整角机
36X 自整角机
1X 自整角机
格雷玛
ADC
ADC
航向计算
电罗经/磁罗经转换
旋回角速率计算
旋回角速率显示
改进型扩展卡尔曼滤波器
噪声滤波器
估计船首向
估计旋回角速率
估算器
船舶参数K.T 估计
船舶模型
参数辨识器
K,T′
速度补偿器
最佳控制器
增益
最佳程序器
性能指标（J）
指令舵角
限制器
±35°
DAC
自动操舵
航向设定开关
设定航向计算
禁止信号
设定航向显示器
确定设定航向
航向报警检测
航向变化校验
设定航向
外部（计算机）操舵
外部航向设定信号
航向计算
μ—发送器
解调器
实际舵角发送器 ＊
自整角机变换器 ＊
解调器
跨接线
ADC
动舵角显示器
AUTO
HAND
R/C
伺服放大器
船速信号
船速计算
多用显示器
船速指示
＊ 任选功能

图 8.3.9—28　自动操舵软件功能方框图

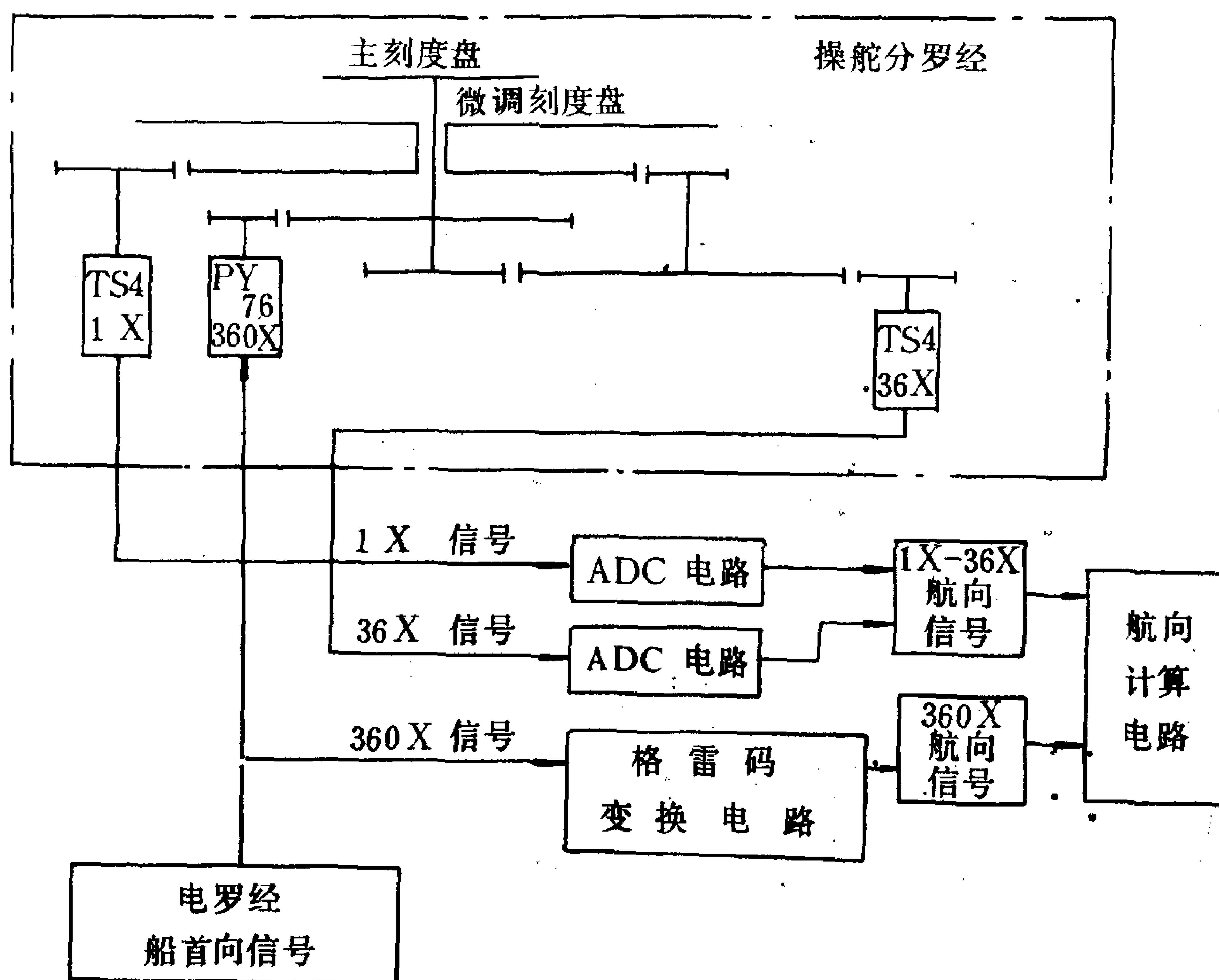


图 8.3.9-29 电罗经船首向信号的数字转换图

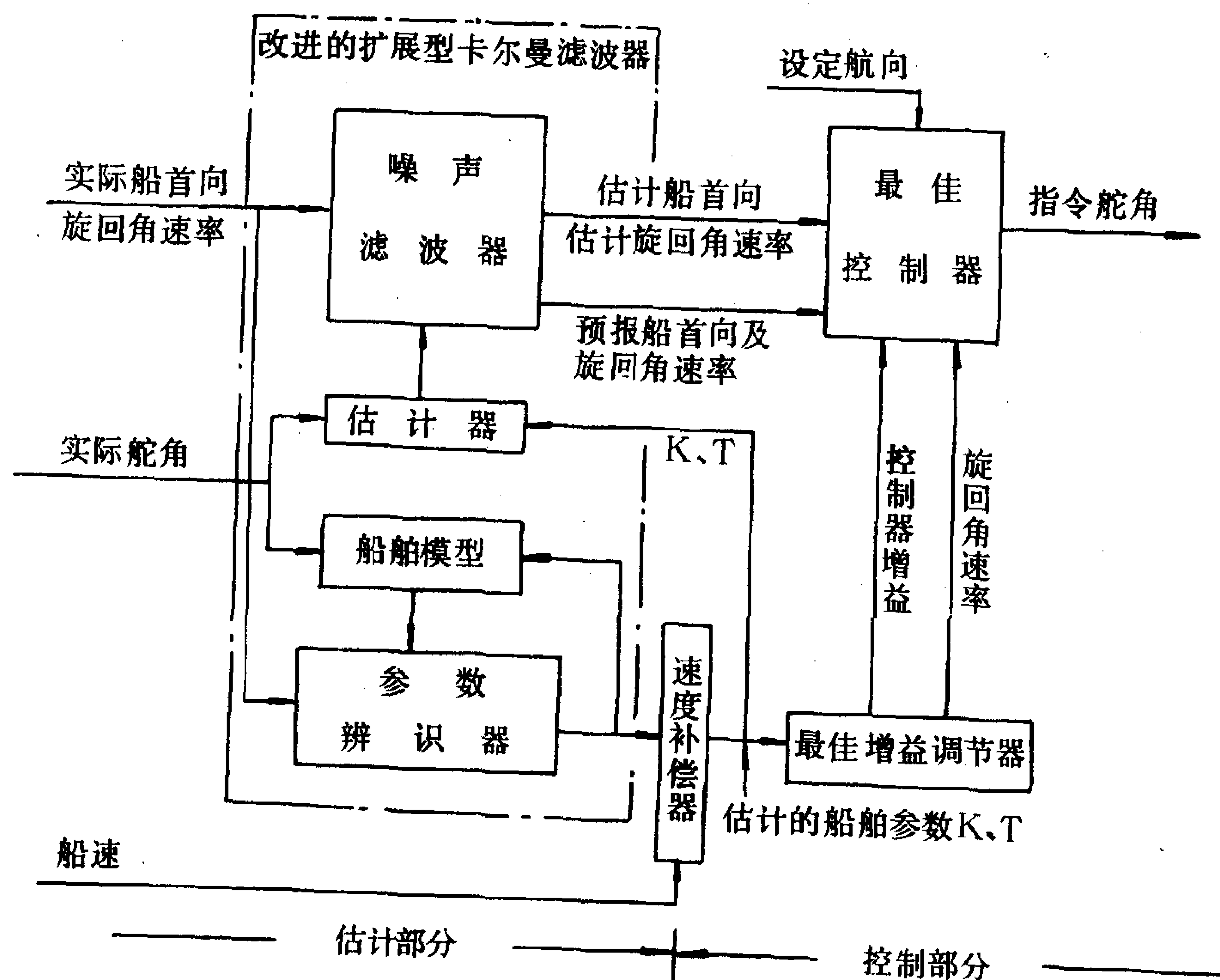


图 8.3.9-30 估计部分和控制部分功能图

（4）拨叉结构较十字头简单，制造安装方便。但其强度和刚度则不如十字头，因此不宜用在大扭矩场合。

2.2.2 实例

1）武汉船用机械厂的F型、R型拨叉式转舵机构。

武汉船用机械厂的F型和R型拨叉式转舵机构如图 5.8.3-9 和图 5.8.3-10 所示。其主要

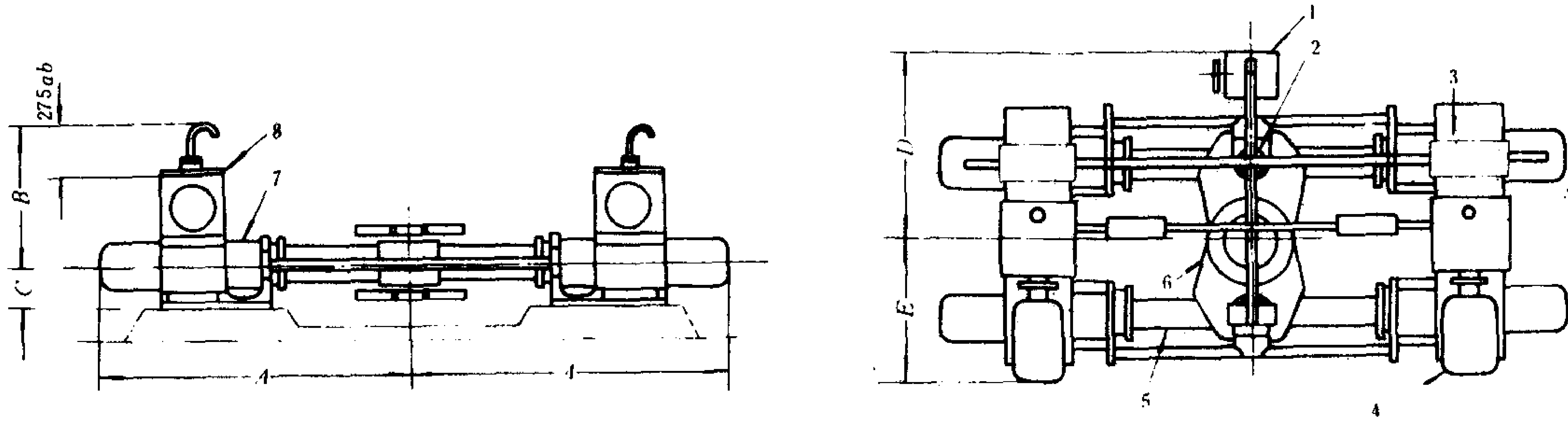


图 5.8.3-9 F型电动液压舵机

1-操舵轮；2-柱塞销和滚轮；3-自动操舵装置执行器；4-电动机；5-柱塞；6-舵柄；7-油缸；8-油箱和泵

参数分别见表 5.8.3-4 和见表 5.8.3-5。

2）联邦德国《HATLAPA》R 4 H型拨叉式转舵机构。

表 5.8.3-4　　**F型拨叉式转舵机构主要参数**

型　号 / 项目名称		F 21-180	F 21-200	F 21-225	F 21-250	F 21-265	F 21-280	F 21-300	F 21-315
		F 22-180	F 22-200	F 22-225	F 22-250	F 22-265	F 22-280	F 22-300	F 22-315
公称扭矩	kN·m	510 | 610	710 | 850	980 | 1180	1380 | 1660	2000	2300	2800	3300
舵杆直径	mm	380	435	475	535	570	600	640	680
舵柄半径	mm	470	520	580	650	690	730	780	820
柱塞直径	mm	180	200	225	250	265	280	300	315
近似尺寸 mm	A	1690	1840	2025	2240	2385	2510	2670	2795
	B	925 910	1110 1030	1125 1045	1275 1205	1290 1220	1435 1230	1445 1240	1485 1350
	C	180	190	210	230	250	260	270	290
	D	1130	1180	1260	1370	1430	1490	1560	1620
	E	1000	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800

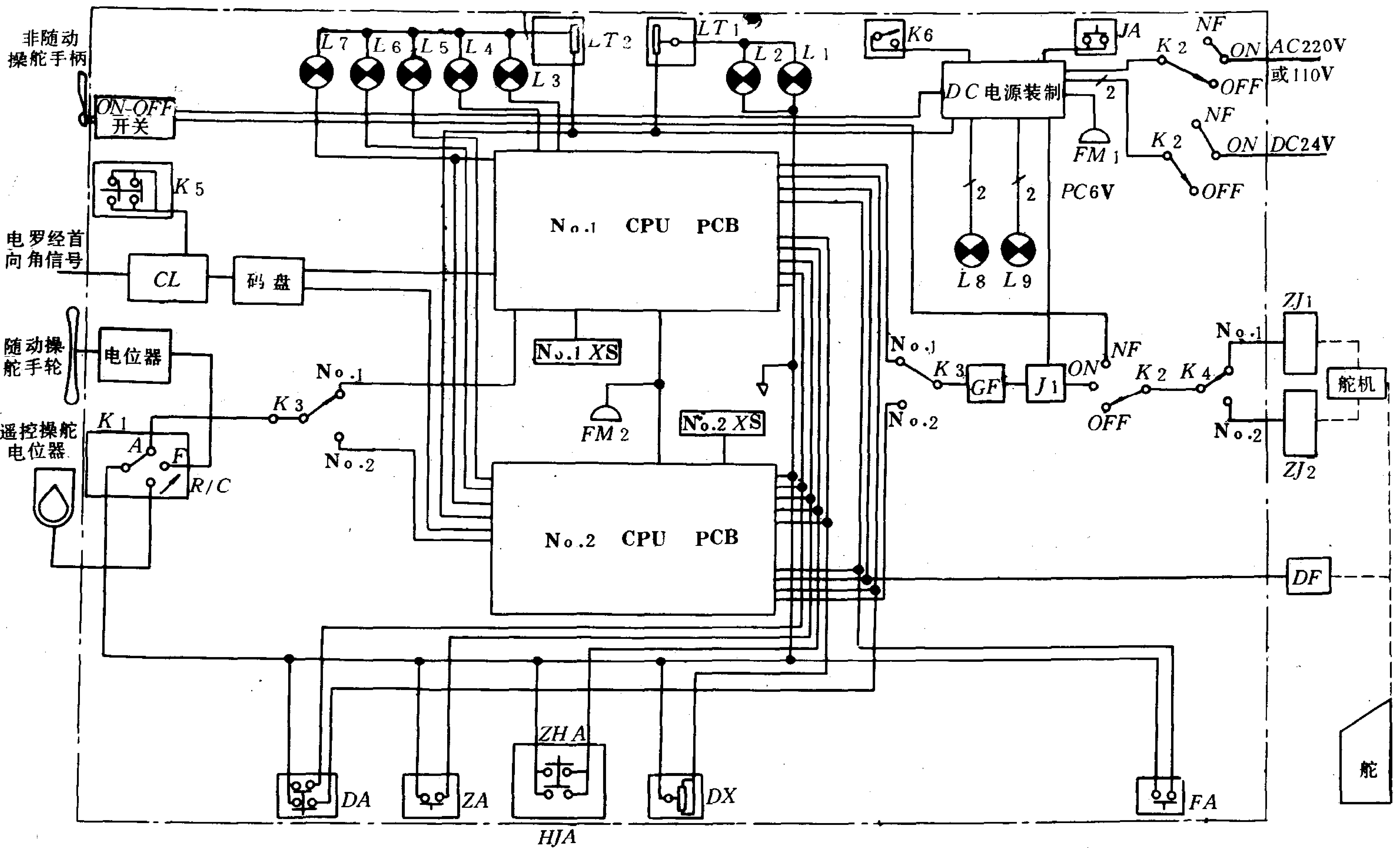


图 8.3.9—31 自校正自适应自动舵的基本结构框图

K1—操舵方式转换开关；K2—主控开关；K3—CPU 印刷电路板转换开关；K4—舵机系统转换开关；K5—电罗经航向匹配按钮；K6—失压报警蜂鸣器断路开关；CPU、PCB—CPU 印刷电路板；CL—操舵分罗经自整角机；ZJ—执行机构；DF—舵角反馈装置；GF—功率放大器；J—继电器；DA—指示灯检查按钮；FA—复位按钮；ZA—CPU 板蜂鸣器止鸣按钮；XS—航向和舵角显示屏；DX—舵角限制调节旋钮；FM1—失压报警蜂鸣器；FM2—CPUPCB 报警蜂鸣器；JA—失压报警蜂鸣器检查按钮；L1—操舵分罗经指示灯；L2—手操舵指示盘指示灯；L3—NO. 1CPUPCB 动舵指示灯；L4—NO. 1CPUPCB 报警指示灯；L5—NO. 2CPUPCB 动舵指示灯；L6—NO. 2CPUPCB 报警指示灯；L7—舵角限制指示灯；L8—交流电源指示灯；L9—直流电源指示灯；LT1—亮度调节器；HZA—航向增加按钮；HJA—航向减少按钮

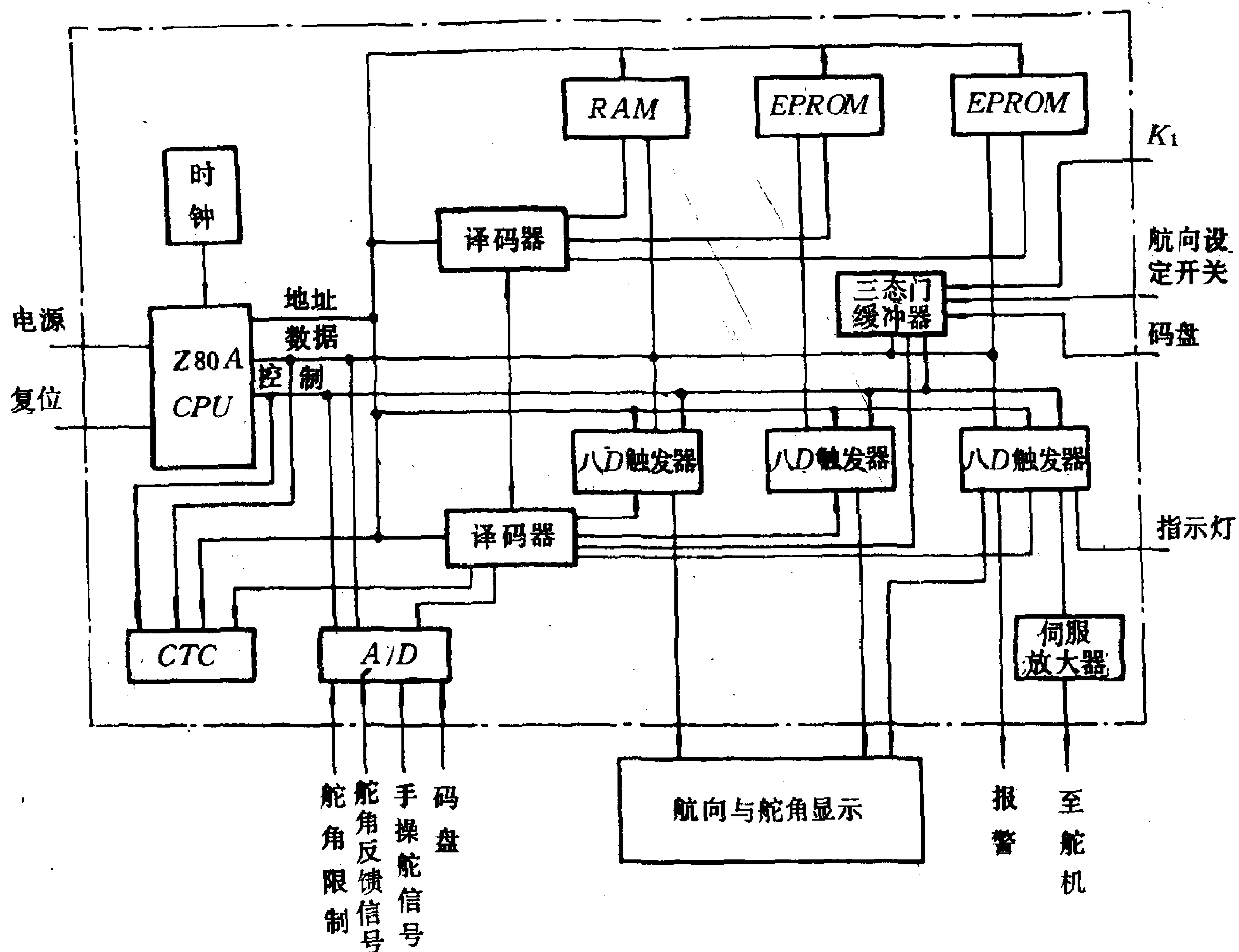


图 8.3.9—32　CPU 印刷电路板原理图

微机检测的信号有模拟量和开关量。模拟量的检测用 A/D 转换器芯片转换成数字信号送入计算机；开关量检测采用三态门缓冲器。此外船首向的数字信号都是经三态门缓冲器输入到 CPU，指令舵角由 CPU 输出是数字信号，它通过 D 触发器和伺服放大器去控制舵机。

12　自动舵的故障及排除方法

12.1　HQ 型自动舵（见表 8.3.9—3）

表 8.3.9—3　**HQ 型自动舵可能出现的故障及排除方法**

故障现象	原　因	排　除　方　法
当操舵手轮在零位时舵叶零位不准	1. 反馈装置安装不准确或松动	1. 用万用表测量反馈输出（76—11）端的交流电压应为零，否则应重新调整使输出为零
	2. 随动自整角机发讯器 ZB_2 零位不准或松动	2. 测出 ZB_2 输出端（8—27）电压应为零，否则调整到零
	3. 当自整角机 ZB_2 和 ZB_3 输出为零时，发送和反馈两组相敏电路中有输出信号	3. 用万用表测（29—27）和（75—77）都应为零，如不为零，应分别检查相敏整流器中的二极管的反向电阻，一般应大于 500kΩ，如太低应更换
	4. 第一级放大器平衡失调	4. 当输入端（64—68）为零时，但其输出端（94—95）有电压，则应调 R_{48} 使之为零

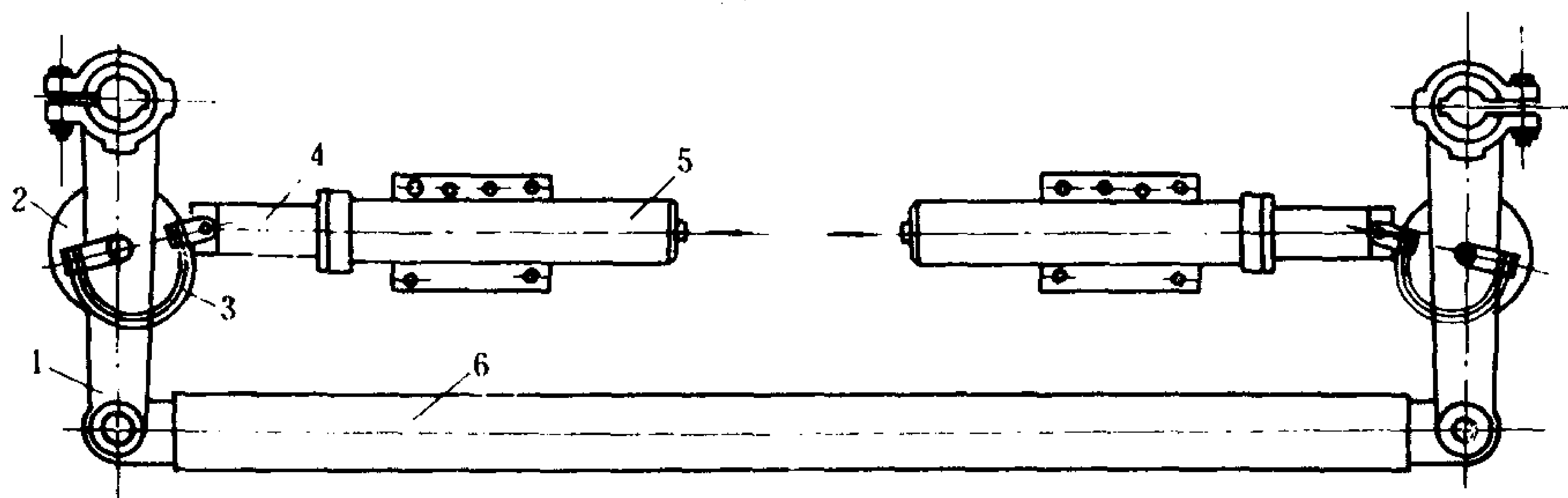


图 5.8.3-12 滚轮式转舵机构
1-舵柄；2-滚轮；3-板簧；4-柱塞；5-油缸；6-舵柄连杆

3 滚轮（圆盘）式转舵机构

3.1 结构

滚轮式转舵机构的结构如图 5.8.3-12 所示。它简化了十字头式机构的制造和安装工艺。

液压力通过柱塞端部直接推动舵柄上的滚轮，产生转舵扭矩。为防止滚轮脱离柱塞端面而产生撞击，在滚轮与柱塞顶部设置板簧拉紧机构。

3.2 扭矩特性

滚轮式转舵机构的受力情况如图 5.8.3-13 所示。由于滚轮只能传递径向力，因此不论舵角α怎样变化，推力P始终通过柱塞端面作用在滚轮表面，不会对柱塞产生侧向推力。这时作用在舵柄上的法向分力Q可以写成

$$Q=\frac{\pi}{4}D^2\Delta p\cos\alpha \quad \text{N} \qquad (5.8.3\text{-}5)$$

式中：Δp——油缸进排油压力差。

转舵扭矩M则可按下式计算：

$$M=\frac{\pi}{4}D^2\Delta p\cos\alpha R_0\eta_m \quad \text{N·m} \qquad (5.8.3\text{-}6)$$

上式表明，滚轮式转舵机构的转舵扭矩将随舵角α的增大而减小，如图 5.8.3-14 所示。

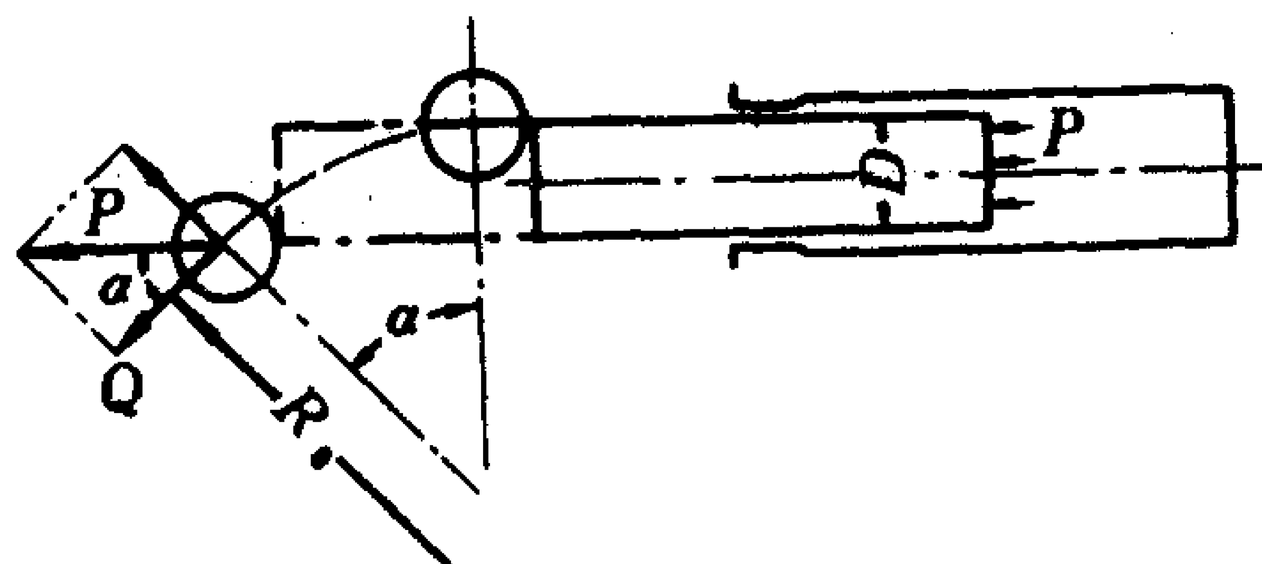


图 5.8.3-13 滚轮式转舵机构的受力情况

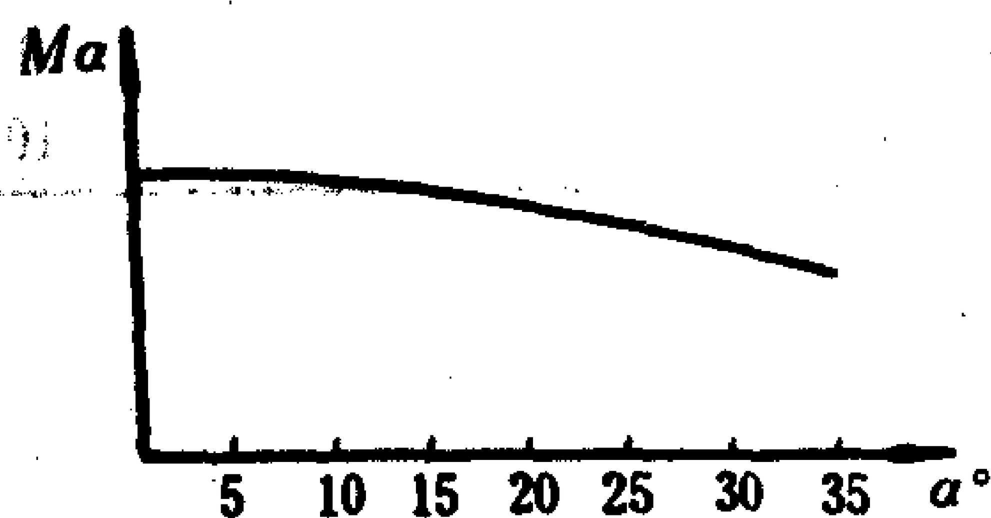


图 5.8.3-14 滚轮式转舵机构的扭矩特性

由于在不同偏舵角时柱塞端部与滚轮接触的位置是不同的，推舵反力在绝大多数舵角下都呈偏置，因此在油缸与柱塞相接触的填料套筒上，将受到一个力矩的作用，其最大值为

$$M_{pmax}=\Delta p\frac{\pi}{8}D^2R_0\ (1-\cos\alpha_{max}) \tag{5.8.3-7}$$

式中：α_{max}—最大偏舵角。

3.3 实例

荷兰《JAFFER》公司生产的HSE-1850 RO滚轮式转舵机构，$M=330$ kN·m，最大工作油压为 13.23 MPa。

大连造船厂生产的滚轮式舵机的最大扭矩 735 kN·m，柱塞直径 250 mm，滚轮直径 550 mm，两对柱塞中心距 1200 mm。

4 摆缸式转舵机构

4.1 结构

摆缸式转舵机构如图 5.8.3-15 所示。它常做成双作用活塞式，并使活塞杆直接与曲柄——舵柄相联，且可与油缸一起绕铰接点偏转。这样，当活塞往复运动时，机构就可推舵偏转，因此称摆缸式转舵机构。摆缸式转舵机构可随铰接点在缸体上的位置而分成中铰式或端铰式。

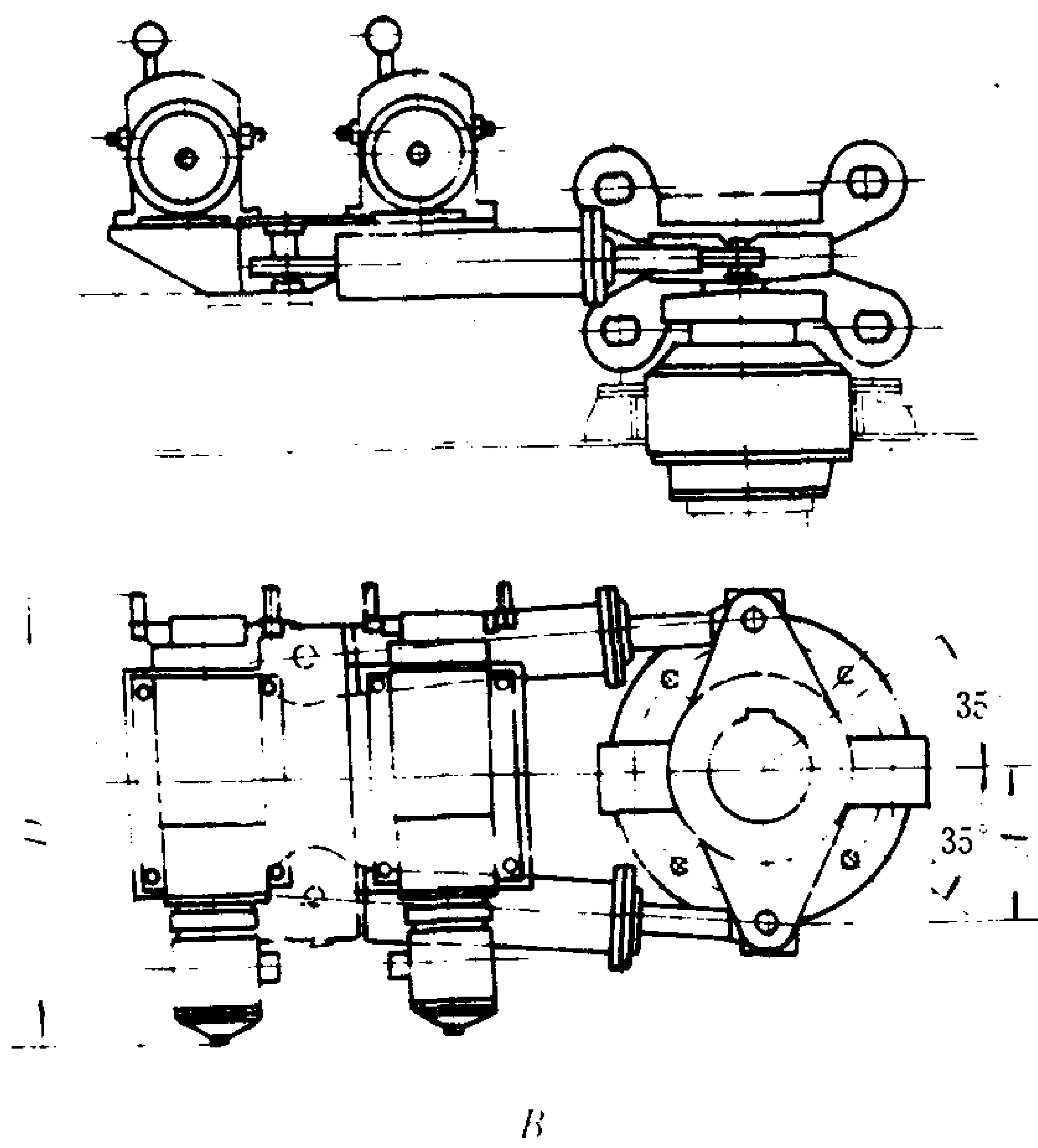


图 5.8.3-15 摆缸式转舵机构

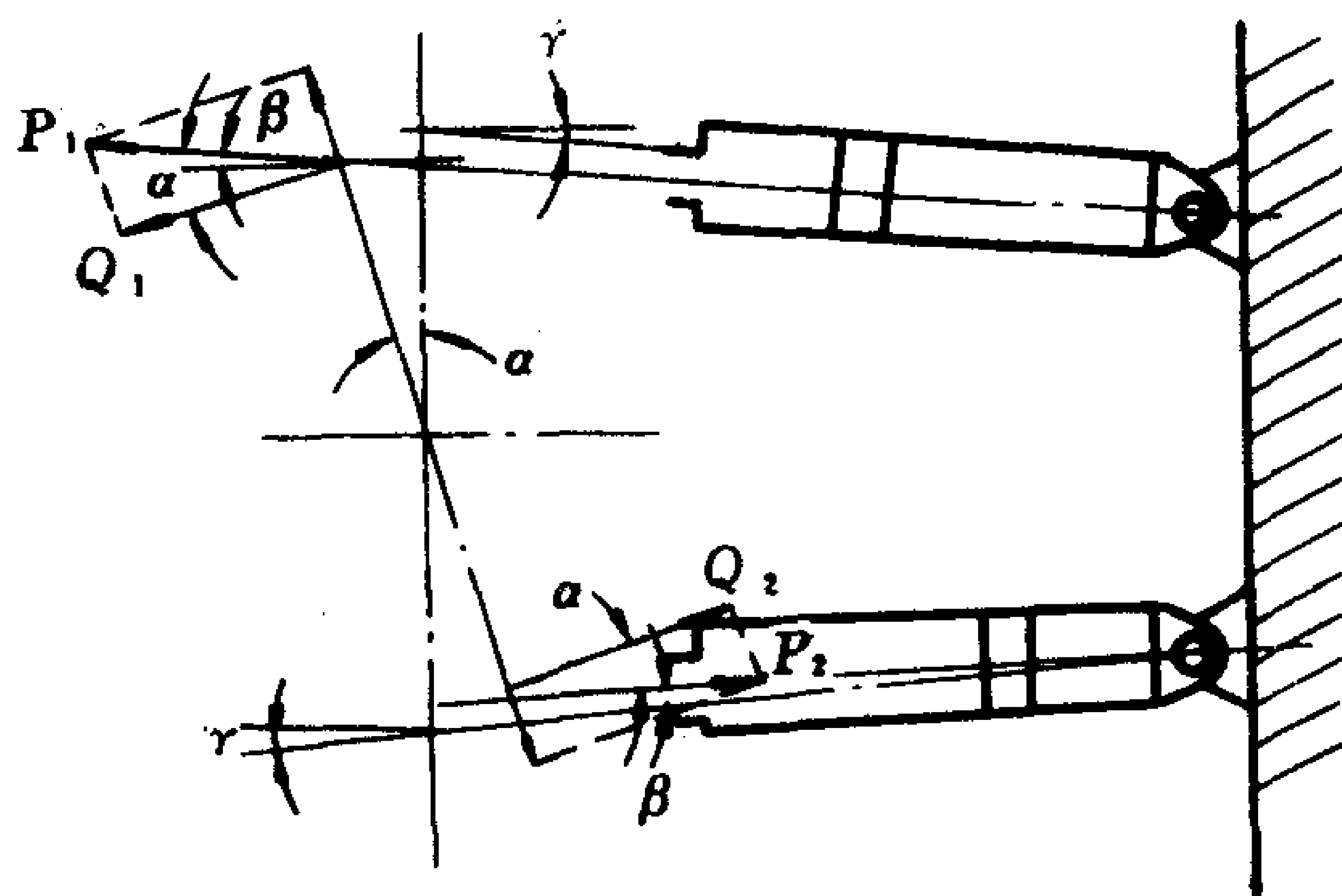


图 5.8.3-16 摆缸式转舵机构的受力情况

4.2 扭矩特性

摆缸式转舵机构的受力情况见图 5.8.3-16。由图可见，两油缸中的液压力P作用在舵柄法线方向上的分力分别为

$$Q_1=\frac{\pi}{4}D^2\Delta p\cos(\alpha\pm\beta)\quad \text{N} \tag{5.8.3-8}$$

$$Q_2=\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)\Delta p\cos(\alpha\mp\beta)\quad \text{N} \tag{5.8.3-9}$$

式中：Δp——油缸进、排油压力差，Pa；

D——活塞直径，m；

d——活塞杆直径，m；

β——油缸摆角，即在任意舵角时油缸中心线与中舵时舵柄的垂直线间的夹角。β的具体数值与油缸的安装角γ（中舵时的油缸摆角）和舵转角α有关，一般$\alpha=\pm35^\circ$时，$\beta=0^\circ$。

双缸双作用摆缸式转舵机构的扭矩为

$$M=\frac{\pi}{4}R_0\Delta p\eta_m\left[D^2\cos(\alpha\pm\beta)+(D^2-d^2)\cos(\alpha\mp\beta)\right]$$ 并可近似写成

$$M\doteq\frac{\pi}{4}(2D^2-d^2)\Delta p\cos\alpha R_0\eta_m\quad \text{N·m} \tag{5.8.3-10}$$

式（5.8.3-10）与（5.8.3-6）的形式相似，因此摆缸式的M-α特性与滚轮式相同。

4.3 实例

丹麦DISA-MARINE公司生产的活塞式转舵机构有T型系列和H型系列，见图

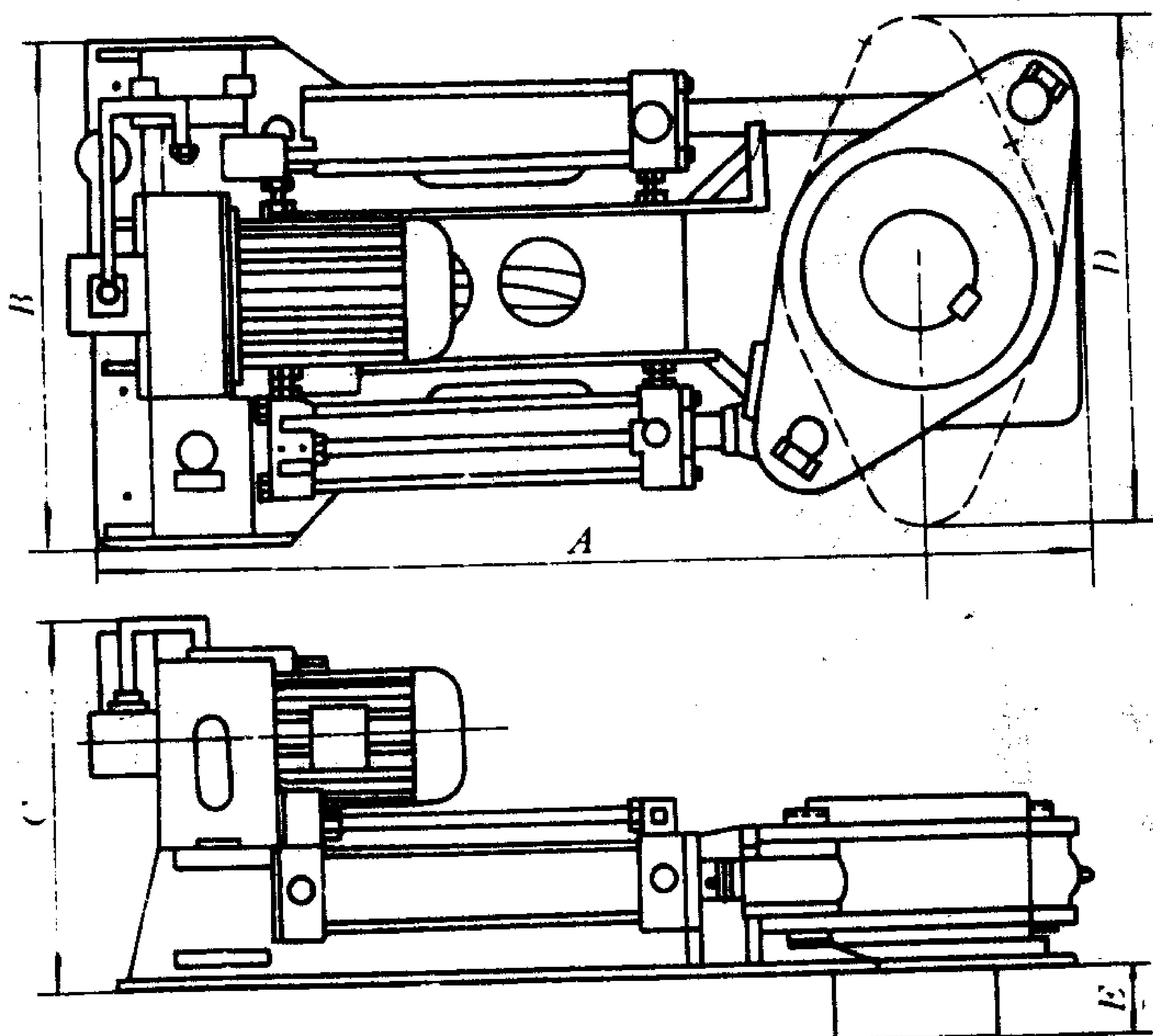


图 5.8.3-17 DISA-MARINE T型摆缸式转舵机构

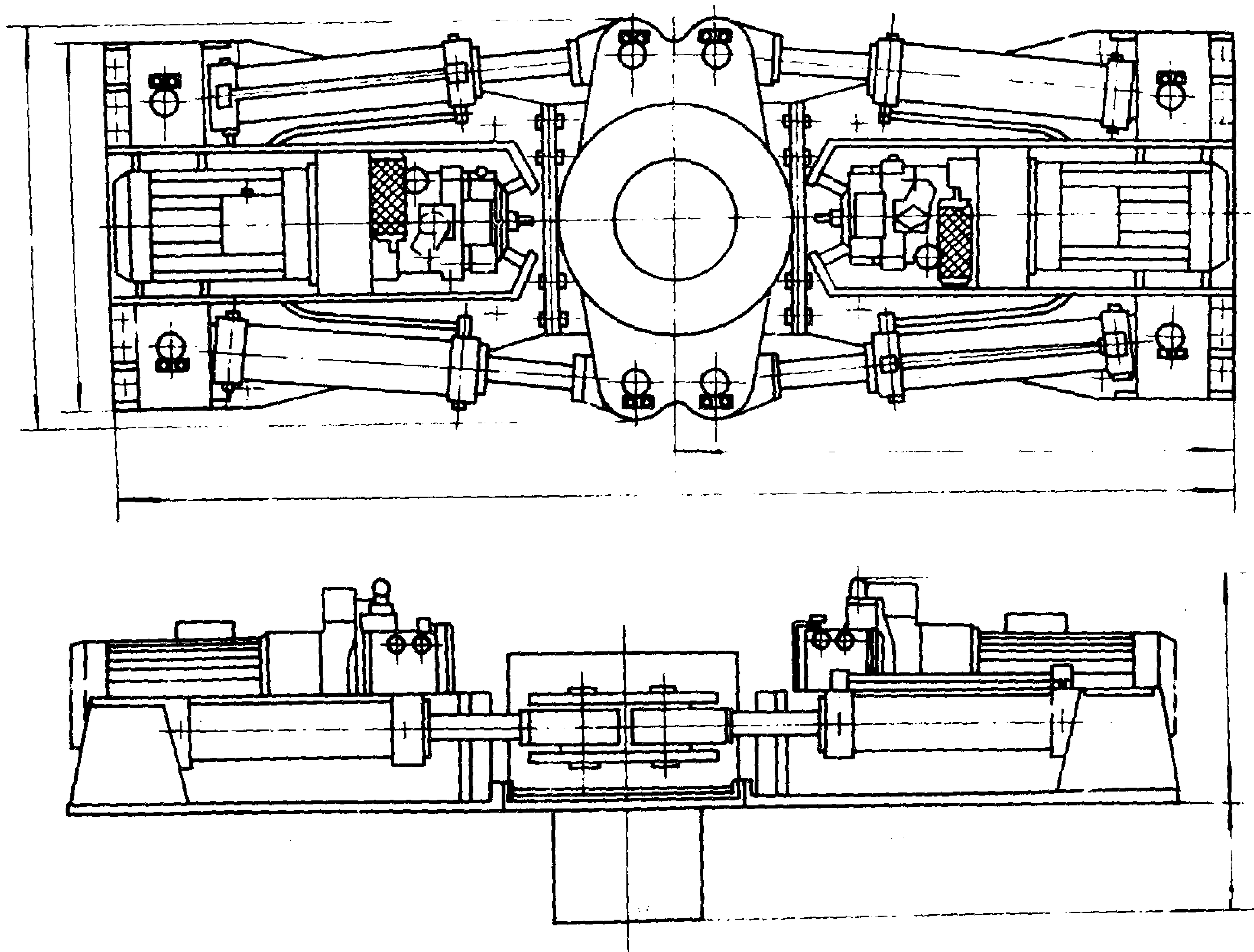


图5.8.3-18 DISA-MARINE H型摆缸式转舵机构

5.8.3-17和图5.8.3-18，其主要参数分别见表5.8.3-7和表5.8.3-8。

5 转叶式转舵机构

5.1 结构

这种转舵机构利用油缸中转叶的转动直接带动舵杆偏转，如图5.8.3-19所示。油缸2内装有三个定叶5和三个转叶4（转叶和定叶的数目视最大舵角和实际需要而定，一般不多于三对），后者用键固定在转毂3上，与缸体内圆以及上、下端盖之间保持良好密封，从而与定叶一起把油缸内部分隔成独立的三对工作空间，并分别以管路与油泵的主油路相连。当工作时，压力油如图示那样经管6进入相应的三个小室，并从另外三个小室将油液引回，于是转叶就在油压差的作用下带动转毂转动，并进而通过固定键块直接带动舵杆、舵叶偏转。偏转的角度和方向将随进油量和油流方向而定。

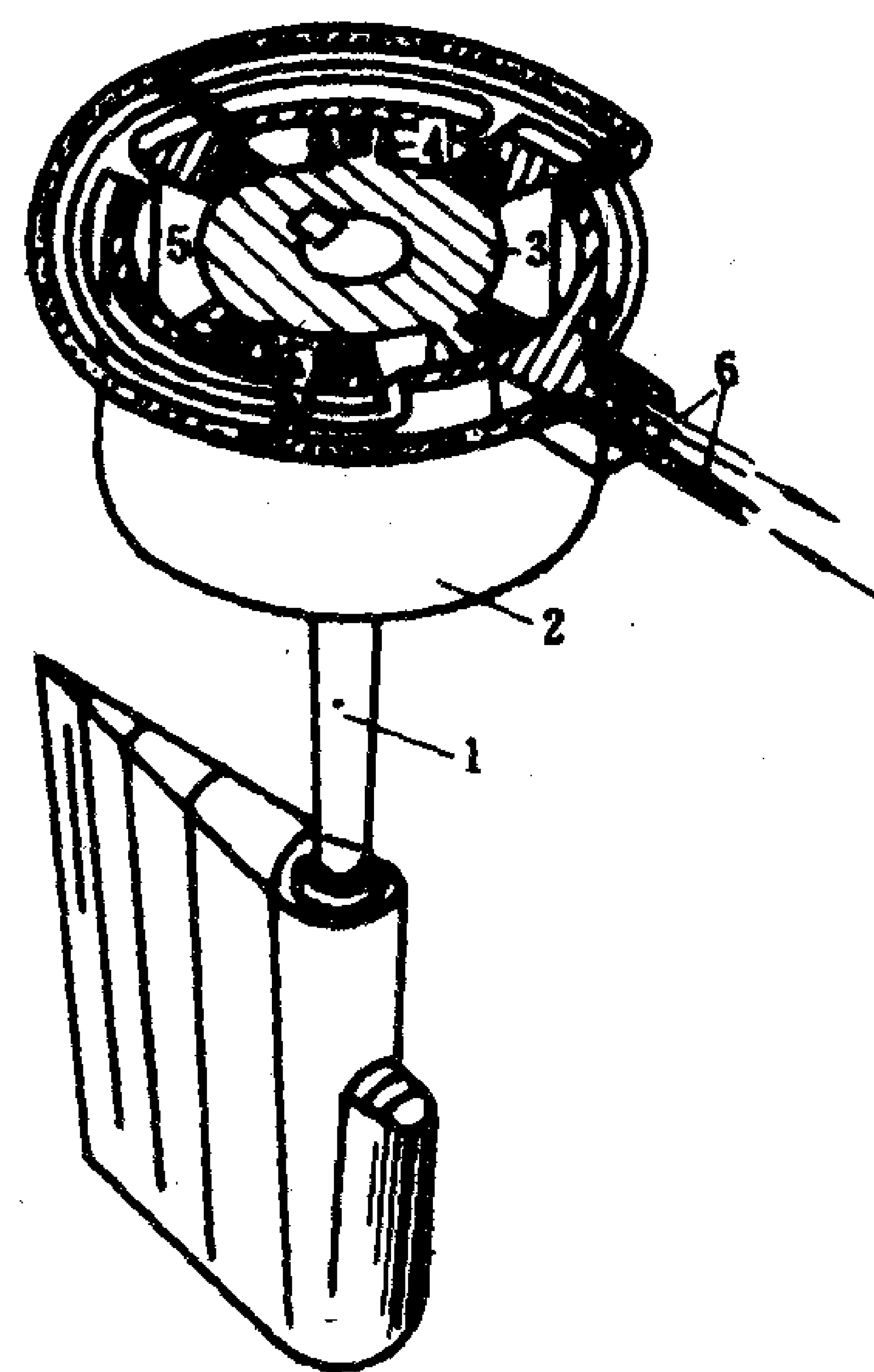


图5.8.3-19 三转叶式转舵机构原理
1-舵杆；2-油缸；3-转毂；4-转叶；5-定叶；6-油管

表 5.8.3-7　　T型摆缸式转舵机构主要参数

型　　号	35°舵角时舵杆上的扭矩 kN·m	最大舵杆直径 mm	容积参数 dm³	外　形　尺　寸　mm		
				A	B	C
1.5 T-125	14.7	125	1.3	1020	580	580
3 T-155	29.4	155	2.6	1300	720	600
6 T-200	58.9	200	5.1	1520	830	620
9 T-225	88.3	225	7.7	1685	825	645
12 T-250	117.3	250	10.2	1900	990	720
16 T-275	157	275	13.6	2030	1070	760
21 T-300	206	300	17.8	2150	1100	780
27 T-325	264.9	325	22.8	2220	1150	875
34 T-350	333.5	350	28.7	2495	1400	910
42 T-375	412	375	35.6	2510	1400	970
2.6 T-150	25.5	150	2.6	1450	720	600
5.2 T-190	51	190	5.1	1695	830	620
7.8 T-215	76.5	215	7.7	1855	825	645
10 T-240	102	240	10.2	2010	990	720
14 T-260	135.4	260	13.6	2275	1070	760
18 T-285	177.6	285	17.8	2570	1100	780
23 T-310	228.6	310	22.8	2660	1150	875
29 T-335	287.4	335	28.7	3045	1400	910
36 T-360	356.1	360	35.6	3060	1400	970
45 T-385	440.5	385	45.4	3190	1460	995

表 5.8.3-8　　H型摆缸式转舵机构主要参数

型　　号	35°舵角时舵杆上扭矩 kN·m	最大舵杆直径 mm	容积参数 dm³	外　形　尺　寸　mm		
				A	B	C
54 H-410	530	410	45.6	4030	1360	875
68 H-445	667	445	57.4	4050	1380	920
84 H-475	824	475	71.1	4320	1620	940
104 H-510	1020	510	88.4	4620	1700	960
126 H-545	1236	545	106	4800	1740	1020
150 H-575	1472	575	126	5730	2070	1100

5.2　扭矩特性

作用在每片转叶上的液压力P为

$$P=\frac{1}{2}(D-D_0)H\Delta p \quad \text{N} \qquad (5.8.3\text{-}11)$$

式中：D——油缸内径，m；

D_0——转毂外径，m；

H——转叶高度，m；

Δp——转叶两侧的油压差，Pa。

通常：$\frac{D_0}{D}=0.4\sim0.7$，油压较高时有较大值；

$\frac{H}{D}=0.6\sim0.1$，油压较高时有较大值。

转舵机构的输出扭矩M可按下式计算：

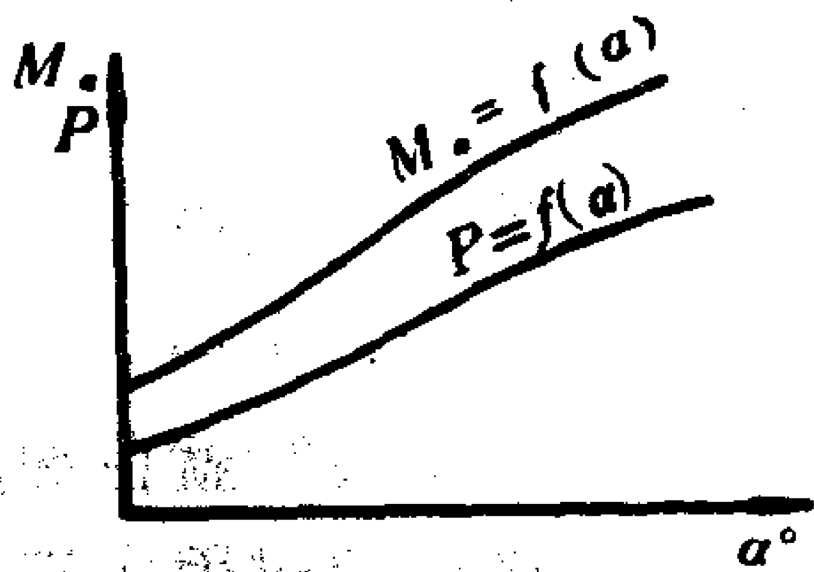


图 5.8.3-20　转叶式转舵机构的扭矩特性

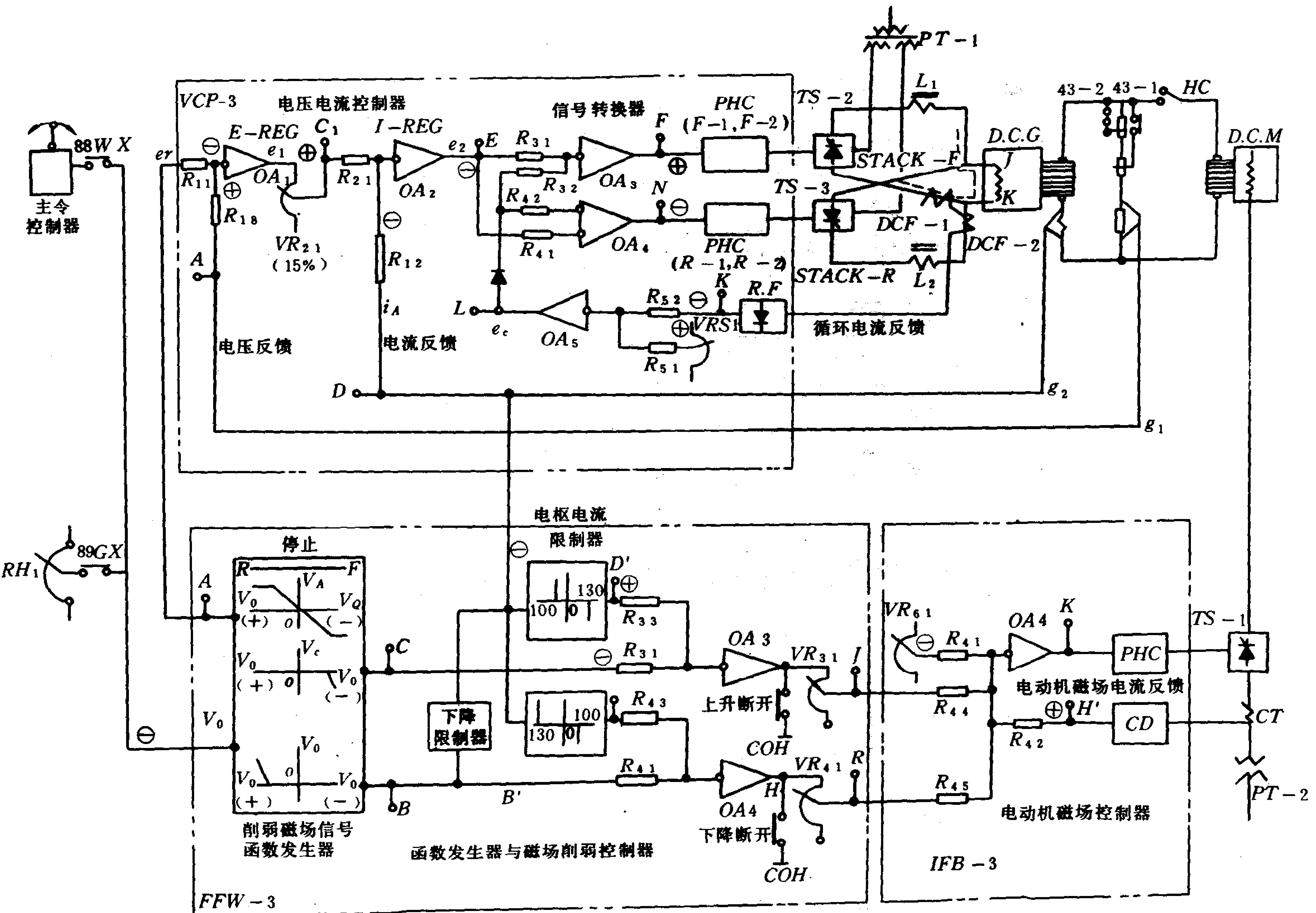


图 8.3.10—2 拖缆机的控制线路

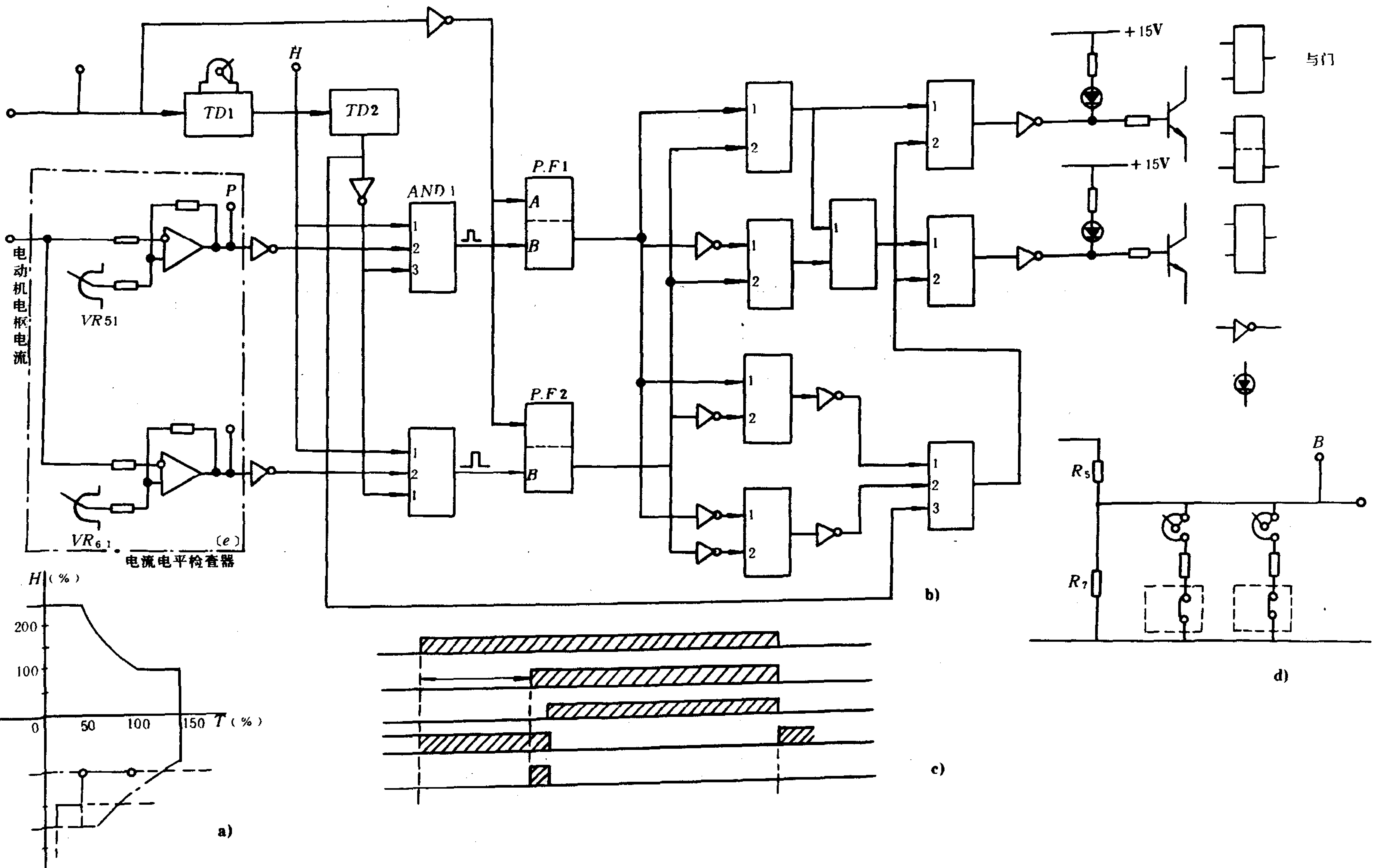


图 8.3.10—3 下降速度限制器

表 5.8.3-11　　　　我国各船厂转叶式转舵机构标准系列主要参数

序号	型　号	公称扭矩 kN·m	舵杆直径 mm	转叶油缸结构参数			叶片对数	转叶油缸外形尺寸mm		
				D mm	D_0 mm	H mm		A	B	C
1	ZYD 1-28	9.8	100~	330	220	200	2	650	450	300
2	ZYD 1-12	9.8	115							
3	ZYD 1.6-28	15.6	115~							
4	ZYD 1.6-12	15.6	130							
5	ZYD 2.5-28	24.5	130~	440	290	280	2	900	620	400
6	ZYD 2.5-12	24.5	155							
7	ZYD 4-28	39.2	155~							
8	ZYD 4-12	39.2	185							
9	ZYD 6.3-28	61.74	185~215	600	410	280	3	1100	800	520
10	ZYD 10-28	98	215~250							
11	ZYD 16-28	156.8	250~290	720	410	340	3	1300	940	520
12	ZYD 25-28	245	290~340							
13	ZYD 32-28	313.6	340~365	870	670	400	3	1700	1150	600
14	ZYD 40-28	392	365~400							
15	ZYD 50-28	490	400~430	970	730	480	3	1900	1350	700
16	ZYD 63-28	617.4	430~465							

6　环形柱塞式转舵机构

这种转舵机构具有转叶式与往复式的双重特点，并可按柱塞截面形状分为矩形和圆形两种。前者较难密封，后者则无此问题，但加工比较困难。图 5.8.3-23 所示为环形柱塞式转舵机构的受力情况，图 5.8.3-24 为其透视示意图。

这种机构中的推舵力为

$$Q = A\ (p_2 - p_1)\ - f_1 aN - f_2 G - 2T \qquad (5.8.3\text{-}14)$$

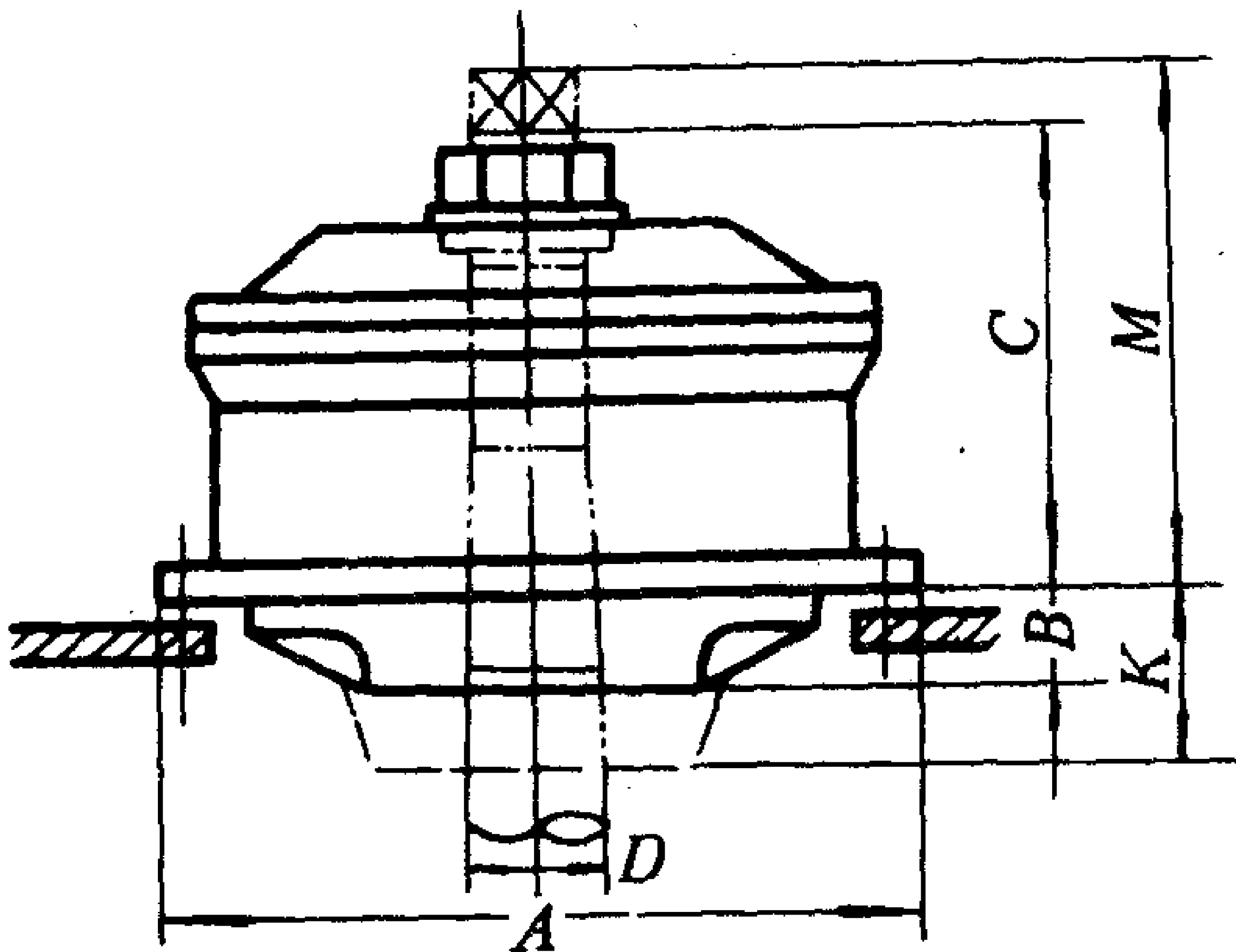


图 5.8.3-22　挪威HS型转叶式转舵机构

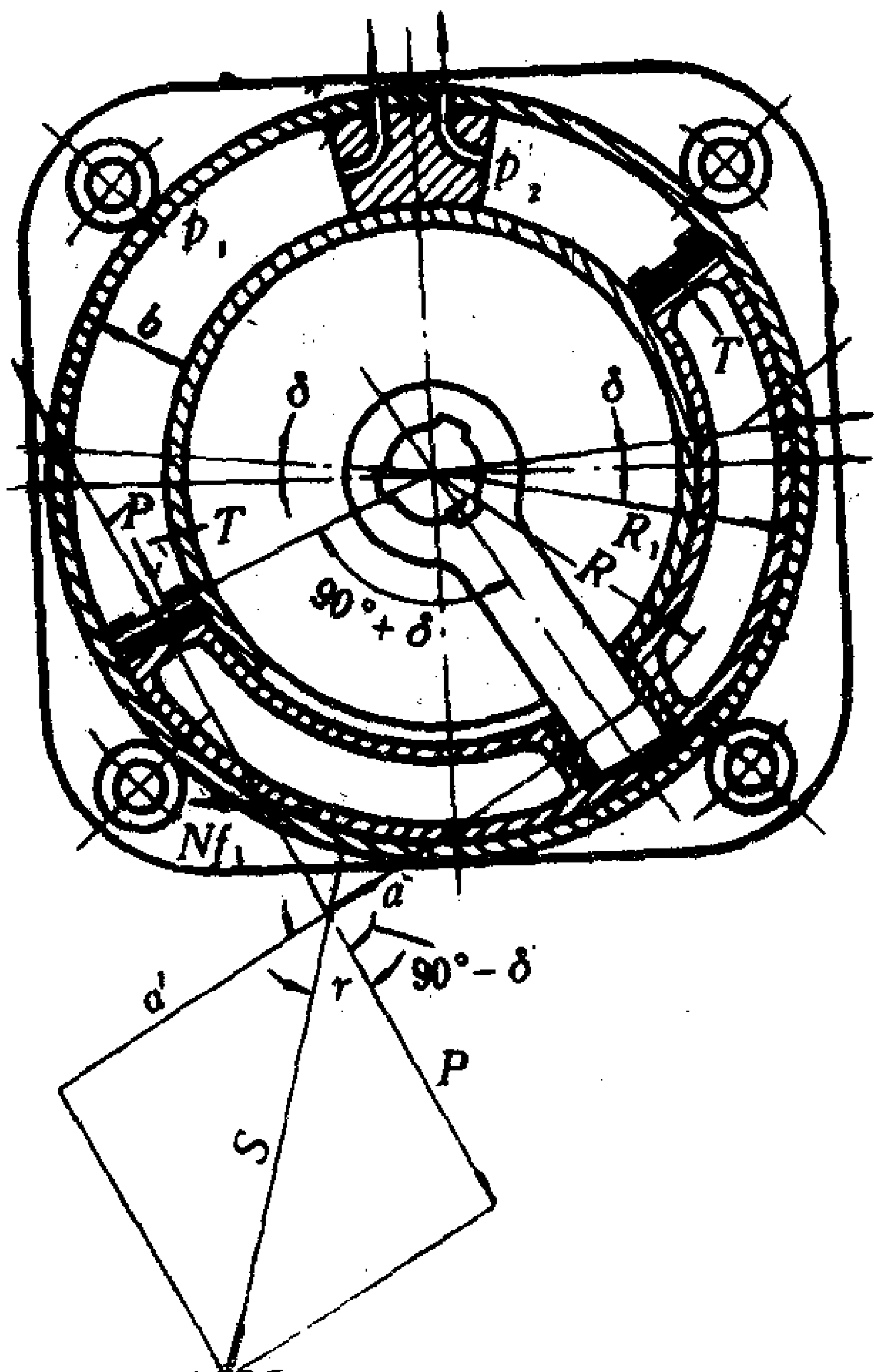


图 5.8.3-23　环形柱塞式转舵机构的受力情况

式中：　　A——柱塞截面积，m^2；

(p_2-p_1)——柱塞上的有效工作油压，Pa；

f_1，f_2——摩擦系数；

$a=R+\frac{b}{2}/R=1+\frac{b}{2R}$；

b——柱塞在舵柄半径方向的尺度，m；

R——舵杆中心至油缸中心的距离，m；

N——环形柱塞作用在缸壁上的正压力，Pa；

$N\doteq 2A\Delta p\cos\gamma$，$\gamma=\frac{90°-\delta}{2}$；

G——柱塞重力，N；

T——填料的摩擦力，N。

作用在舵杆上的扭矩为

$$M=QR=AR\Delta p-(f_1aN+f_2G+2T)R \quad N\cdot m \tag{5.8.3-15}$$

机械效率为

$$\eta_m=\frac{Q}{P}=1-2af\cdot\cos\gamma/\left(1+\frac{f_2G}{Q}+\frac{2T}{Q}\right) \tag{5.8.3-16}$$

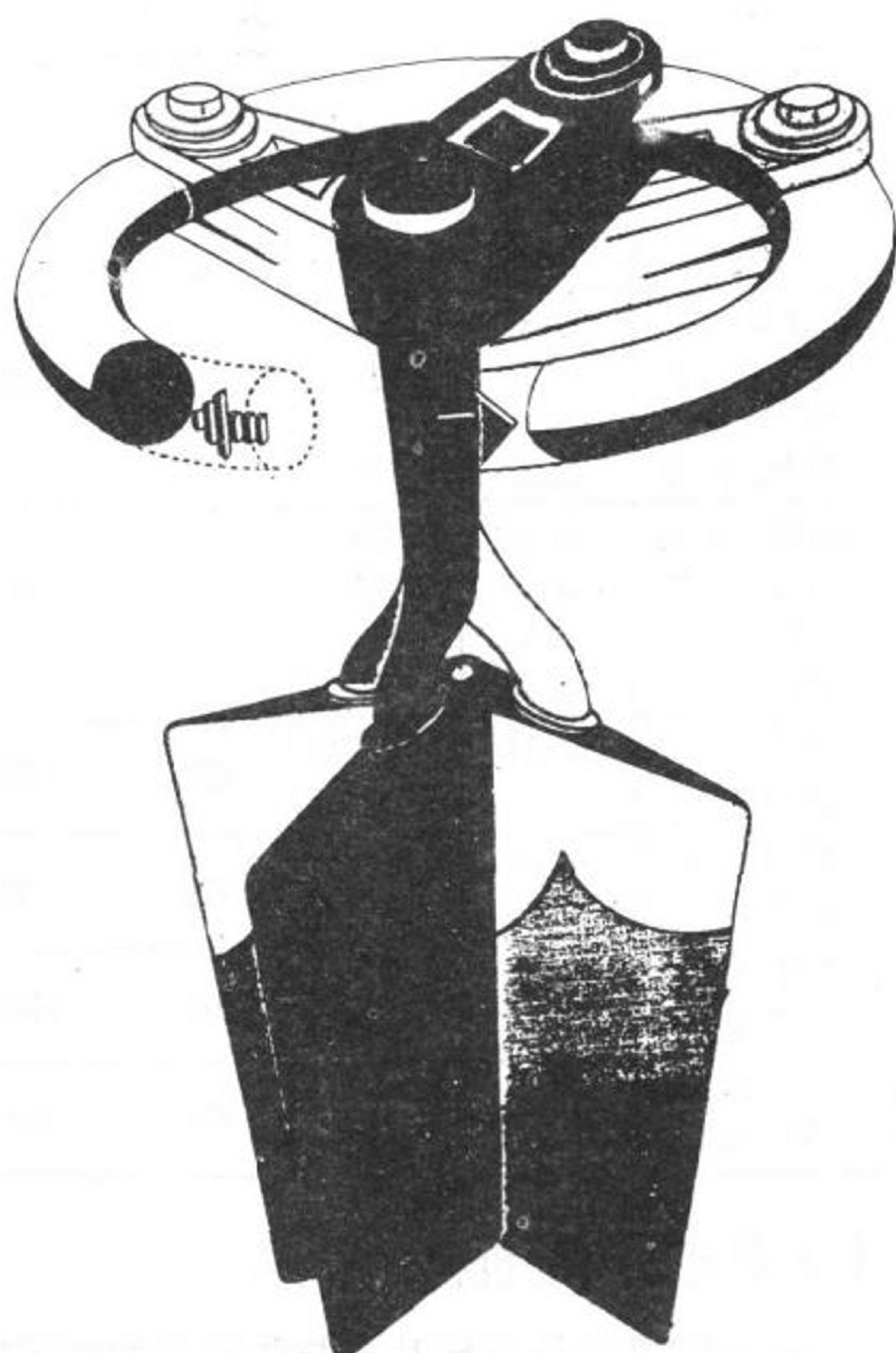


图 5.8.3-24　环形柱塞式转舵机构

参考文献

〔1〕叶金邦译：船舶设备设计者工作手册，国防工业出版社，1976

〔2〕内河船舶设计手册（船体分册），人民交通出版社，1977

〔3〕阎永阁等：船舶辅机，人民交通出版社，1980

〔4〕汪暗生：船舶装置，国防工业出版社，1965

〔5〕欧阳剑等：船舶辅助机械，人民交通出版社，1981

〔6〕汪育才等：液压舵机与液压起货机，人民交通出版社，1984

〔7〕в.в. Завища：Гидравлические рулевые машины, Судпромгиз 1965

〔8〕汪育才等：轮机概论，人民交通出版社，1986

第4章 遥控系统

常用符号

D——油泵柱塞直径，m

$\bar{q}$——油泵的平均流量，m^3/s

q_N——油泵的额定流量，m^3/s

q_{max}——油泵的最大流量，m^3/s

R_0——舵杆中心至油缸中心的距离，m

S——往复式油缸柱塞的总位移，m

t——舵从一舷α_{max}到另一舷α_F给定的转舵时间，s

t_1——变量泵排量从零变到最大所需的时间，s

t_2——变量泵排量从最大减小到接近于零所需的时间，s

α——舵角

1 遥控系统

遥控系统是舵机的一个控制环节，用来把驾驶台的操舵信号传给舵机，以使它能把舵叶按驾驶人员的意图自动、准确地偏转到给定的舵角上。遥控系统可分为随动遥控系统和非随动遥控系统。前者都是带有舵运动反馈信息的闭环系统，并常包括舵机原动机起、停的遥控部分。后者则常用作应急控制或在小船上应用。按照控制方式，随动遥控系统又可分为人工控制和自动控制两大类。后一类系统常利用船舶航行时实际航向与计划航向间的偏差，自动地对舵机的运行进行操纵，亦称自动操舵系统，简称自动舵。

2 遥控机构

遥控机构可按传递信息的媒介而分为电气式、电液式、液压式和机械式等几种。

1 电气式遥控机构

电气式遥控机构通过电力对舵机进行远距离操纵，操作轻便，动作灵敏、准确，不受船体变形和气候条件的影响，便于实现自动操舵。它有伺服电机(AEG)式、自整角变压器式和电磁阀式之分。

2.1.1 伺服电机(AEG)式电气遥控机构

这种遥控机构按差动励磁原理来改变电动机-发电机组的励磁强度和方向，以控制伺服电动机的起、停和换向，并进而通过机械传动(浮动杠杆)和反馈机构操纵舵机变量油泵，从而达到遥控舵机的目的，如AEG、Ward-Leonard等系统(后者借电桥平衡原理来控制励磁电流)。图5.8.4-1即为AEG式电气遥控机构的原理图。

机构由直流伺服电动机M_S、电动直流发电机组M_d-G、发信器A、受信器B以及机械杠杆等组成。其中的发电机G有两个它激励磁线圈f_1、f_2，分别由受信器B的半圆环d或e供电。受信器与驾驶台上的发信器经9对相间成10°圆周角的触头、导线相联，如图5.8.4-1所示。在发信器圆环上有占10°弧长的中央小触片a，它的两边各有4个互相绝缘的触头，彼此相距1°，并分别与电阻$r_{1、2、3、4}$相接。电阻的一端与中央小触片a一起接在中央滑环上，并经电刷接至电源的正极。受信器除设有两个半环d、e外，还在半环间设有9个相间1°的触头，其中除中央触头S为绝缘触头外，其余分别用导线与两侧的串联电阻$r_{1、2、3、4}$相联，再分别接到两个半圆环上。在半圆环的外侧，还分别有电刷g_1和g_2、导线以及限位开关L_{S1}、

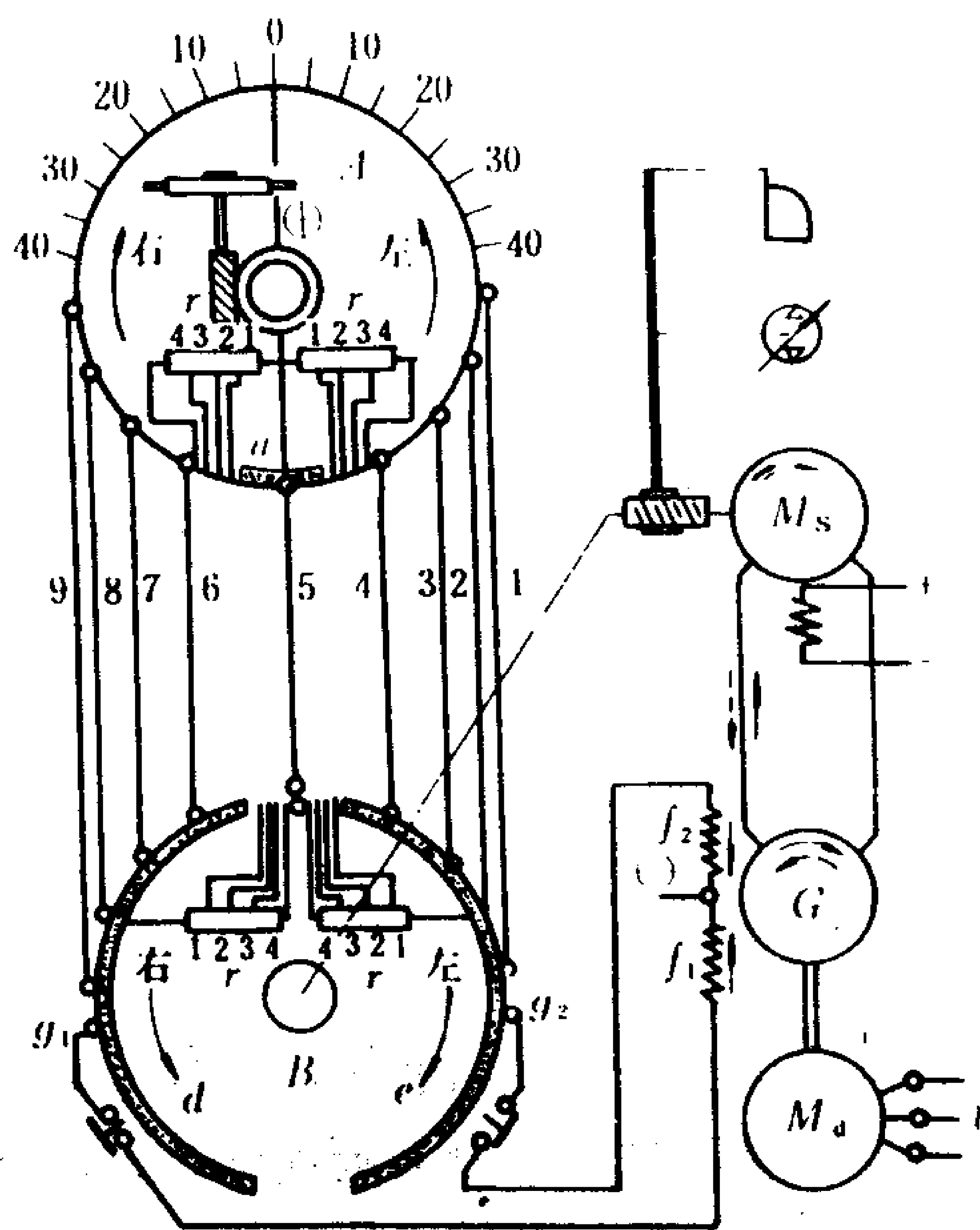


图 5.8.4-1 AEG式电气遥控机构原理
M_s-直流伺服电动机；M_dG-电动直流发电机组；
A-发信器；B-受信器

L_{S2}与发电机 G 的激磁线圈f_1、f_2 相接。

当舵角为零时，见图 5.8.4-2 a)，发信器和受信器都处在中央位置，控制电路不通，线圈f_1、f_2 中都没有电流通过，发电机 G 在电动机 M_d的带动下空转，伺服电动机 M_S 停止不动。

如果将发信器转至右3°见图 5.8.4-2 b)，这时电流就会从正极⊕经中央滑环、电阻 r_1 和 r_2、触头6、导线6、B 上的触头6、半圆环 d、电刷 g_1、限位开关L_{S1} 以及线圈f_1 流向负极⊖，使发电机按右舵方向励磁，推动M_s带动变量泵的控制杆使舵机向右转舵，并通过 M_s 自己的反馈机构(图中未示出)将受信器向右转动一个角度，设如图c)所示。这时除原有f_1上的电流外，电流还会经中央滑环、中央小触片 a、触头5和导线5、B 上的电阻r_4、r_3、r_2 和r_1、半圆环 e 以及电刷 g_2、限位开关 L_{S2}、线圈 f_2 流向负极⊖，产生一个与f_1相反的磁场。但是，由于$r_4+r_3+r_2+r_1>r_1+r_2$，f_1中的电流将大于f_2中的电流，发电机仍以较弱的励磁供电，使舵机继续向右操舵，直至M_s转到相当于 3°操舵角的位置时，受信器 B 就被带到图 d) 的位置。此时，串接在线圈 f_2 中的电阻与串接在 f_1 中的相等，合成磁场强度为零，发电机 G 不再输出电流。于是，伺服电动机 M_S 停止转动，舵机也将在反馈机构的作用下，最终停在右 3°位置上。

如果向右操舵 5°，那么，发信器将顺次划出r_4、r_3、r_2、r_1并最后使触片 a 与触头6相接。这时电流将不经过外接电阻而直接送入 f_1，发电机的电压最高，伺服电动机的转矩最大，但受信器的反馈过程仍与以前相似，亦即只有当伺服电机也转到相当于右 5°舵角的位置时，合成磁场方能消减为零，以使伺服电机停止运转，从而使舵停在右 5°位置上。

如果操舵角大于 5°，例如右 6°时，则在小于 5°以前，流向 f_1 的电流将通过电刷6、导线6逐渐增加，并在舵轮转过 5°以后达到最大(假设反馈没有及时发生)。此后，随着反馈运动的发生，f_2 中的串联电阻逐渐减少，直到达到 6°时，线圈 f_1 被串入了受信器中的电阻 r_1，而线圈 f_2 中则串入了发信器中的电阻 r_1，两者的电阻值相等，合成磁场转变为零，伺服电机 M_S 随之停止转动，舵叶也就停在 6°的位置上。

如果操舵角为右 10°，则 A 上的小触头将完全脱离5号电刷而与6号相接，电流将不经电阻而直接送入线圈 f_1，这样，经反馈作用，线圈 f_2 中仍将无电流通过，但 f_1 中的电流将因受信器的偏转而逐渐接入电阻，直到转到右 10°时，6号电刷就与绝缘的动触头 S 接触，切断了线圈 f_1 的电路，使伺服电动机 M_S 停转，舵也就停止在右 10°的位置上。

如果操右 10°以上舵角，电路工作原理与上述相同。

向左操舵时，电路的工作原理与向右操舵时相同。

图 8.3.10—7　4500方耙吸式挖泥船泥泵控制系统

F—泥泵发电机；D—泥泵电动机；TQ—他激绕组；BCQ—补偿绕组；A—电流表；V—电压表；FL—分流器；HK—转换开关；KGZ—可控硅整流器；GZ—硅整流器；KRD—快速熔断器；RD—熔断器；GLJ—过电流继电器；QLJ—欠电流继电器；DK—刀开关；W—电位器；WY—稳压器；R—电阻；C—电容；XZ—硒整流器；XD—信号灯；QA、TA—起动、停止按钮；XC—线路接触器；ZK—自动空气开关；DL—电铃；NK—钮子开关；DZ—电源插件；MZ—触发脉冲插件；CF—磁放大器；SF—测速发电机

右偏转。

随着舵叶的右转，D_{m1}'的转子(单向绕组)即被带动，而当它沿逆时针方向转过 θ 角时，整步系统又将重新处于协调位置，使 D_{m1} 单向绕组输出的控制信号 U_{d1} 下降为零，磁放大器的输出也随之转变为零，于是执行电机输出转矩消失，液压放大器的伺服滑阀在回中弹簧的作用下被推回到中央位置。这样，油泵变量机构也会在液压放大器的作用下回到零位，从而使舵叶停止在给定的右 θ 角上。

如果向左操舵，D_{m1} 的三个绕组将向相反方向偏转，控制信号 U_{d1} 的相位也就与操右舵时相差 180°，迫使执行电机向相反的方向(即向左)偏转，于是舵叶也就会向左偏转至给定舵角。

为了改善系统的性能，执行电机 M_{f1} 还带动一个自整角变压器 D_{m1}''，以产生与执行电机转角大小成比例的负反馈电压 U_p，以及一个测速发电机 $WTMI$，以产生与执行电机角速度成正比的负反馈电压 U_d。

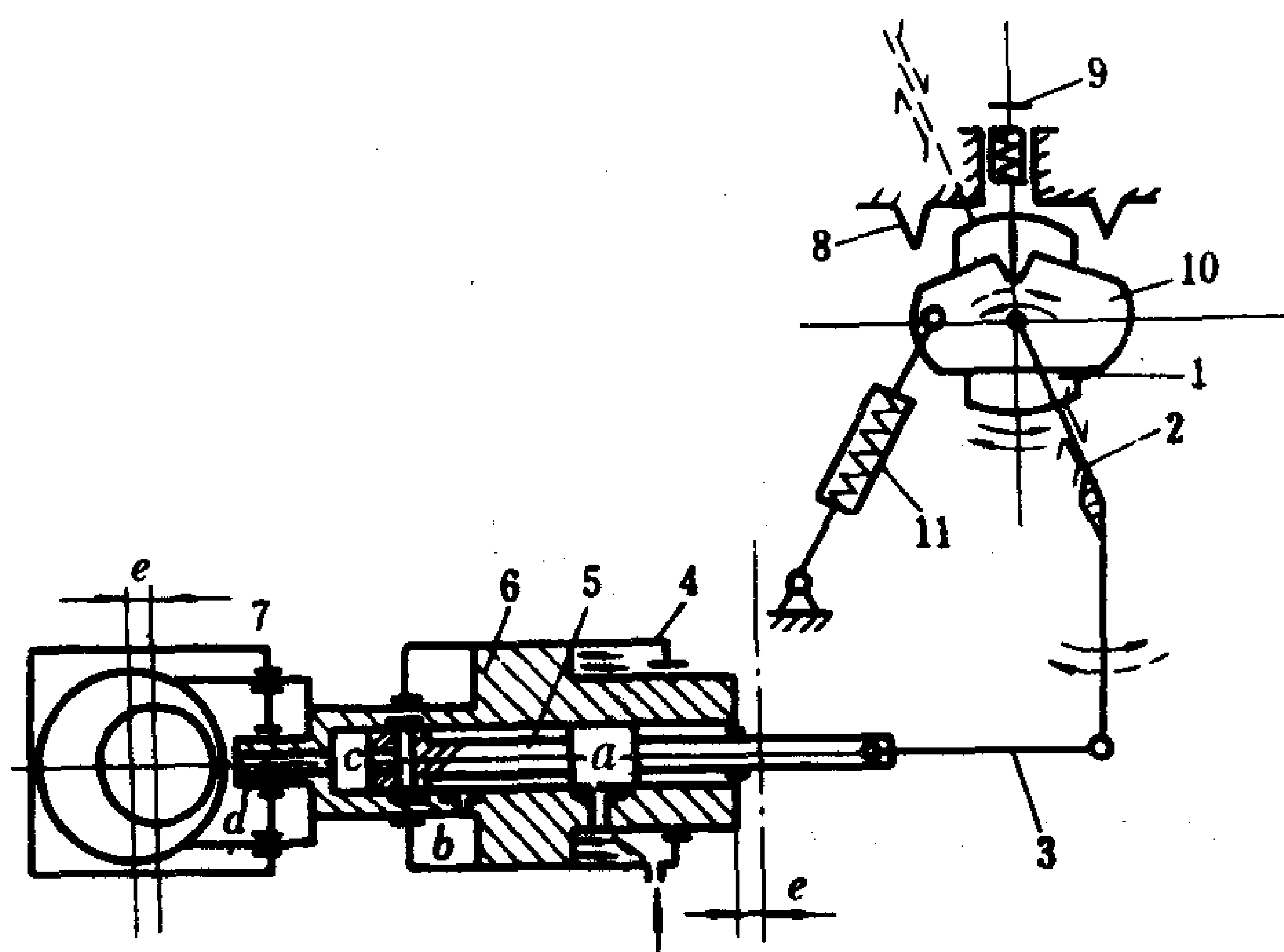


图 5.8.4-4　液压伺服放大器简图

1-执行电机；2-角杆；3-连杆；4-液压放大器；5-伺服滑阀；6-差动活塞；7-径向泵；8-止动螺钉；9-止摆装置；10-法兰盘；11-回中弹簧

这种遥控系统所使用的液压伺服放大器的简图见图 5.8.4-4。当操舵时，执行电机 1 偏转，并通过角杆 2 和连杆 3 带动液压伺服放大器 4 的滑阀 5 作相应的移动。例如，向右移动时，油孔 a 即被打开，来自辅泵的压力油液就会经差动活塞 6 的右侧油缸空间，通过油孔a、b进入 6 的左侧油缸空间。由于活塞两侧面积不等，活塞 6 就会带动径向泵 7 的浮动环一起向右移动，直至活塞上的孔 a 重新被滑阀 5 遮闭时为止。相反，当滑阀 5 被向左移过一距离 x 时，左侧油缸中的泄油路就被打开，油液就会经油孔 b 和油路 c、d 泄入泵壳，活塞 6 就会在右侧油缸空间的油压作用下，追随滑阀 5 向左移动一同样的距离 x，并使径向泵浮动环作同样的移动，推舵向左，直到舵叶到达指令舵角时，由于发信自整角变压器 D_{m1} 输出的控制信号电压在反馈自整角变压器的追随作用下减小到零，执行电机的输出转矩消失，于是，在回中弹簧的作用下，滑阀 5 就将回到中央位置，而差动活塞和油泵浮动环也就会在油压作用下随之回到中央位置，从而使舵叶停止在给定舵角上。

图中的两个止动螺钉 8 用来限制执行电机的摆幅。止摆装置 9 则可在到港后或必要时插入法兰盘 10 的缺口，使操纵机构不能运行。

上述遥控系统与“祁门”、“天门”、“厦门”、“武门”等船所用的基本相同。

2.1.3　电磁阀式电气遥控系统

这是一种以电磁阀为控制对象的系统，常带有位置反馈机构，适用于阀控式液压系统。其电路原理如图 5.8.4-5 所示，用于“长征”等船上。图上，1 DF_R、1 DF_L和 2 DF_R、2 DF_L 为两对互为备用的直流电磁阀线圈。变压(变压器 2 BT)-整流(硅整流器 2 CT)装置为直流电磁阀线圈供应低压(24 V)直流电。系统除在驾驶台设有自动操舵台 I 和左、右舷两套控制线路外，还在舵机房中设有应急的手操舵装置 II。

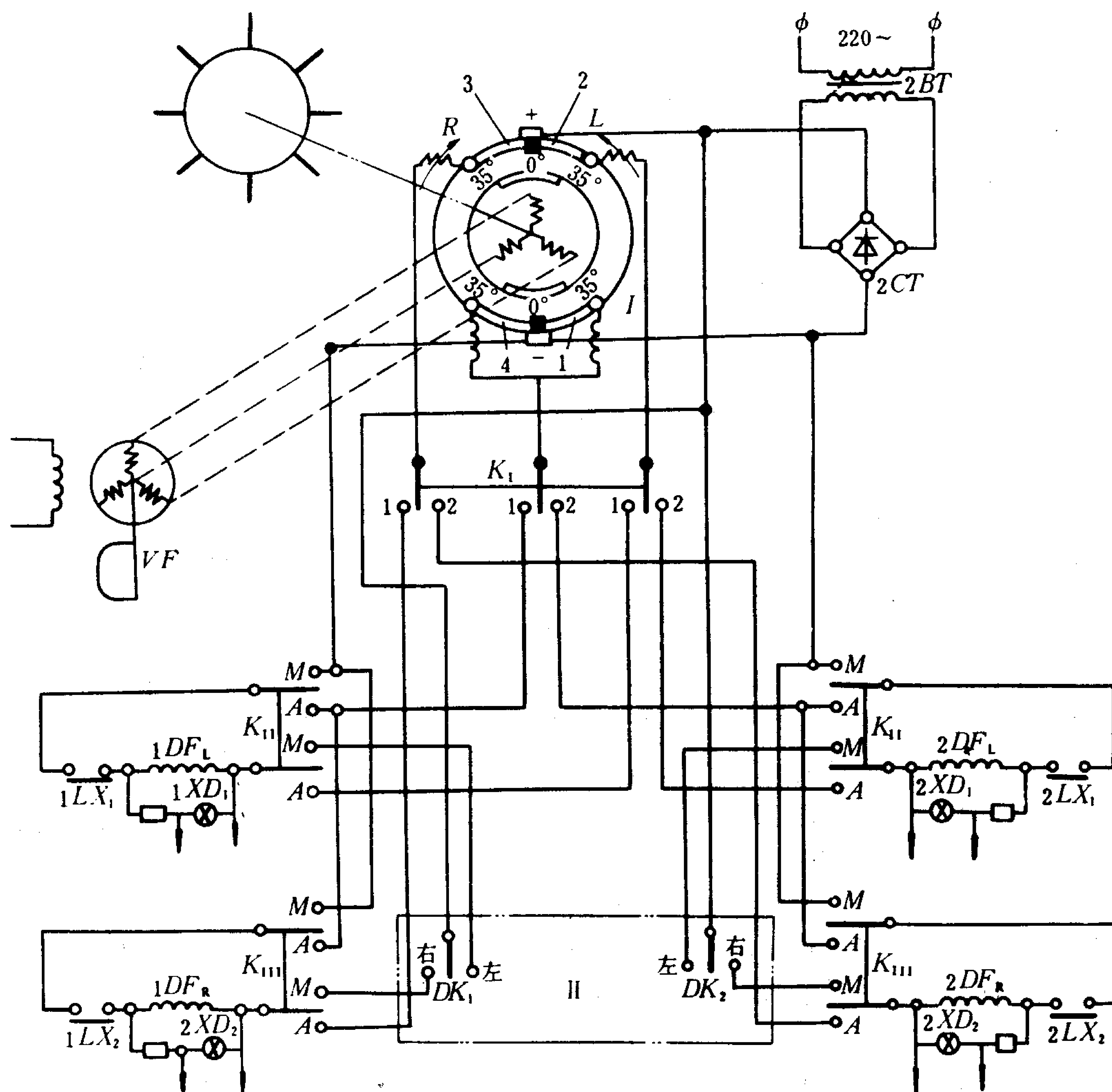


图 5.8.4-5 电磁阀式电气遥控系统电路原理图

I-自动操舵台；II-手操舵装置；2 BT-变压器；2 CT--硅整流器；IDF-左舷电磁阀线圈；2 DF-右舷电磁阀线圈；1 XD_1、1 XD_2-左舷指示灯；2 XD_1、2 XD_2-右舷指示灯；1 LX_1、1 LX_2-左舷限位开关；2 LX_1、2 LX_2-右舷限位开关；VF-舵角发送器(自整角机)；K I、KII、KIII-转换开关；DK_1、DK_2-手操舵手柄

假设将转换开关 K_I 推至与 2 接通的位置，选用右舷线路采用右舷电磁阀进行操舵，则当向右转动舵轮时，操舵台上的外圈即向箭头 R 所示的方向转动，使弧形触片 3、1 分别与直流电源的"+"、"−"电刷接通。这样，在将控制线路中的转换开关 K_{II}、K_{III}都置于向下接通的情况下，电磁阀 2 DF_R线圈有电，指示灯 2 XD_2亮，舵叶便会向右偏转。当舵叶转到给定舵角时，通过发送器 VF(自整角机)将驾驶室操舵台中的反馈自整角机转子朝 R 向转动，直到弧形触片 3、1 分别与"+"、"−"电刷脱离，重新回到图中所示的位置，电磁阀 2 DF_R 也就随之断电，舵因而也就停止在给定的右舵角上。

当转动舵轮向左操舵时，弧形触片 2、4 就分别与"+"、"−"电刷接通。于是，电磁阀 2 DF_L线圈有电，指示灯 2 XD_1 亮，舵叶就向左偏转。直到到达给定舵角时，发送器 VF 又将操舵台中的反馈自整角机转子朝 L 向转动，从而又使弧形触片 2、4 分别与"+"、"−"

本系统采用频敏变阻器作为电动机起动限流电阻，同时在电动机过载时，作过载保护用。由图可见，当电动机负荷达到 2～2.5 倍额定电流时，过载继电器 GLJ 动作，使 2SJ 延时继电器得电，2SJ 使 1SJ 接通，1SJ 的常闭接点使短路接触器 JC 断电，将频敏变阻器接入电动机转子回路，从而使电枢转子电流限制在 2～2.5 倍额定电流，使转速迅速下降。若此时负荷未降低，则 2SJ 的延时接点使主回路正向接触器 2C 断电，电动机停转。若在 2SJ 延时内，负载降低，则 GLJ 断开，2SJ 断电，则经过 1SJ 延时，而将 JC 接通，使频敏变阻器从转子电路内短路，电动机又正常运行。

系统采用了过载指示器 XD，当时载时，XD 亮，使操作者注意采取措施排除故障，以免造成“停车”，影响工作。须指出，在电动机起动时，XD 也会短时亮一下，这和过载不同，操作者应予区别。

3.3.2 350m³ 绞吸式挖泥船绞刀电气控制系统

该系统采用三绕组发电机系统，见图 8.3.10—10。

发电机有他激、并激和串激三个绕阻，控制他激绕组电流的大小和方向，可以改变基速下电动机的速度和方向。基速以上由控制电动机的他激绕阻电流大小来实现弱磁变速。

操作采用主令控制器分档进行。在停车时，发电机励磁绕阻接到自消磁电阻 R_{fd}上，以减少剩余磁势。

由于发电机的串激绕组接成差复激形式，具有负反馈作用，当电流过大时，能使发电机磁势减弱，从而得到挖土机特性。

必须指出的是，由于本系统利用接点开断发电机和电动机的激磁绕组回路，该回路属于直流大电感回路，在开断时，将产生较大的火花，易损坏接点，这是维护时值得注意的。

3.3.3 500m³ 链斗式挖泥船

本系统采用由电机放大机控制发电机励磁的发电机电动机系统，见图 8.3.10—11。

电机放大机各绕组作用如下：

GDQ ——给定绕组；

BCQ ——补偿极绕组；

HXQ ——换向极绕组；

YQ ——电压反馈绕组，为电机放大机输出电压的截止负反馈绕组；

LQ ——电流负反馈绕组，为主电路电流的负反馈绕组；

Wa ——稳定绕组，由稳定变压器供电；

Tca ——去磁绕组。

比较截止信号采用电位器加二极管，以得到挖土机特性。

调速用主令控制器，正向有五档速度，反向一档速度。正反向的第一档速度用于装卸泥斗，斗销和进行检修。反向时要求反转，起动转矩较大，故由反向继电器将电流反馈绕组断开，变成他激特性。正向第二档慢速，用于倒清粘泥用。其中第一至第三档为改变电压截止的比较电压来获得，而四、五档速用削弱电动机磁场获得。

两台发电机和两台电动机主电路接成串联，便于负载分配平衡。若用一台发电机，也和电动机相串联，此时转速减半，但力矩不变，因此可以低速在硬泥处作业。

主电路有柴油机反转保护，即通过在发电机轴装一速度继电器来实现。电机放大机有过流保护。控制电路有短路、欠压、零位等保护。电动机处有应急切断开关，以便于安全操作和切除故障。

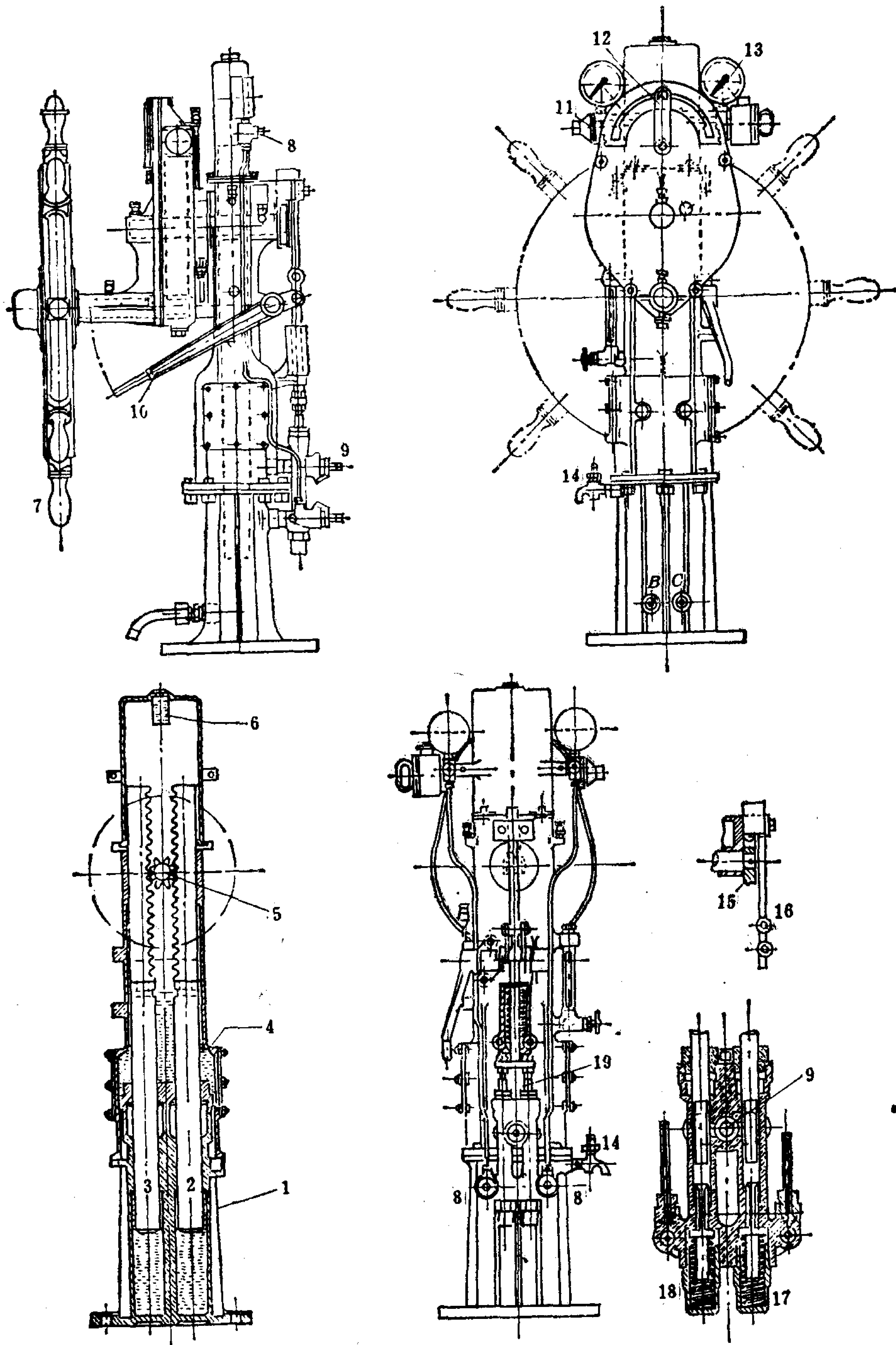


图 5.8.4-7　司高塔式液压遥控机构的发送器

1-固定油缸；2、3-柱塞；4-补给油箱；5-与齿条啮合的小齿轮；6-滤器；7-舵轮；8-压力表阀；9-停止阀；10-手柄；11-照明设备；12-操舵舵角指示器；13-油压表；14-放油旋塞；15-缺口圆盘；16-挺杆；17、18-平衡阀；19-推杆

这类机构的发送器实际上是一个双作用手动泵(有单缸和双缸之分,司高塔式发送器则是双缸发送器的典型),如图5.8.4-7所示。发送器由一对柱塞-油缸组成,经齿条与小齿轮相啮合。当舵轮5的运动经减速机构传到小齿轮时,两齿条及其相连的柱塞就会作一上、一下的往复运动,在两油缸中造成压差,通过油管 B、C 传递给受动器。

2)发送器的平衡设备

图示的发送器具有由平衡阀6和7、推杆8、挺杆9和手柄10、补油箱等所组成的平衡设备,以平衡、补充两油缸系统中的油液。当提起手柄10时,挺杆9就会推动推杆8,使两平衡阀同时打开(开度约4～6mm)。这样,发送器的两个油缸以及补给油箱就被互相沟通,两油缸即可彼此调剂油液或从补给油箱得到补充或将多余油液放回油箱,以达到平衡、补足两缸油液的目的。反之,如果推动手柄向下,则两平衡阀就会在弹簧的作用下关闭,两油缸就被相互隔开,发送器便可正常工作。

鉴于在操舵过程中两柱塞恒将处在不同位置,并造成压差,显然不宜进行“平衡”工作。为此,就对该机构设置连锁,使平衡工作只能在中舵位置且不转动舵轮的情况下进行。

图5.8.4-8示出另一种型式的平衡设备。它由自动补给阀5、安全阀4、凸轮控制自动旁通阀2和截止阀6等组成。

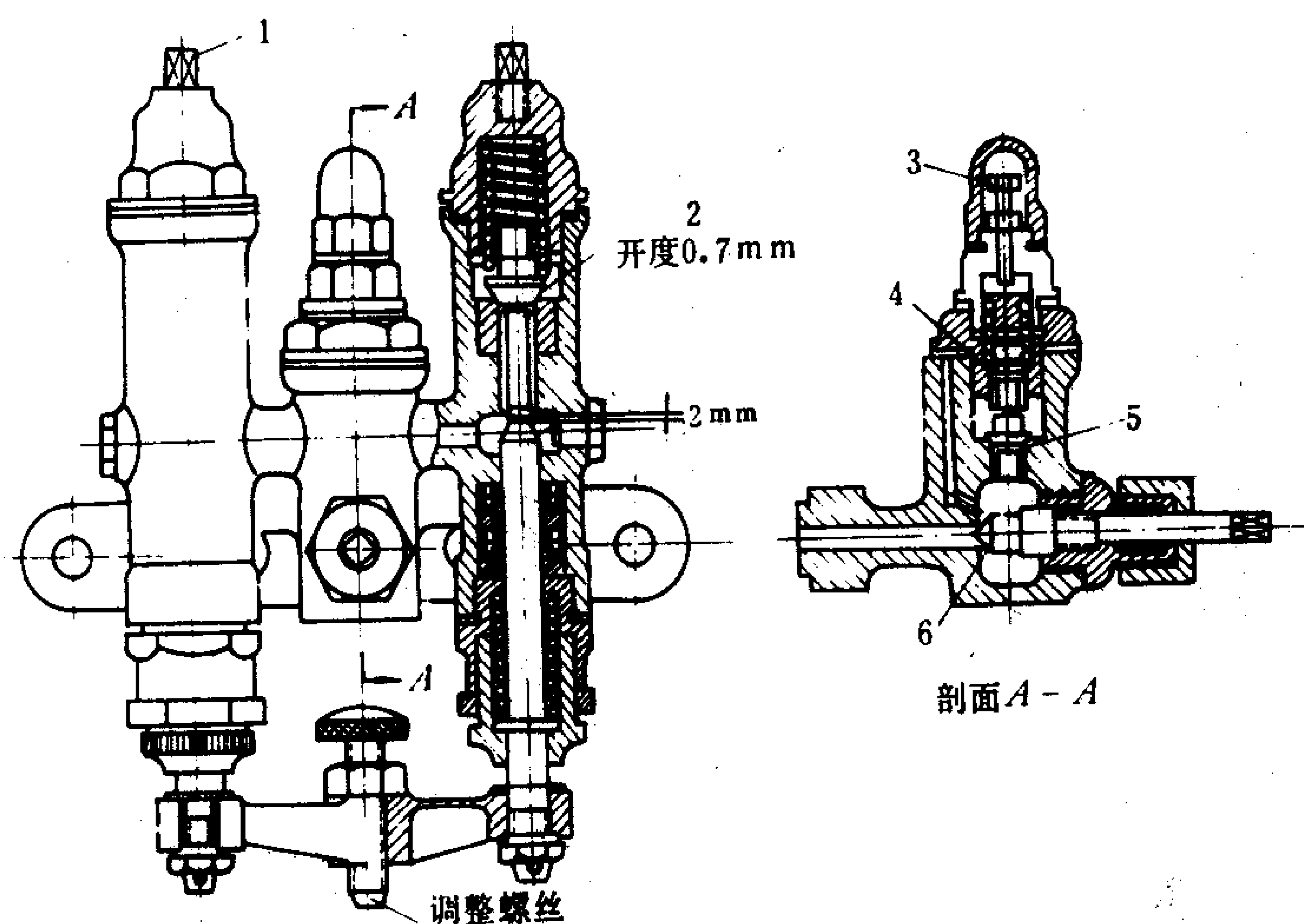


图5.8.4-8 液压遥控机构发送器的平衡设备

1-空气旋塞; 2-自动旁通阀; 3-调整螺丝; 4-安全阀; 5-自动补给阀; 6-截止阀

自动补给阀5的下方空间经截止阀6与补给油箱相联,其上方则分别与左、右旁通阀2和安全阀4相通。当操舵手轮位于中舵时,旁通阀2开启,发送器两油缸得以沟通而平衡。如果此时系统中的油液短缺(因漏失或遇冷收缩),则补给阀5两侧的压力就失去平衡,于是来自补给油箱的油液就会通过已打开的截止阀6顶开补给阀5,经左、右旁通阀补入油缸,直至补给阀上、下方压力平衡后便自动关闭。

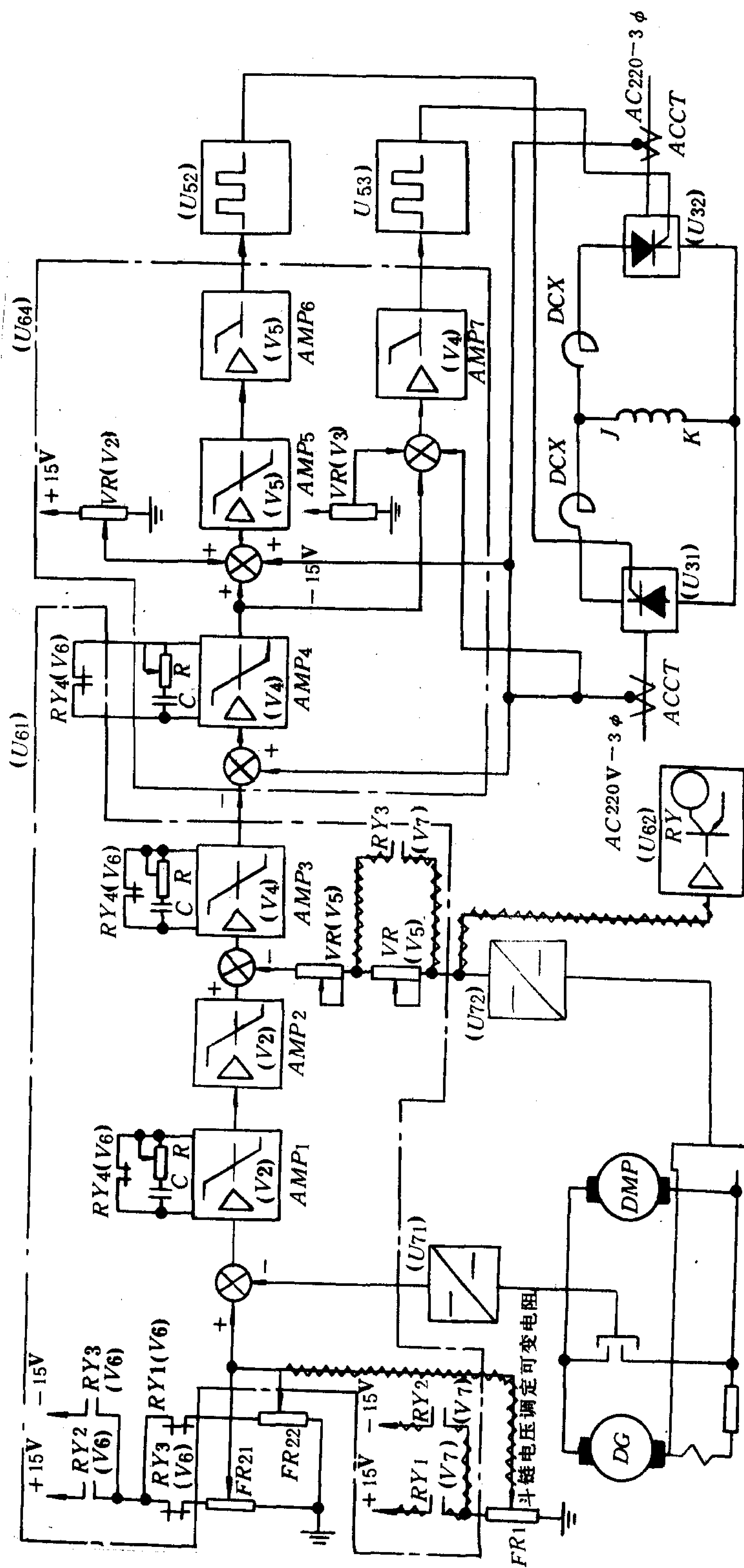


图 8.3.10—12 发电机磁场控制方框图(斗链控制图之一)

5.8.4-11)：

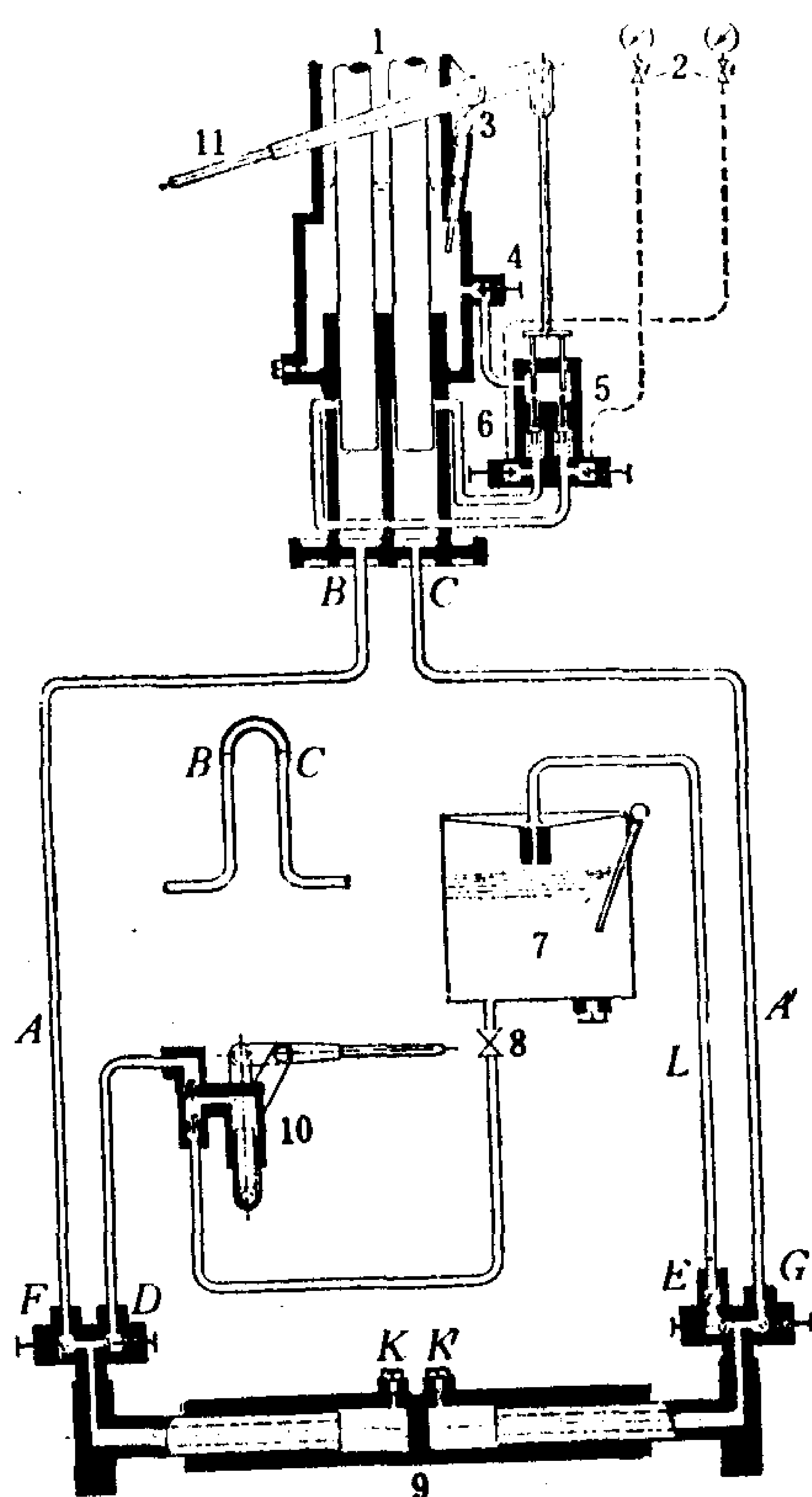


图 5.8.4-11 充液系统图

1-发送器；2-压力表阀；3-油尺；4-截止阀，5、6-平衡阀；7-充液柜；8-截止阀；9-受动器；10-手动充液泵；11-手柄

（1）向充液柜补足原用液体，以防空气抽入；

（2）拆下回液管 L，将回液放入另备的清洁空桶（桶内的液体经彻底过滤后还可注入充液柜再行使用）；

（3）按后述充液步骤（6）进行循环清洗；

（4）不时开启发送器和受动器上的空气旋塞，排出积聚在液缸和管路中的气体；

（5）循环清洗所需的时间约为充满管系时间的 8～10 倍；

（6）清洗完毕后，关闭阀 E，继续压动充液泵，直至压不动时为止。此后关闭充液阀 D 和充液柜下的截止阀 8，松开压力表阀 2 的接头，使管路中的压力消除，然后再行拧紧，以备充液。

充液的步骤如下（见图 5.8.4-11）：

（1）将受动器与舵机的操纵部分脱开，并将舵轮置于 0°位置，然后提起手柄 11，开启截止阀 4。

（2）打开充液柜 7 下的阀 8（确信柜内有足够的液体）和充液阀 D，关循环阀 F，开启受动器左侧油缸上的放气旋塞 K，压动充液泵 10，向受动器左侧油缸充液，直至从 K 处冒出整股油流后将 K 关闭。

（3）开循环阀 F，继续压动充液泵，将油液充入发送器左、右油缸和补给油箱。待补给油箱液面达到规定高度（由油尺 3 测定）时，关闭截止阀 4。松开压力表阀 2 的接头，放出发送器中的空气，直至冒出整股油流后，再将阀 2 的接头拧紧。

（4）开循环阀 G 和受动器右侧油缸上的放气旋塞 K'，充油入右侧油缸，待放气旋塞 K' 处冒出整股油流后，关闭旋塞 K'。

（5）开回油阀 E，使油液经 L 管导回油柜。如果回油并非整股连续油流，即表明其中尚有空气。

（6）继续压动充液泵，交替地开启上、下各放气旋塞，以放出空气，直至回油油流正常后将阀 E 关闭。最后压动几次充液泵，关闭阀 8 和充液阀 D，打开截止阀 4，充液工作就告完成。

2.3.4 系统的检漏和效能试验

液压遥控机构充液后，必须进行检漏和效能试验。

通常用压降试验法来检验漏泄。向左转动舵轮，使油压升高到 4 MPa左右，稳定舵轮，静待 20 min，如果压力保持不降，证明系统没有漏泄；再向右转动舵轮，作同样试验。若发现压力下降，应首先检查管路接头，再查看受动器柱塞填料和阀杆填料等，并在缺陷消除后

再行试压，如果压力仍然迅速下降，则应检查发送柱塞填料和平衡阀杆填料。检漏工作也可在关闭停止阀 G、F 后对发送器和受动器分别进行。

效能试验的目的在于确定发送器和受动器工作的一致性。试验应在中舵，满舵以及不同的左、右舵角上分别进行，连续校对数次。为便于核对发送器与受动器的动作是否一致，应分别派人在驾驶台和舵机间检查并随时取得联系。如果不相对应，应先从机构本身开始检查，必要时再扩及到整个舵机。通常，操舵方向必须与舵叶的实际转向一致，假如相反，应将管路 B、C 换接。

2.4 机械式遥控机构

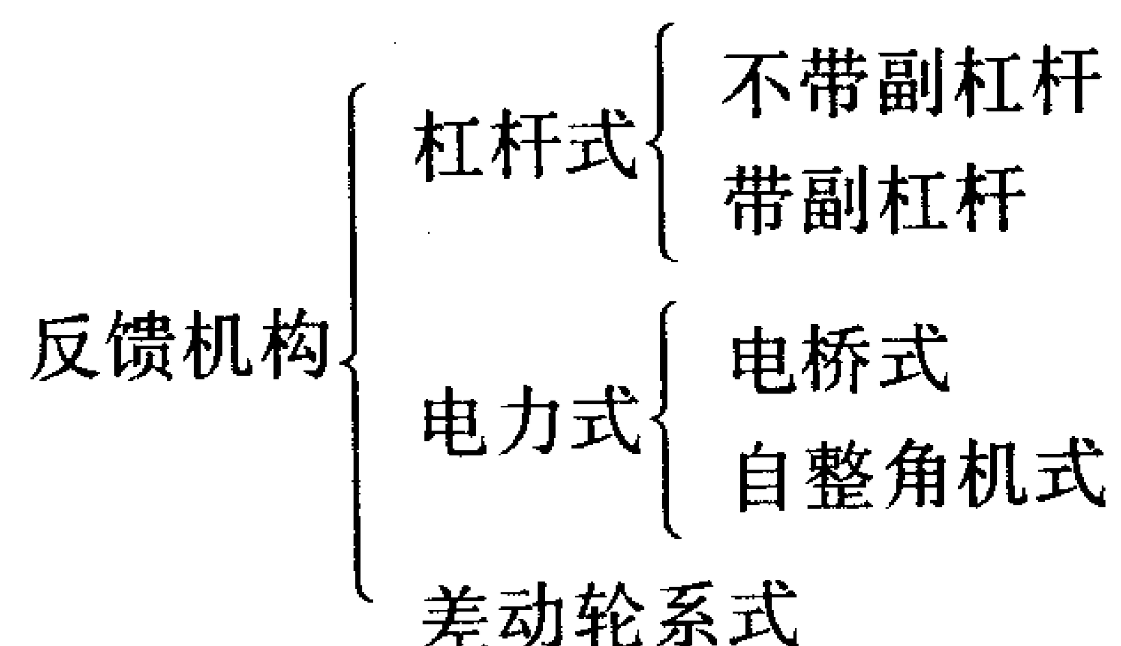
机械式遥控机构是借齿轮、齿条、杆轴或方向接头等机械的方法直接把操舵运动传给舵机，以达到远操目的的一种机构。此种机构虽然简单，但会因船体变形和气候条件的影响而产生误差，甚至导致工作失灵，因此除一些小船外，现已基本不用。

3 反馈机构

3.1 功用和型式

反馈机构是保证随动操舵的不可缺少的部分，它的作用在于将舵叶的移动信息及时反馈给控制系统，保证舵叶自动停止在指令舵角即操舵角上

常用反馈机构的型式如下：



3.2 杠杆式反馈机构

3.2.1 工作原理

杠杆(三点)式反馈机构如图 5.8.4-12 所示，它由追随杆 1、储存弹簧 2 和浮动杠杆 4 等组成。杆 4 的端点 A 与操纵杆 5 相连，受遥控机构操纵。端点 B 通过储存弹簧和追随杆连接到舵柄上，中间点 C 则通过连杆 3 与变向油泵的变量机构相连。

图中的状态 I 为追随终了位置，此时油泵变量机构无偏移，排量为零，舵机不动。

状态II为操舵后舵机开始运动时的情况。A 点被推移到 A_1 点，如追随尚末发生，B 点不动，浮动杠杆即绕 B 偏转，将 C 移至C_1，变量泵排油(排量与 CC_1成正比)，使舵叶向操舵令指定的方向偏转。

状态III为追随中的情况，变量机构的位移 $\overline{CC_2}$因 B 点的追随运动而减小，油泵排量逐渐下降。

状态IV为追随终了时的情况，浮动杠杆处于A_1CB_1，由于 C_1与 C 重合，油泵停止排油，舵机也不再转动。这时的舵转角将与操舵角相等。

继续操舵或反向操舵时的追随情况与此相似，只是油泵的排量和排向有所变化而已。

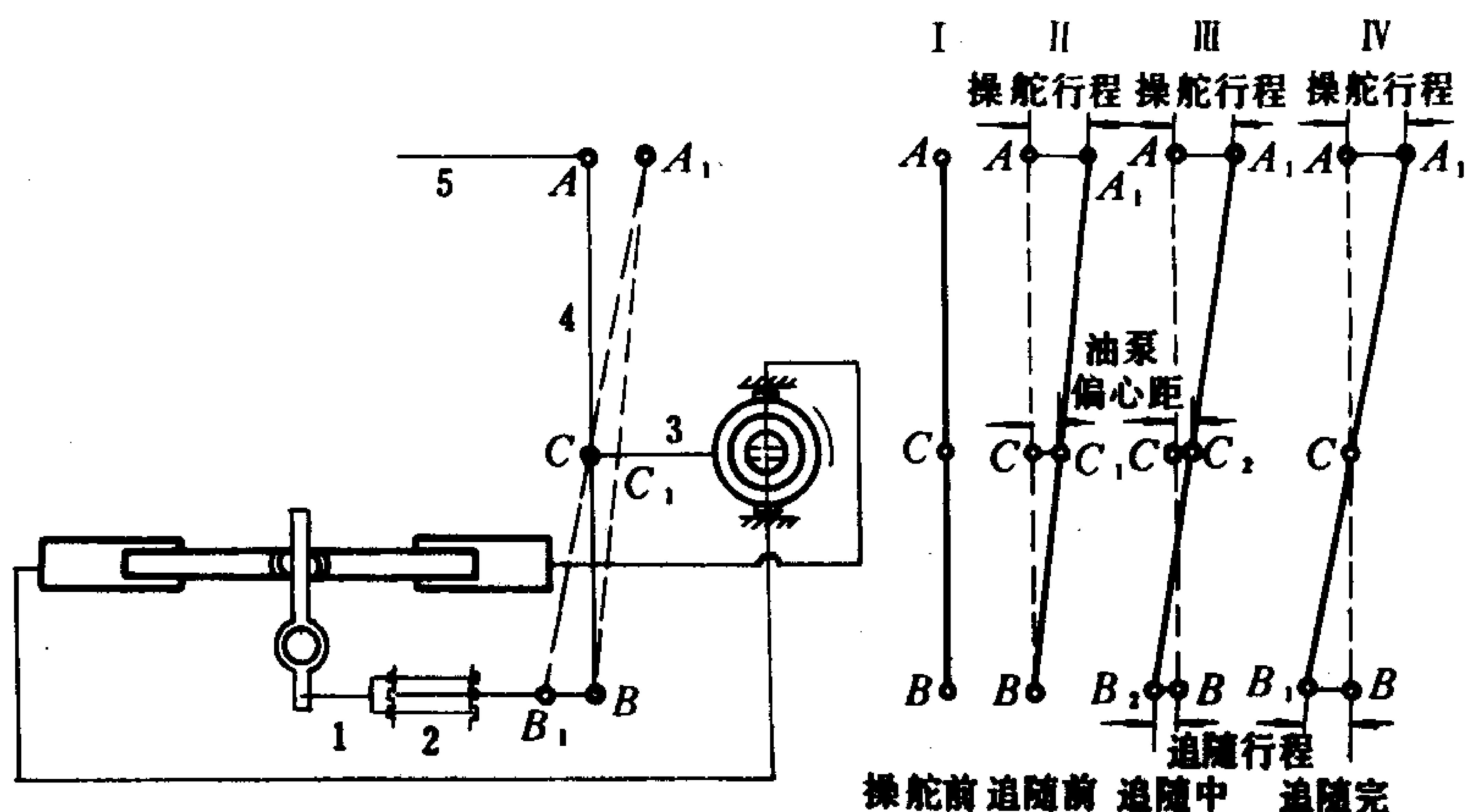


图 5.8.4-12 杠杆(三点)式反馈机构的工作原理

1-追随杆；2-储存弹簧；3-连杆；4-浮动杠杆；5-操纵杆

3.2.2 储存弹簧——位移储存器

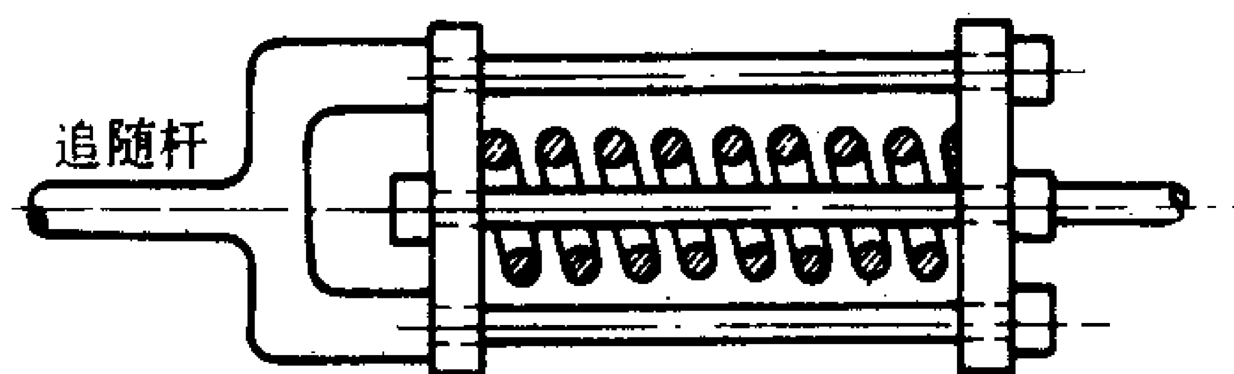


图 5.8.4-13 储存弹簧

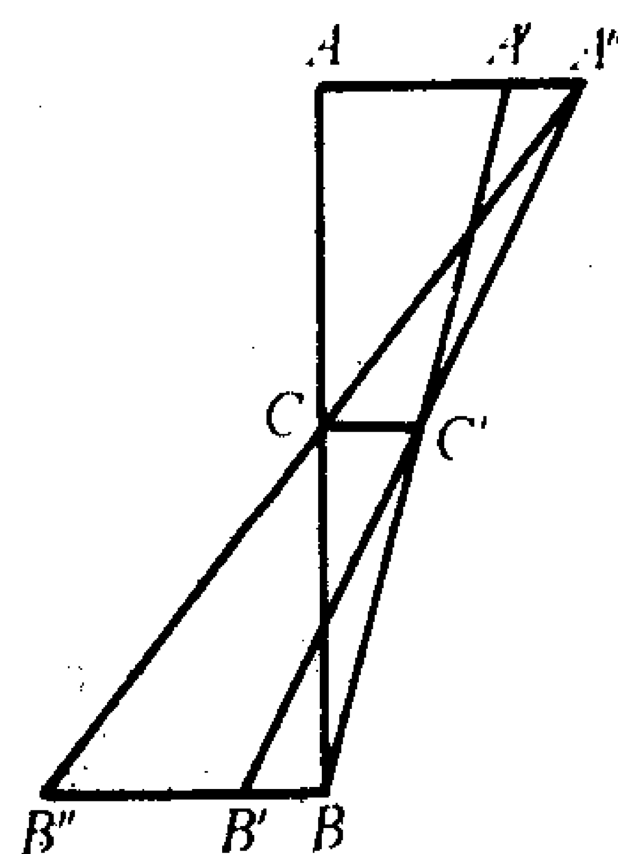


图 5.8.4-14 储存弹簧的作用

追随运动实际上是紧跟着操纵运动而发生的，因此油泵不可能在所给定的最大排量(相应于CC_{max})下工作，这不仅会严重的影响转舵的速度，而且由于变量机构机械上的限制，也会使大舵角的操舵不能一次完成。为了解决这些问题在杠杆式反馈机构中设置了储存弹簧，亦即在追随杆中装设一根双向压缩弹簧，如图 5.8.4-13 所示。由于储存弹簧具有足够的刚度，在一般的情况下能克服变量机构的推力① 象刚性杆一样地工作，

① 对 7 缸径向变量泵，推力$\geqq(\frac{\pi}{8}d^2+0.00023)p_{max}$ N

式中：d—柱塞直径，m；

p_{max}—最高工作油压。

但当操舵角大于油泵最大行程所对应的角度时，由于 C 点无法继续前移，于是迫使浮动杠杆绕 C' 点压缩储存弹簧而继续偏转，并在储存弹簧上留出一段空行程 $\overline{BB'}$（图 5.8.4-14）。这样，在追随运动开始后，追随杆 1 就须首先走完压缩（空）行程 $\overline{BB'}$，然后才能带动C点运动，也就是说，油泵将先在 $\overline{BB'}$ 段以最大排量工作，然后再开始减小排量。因此，设置储存弹簧不但可使操舵工作得以顺畅地连续进行，而且也保证了油泵能有较长时间以最大排量进行工作，从而有利于转舵时间的缩短。

3.2.3 典型结构

不带副杠杆的机构如图 5.8.4-12 所示，其工作已如上述。

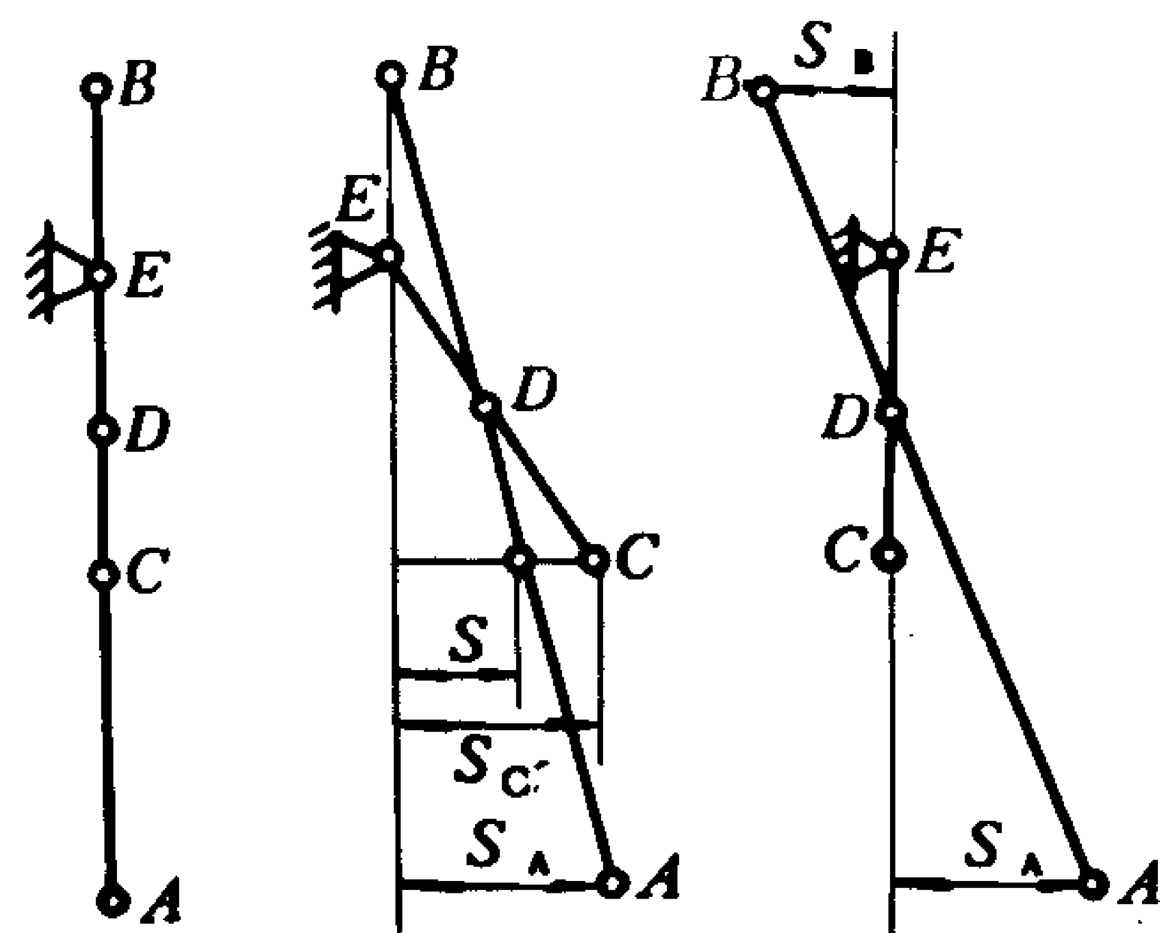


图 5.8.4-15 带副杠杆的杠杆式反馈机构

图 5.8.4-15 给出带有副杠杆的杠杆式反馈机构，它由主杆 ADB 和副杆 CDE 铰接而成，其中主杆上的 A 点仍与操纵杆相连，B 点也仍与追随杆相接，但副杠杆上的 E 点为固定铰接点，而 C 点则与油泵的控制杆相连。由图可见，加装副杠杆后，在同样的操纵行程下，可以使油泵控制点 C 的行程变得更长（约相当于 S_c-S），也就是说油泵将能更迅速地给出最大排量，提高了小舵角操舵的快速性。或者，当 C 点的行程一定时，副杠杆就能使 A 点的行程相应减短，达到缩小遥控机构尺寸的目的。当然，如果把 C 点设在 ED 之间，则副杠杆就会产生与上述完全相反的作用。

3.3 电气式反馈机构

3.3.1 电桥式反馈机构

电桥式电力反馈的工作原理如图 5.8.4-16所示。当操动舵轮转过某一角度时，操纵电位器上的滑动触点就会从 o 移到 a，将电桥的平衡破坏，在 a 和o' 点上出现电位差，使发电机 F 获得激磁，发出一定极性的电压，推动执行电动机 D 带动舵叶向某一方向偏转。舵叶在偏转的同时又将带动反馈电位器的滑动触点从 o'移至 a' 点，由于 a 和a' 是等电位点，因此电桥重获平衡，QF 上无电流流过，电动机 D 停止转动，舵叶也就停止在给定的舵角上。

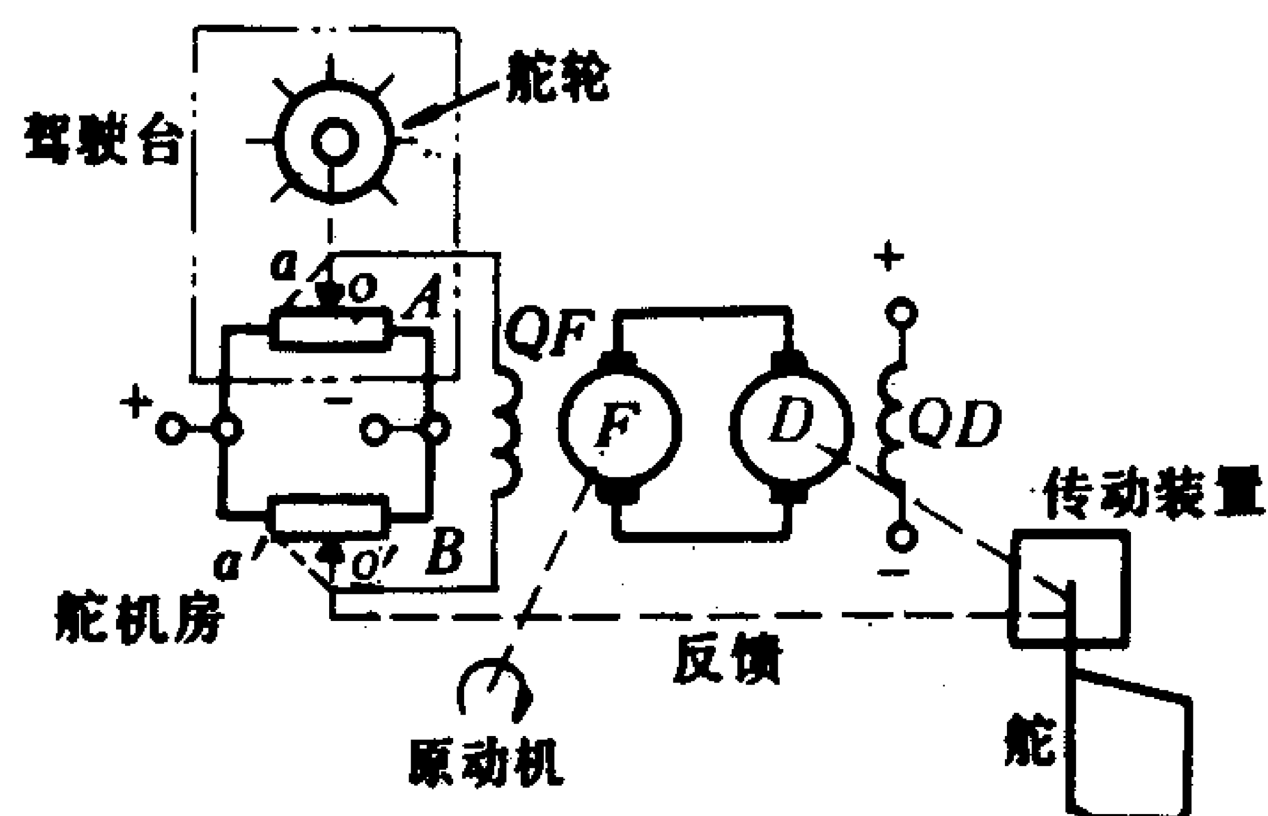


图 5.8.4-16 电桥式电力反馈的工作原理

回舵时，将舵轮反向转回零位，滑动触点从 a 返回 o 点，电桥的相对平衡又被破坏，于是发电机 F 发出另一极性的电压，使电动机反向转动，拖动舵叶回中。当舵叶回到零位时，反馈电位器上的滑动触点也从 a'点返回到o'点，使电桥恢复平衡，电动机因而停转。

3.3.2 自整角机式反馈机构

自整角机式反馈机构的工作原理见图 5.8.4-3 及其说明。

3.4 差动轮系式反馈机构

3.4.1 结构和工作

图 5.8.4-17 给出差动轮系式反馈机构的结构简图。它由差动轮系(锥齿轮 1、 4、 7)、凸轮 6、滚轮 9、摇臂 10、12 以及拉杆 13 等组成。

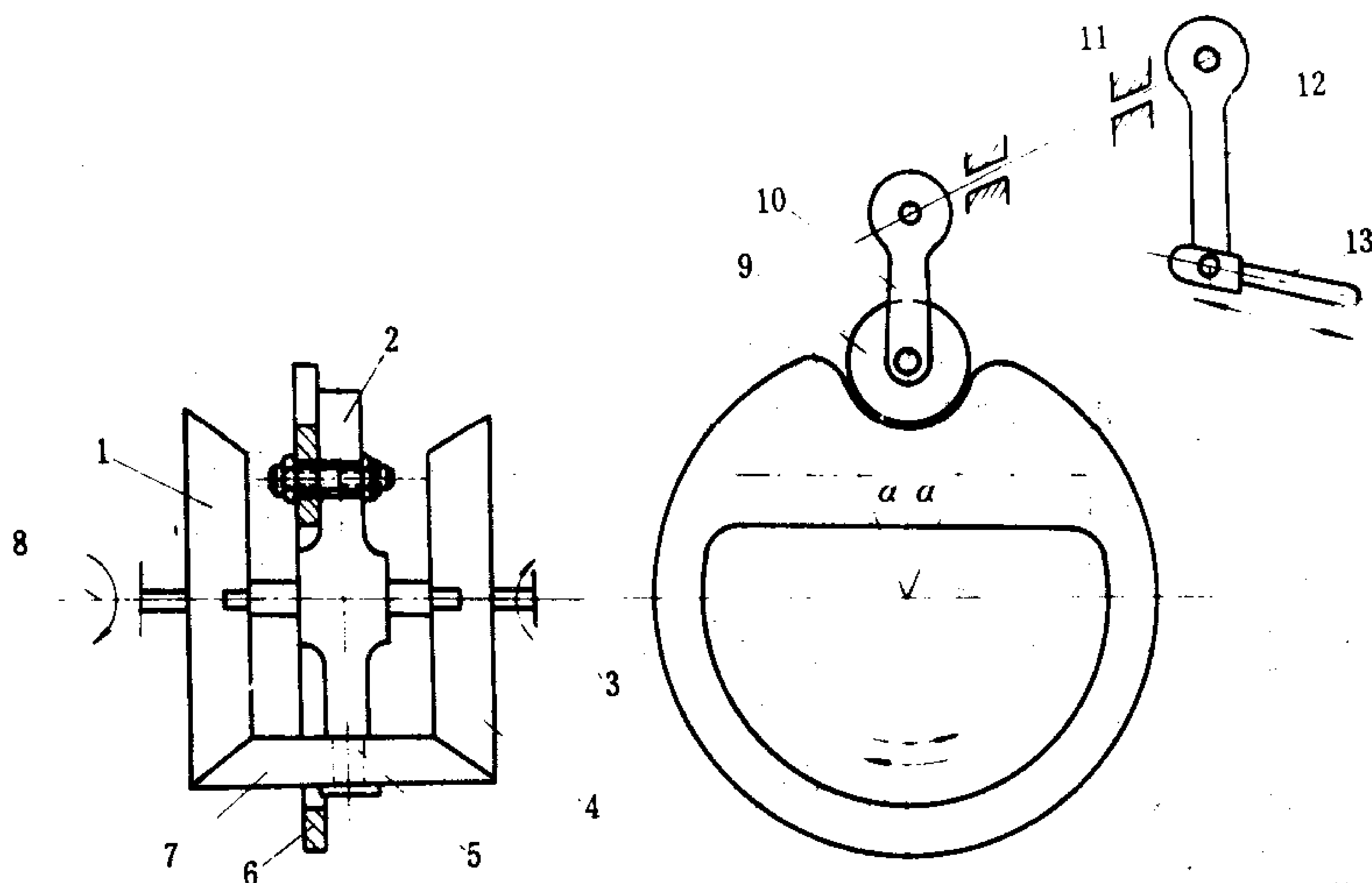


图 5.8.4-17 差动轮系式反馈机机结构简图

1、 4、 7-锥齿轮; 2、 5-十字杆臂; 3-反馈杆; 6-凸轮; 8-操纵杆; 9-滚轮; 10、12-摇臂; 11-转轴; 13-拉杆

当操舵时，操纵杆 8 的转动使锥齿轮 7 绕锥齿轮 1 滚动，迫使杆臂 5 以及固接在其上的凸轮 6 作左、右向的摆动，推动滚轮 9，摇臂 10、12 即作相应偏摆，并通过拉杆 13 拉动油泵变量机构，从而推动舵叶偏转。一旦操舵停止，操纵杆 8 也就停止不动，反馈杆 3 则以相反于操纵杆的转向转动，并通过锥齿轮 4 使 7 绕不动的锥齿轮 1 滚动，带动凸轮 6 反向偏转，最后使摇臂、滚轮回到中位，于是油泵排量为零，舵叶也就停止在给定的舵角上。

3.4.2 特点

在凸轮升程范围(图示 2α 角范围)内，操舵角将与变向油泵控制杆的位移成正比，但当超过这一范围后，操舵角的增大即不会增加变向油泵控制杆的位移，也不会加大舵轮上的力矩，也就是说油泵将会在较“轻松”的操舵状态下获得最长的以最大排量工作的时间。但这种机构中的凸轮加工比较麻烦，齿轮传动也难免存在间隙——死区，导致机构的灵敏度下降，所以使用得不如杠杆式普遍。

4 自动操舵系统

自动操舵系统详见本书第 9 卷。

5 随动控制系统的特性和油泵额定流量的确定

油泵的额定流量与转舵速度(或法规要求的转舵时间)和泵的控制方式有密切关系。

根据转舵机构的几何关系，当舵从一舷最大舵角转至另一舷最大舵角时，往复十字头式舵机的柱塞总位移 S（见图 5.8.3-3)为

$$S=R_0(\mathrm{tg}\alpha_{\max}+\mathrm{tg}\alpha_0) \quad (5.8.4\text{-}1)$$

如果给定的转舵时间(即从一舷$\alpha_{\max}\rightarrow 0 \rightarrow$另一舷$\alpha_F$)为$t$秒，则当舵机以等速运行时，柱塞转舵的平均速度$\bar{v}$就将为

$$\bar{v}=\frac{S}{t}=\frac{R_0(\mathrm{tg}\alpha_{\max}+\mathrm{tg}\alpha_F)}{t} \quad \mathrm{m/s} \quad (5.8.4\text{-}2)$$

式中：α_F——法规规定的转舵角，°；

$\alpha_{\max}$——最大舵角

油泵的平均流量q_m应等于

$$q_m=\frac{\pi}{4}D^2z\bar{v}$$

$$=\frac{\pi D^2R_0(\mathrm{tg}\alpha_{\max}+\mathrm{tg}\alpha_0)}{4t} \quad \mathrm{m^3/s} \quad (5.8.4\text{-}3)$$

式中：z——工作油缸对数；

D——油缸柱塞直径，m。

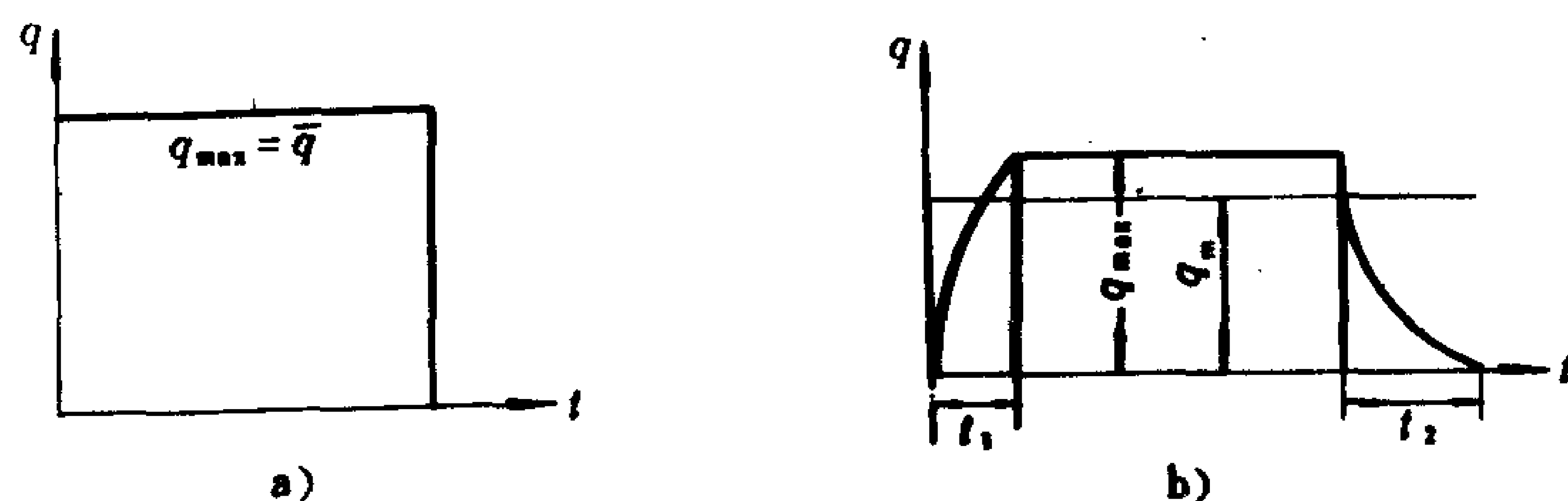


图 5.8.4-18　泵流量与转舵时间的关系

a)非随动操舵时的$q-t$ 曲线；b)随动操舵时的 $q-t$ 曲线

在采用电磁阀或电液换向阀控制的定量泵系统中，上式的q_m即可作为油泵的有效最大流量来选用或核算油泵，但在带反馈的操纵系统中，由于在操舵运动的初始和终了阶段，泵还须经历一个排量从零渐次增大到最大，又渐次减小到零的过程，因此，泵的排量和转舵速度在整个过程中将是不均匀的，上式中的q_m也就不能作为泵的最大流量。

泵的流量与转舵时间的关系见图 5.8.4-18。

为了保证所要求的转舵时间，油泵的流量就需根据它的实际工作情况按图 5.8.4-18 b)导出，亦即应有下式：

$$\int_0^{t_1}qdt+q_{\max}[t-(t_1+t_2)]+\int_0^{t_2}qdt=qt \quad (5.8.4\text{-}4)$$

或者近似地改写成下式：

$$\frac{q_{\max}t_1}{2}+q_{\max}[t-(t_1+t_2)]+\frac{q_{\max}t_2}{2}=\overline{q_m}t \quad (5.8.4\text{-}5)$$

整理得

$$\frac{q_{\max}}{q_m}=\frac{t}{(t-\frac{t_1+t_2}{2})} \quad \mathrm{m^3/s} \quad (5.8.4\text{-}6)$$

或者

$$q_{max}=q_m\cdot\frac{t}{t-\frac{t_1+t_2}{2}}\quad m^3/s \tag{5.8.4-7}$$

如果给定的操舵时间是从一舷的α_{max}转至另一舷的某一舵角α_F，则变向泵的最大流量可按下式计算：

$$q_{max}=\frac{\pi zD^2R_0(\mathrm{tg}\alpha_{max}+\mathrm{tg}\alpha_F)}{2(2t-t_1-t_2)} \tag{5.8.4-8}$$

式中：t——舵从一舷α_{max}转至另一舷α_F给定的转舵时间，s；

t_1——变量泵排量从零变到最大所需的时间，s；

t_2——转舵结束时，变量泵排量从最大减小到接近于零所需的时间，s。

我国钢质海船建造规范规定，舵从一舷35°转至一舷30°的时间不超过28 s，这样

$$q_{max}=\frac{2zD^2R_0}{(56-t_1-t_2)}\quad m^3/s \tag{5.8.4-9}$$

估算时，通常可取$t_1=t_2=2\sim3$ s。

泵的额定流量q_N必须大于按(5.8.4-9)式求得的q_{max}，以应付油泵本身以及转舵油缸与柱塞之间等的泄漏，亦即应使泵的额定流量为

$$q_N\geq q_{max}\frac{1}{\eta_V}+\Delta q_V+\Delta q_C\quad m^3/s \tag{5.8.4-10}$$

式中：η_V——泵的容积效率；

Δq_V——阀中漏泄率，取决于工作压差和间隙大小；

Δq_C——油缸柱塞副的漏油率，可按表5.8.4-1所列数字折算。

表5.8.4-1　　柱塞油缸类泄漏量

泄漏分类	允许泄漏量 cm³
第一类	柱塞每移动100 mm的泄漏量<0.05
第二类	柱塞每移动100 mm的泄漏量<0.2
第三类	柱塞每移动100 mm的泄漏量<1.0

对装有密封环的活塞，其漏油量(从一侧向另一侧)可按一般规定在10 min内活塞不得因漏油而移动0.5 mm以上来考虑。

实际上在考虑油泵流量损失的同时，还需留出一定余量，通常可取

$$q_N'\approx(1.1\sim1.3)q_N \tag{5.8.4-11}$$

参考文献

〔1〕阎永阁等：船舶辅机，人民交通出版社，1980

〔2〕欧阳剑等：船舶辅助机械，人民交通出版社，1981

〔3〕汪育才等：液压舵机与液压起货机，人民交通出版社

〔4〕辅机问答编写组：轮机问答，人民交通出版社，1978

〔5〕上海海运局：船舶油压舵机管理，人民交通出版社，1974

〔6〕舰船特辅机电设备，1976

第5章 舵机液压系统

1 分类

舵机液压系统的分类和特点见表5.8.5-1。

表5.8.5-1 舵机液压系统的分类和特点

型式	特点
阀控型（开式、闭式、半闭式）	主泵用定量泵，设备简单，造价较低；为避免换向时液压冲击过大，多用于中小功率，现有增大趋势 开式系统油液散热性好，但油箱较大，空气和杂质进入系统的机会较多
泵控型（闭式、半闭式）	主泵用变量泵，换向平稳，经济性较好，适用于较大功率；设备和系统较阀控型复杂，造价较高 半闭式比闭式系统油液散热性好，但需增设换油阀

2 专用阀

2.1 主油路锁闭阀

2.1.1 功用

主油路锁闭阀设置在主泵的一对油路上，其功用是：

（1）在阀控系统中，用以锁闭转舵油缸，以防停止转舵后跑舵。

（2）在泵控系统中，如双泵并联而且两泵变量机构彼此相连，同步动作，泵本身又不设防反转机构时，用以自动锁闭停用泵的油路，以免工作油经该泵旁通而妨碍操舵。

（3）在泵控系统中，当工作泵在零位运转时，可避免油经工作泵漏泄而导致跑舵。对密封良好的变量泵，此项并非必不可少。

双泵并联系统在下列情况也可不设主油路锁闭阀：

（1）在阀控系统中，如换向阀具有合适的机能和足够的正余面。

（2）在双泵并联的泵控系统中，泵的变量机构并不联动或泵本身自带防反转机构。

2.1.2 型式

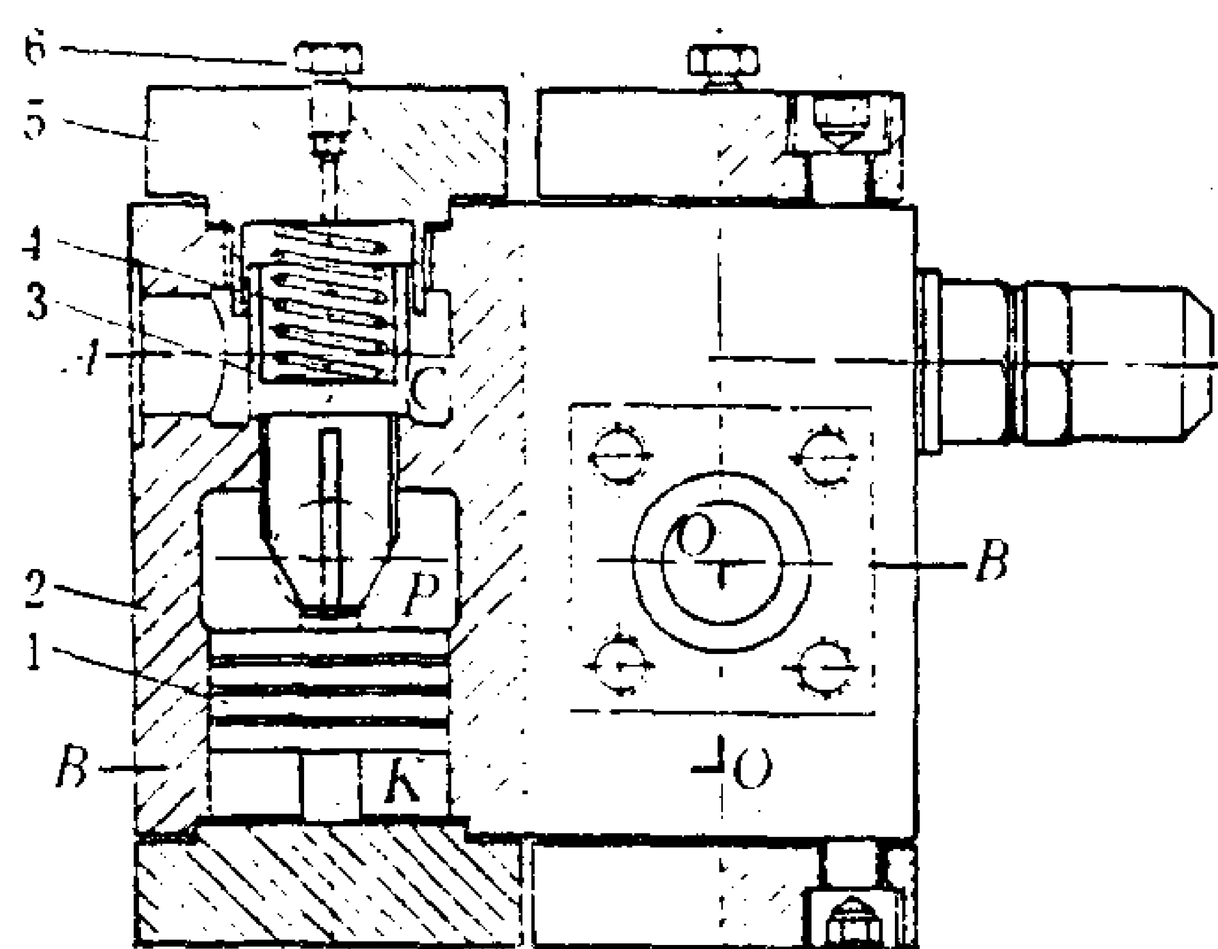
1）主泵启阀式

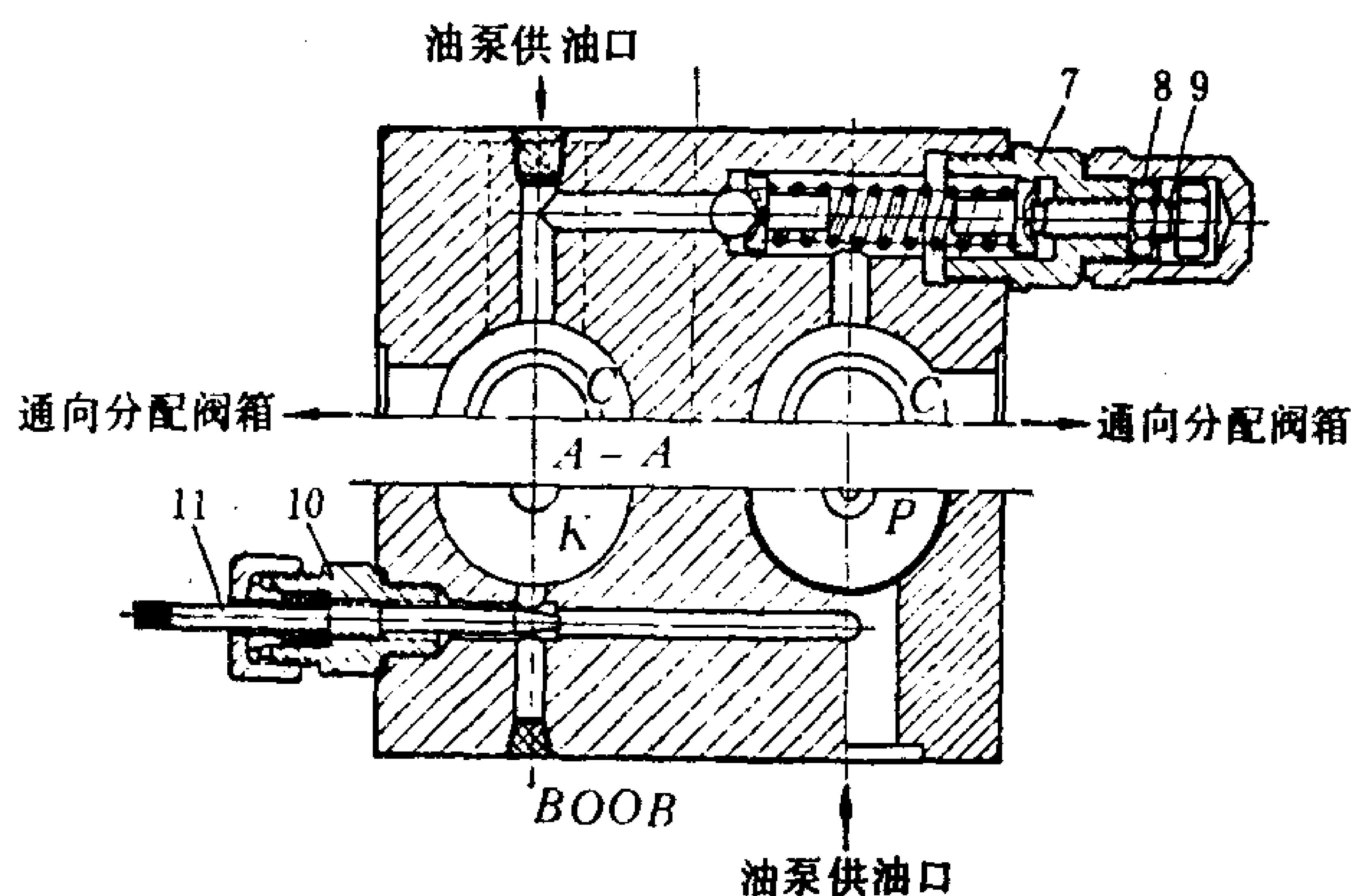
在主泵向任一方向供油时，靠自己的供油压力将阀成对开启。因此，它既能锁闭停用泵，又能锁闭在零位运转的泵。它的缺点是增加了主油路中的阻力损失。常见的型式有：

（1）双联内泄式液控单向阀

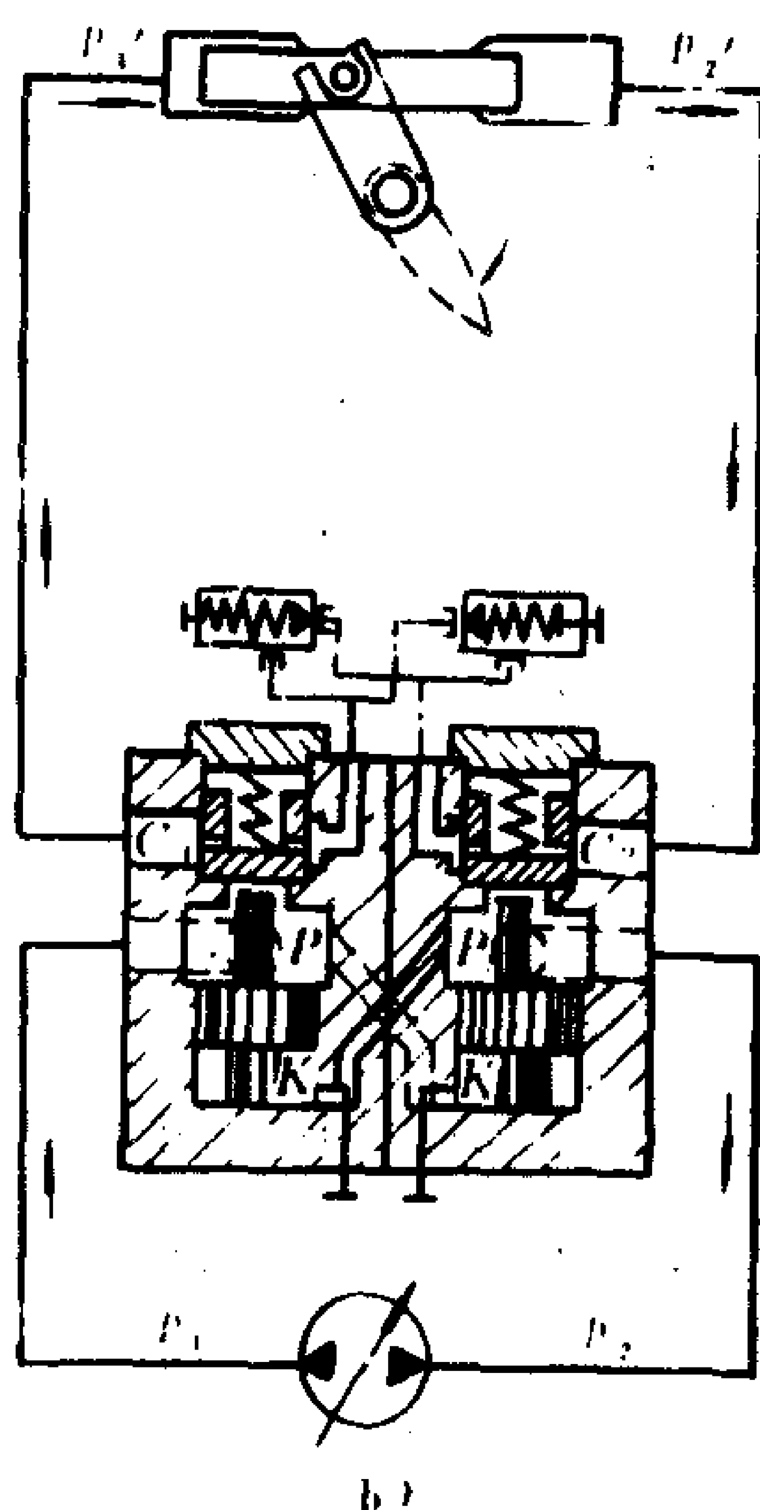
如图5.8.5-1所示，当主泵向任一方向供油时，供油压力除可使供油侧单向阀3开启外，还将经启阀油路、可调节流阀10，依靠液控活塞1，顶开回油侧的单向阀，使回油路畅通。

当舵叶受到较大的负扭矩作用时(尤其是风浪大时)，转舵油缸将主动排油，其流量可能超过油泵的供油流量，以致油泵供油压力下降，甚至出现油缸排油压力 p_2' 大于油泵供油压力 p_1' 的现象（见图b）。在这种情况下，阀组的油泵回油侧单向阀 C_2 将被迫关闭，阻止舵的运动，使油泵的供油压力 p_1 重新升高，回油单向阀再次开启。如果高负扭矩继续存在，则上述





a）



b）

图 5.8.5-1 双联内泄式液控单向阀

a）剖面图；b）系统简图

1-液控活塞；2-阀箱体；3-液控单向阀；4-弹簧；5-阀盖；6-放空气阀；7-安全阀；8-锁紧螺母；9-调节螺杆；10-节流 阀；11-节流阀调节杆；P-与主泵或分配阀箱相通的油腔；C-与负载相通的油腔；K-液控油腔

现象将反复发生，造成冲击和振动。通过适当调节阀 10 的开度，增加单向阀启闭时的阻尼作用可予减缓。

（2）带单向阀的液动滑阀

这是日本川崎公司设计的舵机专用阀。如图 5.8.5-2 所示，它由起主油路锁闭作用的主阀 3、双向溢流阀 2 和连接应急泵的双联液控单向阀 5 组合而成。主阀 3 采用带单向阀的滑阀结构，在油泵处于中位时，该滑阀借弹簧力回中，关闭泵与油缸C的通道，使油缸锁闭。当转舵时，主泵供油压力自行顶开供油侧单向阀 4，同时使压力油经单向阀中间孔道流入主阀 3 右端的油腔H，推动主阀向左，使回油流量经主阀上的四个半圆形节流槽K逐渐增大并最后完全畅通。这样，当舵叶受到较大的负扭矩作用时，由于主油泵供油压力下降，H腔内的油压也随之降低，主阀就会在对侧弹簧力的作用下右移，逐渐关小节流槽K的开度，限制油缸的排油流量，使主泵供油侧不致失压，避免锁闭阀因急剧启闭而产生冲击。

（3）外泄式液控单向阀

这种锁闭阀如图 5.8.5-3 所示，在舵受负扭矩作用时也不易产生敲击。这是因为当泵组工作时，辅泵 6 的供油压力迫使换向阀 11 左移，使液控单向阀 4、12 的液控活塞 1 的泄油腔

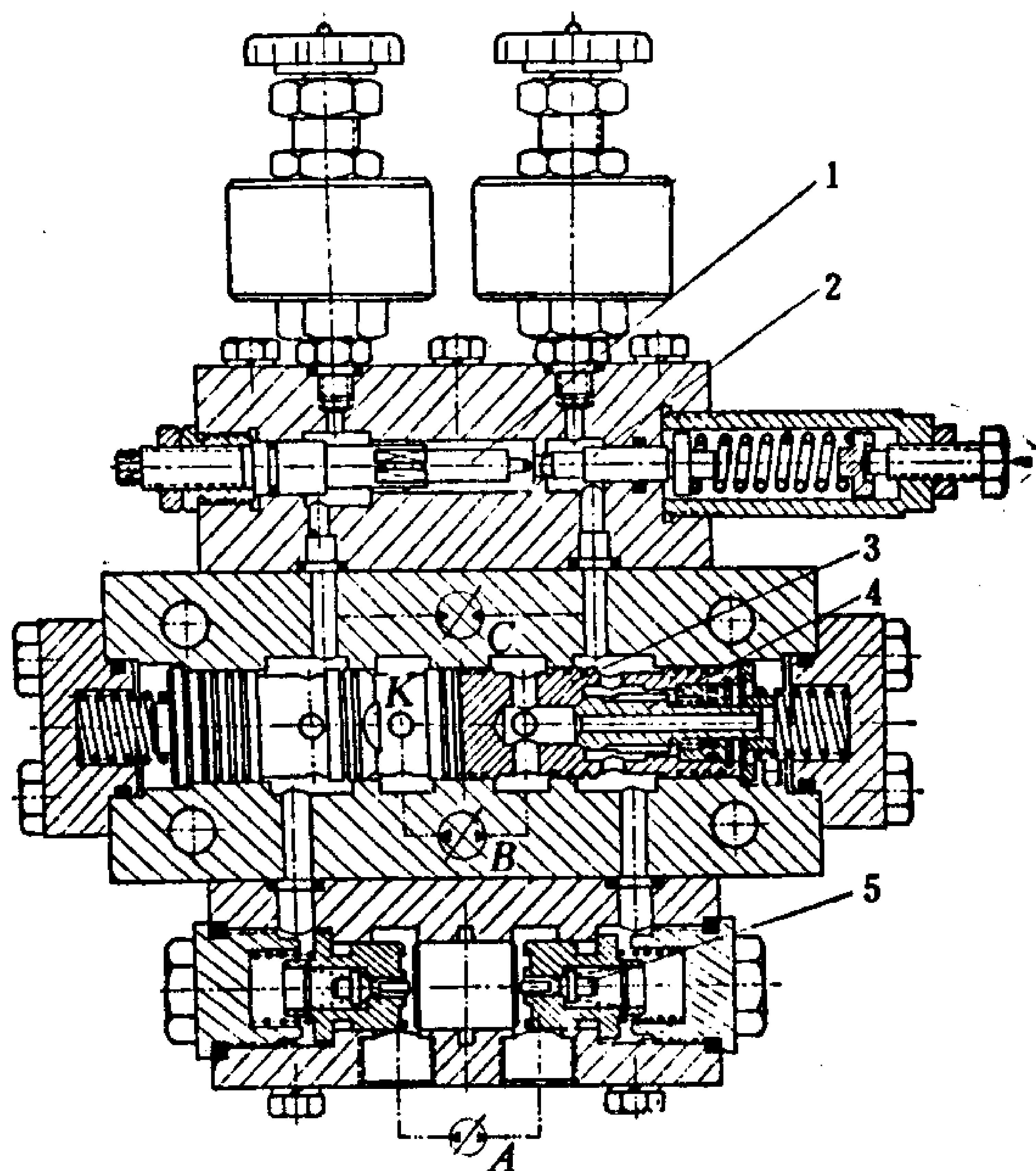


图 5.8.5-2　川崎型舵机专用阀

1-溢流阀强开机构；2-双向溢流阀；3-主阀；4-单向阀；5-双联液控单向阀；A-应急油泵；B-主油泵；C-转舵油缸

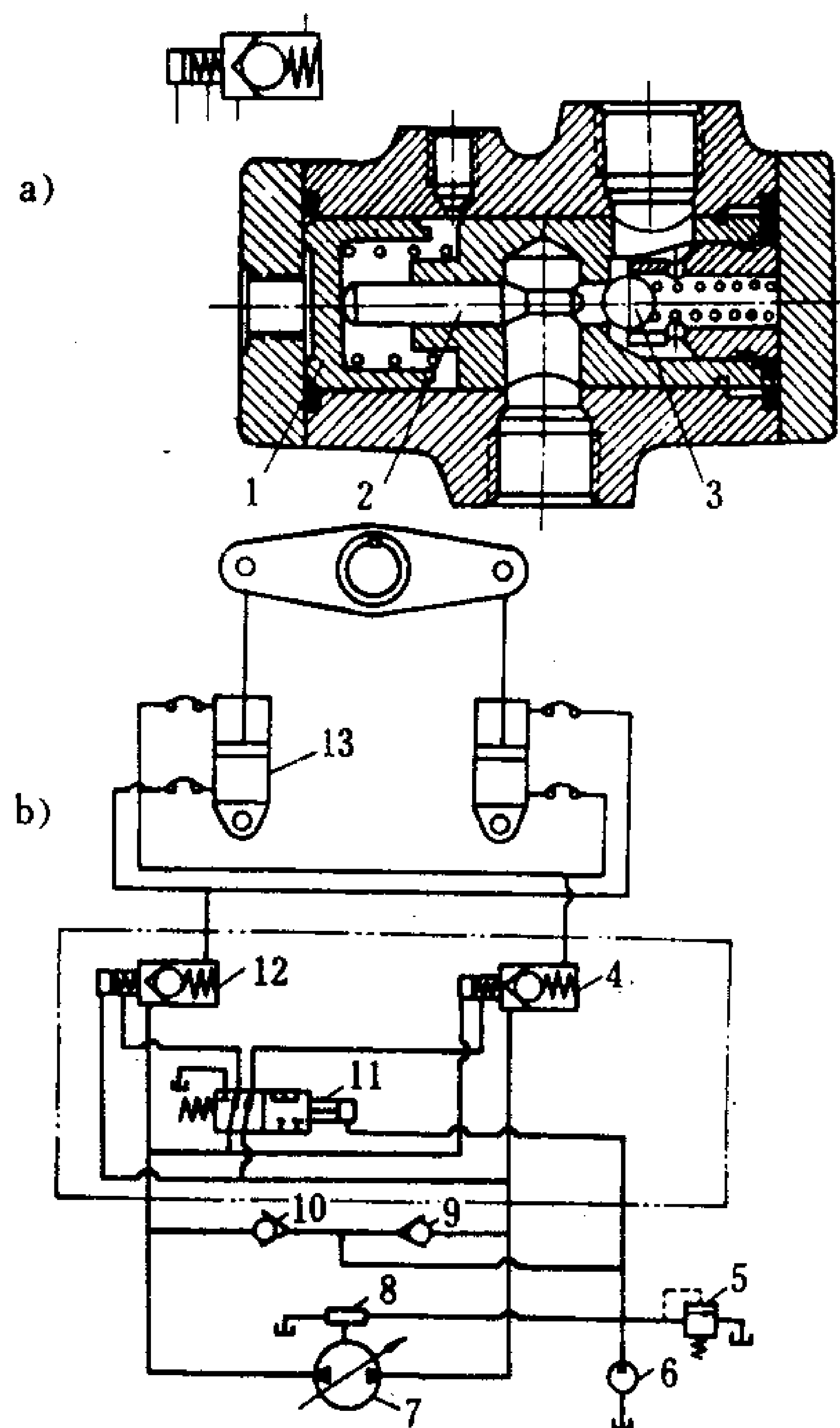


图 5.8.5-3　外泄式液控单向阀

a) 剖面图；b) 系统简图

1-液控活塞；2-顶杆；3-单向阀；4、12-外泄式液控单向阀；5-辅泵溢流阀；6-辅泵；7-主泵；8-主泵变量机构；9、10-补油单向阀；11-换向阀；13-转舵油缸

与油箱连通，形成外泄状态。这样，当舵上作用有较大的负扭矩，主泵供油压力显著下降时，由于辅泵经补油阀 9 或 10 补油，使主泵供油侧压力保持一定的下限值，从而使液控活塞仍能保留一定的液控力，回油侧的单向阀 3 便不容易急剧关闭而产生敲击。

在泵组停用时，换向阀 11 右移，将液控单向阀 4、12 改为内泄，使失去补油能力的系统完全封闭。

2）辅泵启阀式

供油和回油管路的锁闭阀都是靠与主泵配套使用的辅泵油压来开启。这可在辅泵不工作或失压时使主油路隔断，撤出主泵，阻止操舵的进行，以免在没有辅泵工作时，给主泵以及系统造成故障，并可防止备用主泵受系统油压影响而倒转。但主泵在零位运转时就不能借锁闭阀与主油路隔断，因此油路锁闭性能不如主泵启阀式。

辅泵启阀式主油路锁闭阀一般采用液控二位二通阀，见图 5.8.5-4，也可二条油路共用一个液控二位四通阀，见图 5.8.5-21 中的 3a、3b。

2.2　工况选择阀

2.2.1　功用

工况选择阀用于四缸柱塞式液压舵机或双缸以上的活塞式液压舵机，依靠改变各阀的启

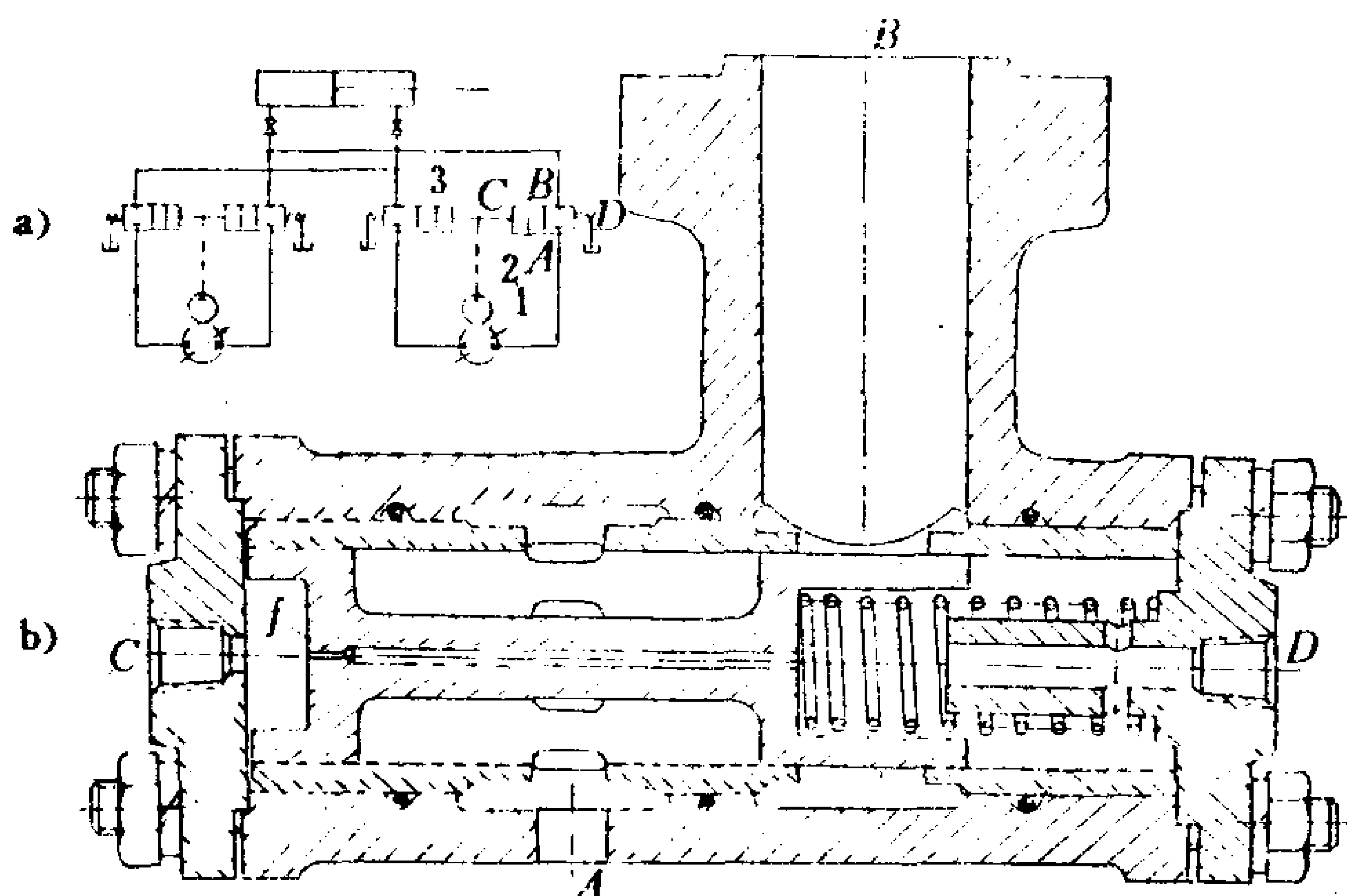


图 5.8.5-4 辅泵启阀式主油路锁闭阀

a) 系统简图；b) 剖面图

1-主泵；2-辅泵；3-主油路锁闭阀

闭状态来选用不同的工作油缸（或油腔）。四缸柱塞式液压舵机可选用的工况列于表 5.8.5-2。

表 5.8.5-2 四缸柱塞式液压舵机工况

工　况	特　点	油路接通状况	适用场合
单泵 四缸	最大转舵扭矩等于公称值	工作油缸全部接通，旁通管路全部隔断	宽阔水面正常航行
双泵 四缸	最大转舵扭矩等于公称值；平均转舵速度约较单泵高一倍	工作油缸全部接通，旁通管路全部隔断	进出港和窄水道航行
单泵 双缸 （对角油缸除外）	最大转舵扭矩降为公称值的一半，船应减速航行或限制操舵角	停用的油缸须与主油路隔断并相互联通	某缸产生故障不能使用时

2.2.2 型式

工况选择阀包括泵阀（控制主泵主油路）、缸阀（控制转舵油缸主油路）、旁通阀（控制转舵油缸旁通油路），常组合成阀块，也可分散安装。泵阀只在该泵产生故障和检修时方才关闭，工作时应常开。当系统没有主油路锁闭阀时，也可不设泵阀。

工况选择阀集成阀块的常见型式有单阀座双组式（见图 5.8.5-5）和双阀座工况选择阀块（见图 5.8.5-6）。

采用双阀座阀可使缸阀和旁通阀合并，减少阀的数目，操作也更简便。图示阀块已将工况选择阀与安全阀集成在一个阀块之中。

工况选择阀也可采用电液换向阀（见图 5.8.5-16 中 8、9），这种阀可在必要时自动地使一组油缸脱离工作。

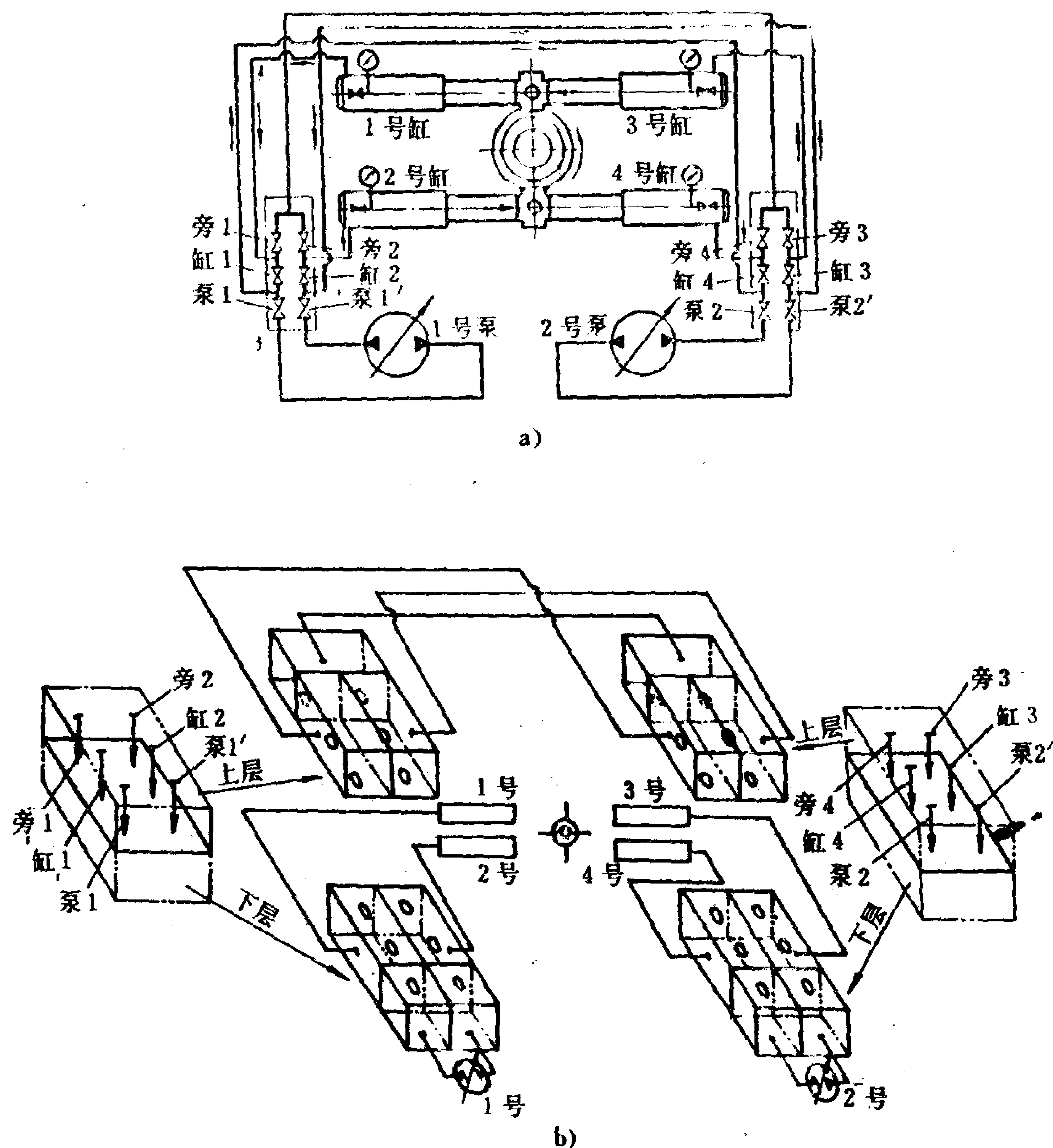


图 5.8.5-5 单阀座双组式工况选择阀块示意图

a）系统简图；b）阀块示意图

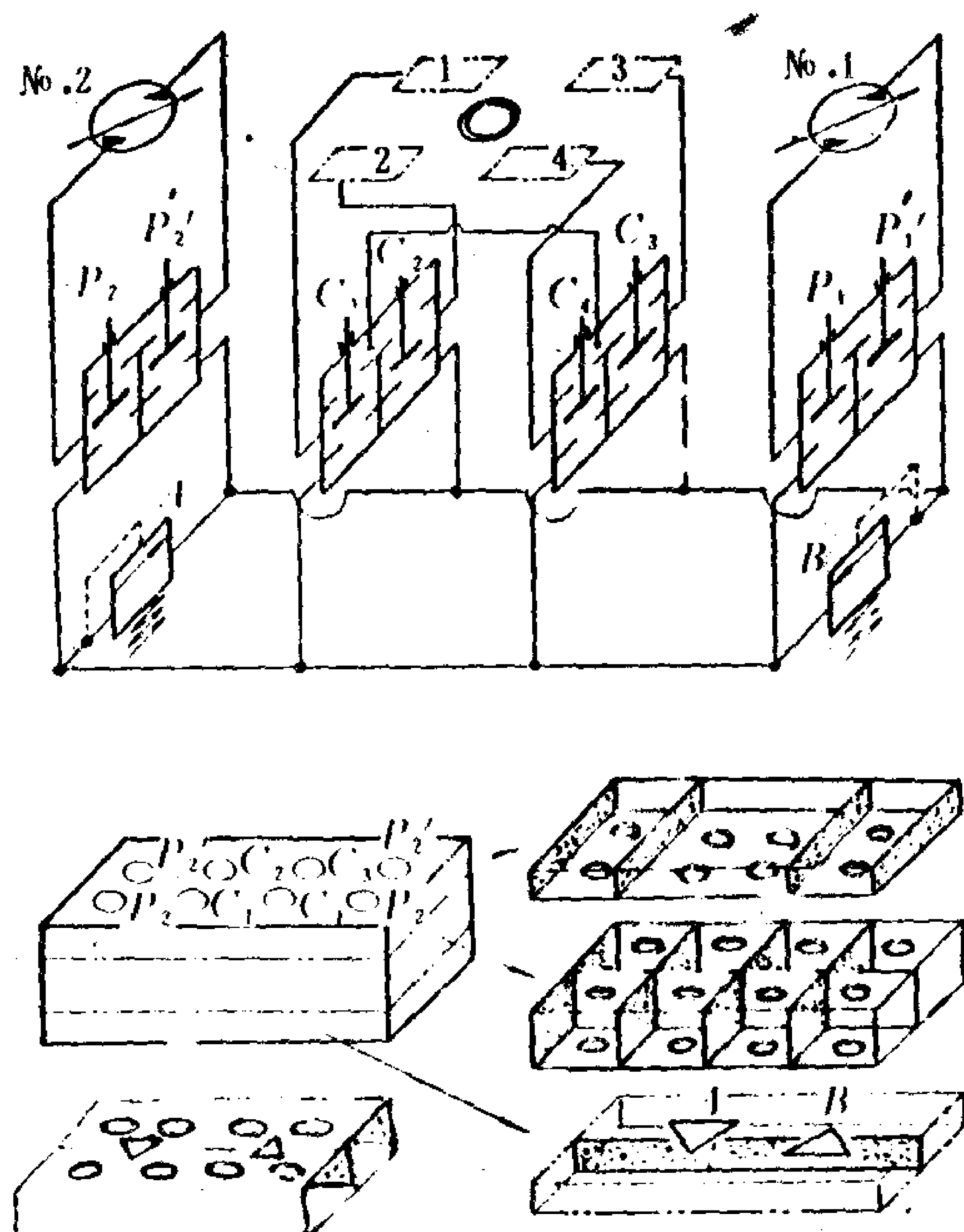


图 5.8.5-6 双阀座工况选择阀块示意图

2.3 安全阀

2.3.1 功用

在液压系统中，凡可以被隔离封闭的部分都应设置安全阀。安全阀所能整定的压力，应大于系统最大工作压力的1.25倍。当安全阀通过系统最大流量的110%时，其压力不得超过安全阀整定压力的110%。

安全阀的功用是:

（1）在转舵负荷超过公称扭矩时，或因其他异常原因导致主油路压力异常时，防止系统油压超过舵机的设计压力，以保护管路、设备等的安全，并防止油泵过载。

（2）在停止转舵时，防止因海浪或其他外力冲击舵叶而导致局部油压过高。这时安全阀亦称防浪阀。

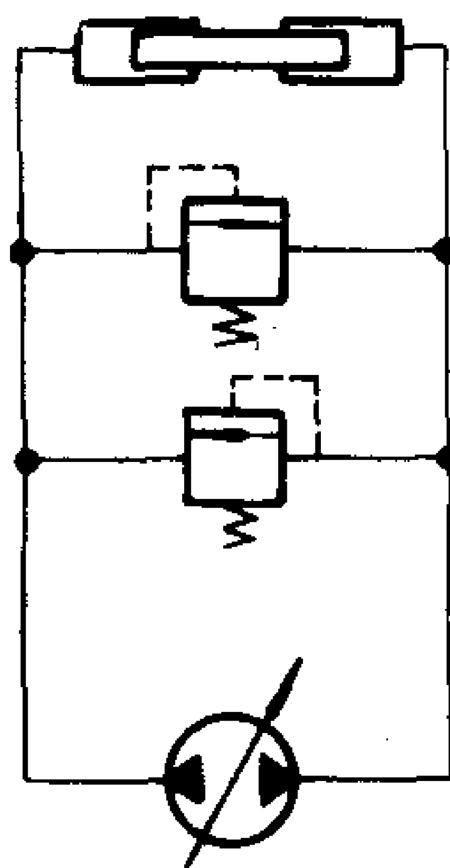


图5.8.5-7　双联溢流阀

安全阀如安设在转舵油缸与主油路锁闭阀之间，在工作正常时应可同时起到上述两种作用。但考虑到主油路锁闭阀或换向阀可能因故障不能开启，目前在许多舵机液压系统中还在主油路锁闭阀或换向阀与主泵之间设以安全阀。

除阀控型系统在定量泵与换向阀之间所设的安全阀只需防止一侧油压过高外，阀控型系统在转舵油缸与换向阀之间所设的安全阀，以及所有泵控型系统中的安全阀，都必须防止两侧的油压过高。安全阀的常见型式有双联溢流阀、双向溢流阀和溢流阀-单向阀组。

双联溢流阀是两个独立的单向溢流阀按相反方向并联而成，能同时起到防止两侧油路油压过高的作用，如图5.8.5-7所示。

双向溢流阀如图5.8.5-8所示。在A侧或B侧管路中油压过高时，都能开启溢油。一般做成直接作用式，因而反应速度快，有利于防止液压冲击，但溢流量和适用油压受到一定限制。它有盘阀式结构（图b）或滑阀式结构（图c），A、B两侧的有效作用面积应相同。

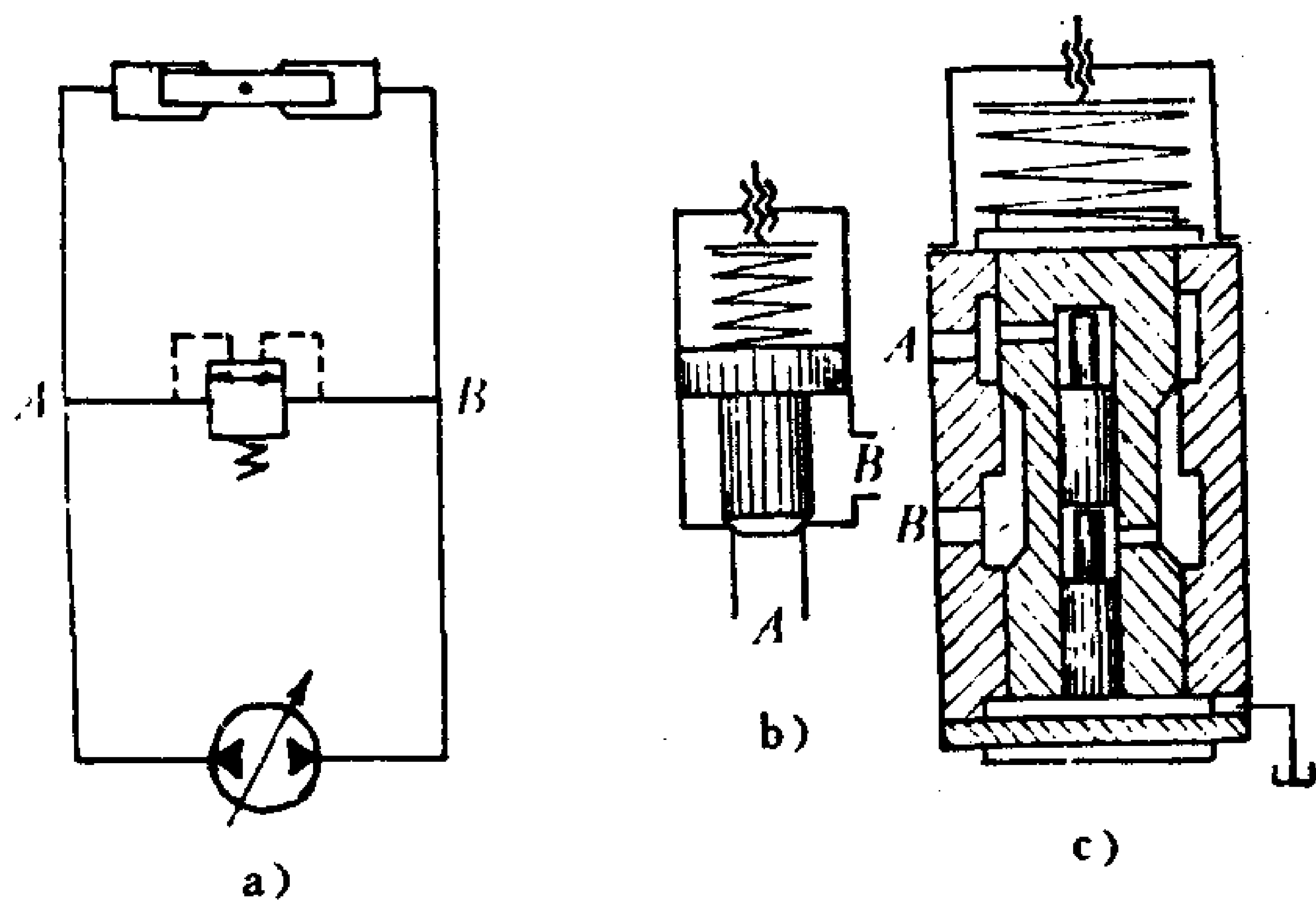


图5.8.5-8　双向溢流阀

a）系统图；b）盘阀式；c）滑阀式

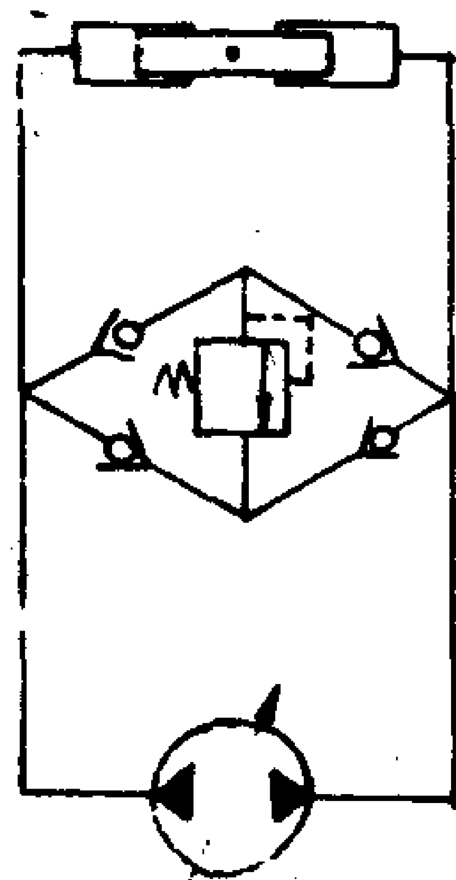


图5.8.5-9　溢流阀-单向阀组

溢流阀-单向阀组由一个单向溢流阀和四个单向阀组合而成，如图5.8.5-9所示，两侧油路中的油压可分别经由桥路中的单向阀作用在单向溢流阀上。

安全阀常与主油路锁闭阀或工况选择阀等组成集成阀。

2.4 补油阀

2.4.1 功用

（1）在闭式系统中，由于漏泄不可避免，在变量泵的两条油路或定量泵的吸油管路上应设置补油阀，以便及时向低压管路补油，保证主泵吸入压力不低于额定数值，防止出现气蚀。

（2）在开式系统中，补油阀用来向转舵油缸和换向阀之间的两条油路补油，以防舵叶因负扭矩作用转动过快时，或在没有转舵指令，舵叶因外力作用转动时，造成一侧油缸和管路油压过低而出现气蚀。

2.4.2 型式

补油阀的型式有单向阀式和液动换向阀式。单向阀式如图 5.8.5-10 a）所示，结构简单，密封性好，为大多数系统所采用。

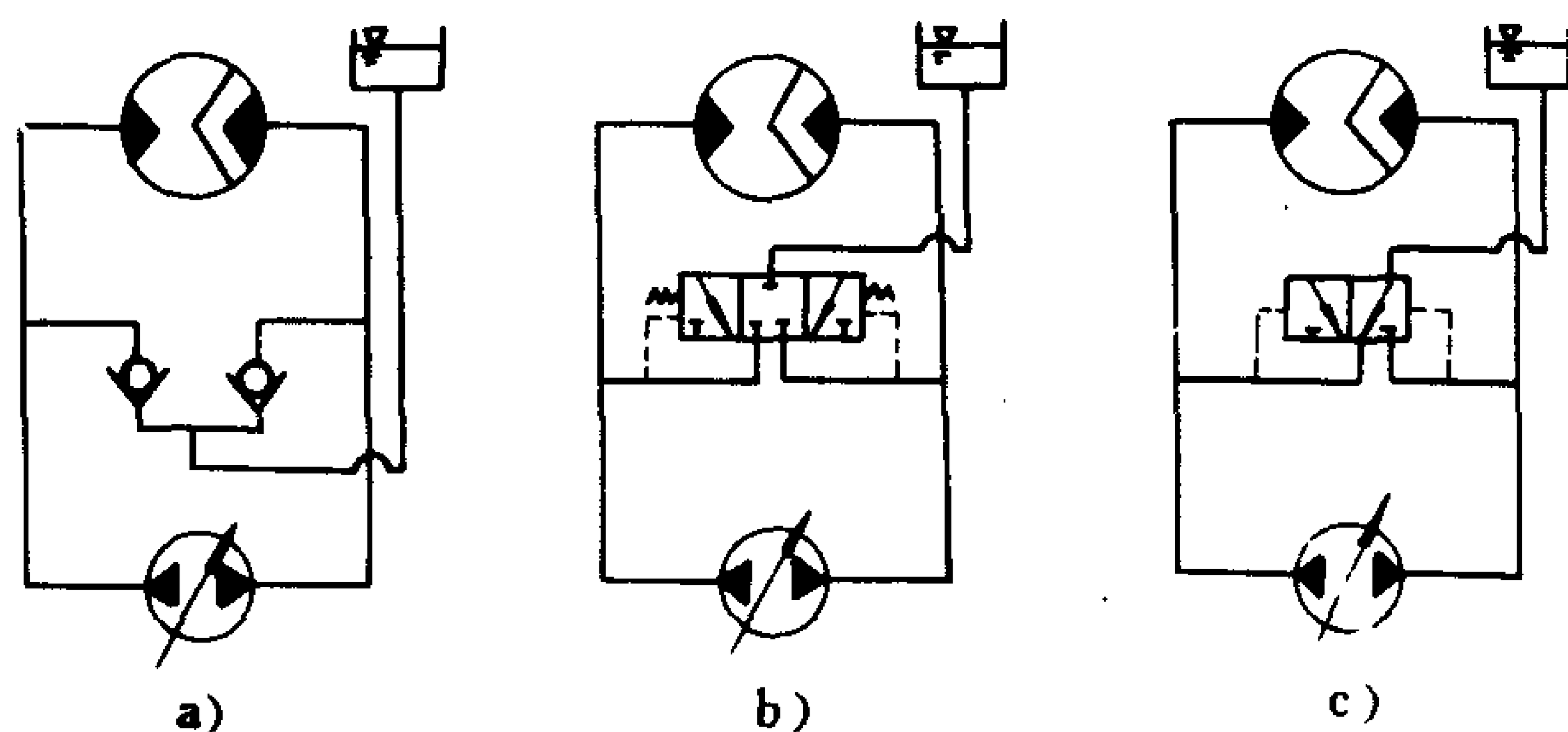


图 5.8.5-10 补油阀

a）单向阀式；b）液动三位三通阀式；c）液动二位三通阀式

液动换向阀式可用三位三通换向阀（图b）或二位三通换向阀（图c）。此类阀压力损失较小，但密封性不如单向阀，适用于压力不太高的系统。

补油油源可根据主泵所允许的最低吸入压力来决定。闭式系统可采用辅泵、高置油箱或低置油箱，开式系统一般都采用油箱补油。

3 辅泵

泵控型液压舵机常设辅泵，用来为主泵伺服变量机构提供控制油、为主油路补油、为主油路锁闭阀提供控制油和为某些类型的主泵提供冷却油。

在阀控型液压系统中，为了减少设备和节省功率，提高工作可靠性，现在多趋向于不设辅泵，而采用主泵自供方式来提供电液换向阀的控制用油。

辅泵的流量应不低于主泵额定流量的 20%。它可与主泵用同一电动机驱动，也可用独立的电动机驱动。单独驱动时，在电控设备中应有联锁，以保证在辅泵未启动前不能启动主泵。

4 舵机液压系统实例

4.1 阀控型开式系统

4.1.1 AEG 阀控型转叶舵机系统

AEG 转叶式舵机是联邦德国产品，现在日、美、英等国都有其专利产品。它有 RB（整装式）、RD（油缸、泵组分别组装式）等系列。其中扭矩较小的采用阀控型开式系统。

图 5.8.5-11 为 RB 160/25 阀控型转叶式舵机的液压系统原理图。其主要技术数据如下：

公称扭矩	245 kN · m（25 tf · m）
最大舵角	±35°
限位舵角	±39°
需充油量	341 L
舵机质量	2400 kg
定量泵转速	1160 r/min
流量	89 L/min
安全阀 1 整定压力	10.78 MPa（110 kgf/cm²）
安全阀 6 整定压力	9.8 MPa（100 kgf/cm²）

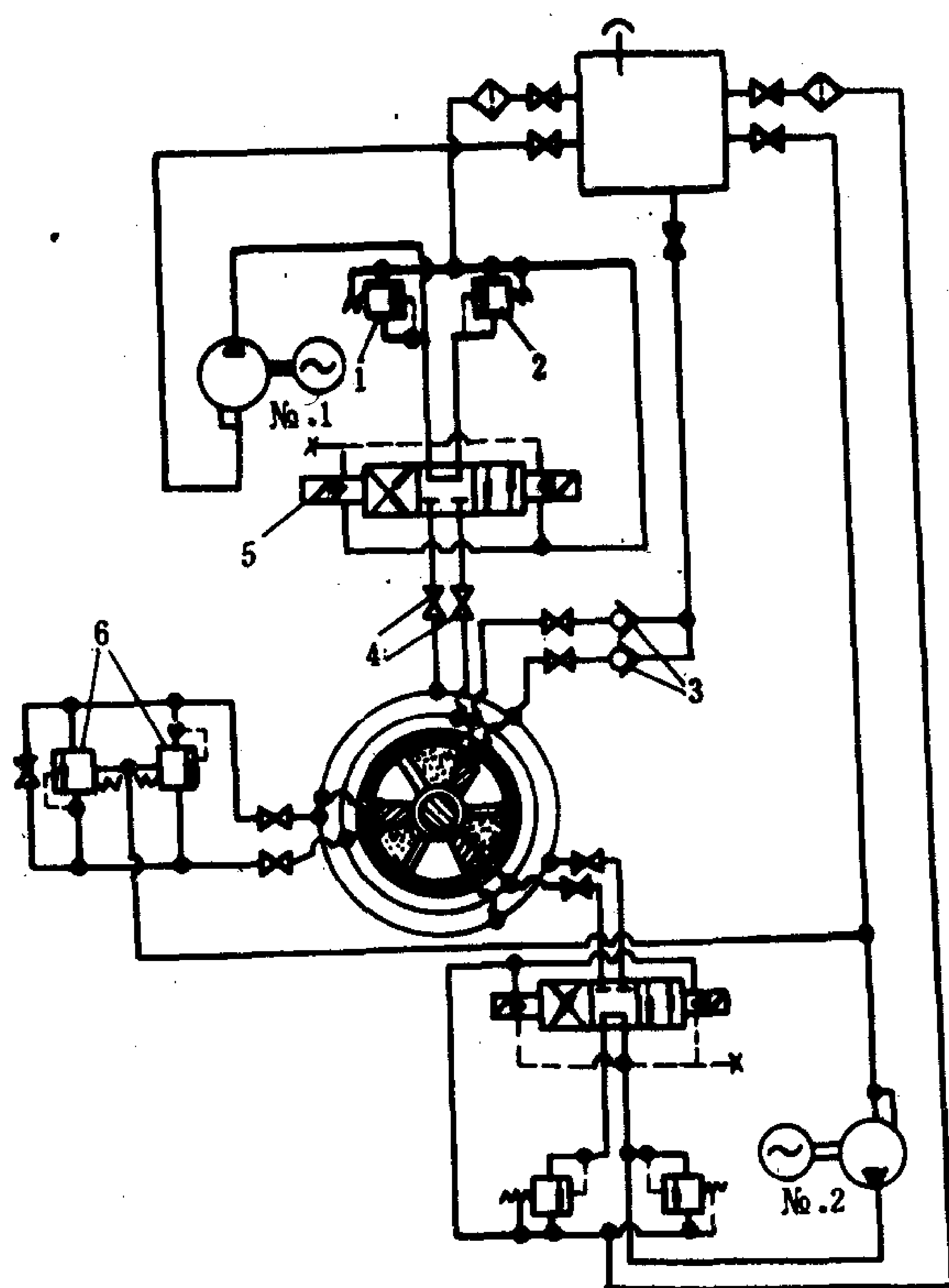


图 5.8.5-11 AEG 阀控型转叶式舵机系统
1-安全阀；2-背压阀；3-补油单向阀；4-缸阀；5-电液换向阀；6-安全阀

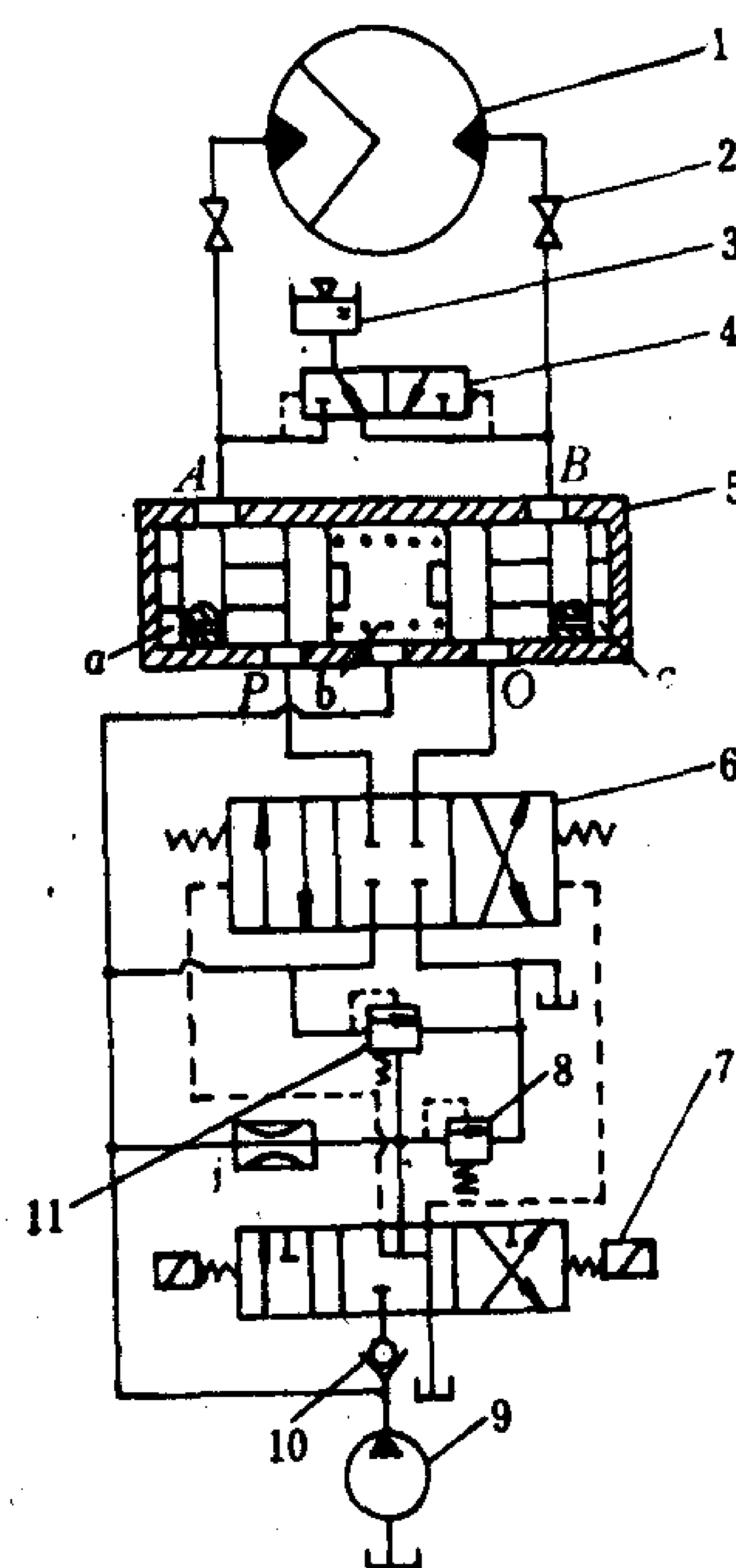


图 5.8.5-12 挪威阀控型转叶式舵机开式系统
1-转叶油缸；2-缸阀；3-高置式补油箱；4-补油阀；5-负扭矩舵速限制装置；6-液动阀；7-电磁阀；8-溢流阀的先导阀；9-主油泵；10-单向阀；11-溢流阀（主阀）

这种系统有以下特点：

（1）两套定量泵组并联，采用M型三位四通电液换向阀5控制转舵方向，兼作主油路锁闭。

（2）在主油路回油管路上设背压阀2，使之造成一定背压，一方面可以限制负扭矩时的转舵速度，同时也可使主泵在换向阀位于中位时仍能建立一定的油压，以便向换向阀供应控制用油。

（3）尽管背压阀2可在一定程度上限制负扭矩时舵的转动速度，但仍设有补油单向阀3，以防止可能出现的低压。

4.1.2 挪威阀控型转叶式舵机系统

这种舵机系统如图5.8.5-12所示，主泵采用三螺杆泵，最大工作压力3.92 MPa（40 kgf/cm²）。系统的主要特点如下：

（1）电液换向阀主阀6为O型，中位时可兼作油路锁闭阀用。

（2）作安全阀用的溢流阀11，其远控油口在电磁换向阀7位于中位时被泄油，故能起中位卸荷的作用。需要转舵时，换向阀7离开中位，阀11的远控油口关闭，主泵供油压力恢复。这种工作方式由主泵供给液动换向阀6的控制用油，可省去辅泵；而且，开始转舵时主泵油压升高较缓，可减小液压冲击。

（3）设有负扭矩舵速限制装置5。舵因负扭矩作用而转动时，装置5中的b腔（通油泵排出管）油压降低，而a（或c）腔（通油缸回油管）的油压则升高，就会将左（或右）滑阀推向中央，关小回油口A（或B），从而限制舵的转动速度。

（4）采用高置补油箱3和补油选择阀4补油。当舵受较大负扭矩作用而转动时，可防止低压侧油压过低而出现气蚀。

4.2 阀控型闭式系统

4.2.1 沪东船厂阀控型舵机系统

使用这种系统的双缸柱塞式舵机，用于沿海客货船，其主要技术数据如下：

公称扭矩	24.5 kN·m（25 tf·m）
最大舵角	±32°
转舵时间（一舷32°至另一舷32°）	<28 s
主泵型式	ZBSV 40 轴向柱塞泵
主油路最大工作油压	13.72 MPa（140 kgf/cm²）
主油路安全阀整定压力	14.7 MPa（150 kgf/cm²）
主泵电动机功率	17 kW
辅泵工作油压	0.68～0.78 MPa（7～8 kgf/cm²）

这种舵机液压系统（如图5.8.5-13所示，两套主泵6系统并联，电液换向阀4为M型，在中位时可使主泵卸荷和实现油路锁闭。

系统设有辅泵1，其功用有三：一是为电液换向阀4提供控制油，控制油压为0.7～0.8 MPa，由溢流阀8调定；二是为主泵吸油管路补油；三是向主泵供给流经泵壳内部的润滑和冷却用油。

4.2.2 富来登堡（A/S Frydenbö）转叶式舵机系统

这种舵机由挪威制造，该系列参数（摘录）列于表5.8.5-3，原理见图5.8.5-14，主要

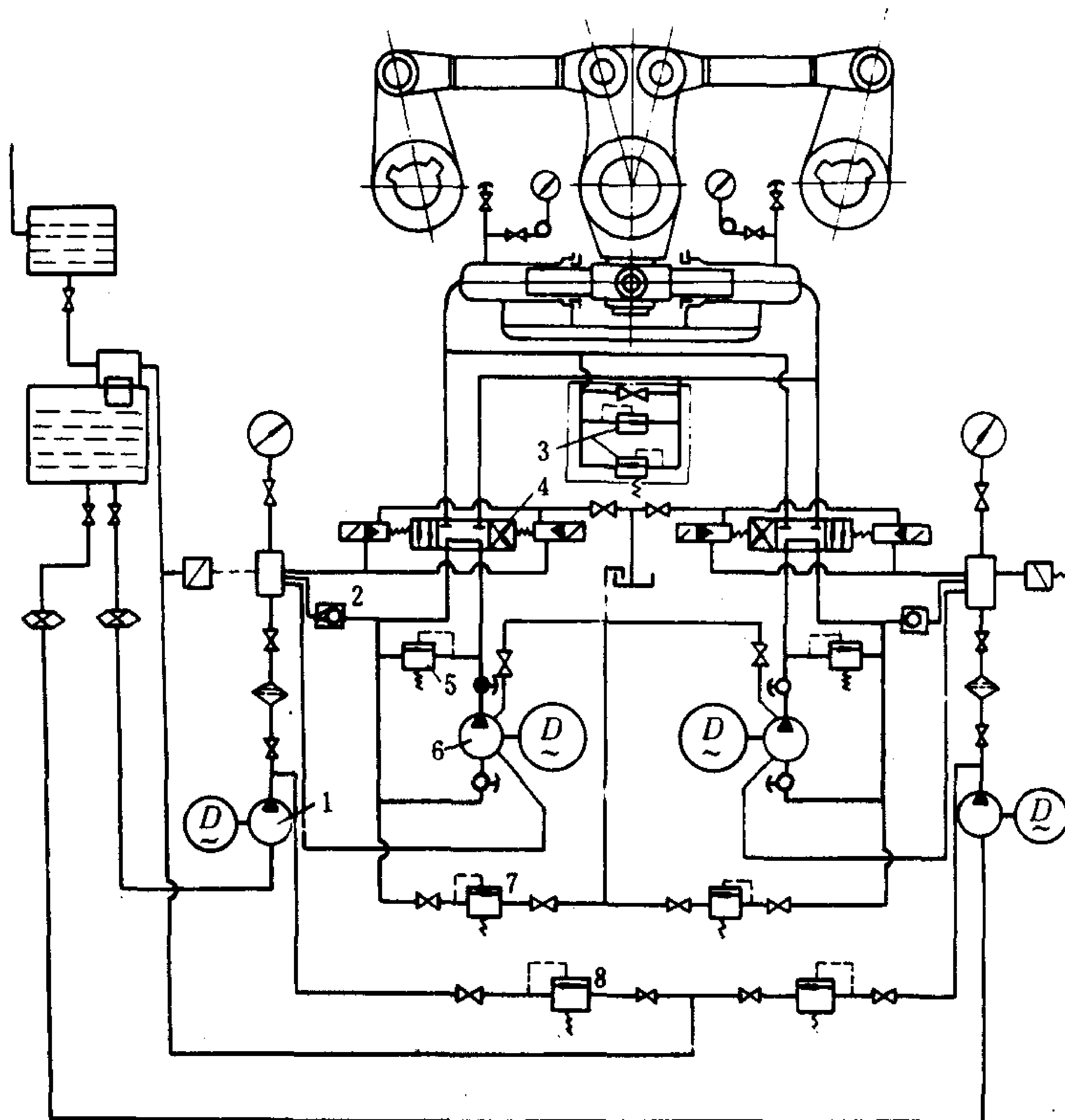


图 5.8.5-13 沪东船厂阀控型系统

1-辅泵；2-补油阀；3-主油路安全阀；4-电液换向阀；5-主泵安全阀；6-主泵；7-补油溢流阀；8-辅泵溢流阀

技术数据如下：

最大工作压力	2.45 MPa (25 kgf/cm²)
换向阀中位时油泵油压	0.2～0.3 MPa
安全阀整定压力	3.9 MPa
试验压力	4.9 MPa
转叶个数	2 或 3
最大操舵角	±36°
转舵时间	<30 s

表 5.8.5-3 富来登堡舵机参数（摘录）

型 号	舵杆直径 mm	最大转舵扭矩 kN·m (tf·m)	底座直径 *A* mm	底座以上高度 mm	底座以下高度 mm	质 量 kg
H. S. 9	75～100	17.6 (1.8)	560	365	145	230
H. S. 12	100～125	23.5 (2.4)	750	385	150	430
H. S. 20	110～145	39.4 (4)	750	480	150	600
H. S. 30	140～170	58.8 (6)	750	625	160	770
H. S. 40	170～230	78.4 (8)	970	650	230	1380
H. S. 60	170～230	117.6 (12)	970	800	230	1650
H. S. 90	190～250	176.4 (18)	970	840	230	1750
H. S. 120	240～350	235.2 (24)	1280	850	245	3000
H. S. 180	260～350	352.8 (36)	1280	880	245	3200
H. S. 280	330～390	548.8 (56)	1280	1170	245	3800

这种系统采用M型电液换向阀，当主阀5在中位时，靠阀中的节流口和单向阀2使主泵保持一定的排出压力（0.2～0.3 MPa），以便向换向阀供给控制用油。除正常时可用驾驶台操舵手柄9或手提式按钮操舵器8控制电磁换向阀进行电气遥控非随动操舵外，也可用驾驶台舵轮泵11直接控制液动换向阀5作液压遥控。当主泵损坏或断电而不能供油时，自动转换阀12能使舵轮泵11经E、F管直接接通转叶油缸6，进行应急操舵。

系统补油通过单向阀13借重力进行。

4.2.3 狄沙麦林(Disa-Marine)阀控型系统

丹麦狄沙麦林公司生产的I型双缸活塞式舵机，属阀控型闭式系统，安全阀整定压力20.6MPa(210 kgf/cm²)，转舵时间28 s(±35°)，其他主要参数见表5.8.5-4。

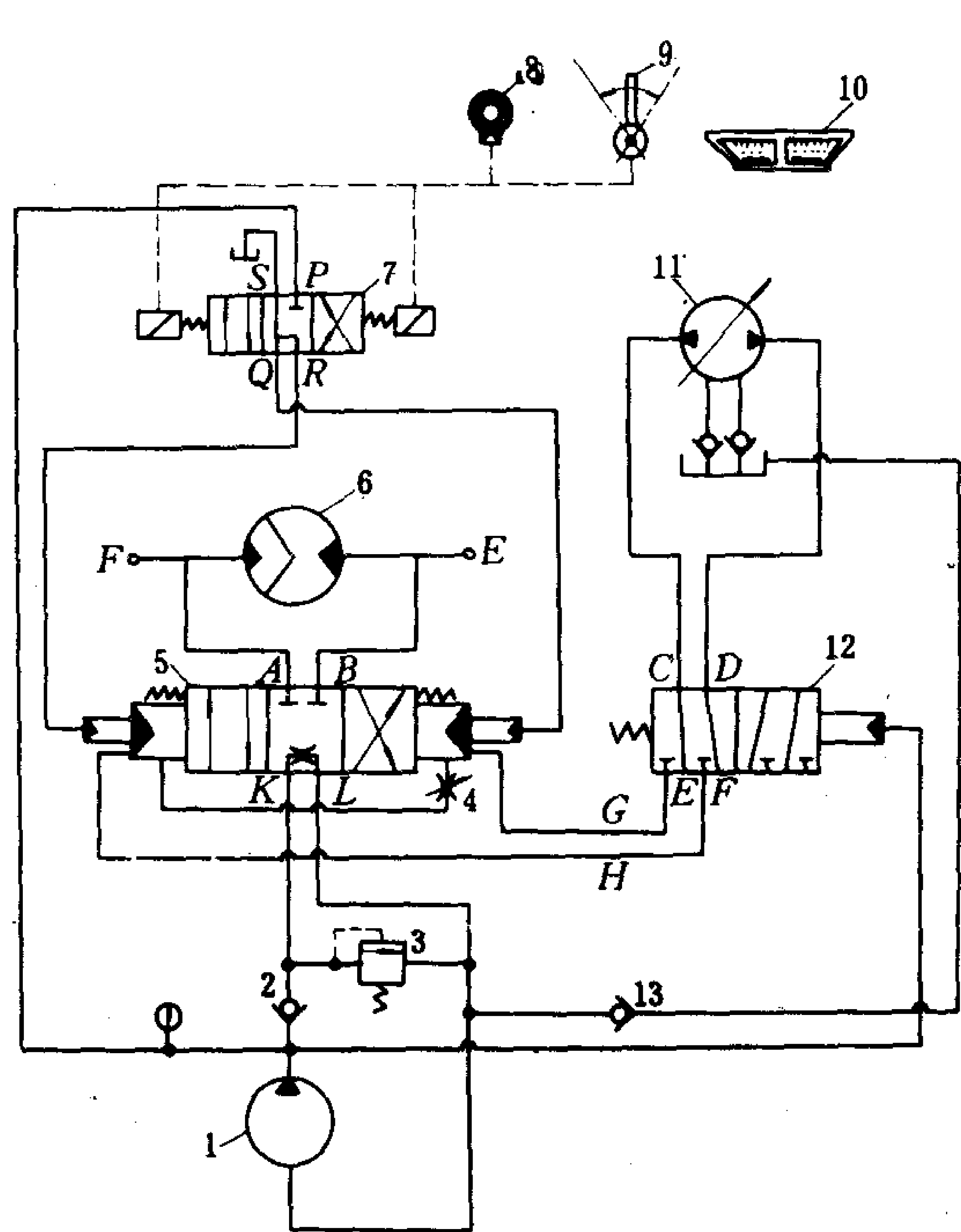


图5.8.5-14 富来登堡转叶式舵机系统

1-三螺杆泵；2、13-单向阀；3-安全阀；4-节流阀；5-自动调整阀；6-转叶油缸；7-电磁换向阀；8-手提式按钮操舵器；9-电操舵手柄；10-舵角指示器；11-舵轮泵；12-自动转换阀

表5.8.5-4 狄沙麦林舵机T系列

型号	最大舵杆扭矩 kN·m	最大舵杆直径 mm	容积参数 cm³	泵型号		电动机功率kW		外型尺寸 mm			质量 kg
				1450 r/min	1750 r/min	1450 r/min	1750 r/min	长	宽	高	
1.5 T-125	14.7	125	1.3	P 2-3.5	P 2-3.5	1.39	1.47	1020	580	580	270
3 T-155	29.4	155	2.6	P 2-5	P 2-3.5	2.7	2.3	1300	720	600	440
6 T-200	58.9	200	5.1	P 2-8	P 2-8	3.7	4.3	1520	830	620	820
9 T-225	88.3	225	7.7	P 3-13	P 3-13	6.6	7.8	1685	825	645	1200
12 T-250	117.7	250	10.2	P 3-16	P 3-13	9.9	7.8	1900	990	720	1690
16 T-275	157	275	13.6	P 4-20	P 4-20	9.9	11.7	2030	1070	760	2180
21 T-300	206	300	17.8	P 4-32	P 4-25	16.5	15.6	2150	1100	780	2830
27 T-325	264.9	325	22.8	P 5-40	P 4-32	20.2	19.8	2220	1150	875	3590
34 T-350	333.5	350	28.7	P 5-50	P 5-40	26.8	24.2	2495	1400	910	4430
42 T-375	412	375	35.6	P 5-64	P 5-50	30.0	32.2	2510	1400	970	5400

注：表列各型的最大舵角为±35°，此外还有最大舵角为±45°的，此处从略。

在这类舵机中，转舵扭矩为206～392 kN·m的采用电液换向阀，其液压系统见图5.8.5-15，它具有以下特点：

（1）采用Y型液动换向阀3作流向控制，双联单向顺序阀5作油路锁闭阀。当舵在负扭矩作用下转动，油泵供油压力降低时，回油管路上的顺序阀即由远控开启改为直控开启。

（2）与图5.8.5-12所示的系统相同，当H型电磁（先导）换向阀4处在中位时，作为安

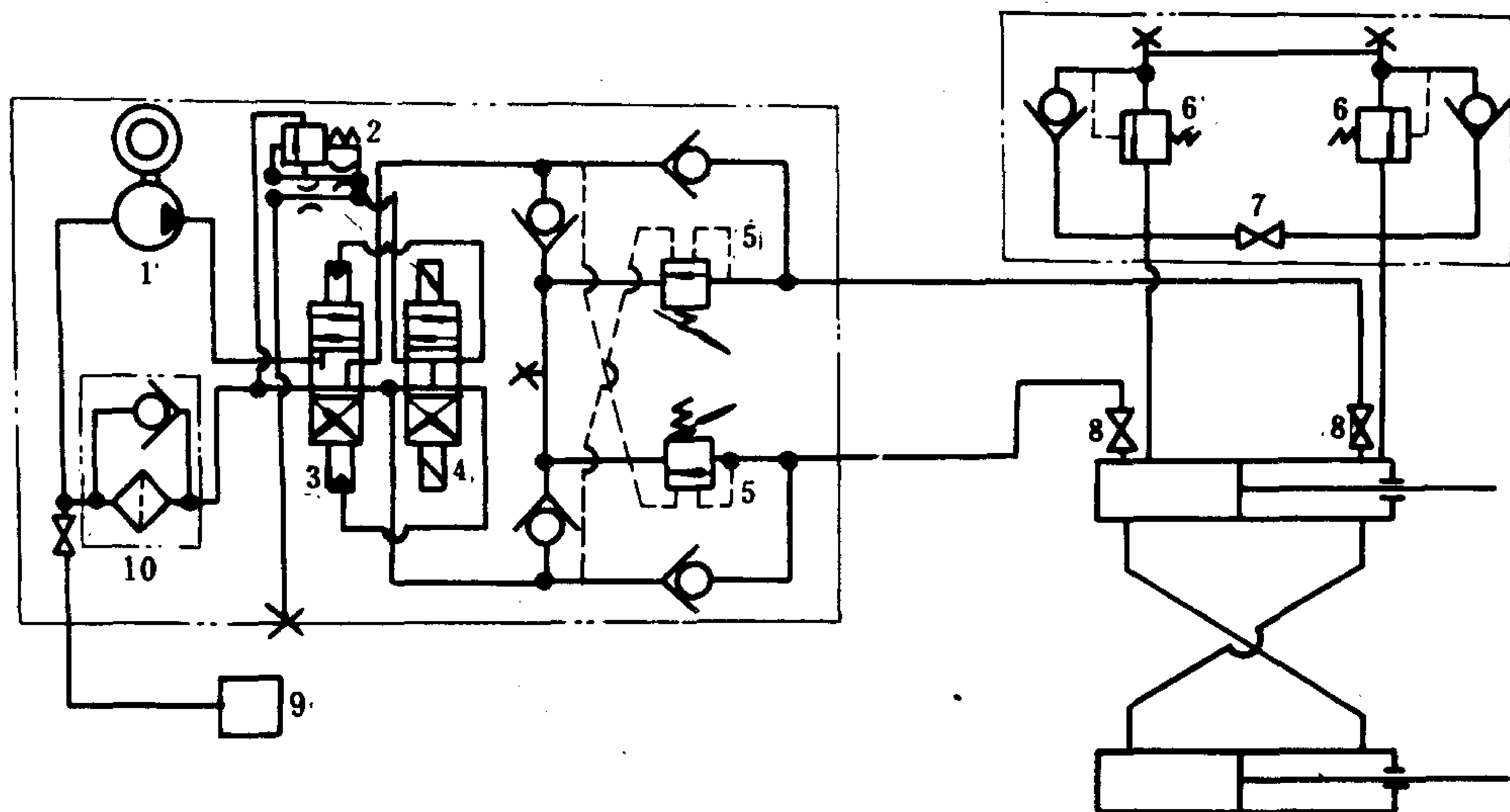


图 5.8.5-15　狄沙麦林阀控型双缸活塞式舵机系统

1-高压内齿轮泵；2-先导式溢流阀；3-液动换向阀；4-电磁（先导）换向阀；5-单向顺序阀；6-安全阀；7-旁通阀；8-缸阀；9-膨胀油箱；10-滤器

全阀用的先导溢流阀 2 将因远控油口泄油而开启卸荷。需要转舵时，换向阀 4 离开中位，阀 2 远控油口通油箱的通路被切断，主泵的油压又重新建立。采用这种系统可由主泵提供液动换向阀控制用油，又可减轻液压冲击。

（3）设有可与油泵吸入管相连的膨胀油箱 9，其功用是补充系统漏油或容纳油液因温度升高而产生的膨胀；对摆缸机构工作时所造成的进、排油量差额起补偿作用。

4.3　阀控型半闭式系统

联邦德国哈特拉帕(Hatlapa)R 2 型舵机是双缸柱塞式，R 4 型是四缸柱塞式，表5.8.5-5 列出其中部分型号的参数。

表 5.8.5-5　　　　哈特拉帕舵机系列（摘要）

舵机型号	R2V 300	R2V 330	R2V 370	R4V 340	R4V 380	R4V 420	R4 460	R4 500	R4 550
公称扭矩 kN·m	180	250	350	250	350	460	650	900	1200
最大扭矩 kN·m	280	400	560	400	560	750	1050	1450	1900
马达输出功率 kW	10	14	19	16	20	25	34	48	62
舵杆直径 mm	305	335	375	340	380	420	460	500	550
长度 mm	3060	3330	3600	2950	3440	3600	3880	4320	4860
宽度 mm	1000	1120	1270	1440	1600	1740	1880	2080	2440
高度 mm	870	900	940	970	970	1040	1210	1260	1280
半径 mm	380	420	460	400	475	500	530	580	700
油量约 L	125	235	245	240	250	260	230	250	290
质量约 kg	2800	3300	4000	4900	6100	7100	8900	12100	16400

图 5.8.5-16 示出R 4 V型舵机系统，其参数如下：

安全阀整定压力　　24 MPa

试验压力　　36 MPa

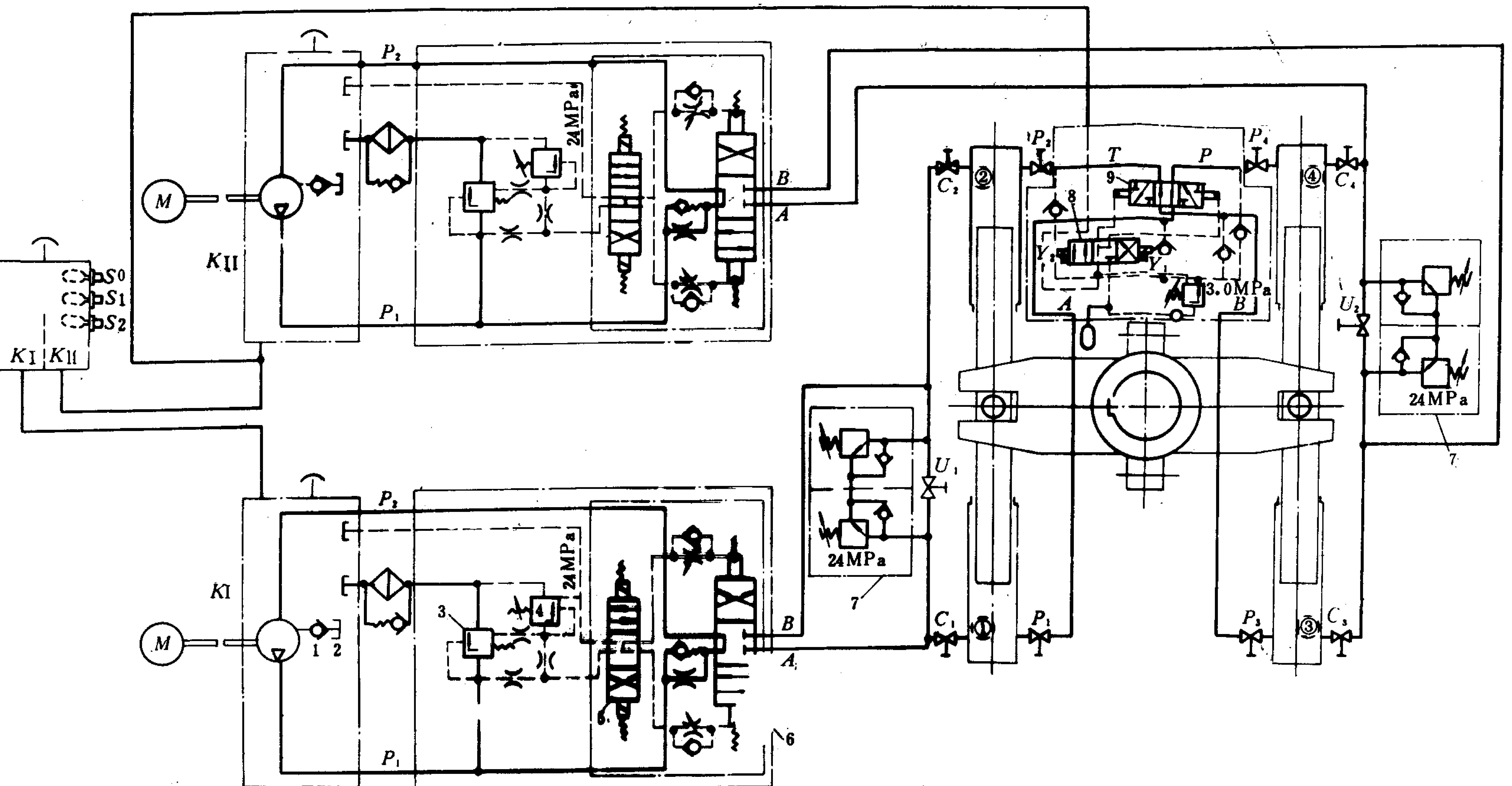


图 5.8.5-16　哈特拉帕R 4 V型舵机系统

1-单向阀；2-油箱；3-溢流阀主阀；4-溢流阀导阀；5-电磁换向阀（作导阀）；6-液动换向阀（作主阀）；7-双向溢流阀；8-电磁换向阀（导阀）；9-液动换向阀（主阀）；S_0～S_1-液位开关；

定量泵型号	A 2 F 45
流量	77 L/min
电动机转速	1750 r/min
转舵时间（自一舷 35°，转至另一舷 30°）	28 s

这种系统的主要特点是：

1）采用M型液动换向阀 6 兼作主油路锁闭阀，并以先导式溢流阀作为油泵的安全阀。由于先导式溢流阀的远控油口在H型电磁换向阀 5 处于中位时将被泄油，使油泵直接接通油箱卸荷，因此属半闭式系统。卸荷时油泵仍可保持不太高的排出压力，因而能向换向阀 6 供应控制用油。

2）在两组油缸之间连有安全切换装置（safe matic），它能在必要时自动使一对油缸与主油路隔断，同时彼此旁通，使舵机保持 50%的公称扭矩。可满足国际海事组织对 1 万总吨及其以上的油船、化学品船或气体运输船操舵装置的最新要求。自动安全切换装置的工作如下：当某一套系统，例如泵组 K_{II}的系统，因管路破裂或其他原因而严重失油时，补给油柜中的液位将降低，并导致开关$S1$ 动作报警。如泄漏继续发生，则经过一段时间(视漏泄程度而定)后，液位开关$S2$ 也会动作，转换工作泵组，并使电磁导阀 8 的相应线圈 Y_1通电，液动换向阀 9 右移，使与故障系统直接相连的油缸③、④与正在工作的主油路隔离并旁通。

3）设有高置油箱 2 （至少比系统最高点高出 0.5 m），可经单向阀 1 补充漏泄。

工况选择阀的使用情况列于表 5.8.5-6。

表 5.8.5-6　　**哈特拉帕 R 4 V 型舵机工况选择表**

工 作 方 式	阀启闭状况									
	C_1	C_2	C_3	C_4	P_1	P_2	P_3	P_4	U_1	U_2
四缸正常工作	○	○	○	○	○	○	○	○	●	●
1 号泵带 1、2 缸工作	○	○	○	○	●	●	○	○	●	○
2 号泵带 3、4 缸工作	○	○	○	○	○	○	●	●	○	●
系统充油	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
泵和油缸放气	○	○	○	○	○	○	○	○	●	●
使舵固定	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●

●表示关闭，○表示开启。

4.4　泵控型闭式系统

4.4.1　上海船厂泵控型闭式系统

这种舵机的主要技术参数如下：

公称扭矩	637/735 kN · m（65/75 tf · m）
最大舵角	±35°
转舵时间（从一舷 35°至另一舷 35°）	<30 s
最大工作油压	9.8～11.8 MPa（100～120 kgf/cm²）
主泵：	
型号	ZB_1227，手动伺服变量
额定工作压力	13.7 MPa（140 kgf/cm²）
额定转速	1500 r/min

理论排量	227 mL/r
辅泵:	
型号	BC-100 齿轮泵
额定工作压力	2.45 MPa (25 kgf/cm²)
理论排量	100 mL/r
额定转速	1450 r/min
电动机:	
型号	JO_2-81-6-H、JO_3-82-6-H
额定电压	380 V
额定转速	970 r/min
额定功率	30/40 kW
主油路安全阀整定压力	10.3～12.3 MPa (105～125 kgf/cm²)
变量泵控制油油压	1.5 MPa (15 kgf/cm²)
主油路补油压力	0.8 MPa (8 kgf/cm²)

这种舵机液压系统见图 5.8.5-17，其特点是:

(1)以内泄式双联液控单向阀作为主油路锁闭阀，并与一对直接作用式溢流阀一起组成安全-锁闭阀组。

(2)工况选择阀组合为两个单阀座的集成阀块，各阀的使用情况见表 5.8.5-7。

(3)装置设有辅泵，其功用有三：一是为主泵(包括备用泵)伺服变量机构提供控制油，其油压由溢流阀 11 调定；二是通过 8 a或 8 b为主油路补油，补油压力由减压阀 7 调定；三是提供流过主泵泵壳的润滑、冷却用油。

表 5.8.5-7　　**上海船厂泵控型四缸舵机工况选择表**

工作油泵 / 阀 / 工作油缸	左舷泵或右舷泵											
	P_1	P_2	P_3	P_4	C_1	C_2	C_3	C_4	O_1	O_2	O_3	O_4
1、2、3、4	○	○	○	○	○	○	○	○	●	●	●	●
1、2	○	○	○	○	○	○	●	●	●	●	○	○
3、4	○	○	○	○	●	●	○	○	○	○	●	●
1、3	○	○	○	○	○	●	○	●	●	○	●	○
2、4	○	○	○	○	●	○	●	○	○	●	○	●

●表示关闭，○表示开启。

4.4.2 川崎 (Kawasaki) 泵控型双缸柱塞式舵机系统

使用这种系统的日本川崎公司大型舵机包括以下系列:

1)双缸拨叉式转舵机构: R (一台变向泵)、RW (二台变向泵换用)、RP (二台变向泵共用) 系列，公称扭矩 166.6～842.8 kN·m (17～86 tf·m)；

2)四缸拨叉式转舵机构: F系列，公称扭矩 509.6～3234 kN·m (52～330 tf·m)；

3)四缸十字头式转舵机构: S系列，公称扭矩 3675～21460 kN·m (375～2190 tf·m)。其中R、RW、RP系列的主要技术参数列于表 5.8.5-8，RW型舵机见图 5.8.5-18。

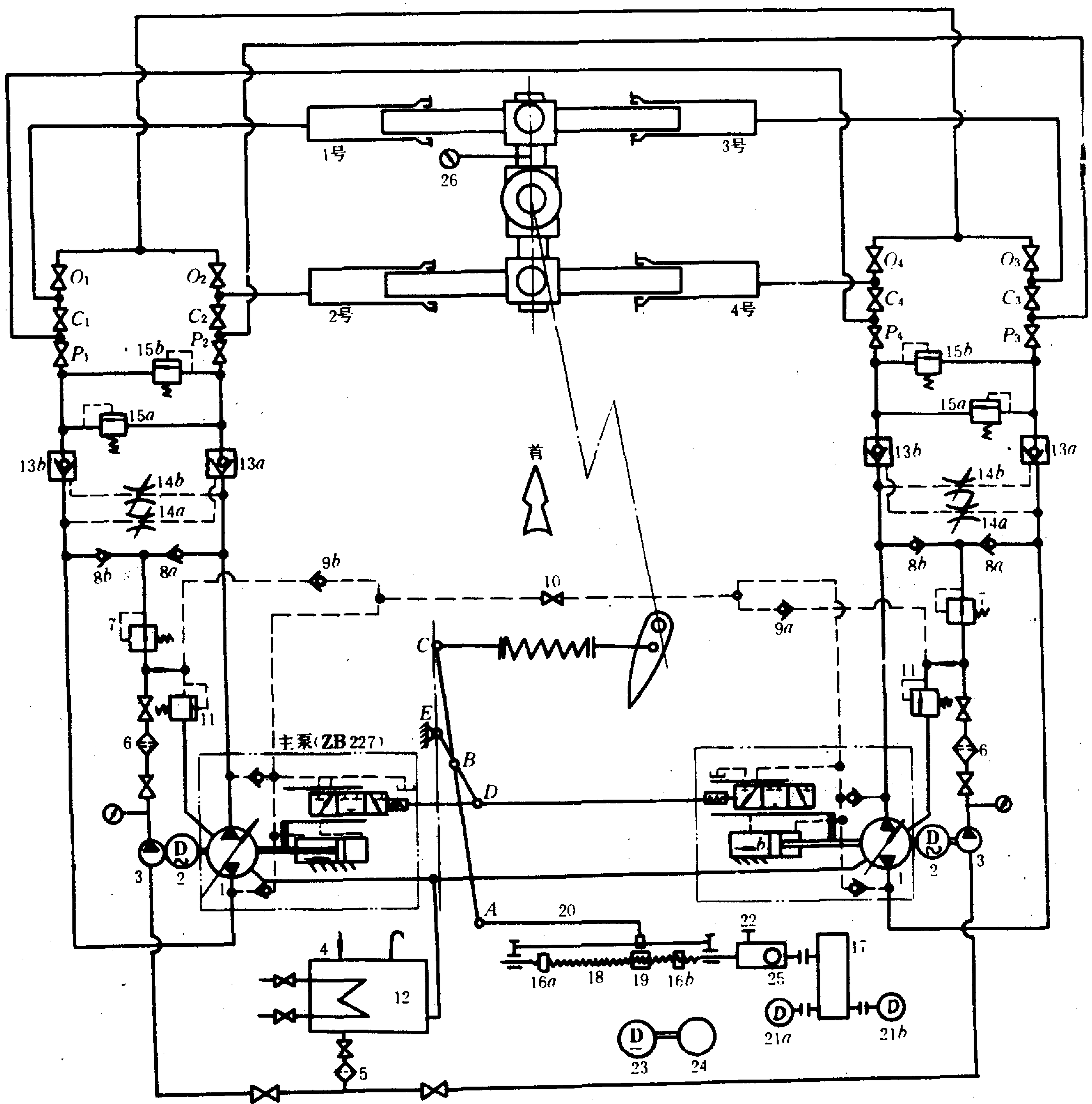


图 5.8.5-17 上海船厂泵控型四缸柱塞舵机系统

1-主泵；2-电动机；3-辅泵；4-油箱；5-粗滤器；6-细滤器；7-减压阀；8、9-单向阀；10-旁通阀；11-溢流阀；12-冷却器；13-液控单向阀；14-可调节流阀；15-安全阀；16-限位螺帽；17-减速器；18-螺杆；19-导块；20-连杆；21-伺服电动机；22-手轮；23-交流电动机；24-直流发电机；25-操舵角反馈装置；26-舵角指示器

表 5.8.5-8　　川崎舵机R、RW、RP系列

项目＼型号		R-200		R-225		R-250			
				RW-225		RW-250			
		RW-200		RP-225		RP-250			
公称扭矩 kN·m	(tf·m)	254.8(26)	303.8(31)	352.8(36)	421.4(43)	490(50)	588(60)	705.6(72)	842.8(86)
舵杆直径	mm	310		330		370			425
转舵角度	(°)	70		70		70			
转舵速度	(°)/s	65～28		65～28		65～28			
舵柄半径	mm	460		510		560			
柱塞直径	mm	200		225		250			
油泵型号和台数		BV 716×1		BV 720×1		BV 720×1			
		BV 716×2		BV 720×2		BV 720×2			
				BV 720×2		BV 716×2			
转速	r/min	1750		1750		1750			
最大工作压力	MPa	13.72(140)	16.66(170)	13.72(140)	16.66(170)	13.72(140)	16.66(170)	20.09(205)	24.01(245)
安全阀整定压力	(kgf/cm²)	14.21(145)	17.15(175)	14.21(145)	17.15(175)	14.21(145)	17.15(175)	20.58(210)	24.5(250)
电机输出功率和台数	kW	7.5×1	11×1	11×1	15×1	15×1	18.5×1	—	—
				11×2	15×2	15×2	18.5×2	18.5×2	12×2
		7.5×2	11×2	5.5×2	7.5×2	7.5×2	11×2	11×2	
超载	%-s	200-30		200-3		200-30			
随动油缸推力和行程	N mm	9800-254 或 4900-150		9800-304.8 或 4900-150		9800-304.8 或 4900-150			
充油量 L		120		200		200			
				290		310			315
		160		180		200			205
尺度(约值)mm	宽度	2×1640		2×1805		2×2015			2×2005
	柱塞轴线以上高度	895		985		985			
				985		985			
		895		970		970			
	柱塞轴线以下高度	190		210		300			
	舵杆中心前长度	1120		1190		1270			
	舵杆中心后长度	810		880		960			

这种舵机液压系统具有以下特点：

（1）设有能在负扭矩时限制转舵速度的川崎舵机专用阀，详见本章 2.1.2（2）。

（2）每台泵组均设有可由二位四通电磁换向阀 3 控制的插装（逻辑）阀 2，以保证泵能在卸载的情况下起动。它的工作情况如下：当阀 3 通电时，阀 2 因控制油泄往油箱而开启，油泵在起动时就能卸载。完成起动后，阀 3 断电左移，阀 2 就会在来自高压选择阀 4 的控制油的作用下关闭，将主泵的旁通油路切断，转入正常工作。

（3）采用浸没式油箱。系统补油由油箱经单向阀 1 完成。箱中设有浮子开关，当油位降到低限时能自动报警。

4.4.3　AEG 泵控型转叶式舵机系统

图 5.8.5-19 示出日本三菱 AEG 泵控型舵机的液压系统。这种系统的主要特点是：

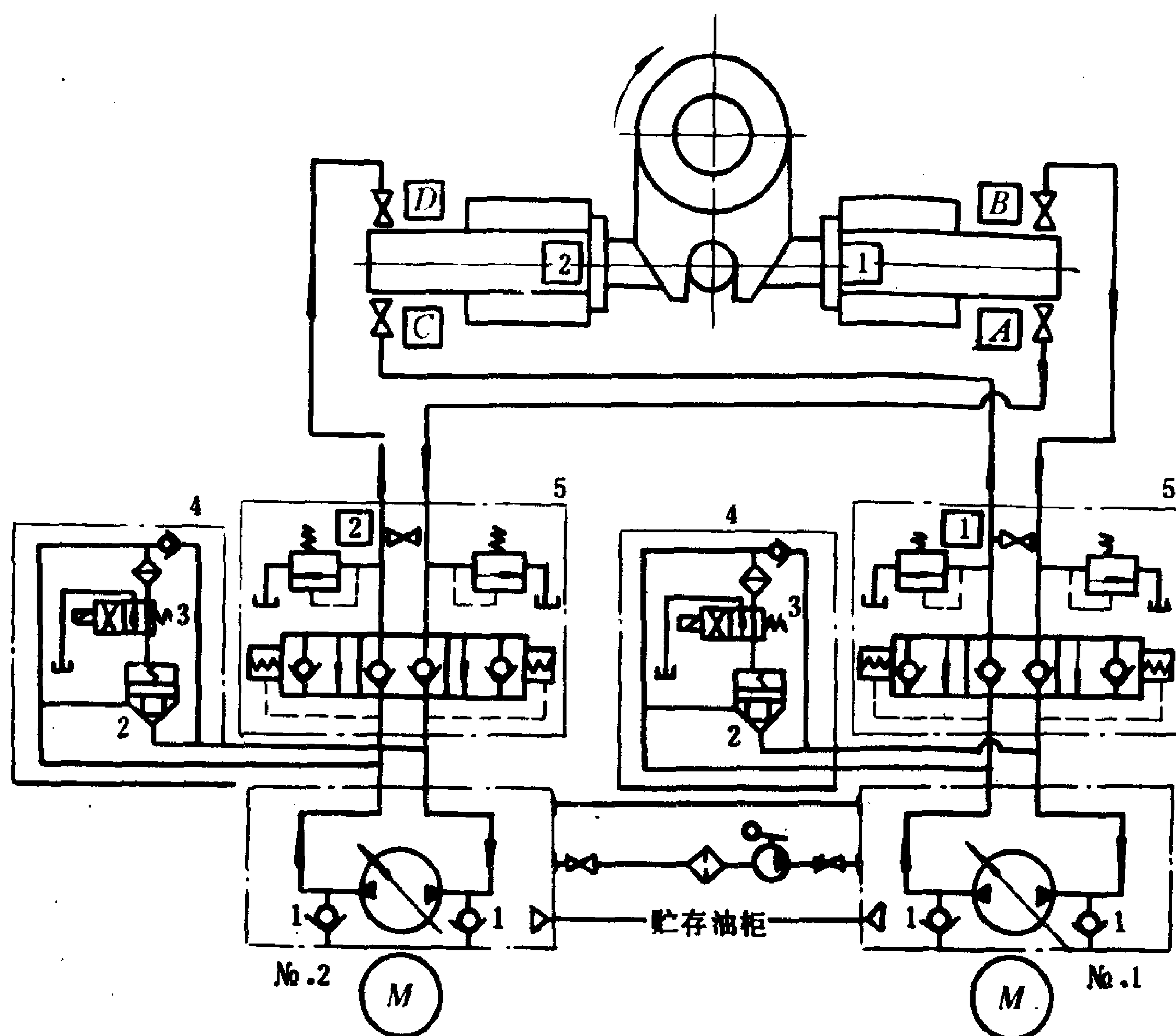


图 5.8.5-18 川崎 RW 型舵机

1-补油阀；2-逻辑阀；3-电磁换向阀；4-高压选择阀；5-川崎专用阀

（1）设有辅泵，其功用有四：一是为主阀伺服变量机构供油，控制压力为 0.9～1.4 MPa（9～14 kgf/cm²），由溢流阀 2 调定；二是接通工作泵的油路锁闭阀，切断备用泵油路锁闭阀，控制油压同上；三是为主油路补油，补油压力为 0.2～0.5 MPa（2～5 kgf/cm²），由溢流阀 3 调定；四是以回油流经主泵，供主泵润滑、冷却。

（2）当辅油路溢流阀因故障不能开启时，节流孔 5 前后的压差就将变小，液动阀 6 就会因控制油的压差减小而向左移动，接通辅泵泄油管路，从而起到安全保护作用。

三菱 AEG 舵机 RB 系列的主要技术数据列于表 5.8.5-9。

表 5.8.5-9　　三菱 AEG 舵机 RB 系列

项目	单位 \ 型号	RB 63/16	RB 100/25	RB 160/40	RB 210/52	RB 250/63	RB 315/80	
舵杆直径	mm	240	280	330	360	380	410	
舵杆扭矩	kN·m(tf·m)	166.6(17)	254.8(26)	392(40)	509.6(52)	627.2(64)	754.6(77)	842.8(86)
转速	(°)/s	+35°→−30°/28″						
最大油压	MPa(kgf/cm²)	12 (122)				10 (102)	12 (122)	
安全阀整定压力	MPa (kgf/cm²)	12.5(127)				10.5(107)	12.5(127)	
电动机	功率 kW	5.5×1	11×1(5.5×2)	15×2(7.5×2)	15×2(11×2)	22×2(11×2)	25×2(15×2)	30×2(15×2)
电动机	转速 r/min	1800		1800(1800)				1200(1800)
电动机	过载系数 %	100～60						

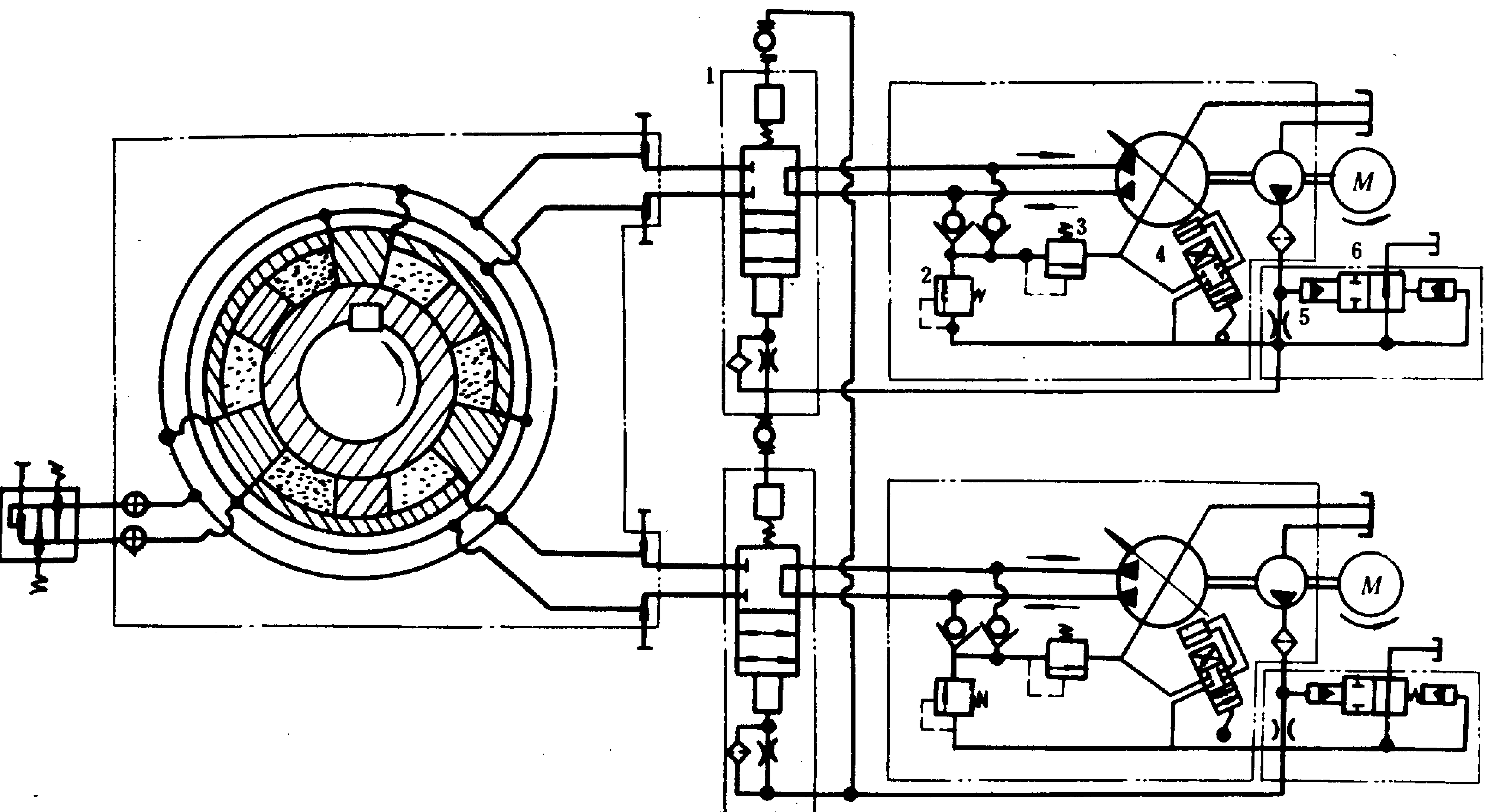


图 5.8.5-19 三菱 AEG 转叶式舵机系统

1-辅泵开启式主油路锁闭阀；2、3-溢流阀；4-主泵伺服变量机构；5-节流孔；6-液动二位二通阀

4.4.4 克利门特（Klement-Gottwald）泵控型双缸活塞式舵机系统

使用这种系统的舵机由民主德国制造，主要技术参数如下：

公称扭矩　23.5 kN · m（24 tf · m）

最大扭矩　35.3 kN · m（36 tf · m）

最大舵角　±35°

限位舵角　±37°

转舵时间（从一舷 35°至另一舷 30°）：

　单泵工作时　≤28 s

　双泵工作时　≈14 s

最大工作压力　9.8 MPa（100 kgf/cm²）

安全阀整定压力　15.1 MPa（154 kgf/cm²）

控制油压　1.6 MPa（16 kgf/cm²）

电动机额定功率　17.6 kW

应急操舵时的最大扭矩M和转舵时间t（从一舷 20°至另一舷 20°）：

用活塞大端工作时　$M=264$ kN · m（27 tfm），　$t=12$ s

用活塞杆端工作时　$M=156.8$ kN · m（16 tf · m），　$t\approx 8$ s

单缸工作时，$M=68.6$ kN · m（7 tf · m），　$t\approx 21$ s或 14 s

单缸工作溢流阀整定压力　4.9 MPa（50 kgf/cm²）

这种舵机液压系统见图 5.8.5-20，其主要特点如下：

（1）采用主泵启阀式双联液控单向阀R_1、R_2作为主油路锁闭阀。泵组工作时，辅泵油压使液控换向阀 6 左移，将液控单向阀R_1、R_2变为外泄，使之在舵受较大负扭矩作用时不容易产生敲击；而当泵组停用时，由于换向阀 6 右移，液控单向阀R_1、R_2则变为内泄，减少了外力作用于舵叶时系统向油箱的漏油。

（2）辅泵和主泵由同一电动机驱动，工作压力为 1.6 MPa（16 kgf/cm²），由溢流阀 5 调定。辅泵的功用是：为主泵伺服变量机构供油；控制换向阀 6，改变主油路锁闭阀R_1、R_2的泄油方式；经单向阀R_5、R_6向主油路补油。当辅油路压力因故降到 1～1.2 MPa（10～12 kgf/cm²）时，压力表式低压报警开关 4 即会通电报警。

（3）设有双阀座工况选择阀箱。工况见表 5.8.5-10。同时启、闭双座阀V_1～V_4中的两个阀，可使C_1～C_4中两个相应油缸空间（对角位置除外）同时与主油路接通或隔断（隔断后随即彼此旁通），以进行应急操舵。

表 5.8.5-10　**克利门特舵机的工况选择表**

截止阀		V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6	V_7
正常操舵用C_1～C_4油腔		○	○	○	○	●	●	●
应急操舵（±20°）	用活塞端油腔C_2、C_3	●	○	○	●	●	●	●
	用活塞杆端油腔C_1、C_4	○	●	●	○	●	●	●
	用 1 号缸C_1、C_2油腔	○	○	●	●	●	○	●
	用 2 号缸C_3、C_4油腔	●	●	○	○	●	●	○

当仅用一个油缸工作时，由于活塞两端的工作面积不等，应开启截止阀V_6或V_7。这样，

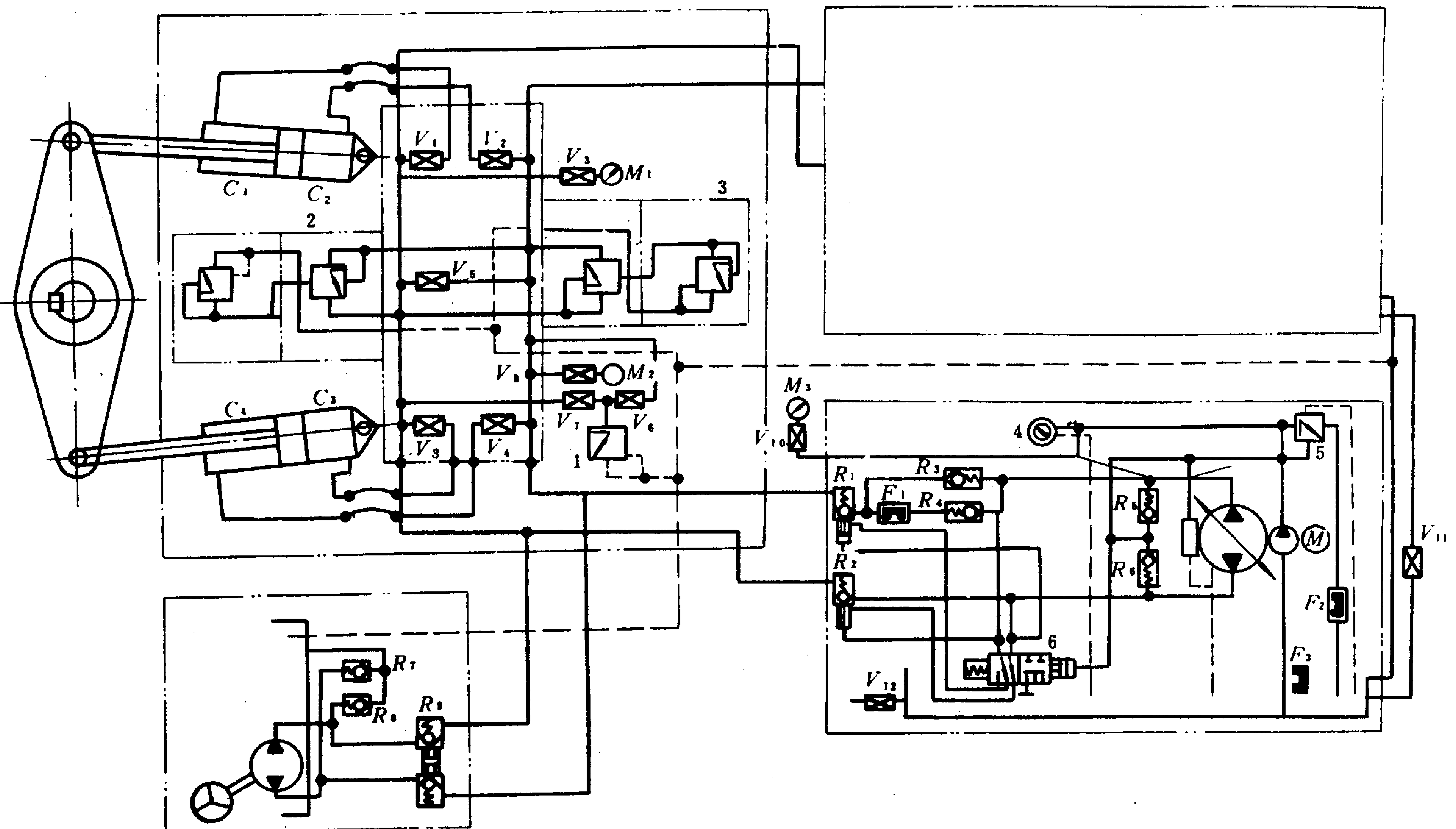


图 5.8.5-20　克利门特泵控型舵机系统

1、5-溢流阀；2、3-带先导阀的溢流阀；4-压力表式报警开关；6-液动换向阀；R_1、R_2、R_9-液控单向阀；R_3～R_8-单向阀；V_1～V_{12}-截止阀；C_1～C_4-油缸工作腔；M_1～M_3-压力表；F_1～F_3-磁性滤器

当活塞杆端进油时，部分回油就可经V_6或V_7从溢流阀 1（整定压力 4.9 MPa）溢油；而当活塞端进油时，活塞杆端则须经单向阀R_5或R_6补油。

4.4.5 瓦特西拉（WÄTSILA）泵控型四缸柱塞式舵机系统

这种舵机是芬兰造的，主要性能参数如下：

公称扭矩	39.2 kN · m（40 tf · m）
最大舵角	±35°
限位舵角	±37°
转舵时间（自一舷 35°至另一舷 30°）	28 s
最大工作油压	13.7 MPa（140 kgf/cm²）
试验油压	20.6 MPa（210 kgf/cm²）
安全阀整定压力	13.7 MPa（140 kgf/cm²）
辅泵溢流阀整定压力	1.2 MPa（12 kgf/cm²）
主油路补油压力	0.6 MPa（6 kgf/cm²）

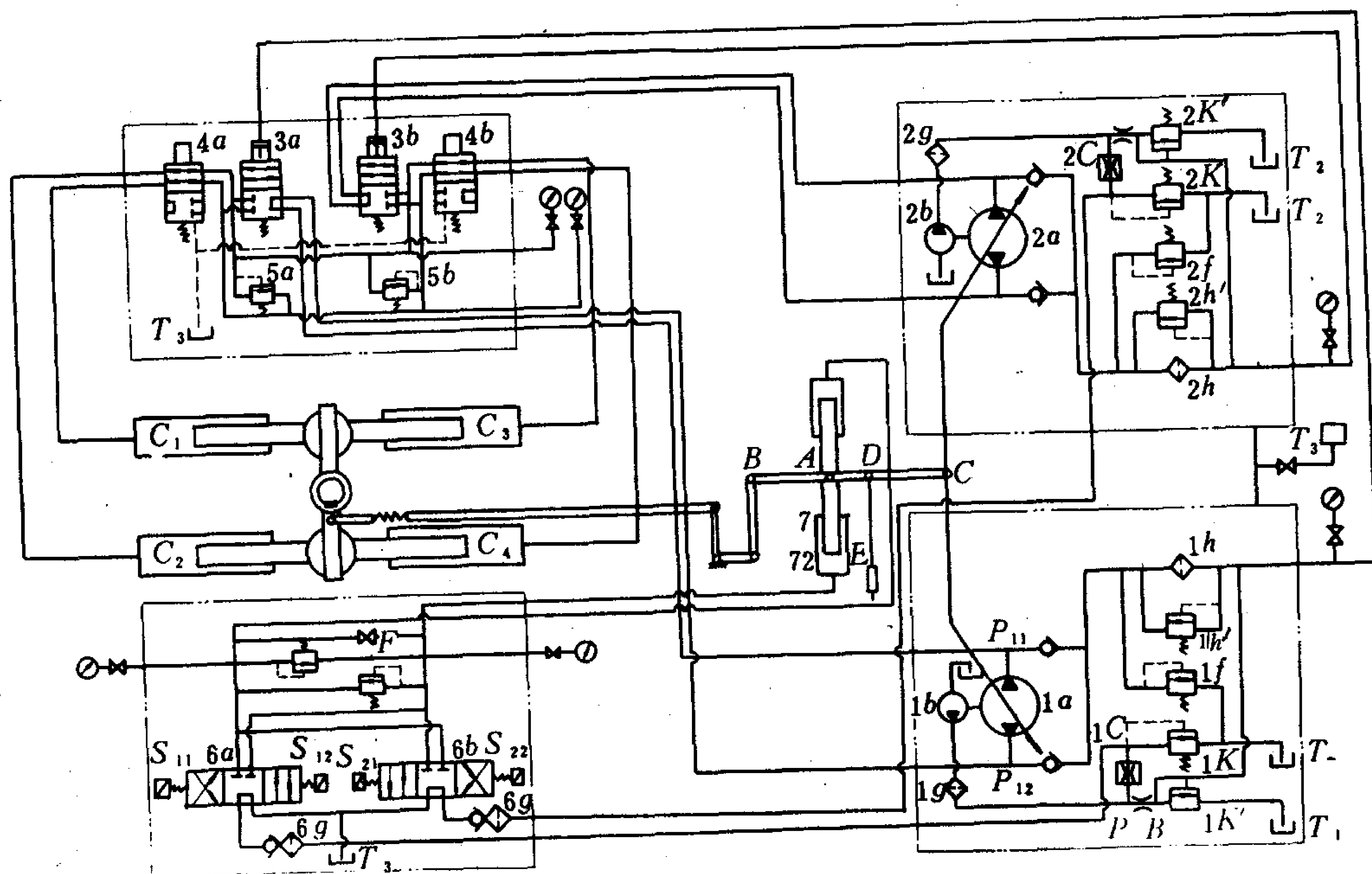


图 5.8.5-21 瓦特西拉泵控型四缸柱塞式舵机系统

这种舵机液压系统见图 5.8.5-21，其特点是：

（1）主油路设有辅泵启阀式油路锁闭阀 3 *a*、3 *b*，并与双阀座缸阀 4 *a*、4 *b*和主油路安全阀 5 *a*、5 *b*组成集成阀块。

（2）以齿轮泵 1 *b*、2 *b*为辅泵，其功用是：为遥控伺服油缸 71、72 提供控制油，油压由溢流阀 1*K*、2*K*调定；向主油路锁闭阀 3 *a*、3 *b*提供控制油，控制油压由溢流阀 1*K*′、2*K*′调定；为主油路补油，油压由溢流阀 1*f*、2*f*调定。

4.5 泵控型半闭式系统

这种系统可见于狄沙麦林（Disa-Marine）公司（丹麦）生产的4缸活塞式摆缸舵机，其主要技术参数列于表5.8.5-11。

表5.8.5-11　　狄沙麦林舵机H系列

型　号	最大舵杆扭矩	最大舵杆直径	容积参数	泵型号		电机功率　kW		外形尺寸　mm			质量
	kN·m	mm	dm³	1450 r/min	1750 r/min	1450 r/min	1750 r/min	宽	长	高	kg
54 H-410	530	410	45.6	PV 75	PV 75	39.0	36.8	4030	1360	875	7460
68 H-445	667	445	57.4	PV 105	PV 75	47.8	44.2	4030	1380	920	9740
84 H-475	824	475	71.1	PV 140	PV 105	64.0	55.2	4320	1620	940	11830
104 H-510	1020	510	88.4	PV 140	PV 140	64.0	73.6	4620	1700	960	14640
126 H-545	1236	545	106	PV 186	PV 140	81.0	73.6	4800	1740	1020	17450
150 H-575	1472	575	126	PV 186	PV 186	96.0	92.0	5730	2070	1100	20810

注：①单泵转舵时间（自一舷35°至另一舷30°）≈28 s；
②安全阀整定压力为20.6 MPa（210 kgf/cm²）；
③辅泵溢流压力700 kPa。

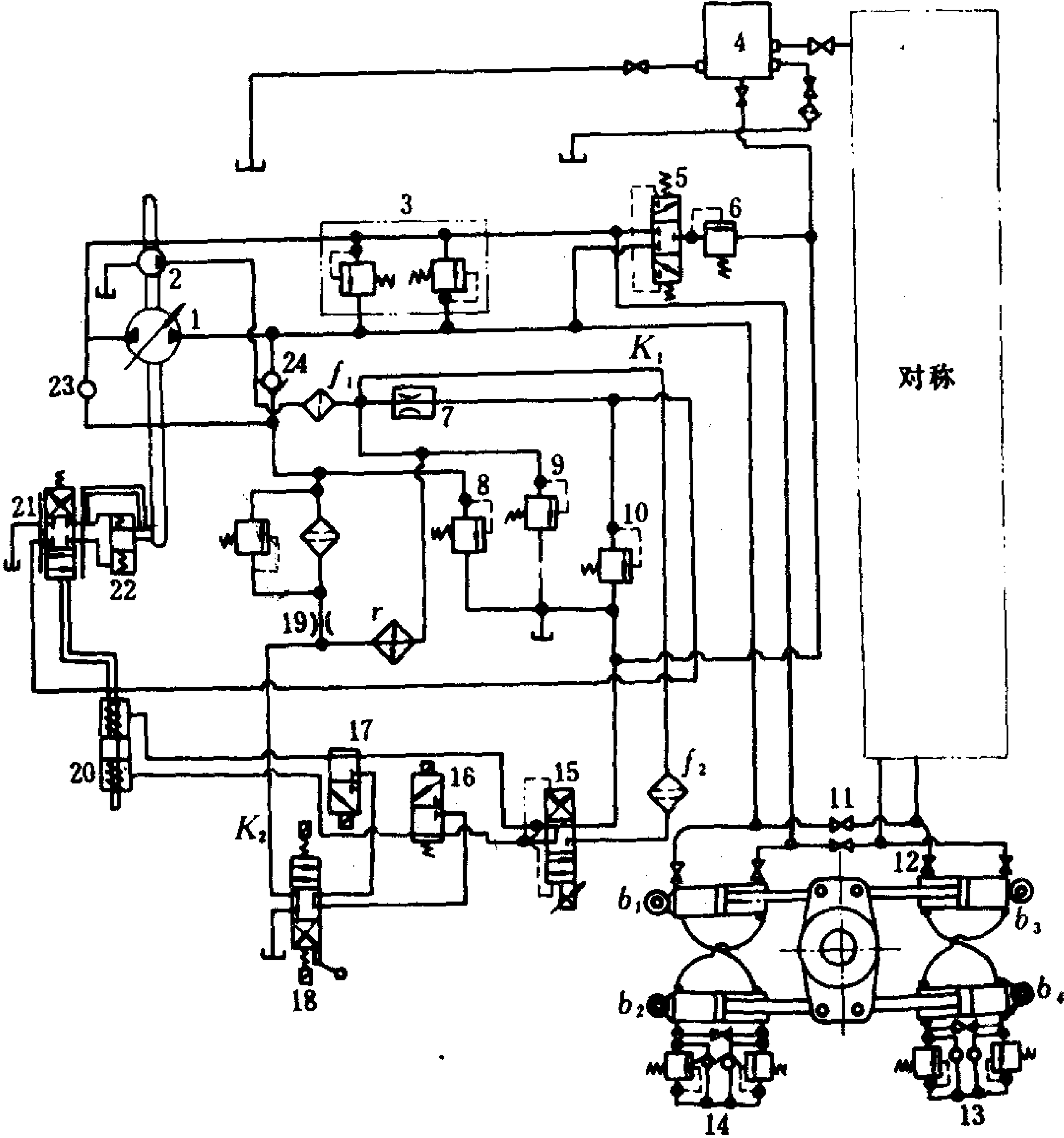


图5.8.5-22　狄沙麦林泵控型四缸活塞式舵机系统

1-主泵；2-辅泵；3-双向溢流阀；4-膨胀油箱；5-低压选择阀；6-背压阀；7-节流阀；8-补油压力溢流阀；9-辅泵溢流阀；10-主泵变量机构溢流阀；11、12-截止阀；13、14-防浪阀和手动旁通阀；15-比例换向阀；16、17-备用操舵电磁切换阀；18-备用操舵电磁换向阀；19-节流阀；20-伺服油缸；21、22-主泵伺服变量机构。

这种舵机的液压系统如图5.8.5-22所示，它的主要特点是：

（1）系统在主油路中设低压选择阀5和背压阀6（整定压力为600 kPa），以便将低压管

路中的多余油液（因摆缸机构工作引起的进排油量不等）泄回油箱，并相应地经辅油路补回，从而构成具有换油、冷却功能的半闭式系统。

（2）采用不带机械反馈的电气控制系统。它利用指令舵角与实际舵角偏差的方向和大小，向比例换向阀 15 输入不同方向和强弱的电信号来控制该阀输出油液的方向和油压的高低；然后，通过伺服油缸 20 和连杆机构来控制主泵（摆缸泵）1 的伺服变量机构 21、22．使主泵按操舵指令变向变量，推动舵叶转动，而舵叶转动又会发出电气反馈信号送回驾驶台，以抵消原先发出的操舵指令信号，使舵叶停留在所指定的位置上。

（3）采用非随动控制的换向阀 18 作为备用控制设备。换向阀 18 既可由驾驶台遥控，也可在机旁操纵，但使用前必须先用电磁换向阀 16、17 将控制油路切换。

（4）本装置所设辅泵的功用是：经比例换向阀 15 或换向阀 18 为伺服油缸 20 提供控制油，油压为 1.2 MPa，由溢流阀 9 调定；为主泵变量机构提供控制油，油压由溢流阀 10 调定；为主油路补油。

参考文献

〔1〕阎永阁等：船舶辅机（上册），人民交通出版社，1980 年 12 月

〔2〕汪育才、刘连山：液压舵机与液压起货机，人民交通出版社，1984 年 12 月

〔3〕齐佩瑜等：国外甲板机械，中国船舶工业公司甲板机械科技情报网，1984 年

〔4〕国内外操舵装置的发展动向，704 所情报资料研究室编印

〔5〕CB 972-84 海洋船舶液压舵机，中国标准出版社，1986 年 1 月

〔6〕HATLAPA舵机使用说明书，上海远洋运输公司资料室

〔7〕KAWASAKI 舵机使用说明书，上海远洋运输公司资料室

第6章 舵机的安装、调整和试验

1 安装

舵机的安装应在舵系安装检验合格后进行。被安装的舵机应具有船舶检验部门签发的合格证，否则必须申请并取得船检部门的同意。

舵机安装主要包括转舵机构的定位和工作机械的找正与固定。

1.1 电动舵机的安装

供安装的基座应平整并与船体牢固连接。安装的一般步骤如下：（参见图5.8.6-1）

1）以装在舵杆上的舵扇3的齿轮为基准，调整减速箱5的位置，使中心距C达到设计要求，各传动部件正确啮合。

2）按减速箱5的位置找正、安装电动机的联轴器和电磁离合器等。

3）安装制动装置4。

4）将舵转至比左、右舷最大舵角大1.5°处，在基座适当部位固定舵扇限位挡块。

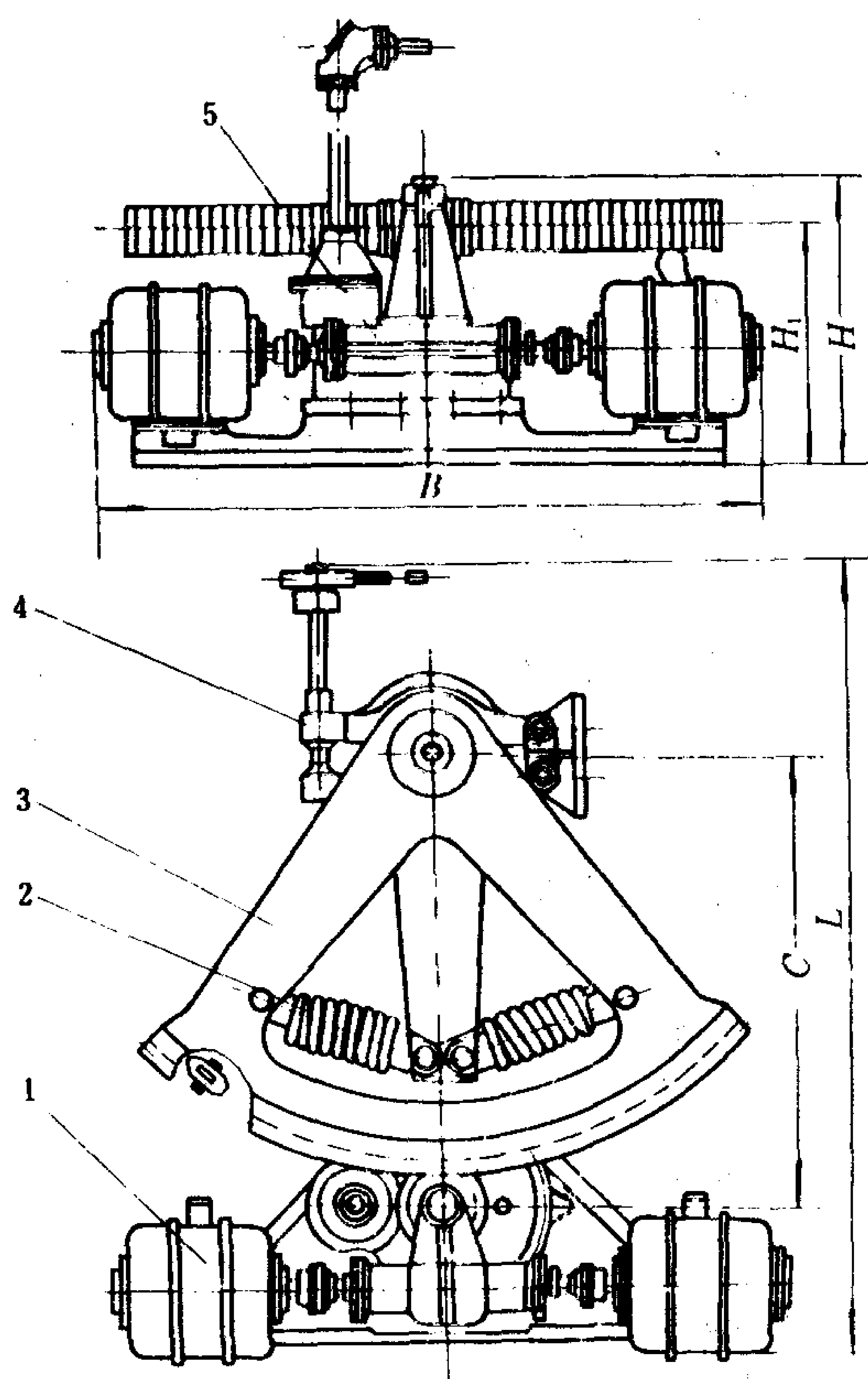


图5.8.6-1 电动舵机

1-电动机；2-缓冲弹簧；3-舵扇；4-制动装置；5-减速箱

1.2 液压舵机的安装

1.2.1 柱塞式液压舵机的安装

安装的步骤和要求如下：（参见图5.8.6-2）

1）舵机的安装基座应与船体结构焊接牢固。基座平面应加工修正，以保持平整。固定垫块必须经过刮研，每

$25\times25\ mm^2$面积上的接触点应不少于 3 点；但如使用工程塑料固化定位，则固定垫块可不加刮研。

2）将舵柄吊装到舵杆上，舵柄内孔与舵杆应紧密接触。紧固后用 0.05 mm塞尺从两头检查时，可插入部分应不大于周长的 10%，插入深度不得超过 15 mm（适于直径小于 160 mm的舵杆）。

3）平键与舵杆键槽两侧面的接触面积应不少于 75%；与舵柄键槽两侧面相配时，在其75%的长度内应不能插入 0.05 mm的塞尺，其余部分应不能插入 0.10 mm的塞尺；平键应与舵杆键槽槽底接触，而与舵柄键槽槽底则应有0.20～0.40 mm的间隙。

4）吊入转舵油缸，装上柱塞，并与舵柄配合。当采用十字头连接时，其轴承座（即柱塞头）的连接螺栓应有两个以上为拂配的定位螺栓。

5）利用调整螺钉来调整油缸底座在水平和垂直方向的位置，要求达到：

（1）每对（左右）油缸彼此轴线的同轴度不得大于$R0.06$ mm；

（2）两对油缸轴线的平行度在每 1000 mm长度上不得大于ϕ 0.040 mm；

（3）油缸轴线与舵杆轴线的垂直度，在 1000 mm 长度上不得大于 0.080mm；拨叉与滚轮（或滑块）或十字头耳轴与其轴承（柱塞头）的间隙在上下左右方向上都应相等，以保证接触面平行。

（4）油缸的水平安装高度和油缸相对舵杆中心的距离应符合设计规定。

为使油缸在船上安装时能够做到迅速正确，可用定做的连接件连接油缸，并在舵柄和油缸上标以安装基准线和基准点，以供检测，见图 5.8.6-2。

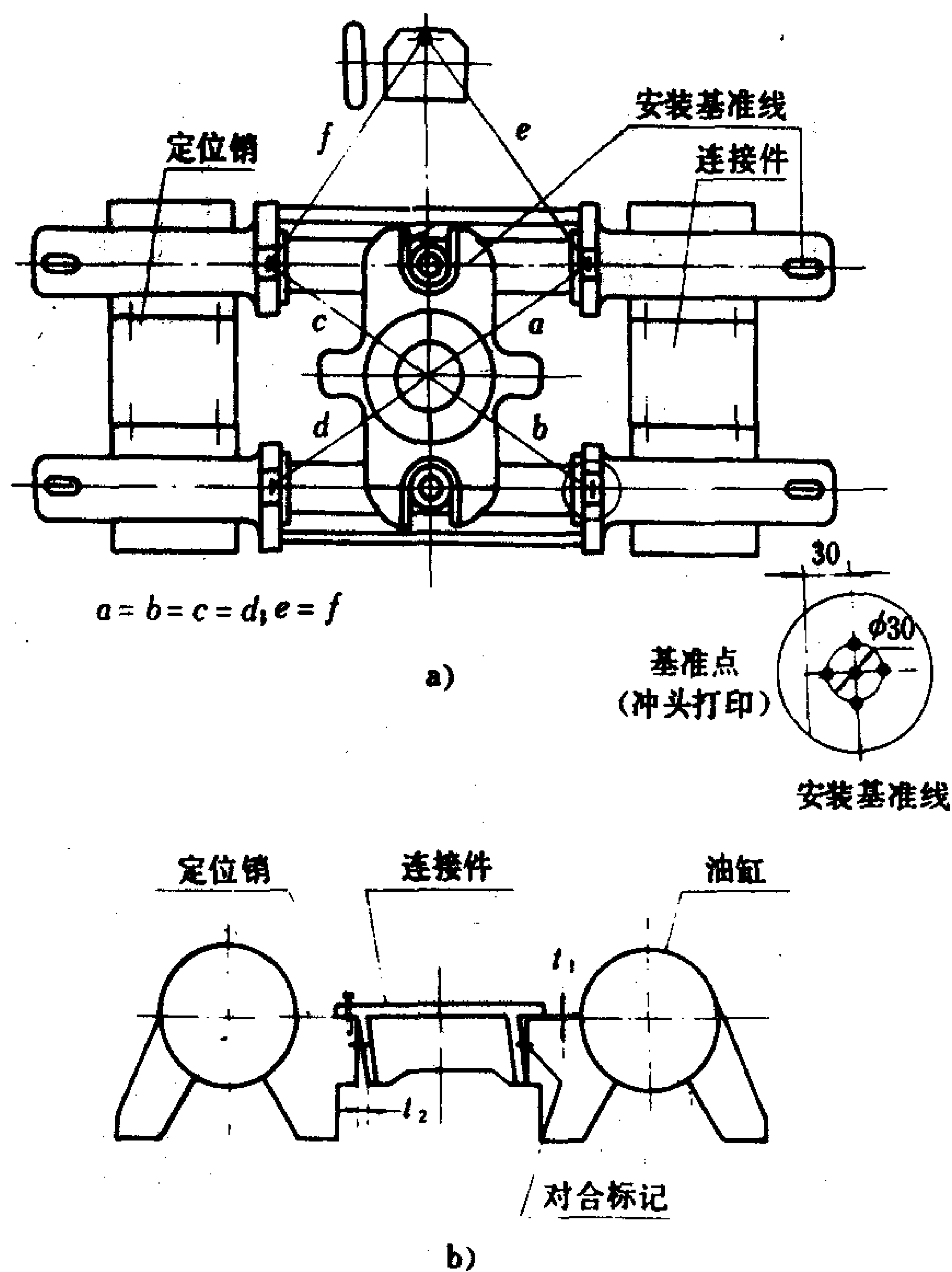


图 5.8.6-2 转舵油缸定位示意图

6）研垫，配底脚螺栓，紧固油缸底座。垫片的局部间隙应不超过 0.10 mm。油缸底脚螺栓中的拂螺栓数目应不少于 25%，但不得少于 2 个。底座两端必须设有能承受最大反力的挡块。

7）转舵装置各配合件必须满足规定的技术要求：在导板工作区域，每 $25\times25\ mm^2$内，研刮后应有 3 ～ 5 个分散的接触点。

滑块与导板工作表面的间隙应在 0.08～0.12 mm之间。

拨叉工作表面与滑块（或滚轮）

间的配合应为D_4/d_{c4}，当实际间隙达到最大安装间隙的2.5倍时，应予换新。

柱塞与油缸衬套的配合间隙应符合表 5.8.6-1 的规定。

表 5.8.6-1　　柱塞与油缸衬套配合间隙　mm

直　径	安　装　值	极　限　值
>80～120	0.11～0.21	0.42
>120～180	0.15～0.25	0.50
>180～260	0.19～0.29	0.55

柱塞或活塞杆磨损后可采用镀铬方法修复，镀层厚度约为 0.200～0.250 mm。

8）油泵和电动机用常规方法找正安装，其联轴器校中应符合表 5.8.6-2 的要求。

表 5.8.6-2　　油泵和电动机联轴器的安装要求

电动机功率　kW	偏移量　mm	曲折量　mm
>40	≤0.10	≤0.18
<37	≤0.05	≤0.10

9）安装油箱、管路、液压阀件和应急手动操纵装置等附属设备。

10）安装完毕后，应使用临时油泵对油路系统进行热油循环清洗，并用适当方式以 1.25 倍的最大工作压力对舵机的转舵油缸和主管路进行液压试验。试验时，应在试验压力下持续 5 min，如果系统没有发现外漏和永久变形（运动密封面希望有微量渗油，但不能太多），就算合格。

1.2.2　转叶式液压舵机的安装

通常都采用整机吊装。将转叶油缸的转子套装在舵杆上端，并予固定。壳体与基座之间用调整垫定位紧固。

SC 53-80 对 11.76 kN·m（1.2 tf·m）和 27.44 kN·m（2.8 tf·m）转叶式舵机的安装间隙和使用极限的规定列于表 5.8.6-3 和表 5.8.6-4。

表 5.8.6-3　　11.76 kN·m（1.2 tf·m）转叶式舵机间隙　mm

配合件名称	原轴径或孔径（公称尺寸）	安装间隙	使用极限间隙
定叶片与叶片轴	130	0.020～0.035	0.130
动叶片与两端缸盖	180	0.020～0.040	0.100
动叶片与缸体	370	0.030～0.060	0.200

表 5.8.6-4　　27.44 kN·m（2.8 tf·m）转叶式舵机间隙　mm

配合件名称	原轴径或孔径（公称尺寸）	安装间隙	使用极限间隙
阀套与阀心	54	0.04～0.06	0.10
叶片轴与轴套	150	0.08～0.12	0.28
叶片轴与定叶片	160	0.10～0.14	0.40
动叶片与两端平面	260	0.04～0.06	0.10
动叶片与缸体	440	0.12～0.18	0.55

2　液压系统充油

新装或经拆卸检修后重新装妥的液压舵机，需对液压系统充油。舵机所用液压油的品种

和牌号，应遵照说明书的规定。为适应工作环境需要而必须换用其他牌号的液压油时，则必须将系统中的油液全部更换，不得混掺使用。

充油前应按要求对系统和油柜作彻底清洁。充油的一般步骤如下：

1）开启系统中的各放气阀（或松开压力表接头）、旁通阀以及其他各截止阀（例如图5.8.5-17中的$O_1 \sim O_4$、$C_1 \sim C_4$、$P_1 \sim P_4$以及辅油路中的滤器5、6前后的截止阀）。

2）经过滤器将油液充入补油柜（或循环油柜），使之达到最高油位。如果油泵系初次使用，也必须灌注洁净的工作油。如果系统设有手动泵，应用它向系统充油，也可拆开油缸顶部的适当接头，经滤器向系统充油；或者起动主泵（如为变量泵，应尽量采用小排量）向系统充油。当用泵充油时，应随时注意向油柜添补工作油。

3）关闭旁通阀(例如图5.8.5-17中的$O_1 \sim O_4$)，利用机旁控制操纵主泵，间断地轮流向左右两侧转舵(变量泵应尽量采用小排量)，并多次开启压力侧的放气阀，尽可能放尽系统中残留的空气，直至舵机转动平稳且不存在异常噪声时为止。

在系统中的空气排尽以前，不要让泵长时间地连续运转，以免将空气搅混在油液中而难以排出。

3 舵角调整

3.1 阀控型系统的调整

调整时，可直接从驾驶台用舵轮经电气遥控系统操舵，从0°起，先后向两舷转舵，每转5°舵角校核一次，如实际舵角与指令舵角偏差超过±1°，则须检查和调整操舵信号发送器、反馈信号发送器和电气遥控系统的其他各个环节，直到实际舵角与指令舵角的差值不超过±1°时为止。

3.2 泵控型系统的调整

3.2.1 不设浮动杆的控制系统的调整

不设浮动杆的电气遥控系统，可直接从驾驶台用遥控系统对舵，方法同3.1。

3.2.2 设有浮动杆的控制系统的调整

1）变量泵中位的调整

对设有浮动杆的控制系统，要求遥控系统在舵机间的执行元件、变量泵、舵叶三者能同时处于中位。现以图5.8.5-17所示操舵装置为例，将调整步骤叙述如下：

（1）停用驾驶台的遥控机构，采用机旁操舵，将遥控系统在舵机间的执行元件（图中导块19）置于中位。

（2）起动左舷油泵，如舵停止时不在零度位置，则应松开左泵伺服滑阀控制杆的锁紧螺母，调节螺杆长度，使伺服滑阀移位，直至将舵叶停到零度位置为止。

（3）换用右舷油泵，如果舵不能停在零度，则应松开右泵伺服滑阀控制杆的锁紧螺母，调节螺杆长度，使伺服滑阀移位，直至将舵叶停到零度位置为止。

（4）锁紧各调节螺母，重复上述试验，确证调节无误。

2）遥控系统的调整

（1）电气遥控系统的调整：从驾驶台用舵轮经电气遥控系统对舵，方法同3.1。调整合适后，将舵轮先后操至左、右最大舵角，并在导块19在螺杆18上实际到达的极限位置处，设

定限位元件，如图中的16 a、16 b。调整完毕后，将舵轮置于0°位置。

（2）液压遥控系统的调整：在驾驶台用舵轮经液压遥控系统操舵，从0°起先后向两舷转舵，每转5°舵角校核一次。如实际舵角与指令舵角偏差超过±1°，则是发送器和受动器移动位置不一致所造成。不同步的原因可能是液压遥控系统中有空气、系统漏油或补油不及时等，应查明纠正，直至符合要求为止。

4 安全阀的整定

舵机安全阀的整定压力必须高于舵机的最大工作压力，但不得超过最高设计压力。安全阀一般在出厂前即已调好，在舵机装船后以及以后在必要时，可对其整定压力加以验证，如不符合要求，应重新调整。调整步骤如下：

1）起动一台油泵，移开舵机控制机构的操舵角限位元件，采用机旁控制向一侧操舵。如主泵为变量泵，当舵叶接近最大舵角时，应尽量使泵在小排量下工作。

2）将舵转至极限舵角，直至受到转舵机构的舵角限制器的限制。此时，油泵的排出压力将升高，当升到规定的整定压力时，安全阀即应开启。此时，应使主泵保持额定排量（如为变量泵，应将变量机构放在额定位置上）；然后观察压力表的读数。

3）如果所得读数与规定的整定压力不符，则应除下盖罩，松出锁紧螺帽，转动调节螺帽，校正安全阀整定压力，直到符合要求时，重新将螺帽锁紧。

4）向另一侧转舵，并以同样方法试验和调整该侧安全阀的整定压力。

在安全阀的试验过程中，必须注意防止系统中的油压超过耐压试验的数值，且安全阀每次的开启时间不宜超过30 s。

安全阀的调整工作应在船检部门和轮机长在场的情况下进行。

5 实船试验

新装或大修后的舵机必须通过实船试验，以考核舵系和操舵装置的工作能否满足规范的要求。

5.1 舵机系泊试验

舵机系泊试验的主要内容如下：

1）检查舵机和操舵系统安装的正确性，审查舵机各部分的安装测量记录以及舵机和操舵系统的产品合格证件。

2）检查舵角指示器和操舵器所指示的舵角与实际舵角之间的偏差。检查时应从中间位置先后向两舷转舵，舵角每增加5°核对一次。电气舵角指示器的指示舵角与实际舵角之间的偏差应不大于±1°，而且正舵（中间）位置须无偏差。采用随动方式操舵时，操舵器的指示舵角与实际舵角的偏差应不大于±1°；采用非随动方式操舵时，冲舵角应不大于2°。此外，不论舵处于何种位置，均不应有明显的跑舵现象。如不能符合上述要求，必须加以调整纠正。

3）采用液压或机械方式操纵的舵机，其滞舵时间应不大于1 s。对有操舵轮的液压或机械操舵设备，手轮的空转不得超过半圈。手轮上的最大操纵力应不超过0.1 kN（10 kgf)。

4）检查舵角电气限位装置和机械限位器。要求前者能在舵叶转至左右舷规定的最大舵角时使舵停止，后者须能将舵角限制在比规定最大舵角大1.5°处。而实际限位舵角与规定限位舵角之差应不超过±30′。

5)按设计图纸上的要求，调试液压系统中的溢流阀、减压阀、调速阀等，并核查蓄压器上安全阀的整定压力。试验必须重复三次，结果应符合要求。

6)检查失电、过载等报警声光信号装置、舵机电动机的运转指示装置和舵位指示灯等的工作可靠性。对带有液位、失压自检测、报警和转换装置的液压舵机，必须逐一试验它们的工作可靠性，转换时间要求不大于45 s。

7)试验下列各项的转换、联锁装置，确证其工作可靠：(1)两舷供电；(2)两套电动机或电动液压泵组；(3)各操舵站；(4)两套操纵控制系统。

由一人进行动力源和操纵方式的转换，完成转换的时间应不大于10 s。

8)对电动或电动液压操纵装置进行连续操舵试验。试验时每舷电源、每套控制系统和每套电动机或电动液压泵组均应连续使用不少于半个小时，操舵应按0°→左（右）满舵→0°→右（左）满舵→0°顺序交替进行，并须不少于10个循环。

在试验中应测定国家船检局规范所要求的转舵时间；检查操舵装置的电气设备、液压泵以及液压系统的工作情况；记录电动机的起动电流、工作电流、电压和转速；检查电动机的换向(对直流电动机)、轴承温升和振动情况；要求舵机在工作时运转平稳，不得有严重的超载、超速、振动、液压冲击和异常噪声，也不应有漏泄现象（对运动密封面，则希望能有微量的渗油，但运动时3分钟内漏油不允许成滴）；此外，油泵的进油温度应不超过60℃。

9)电动或电动液压舵机应在驾驶室和舵机间分别进行操舵试验各15 min。

10)当设有辅操舵装置时，尚应进行由主操舵装置换用到辅操舵装置的试验，并以辅操舵装置操舵15 min。

11)测量各电动机和控制箱的热态绝缘电阻，阻值应不低于1 MΩ。

12)试验舵杆制动装置的制动效能。

13)系泊试验后，厂方应整理记录，写出试验报告。

5.2 航行操舵试验

航行操舵试验的主要内容如下：

1)在船舶以最深航海吃水、最大营运航速前进时，进行主操舵装置的操舵试验。试验时，操舵装置各电源、各机组、各控制系统和操纵站均应交替使用。操舵程序如下：

(1)正舵→右满舵，保持10 s;

(2)右满舵→左满舵，保持10 s;

(3)左满舵→右满舵，保持10 s;

(4)右满舵→正舵，保持10 s;

(5)正舵→左满舵，保持10 s;

(6)左满舵→正舵。

要求主操舵装置工作时（对于货船只要求双套装置同时工作时），舵自一舷35°转至另一舷30°所需时间应不大于28 s，长江水系钢船应不大于20 s，长江急流段船舶应不大于12 s。舵在任何情况下和在任何位置上均不得有明显的跑舵现象。

对装有蓄能器的操舵装置，应试验当蓄能器达到规定压力后，停止油泵工作，测定从一舷满舵至另一舷满舵的操舵次数，同时记录所需时间和压力降。一般要求能满足从一舷35°至另一舷30°操舵5～6次。

2)在操舵试验中，检查电动机、液压系统和各运动部件有无异常发热、敲击和漏油等现

象。并记录电压、电流、转速、油压和操舵时船舶的最大横倾角，各数值均不得超过正常范围。

3）对备用操舵装置，应在船舶处于最深吃水和最大营运前进航速的一半但不低于7 n mile/h时，进行操舵试验。方法如下：

（1）正舵→右舵15°，保持10 s;

（2）右舵15°→左舵15°，保持10 s;

（3）左舵15°→右舵15°，保持10 s;

（4）右舵15°→正舵，保持10 s;

（5）正舵→左舵15°，保持10 s;

（6）左舵15°→正舵，保持10 s。

同时测定，自左（右）舵15°至右（左）舵15°，转舵所需时间应不大于60 s。

4）检查主操舵装置由一套电动液压动力系统转换到另一套电动液压动力系统和由一套控制系统转换到另一套控制系统的可能性(在驾驶台和舵机间各转换一次)。由一人进行转换的时间应不超过10 s。

5）如果设有应急电源，应用其进行操舵效用试验。

6）如果设有电罗经自动操舵装置，应进行自动操舵效用试验。

7）在主机以最大倒车速度(通常为正航速度的一半，但不低于7 n mile/h，运转时进行操舵，使操舵角逐次增大，舵机应工作正常。

8）对设有液位、失压自动检测报警或转换装置的液压舵机，还应作相应的补充试验。人为地造成低液位或失压条件（关闭液位检测柜进油阀，开启其泄油阀或调松相应管路上的溢流阀等)，以验证声光警报信号的正确性。对转换装置，要求能在规定的时间内切换转舵机构和油泵机组，并能在失常信号消失后，自动恢复原来的运转状态。

9）试验结束后，厂方应整理试验数据，写出试验报告。

10)试验应在验船师莅临的情况下进行。

参 考 文 献

〔1〕陈志贤等：船舶动力装置安装工艺，国防出版社，1981年8月

〔2〕GB 3741—83《柴油机动力海洋船舶系泊及航行试验通则》，中国标准出版社，1984年7月

〔3〕CB 504—66《电动舵机》，中国标准出版社，1966年

〔4〕SC 53—80《转叶式舵机修理质量标准》，水产总局标准

〔5〕CB 3129—82《液压舵机通用技术条件》，中国标准出版社，1983年12月

第7章　管　　理

1　开航前的准备

开航前应检查舵机，并会同驾驶部门试舵。

1.1　检查项目

1）环境。环境中不应存在妨碍舵机运转的杂物和其他因素。

2）补油柜（或循环油柜）油位。油位应保持在油位计限定范围的2/3左右，不足时应通过滤网补油。

3）盘车。用手转动油泵联轴器，确信无卡阻现象。

4）阀和插销位置。放气阀必须关紧，其余各阀和控制机构的插销都应处于正确位置。

5）油温。起动舵机时油温一般应不低于10℃。室温太低时应启用舵机间的加热器。如油温在10℃以下又需要起动，则应使油泵在油路旁通的情况下先运转一段时间，或用变量泵以小排量、小舵角操舵，直至油温上升到10℃以上。如油温低于－10℃，则不宜起动。

6）润滑。检查各摩擦部位的润滑情况，各滑动表面应保持清洁，油缸柱塞等滑动表面应浇注适量工作油，其余各摩擦部位和设有油杯处，应根据需要添加适量润滑油或润滑脂。

7）密封。检查各密封情况，包括舵杆的密封在内，均应无异常渗漏现象。

8）驾驶台和舵机间通信设备、应急动力源和所有电气设备均应处于正常状况。

1.2　试舵

1）脱开遥控机构，验明泵变量机构或换向阀确实处于中央位置，然后起动一台油泵。待泵达到额定转速后，进行机旁操舵（操舵前应征得驾驶台同意），使舵从0°转至一舷35°，再转至另一舷35°，最后回中。在转舵期间，间断地开启高压侧油路上的放气阀，检查系统中的气体是否排尽；观察电动机的起动电流和转舵时的电流、油压、声音、密封和舵机的其他运转情况，以及舵从一舷35°转至另一舷30°的时间是否符合要求。在确证一切正常后，换用另一台油泵作同样试验。

2）接通遥控机构，在驾驶台通过遥控按钮起动一台油泵，然后用遥控机构先后向两侧作5°、15°、25°、35°的操舵试验，确证运转正常，且在每次转舵停止时，核对指令舵角、实际舵角和舵角指示器的指示舵角，彼此间的偏差在零舵角时应该为0，而在其他舵角上则应小于±1°。

如有备用遥控机构，也必须作同样的试验。

3）换用另一套操舵装置作类似的试验，确证其符合要求。如有其他应急操舵装置，也应作类似的验证。

对停用不久确有把握的舵机，也可直接通过遥控机构试验。

校验完毕后，如不马上开航，则可在通知驾驶台后，停掉油泵机组。

2 航行中的管理

在航行中，每班均应由值班人员对航机进行检查。主要检查内容是：

1）补油柜（或循环油柜）油位。油位应经常维持在油位计限定范围的2/3左右。油位增高可能是油冷却器漏水。如油位降低过快，则应查明漏油部位，设法消除，然后补油。

2）油温。油箱油温通常不应比室温高出30℃以上。工作时最合适的油温是30～50℃。油温过低时，应启用舵机间加热器；而油温高于50℃，则应使用油冷却器。油箱（泵进口处）油温一般应不超过60℃。当油温超过70℃时，油液的氧化速度就将显著加快，必须及时查明原因，加以解决。如果油温超过80℃，则须停止油泵运转。

3）液压系统的油压。在主油路中，主泵排出侧的油压应不高出最大工作压力；而主泵吸入侧的油压则应不低于由补油（闭式）或吸油（开式）条件所决定的正常范围。在辅油路中，各油压必须符合设计要求。

4）润滑。对需要加油的摩擦部位应适时加油，如果设有油杯，应及时补油。

5）漏泄。油柜、油缸、阀件、油管和接头等处不应漏油。柱塞和活塞杆表面应有薄油层，但不得滴油，必要时可调节填料压盖。舵杆密封处应不漏水。

6）异常噪声。如有异响，应即查明原因，设法处理。

7）机械过热。泵和电动机等不应有过热现象，特别应注意轴承部位的温度（正常时一般比油温高10～20℃）。

8）联轴器。在联轴器附近地面上不应出现橡皮等挠性件的碎末，否则即表明对中不良，必须停泵调整，换用新橡皮圈。备用泵在停用时不应反转。

9）阀和固定螺帽。检查各放气阀、旁通阀和其他截止阀是否因振动而离开原有的正确位置；检查各固定和连接螺帽是否松动，如发现松动，应立即纠正并查明原因，设法消除。

10）检查舵杆的填料是否渗漏。

除上述外，尚应注意舵机的一般工作情况，必要时排放系统中的空气。

变量泵在中位连续运转时间过长，容易使泵内摩擦件润滑不良，并使油液发热。如必须长时间待命使泵在中位运转，应视情况每隔几分钟轮流向左、右操小舵角一次。在设有两套相同的液压操舵装置的情况下，应定期地轮换使用。停泵和换泵都应在舵角为零和变量泵（或换向阀）处于中位时进行。

3 停泊时的管理

停泊时除应抓紧修复航行中发现的某些缺陷外，尚应进行以下各方面的定期检查和保养工作：

1）擦净舵机各个部件。对油缸柱塞等滑动表面应仔细清洁，然后涂上工作油。如长期停用，则应涂覆润滑脂。其他必要部位也应涂抹润滑脂防锈。

2）如各油杯中设有油芯，应定期用煤油或苏打溶液对其进行清洗，然后在杯中加足滑油。

3）用小锤检查各固定螺帽和锁紧螺帽，如有松动，必须均匀上紧。

4）系统、阀件和各密封填料处，如有不正常的漏油现象，必须设法消除。对柱塞皮碗填料处的滴漏，如非压盖过松所造成，则应换新（使用期超过四年者最好换新）。换填料时，应逐步松开压盖，每次可松开2 mm左右，用手摇泵或用主泵以小排量工作，利用油压将皮碗慢慢推出。安装时只允许使用竹、木质工具来充填填料，防止损伤柱塞滑动面、内套密封面和

填料本身。

5）定期清洗滤器，但新船首次航行之后必须清洗。

6）清洁换向器和起动箱中的触头；检查并消除电路各连接处的任何松动；测量电器设备的绝缘电阻，如不合格，应即纠正或换新。

7）至少每半年取工作油样一次作外观检查，每年化验一次油样，如已超过使用极限，则应换用同品种新油。新船第一次换油时间应不超过 2000 h。换新油时必须彻底清洁油箱内部、（或大约每两年清洁一次）。

8）必要时检查转舵机构各磨损部位的间隙，校准、调试安全阀或其他液压控制阀。

设有浮动杆控制装置的舵机，不应踩到浮动杆和储存弹簧上，也不要在上面放置重物，以免引起变形。注意储存弹簧的安装尺度和初张力，必要时应进行调整。

4 故障分析

故障分析见表 5.8.7-1。

表 5.8.7-1　　　　**舵机主要故障分析**

现象	原　因	确 证 方 法	具 体 故 障
不能转舵	主泵不转	观察主泵联轴器	因电源或电路故障而供电中断；独立驱动的辅泵未先起动而产生联锁；电动机损坏；主泵卡死
	遥控系统失灵	机旁操舵正常	液压遥控：控制油路旁通或严重漏泄；受动器卡阻 电气遥控：控制电路断路、元件损坏、接触不良；伺服油缸的控制油泵有故障、油路旁通或严重缺油、换向阀卡阻；遥控系统在舵机间的执行元件运动受阻
	主泵运转而不排油	即使关小泵阀油压也不起	变量机构卡阻，浮动杆销子脱落或折断；储存弹簧太软； 变量泵伺服变量机构无控制油压；油泵损坏；开式系统油柜缺油或吸入管堵塞
	主油路旁通或严重漏泄	主泵排出压力很低	备用泵反转；安全阀搁起或整定压力太低；旁通阀未关；主油路换向阀不能离开中位；系统严重漏泄
	主油路不通或舵转动受阻	主泵排出压力太高，安全阀开启	泵阀或缸阀未开； 主油路锁闭阀打不开；舵或转舵机构运动受阻
只能单向转舵	变量泵只能单向排油	换备用泵后工作正常	变量机构中差动活塞的油孔堵塞；变量机构内供油路的单向阀弹簧断裂；变量机构的运动单向受阻
	遥控系统只能单向动作	机旁操舵正常	电气遥控的控制线路故障（如电磁换向阀一端线圈断路）； 控制用伺服油缸某侧严重漏泄
	主油路单向不通或旁通	换用各种操舵动力时，故障相同	主油路锁闭阀一侧不能回油（例如双联液控单向阀阻尼用的某可调节流阀关闭）； 一侧安全阀开启压力太低
转舵太慢	变量泵遥控系统执行元件的速度太慢	观察执行元件完成全行程的时间是否太长（海船舵机应在 22～24 s 内）	伺服油缸遥控：控制用油泵流量太小或调速阀调定的输出流量太小；伺服油缸或油路漏泄严重 伺服电机遥控：电路有故障，导致激磁电流失常或反馈信号太强

续上表

现象	原　因	确 证 方 法	具 体 故 障
转舵太慢	主油路旁通或漏泄	机旁控制无明显改善	主油路外漏；备用泵油路锁闭不严；旁通阀未关严；安全阀搁起或开启压力太低；主油路换向阀内漏严重
	主泵流量太小	机旁控制无明显改善	电动机转速下降；变量泵变量机构最大行程太短；主泵磨损严重
滞舵（操舵后舵的动作滞后）	主油路中有气体	开启供油侧放气阀可放出气体	充液或检修后放气不彻底； 系统漏泄或补油不足；开式系统油位太低或吸入管脏堵
	遥控机构动作迟滞	机旁操舵，检查油泵变量机构动作是否及时	控制油路中有气体；液压遥控机构发送器中自动平衡阀开度过大（一般不应大于 1 ~ 3 mm），操舵时关闭太慢； 遥控机构的机械传动部分间隙太大
	变量泵内漏泄严重或油路有旁通	小舵角滞后明显，转舵速度变慢	旁通阀、安全阀关闭不严；备用泵油路锁闭不严；泵内配油元件严重磨损
冲舵（舵转动时越过指令舵角）或跑舵（舵不能久停在指令舵角）	主油路或伺服油缸的换向阀不能回中	舵到达指令舵角时换向阀未能回中	换向阀阀芯卡阻或弹簧断裂、漏装、张力不足；电气反馈元件的机械连接松脱；电气元件变质或触头脏污、断路等
	变量泵的变量机构不能回中	舵到达指令舵角时泵变量机构不回中	泵的变量机构或其外部传动机构卡阻； 泵的变量机构控制油压变低或油孔堵塞
	遥控伺服油缸的油路旁通或漏泄	液压伺服活塞在换向阀回中后不能停稳于指令舵角位置，随转舵慢慢被移到极限位置	伺服油缸或伺服活塞的密封失严； 伺服油缸控制油路的旁通阀或安全阀关闭不严；控制油路的换向阀或其他部位漏泄
	主油路旁通或漏泄	在负扭矩作用下转舵会冲舵，舵停久后易跑舵，但偏离过大能自动返回	主油路换向阀内漏泄严重；泵内漏泄严重（不设主泵油压开启式油路锁闭阀时）； 安全阀或旁通阀等关闭不严；转舵油缸内气体较多或有内外漏泄
	控制杆系间隙过大	测量间隙	控制杆系各连接销磨损过大
	两台变量泵中位调得不一致	双泵同时工作舵停不稳，而单泵工作舵能停稳	泵变量机构连杆中位调节不一致或调好后松动
异常噪声	工作中有气蚀	转舵时特别明显	闭式系统：系统中空气未能放尽或补油不足 开式系统：油箱油位太低、吸油滤器堵塞或吸油管漏气；油温太低或粘度太大
	油泵机组故障	泵空载转动也有异常噪声，换备用泵工作可能改善	泵或电动机轴承损坏；泵内其他运动部件损坏；泵和电动机对中不良

续上表

现象	原　因	确 证 方 法	具 体 故 障
	管路或其他部件固定不牢	被固定件有显著振动	底脚螺栓松动；管路支撑刚性差
	油缸柱塞填料过紧	仅在转舵时产生噪声	填料安放和压盖压紧度不合适
	内泄式液控单向阀用作油路锁闭阀产生噪声	只在负扭矩作用下转舵时产生	回油侧主油路锁闭阀反复急速启闭产生敲击，适当增加其阻尼可以缓解
	舵设备产生噪声	仅在转舵时产生，可根据声源判定	上舵承滚动轴承碎裂；舵设备运动间隙磨损过大
舵机电流过大	油泵机组空载负荷过大	停泵盘车检查(必要时脱开泵与电机联接)，与备用泵组对比	泵与电动机对中不良或轴承损坏；泵轴填料太紧；泵或电动机内部机械有故障
	转舵机构或舵设备转动阻力过大	油泵排油压力比正常时增高	转舵油缸填料过紧；转舵油缸及其导向机构安装不正；舵杆轴承损坏；舵杆因搁浅等导致弯曲；空心舵漏水
	电路方面问题	检查电路	电压过低；电路有短路现象；交流电频率增加，以致电机转速增加

注：关于实际舵角与指令舵角偏差过大的故障，请参照第6章3调整。

参 考 文 献

〔1〕阎永阁等：船舶辅机（上册），人民交通出版社，1980年12月

〔2〕武汉航海学会：船舶电动液压舵机与技术管理，1983年3月

〔3〕KAWASAKI舵机使用说明书，上海远洋运输公司资料室

〔4〕GB 3893—83 船舶甲板机械名词、术语，国家标准局，1983年10月

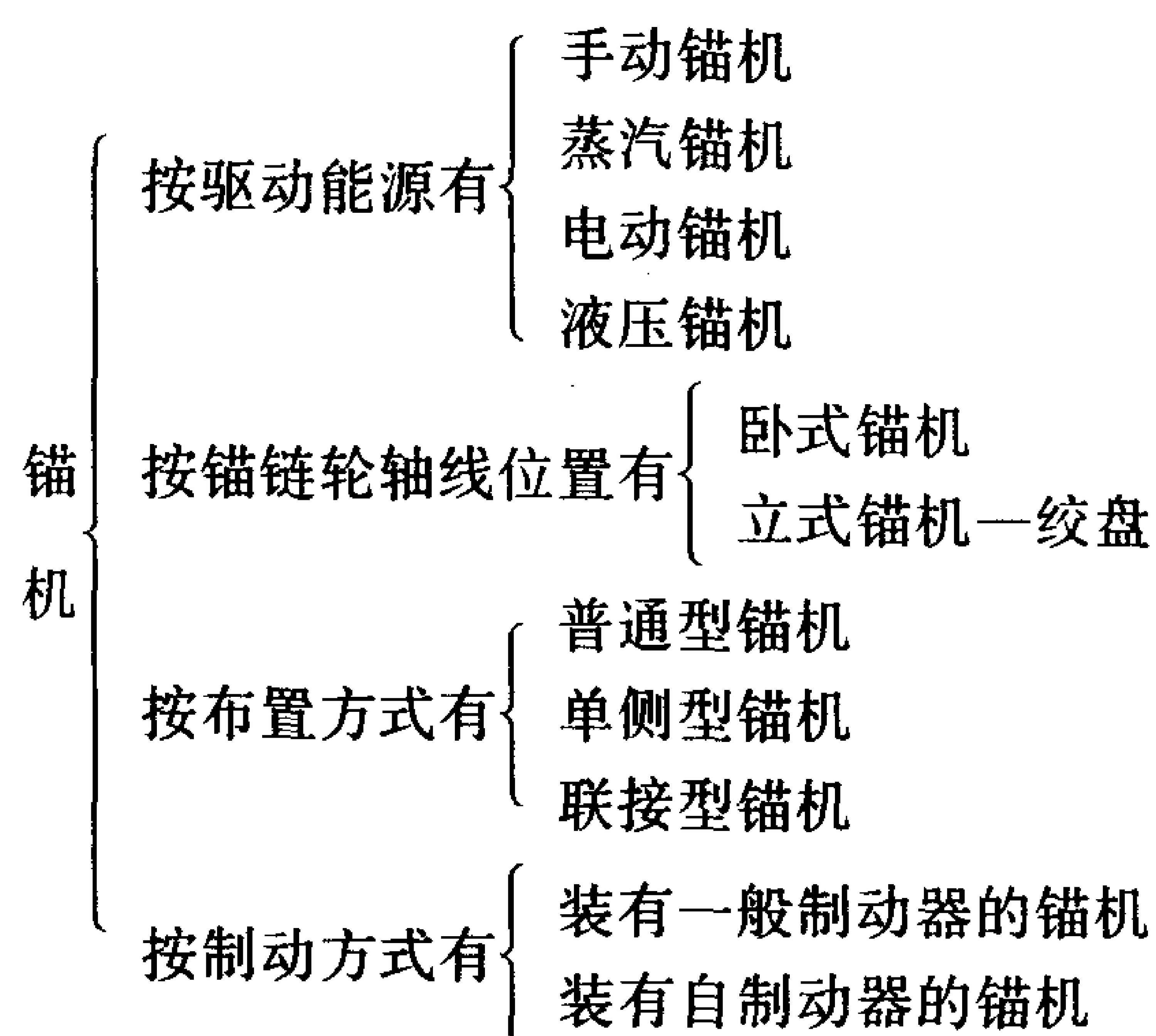
〔5〕HASTIE电动液压舵机充液、运转和调整的说明，天津远洋运输公司资料室，1973年11月

第9篇　锚机和绞缆机

第1章　锚 机 综 述

1　锚机的类型和特点

1.1　类型



1.2　各类锚机特点

1.2.1　手动锚机

手动锚机以人力作动力，用于锚重不超过250 kg的船舶，应有防止手柄打伤人的措施。

1.2.2　蒸汽锚机

蒸汽锚机以蒸汽为动力，无引起火灾的危险，特别适用于油船。但效率低、体积大、操作管理麻烦，在严寒天气使用时，要有较长的暖机时间，并要注意泄放残水。

1.2.3　电动锚机

直流电动锚机使用性能好、效率高，但初置费用高，换相器易产生火花，维护工作量大。

交流电动锚机调速性能差，通常只能有级变速(电机变极或利用减速传动机构变档)。但成本较低、维护保养简便，使用最普遍。

1.2.4　液压锚机

液压锚机亦称电动液压锚机，由交流电机间接驱动，其速度和功率可在广泛范围内实现无级调节，性能良好。在新建船舶上使用已日渐增多。

1.2.5 卧式锚机

卧式锚机是锚链轮和卷筒轴中心线平行于甲板的锚机。整套设备安装在甲板上，操作维修比较方便。但所占甲板面积较大，易受风浪的侵袭。一般商船采用较多。

1.2.6 立式锚机——绞盘

立式锚机的锚链轮和卷筒轴垂直于甲板。原动机和传动机构常置于甲板下方，因而所占甲板面积不大，也不易遭受风浪侵袭。但链轮轴所受弯矩较大，管理也不太方便。多用于军舰。

1.2.7 普通型锚机

普通型锚机的布置特点是：1 台或 2 台原动机居中，2 个锚链轮分设于左右。若原动机和锚链轮共用一个底座，称为整体式普通锚机；若原动机与锚链轮的底座分开，则称为分离式普通锚机。

1.2.8 单侧型锚机

单侧型锚机由 1 台原动机和所配置的 1 个锚链轮、卷筒以及刹车装置组成，布置在船首甲板的一侧，有左侧式和右侧式之分。

1.2.9 联接型锚机

联接型锚机由左右式单侧型锚机用联轴器联结而成。任一侧的锚链轮可由其中的任 1 台或 2 台原动机驱动，增强了锚机的生命力。

1.2.10 自制动锚机

在大型船舶或深水锚机中，为了有效地控制抛锚速度，需设置具有自制动能力的自制动型锚机。

常见的自制动锚机一般都在锚机中加装液力式或液压式制动器。

2 《规范》对锚机的要求

为了船舶安全，我国《钢质海船入级与建造规范》对锚机有如下要求：

（1）锚机必须由独立的原动机或电动机驱动。对于液压锚机，其液压管路如果与其他液压甲板机械管路相连接时，应保证锚机的正常工作不受影响。

（2）锚机应具有足够的功率，且应能连续工作，其额定拉力(在锚链轮出链处)和过载拉力应满足下列要求：

①锚机应能连续工作 30 min，在满足规定的起锚平均速度时，额定拉力应不小于：

$41.68d^2$N　($4.25d^2$kgf)，当锚链直径 $d \geq 25$ mm；

$36.8d^2$N　($3.75d^2$kgf)，当锚链直径 $d < 25$ mm。

上述额定拉力相当于国际标准ISO 4568 中起锚机的工作负载。

②锚机应能在过载拉力作用下(不要求速度)连续工作 2 min。过载拉力应不小于额定拉力的 1.5 倍。

（3）海船锚机进行起锚试验时，试验水域的深度应＞82.5 m，起单锚的速度从 82.5 m深度到 27.5 m深度，应≮ 9 m/min。

（4）所有动力操纵的锚机均应能够倒转。

（5）保护和刹车装置

①锚机的链轮与驱动轴之间应装有离合器，离合器应有可靠的锁紧装置。

②锚机的链轮应装有可靠的制动器，制动器制紧后，应能承受 45% 锚链断裂负荷的静拉力。

③锚链必须装设有效的止链器。

（6）液压锚机系统部件应进行液压试验。所有泵、阀件和附件的受压部件在装配前应在车间进行液压试验。各部件的试验压力见表 5.9.1-1。

表 5.9.1-1　　液压系统受压部件试验压力

部　件	试　验　压　力
泵	1.5 倍最高工作压力，但不必大于最高工作压力加 6.9 MPa
阀件、附件	1.5 倍设计压力，但不必大于设计压力加 6.9 MPa
液压管系	1.25 倍设计压力，但不必大于设计压力加 6.9 MPa

注：内径小于 15 mm管子的液压试验，经验船部门同意，可以免除。

（7）锚重不超过 250 kg的船舶，如手动锚机能适合其使用时，可以配置手动锚机。手动锚机应有防止手柄打伤人的措施。

3　作业过程

3.1　锚泊时的受力状态

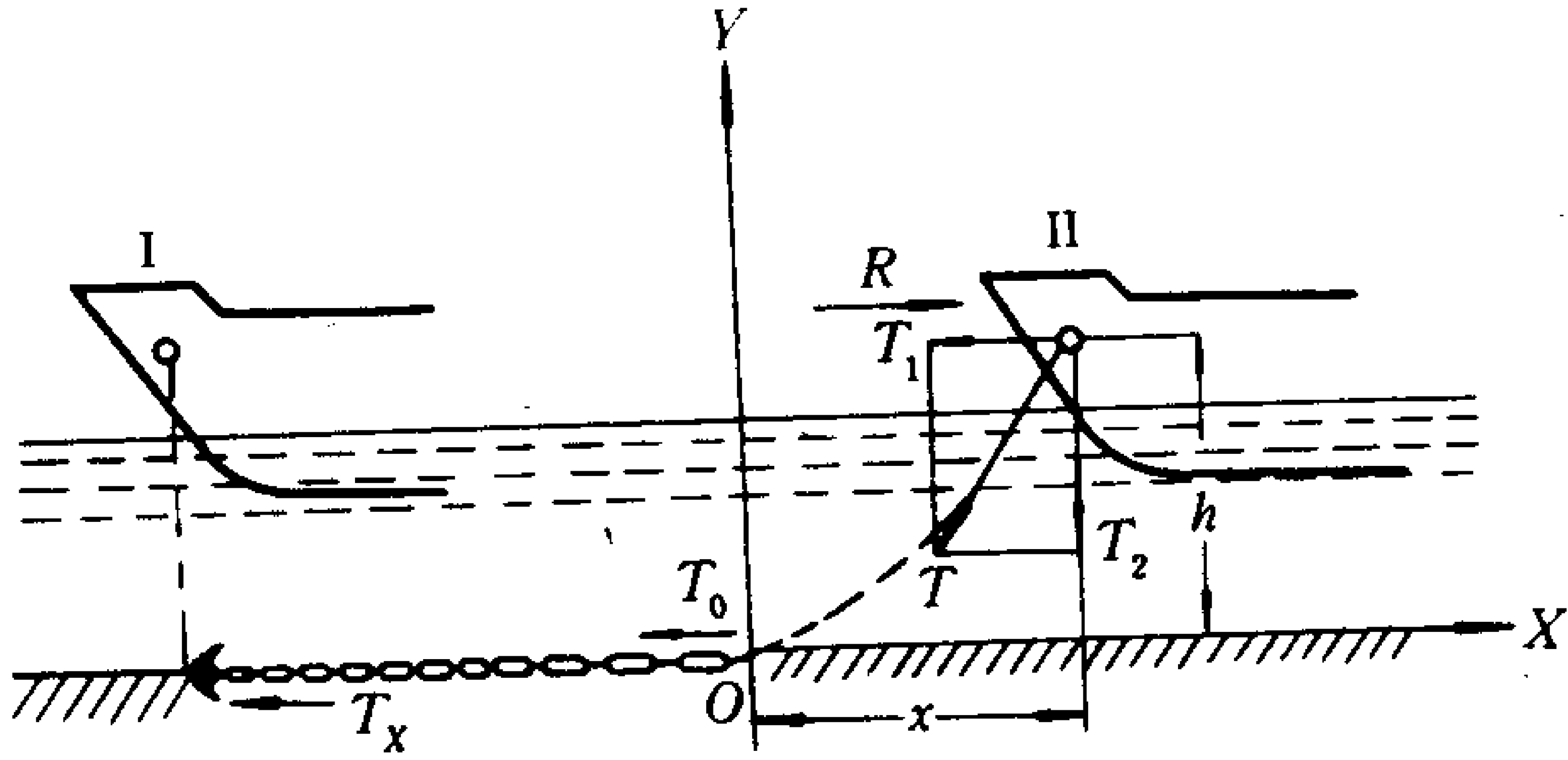


图 5.9.1-1　锚泊时的受力状态

I-投锚位置；II-锚泊位置；R-船舶所受到的风、水等外力的总和；T-锚链筒处锚链对船舶的拉力；T_1-T的水平分力；T_2-T的垂直分力；T_x-锚对水底的抓力；T_0-点O处锚链的张力（即锚链的系持力）

船舶在开阔水域中停泊时，常使用锚泊来消除风力、水力等外力的影响，使自己处于相对稳定的位置。

船舶抛锚过程和锚泊时的受力状态见图 5.9.1-1。锚泊时锚链呈悬垂线状。

锚泊时应有一段锚链躺卧于水底，使锚抓力 T_x保持水平向。不计卧底锚链与地面的摩擦力，则有

$$T_0 = T_x \quad (5.9.1\text{-}1)$$

$$T_x = T_1 = R \quad \text{N} \quad (5.9.1\text{-}2)$$

锚链拉力T的垂直分力T_2相当于锚链悬垂部分的重力。悬垂锚链长度l(m)、锚链每米长度的重力q(N/m)、水深h(m)、锚抓力T_x(N)、船舶所受外力R(N)、锚链对船舶拉力T及其水平分力T_1、垂直分力T_2之间有如下的关系：

$$l = \frac{R}{q}\ \mathrm{sh}\frac{x}{R/q} \quad \text{m} \quad (5.9.1\text{-}3)$$

$$T = q\frac{l^2 + h^2}{2h} \quad \text{N} \quad (5.9.1\text{-}4)$$

$$T_1 = T_x = R = q\frac{l^2 - h^2}{2h} \quad \text{N} \quad (5.9.1\text{-}5)$$

$$T_2 = ql \quad \text{N} \quad (5.9.1\text{-}6)$$

$$\frac{R}{T} = \frac{l^2 - h^2}{l^2 + h^2} \quad (5.9.1\text{-}7)$$

3.2 起锚作业过程

3.2.1 起锚过程可分三个阶段，见图 5.9.1-2。

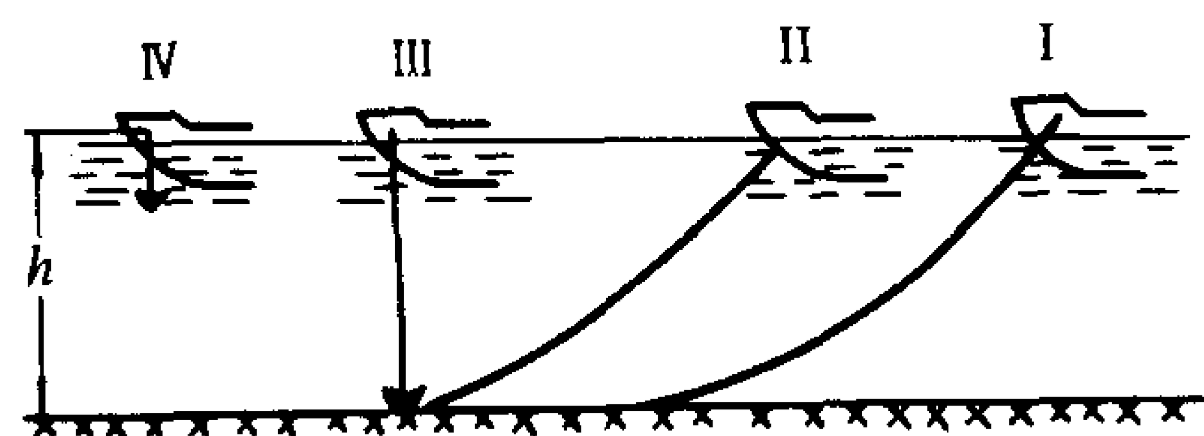


图 5.9.1-2 起锚作业过程

Ⅰ-锚泊位置；Ⅱ-开始拔锚位置；Ⅲ-锚出土位置；Ⅲ、Ⅳ-垂直起(收)锚

第 1 阶段为收起卧底锚链。船舶从位置Ⅰ平缓地移动到位置Ⅱ，将卧底锚链逐渐绞起，但锚链悬垂线的形状基本不变，因而锚链上受力状态仍与图 5.9.1-1 上所示相同。

这时锚链轮上的负载力是一常数 T_{t1}，即

$$T_{t1}=k\varphi T=k\varphi q\left(\frac{l^2+h^2}{2h}\right)\quad \mathrm{N} \tag{5.9.1-8}$$

式中：k——考虑锚链通过各处时摩擦阻力的系数。若取摩擦阻力系数 $f=0.2\sim0.35$，则 $k=(1+f)=1.2\sim1.35$；

φ——锚链在水中的失重系数，$\varphi=\frac{\rho_c-\rho_w}{\rho_c}$，海水的 $\varphi=0.868$，淡水的 $\varphi=0.872$；

其中：ρ_c——钢铁的密度，一般 $\rho_c=7750\ \mathrm{kg/m^3}$；

ρ_w——水的密度，一般海水的 $\rho_w=1025\ \mathrm{kg/m^3}$。

第 2 阶段为收进悬垂部分锚链直到拔锚出土(从位置Ⅱ到位置Ⅲ—锚位的正上方)。在这一过程中，锚链张力逐渐加大，直到拔锚出土时达到最大值。链轮上相应的最大负载力 T_{t2max} 可按半经验公式计算：

$$T_{t2max}=k\left[\varphi(G+qh)+2G\right]\quad \mathrm{N} \tag{5.9.1-9}$$

式中：G——锚重力，N；

$2G$——锚破土时的拔锚力，N。

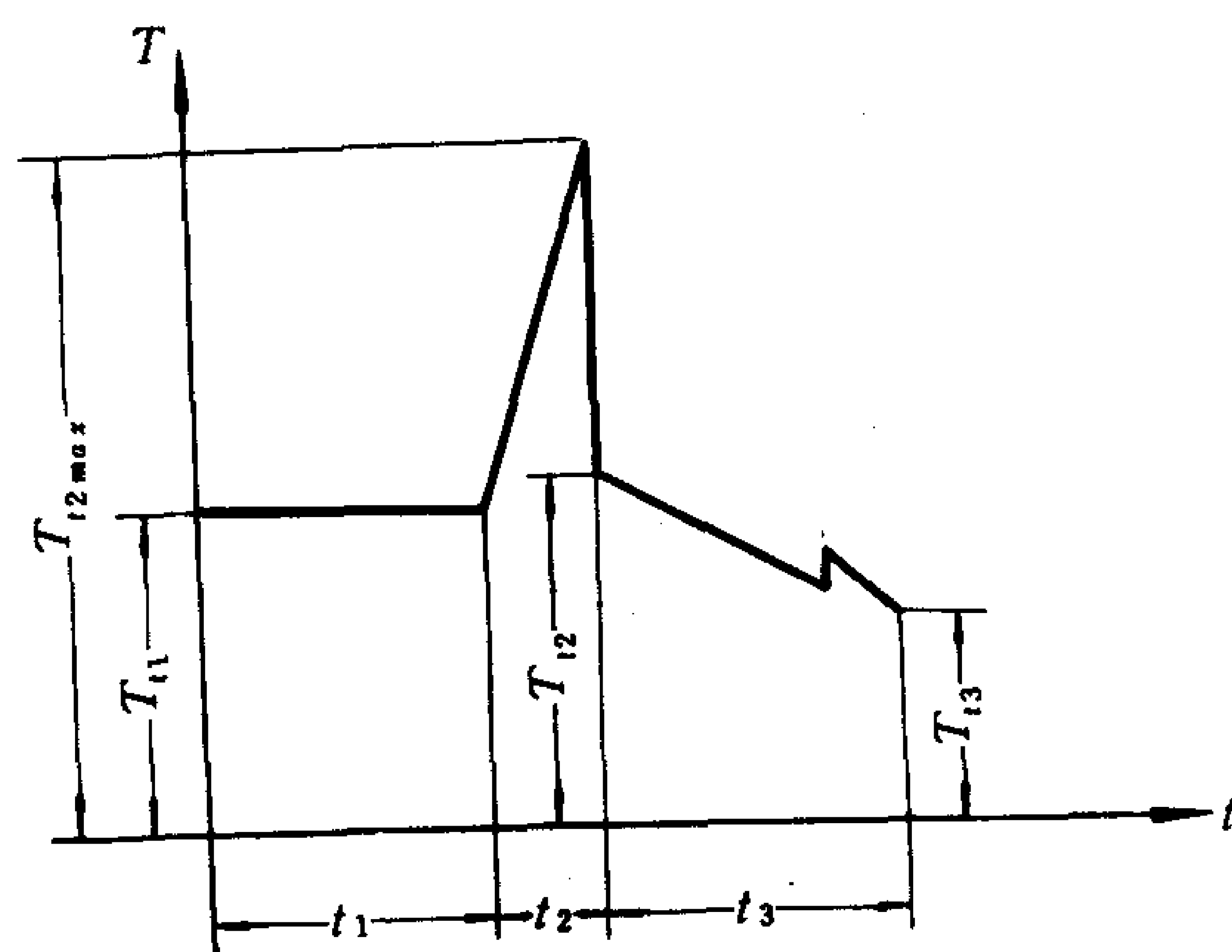


图 5.9.1-3 起锚负载图

t_1-起锚第 1 阶段(船位Ⅰ→Ⅱ)所需的时间；
t_2-起锚第 2 阶段(船位Ⅱ→Ⅲ)所需的时间；
t_3-起锚第 3 阶段所需的时间

第 3 阶段为将锚从水底垂直提升，直到收锚就位。这时，链轮上的负载力，从刚破土后的 T_{t2} 减小到收锚就位时的 T_{t3}。

$$T_{t2}=k\varphi(G+qh)\quad \mathrm{N} \tag{5.9.1-10}$$

$$T_{t3}=kG\quad \mathrm{N} \tag{5.9.1-11}$$

3.2.2 起锚负载图

起锚过程中锚机链轮上的负载力随时间变化的典型关系，如图 5.9.1-3 所示。

从图上可以看出：起锚第 1 阶段负载力基本不变；锚机的最大负载力是在拔锚破土时产生的；在t_3时间内，负载平缓下降，中间有个不大的突然升高，是由于提锚出水失去浮力而引起的负载力的上升。

3.3 锚机功率

3.3.1 额定拉力

链轮上的最大负载力虽为T_{t2max}，但并不采用此峰值作为电机额定拉力，因为电动机有一定的短期超载能力。

额定拉力T_H的确定方法，基本上有 2 种：

1）

$$T_H=1.35(2G+2h_{0.5}\cdot q) \quad \text{N} \tag{5.9.1-12}$$

式中：$h_{0.5}$——最大抛锚深度的一半，如海船最大抛锚深度为 80 m左右，则$h_{0.5}=40$ m；长江船舶最大抛锚深度为 40 m左右，则$h_{0.5}=20$ m。

2）

$$T_H=Ad^2 \quad \text{N} \tag{5.9.1-13}$$

式中：A——系数；$A=64\sim74$（海船），$A=45$（河船）；

d——锚链链径，mm。

3.3.2 额定起锚速度

原则上，以《规范》对破土后起单锚时的速度要求作为额定速度，即

海船 $v_H=9$ m/min

长江船 $v_H=12$ m/min

3.3.3 锚机额定功率

$$P_H=\frac{T_H v_H}{60000\,\eta} \quad \text{kW} \tag{5.9.1-14}$$

式中：η——锚机总传动效率。对机械传动，$\eta=0.65\sim0.78$，齿轮传动取上限，蜗杆传动取下限；对高速液压马达驱动，$\eta=0.50\sim0.60$；对低速液压马达驱动，$\eta=0.60\sim0.70$；对蒸汽机驱动，$\eta\approx0.50$。

选用电动机的额定功率为

$$P_{H0}=\frac{1}{1.1}P_H \quad \text{kW} \tag{5.9.1-15}$$

但需要校核下列工况：

（1）拔锚破土的峰值负载力矩$M_{Tmax}<(1.5\sim2.0)M_H$。M_H为电动机额定档的额定力矩。一般 3 速电动机以中速档为额定档，双速电动机以高速档为额定档。

（2）应急起锚力矩$M_E<2.5M_H$（Nm），M_E为当l为全部链长时的收绞力矩。

（3）校核系缆卷筒上的拉力和速度。

若不能满足要求，应适当提高电动机功率或适当改变传动装置的传动比。

3.3.4 有关规范的规定

除《钢质海船入级与建造规范》外，国际标准ISO、日本工业标准JIS以及我国JT、CB等标准对锚机的额定拉力、过载拉力、制动负载、额定速度等都有规定。见表 5.9.1-2。

表 5.9.1-2 有关标准对T_H等的要求

项目 \ 名称	我国钢质海船入级与建造规范 (1983)	国际标准 ISO 4568—1978	日本工业标准 JIS F 6712-75 电动锚机 F 6713-76 液压锚机
额定拉力 N	$\nless 41.68d^2$ (当 $d<25$ mm 时应 $\nless 36.8d^2$)	1 级锚链 $37.5d^2$ 2 级锚链 $42.5d^2$ 3 级锚链 $47.5d^2$	普通式、联接式 $1.35(2G+2\times 40q)$ 单侧式 $1.35(G+80q)$
过载拉力 N	1.5×额定拉力	1.5 额定拉力	普通式、联接式 1.2×额定拉力 单侧式 1.5×额定拉力
制动负载 N	0.45×锚链拉断负载	0.45×锚链拉断负载	
额定速度 m/min	9	9	9
附注		与JT 4121-82 基本相同。对江船：A_1级锚链 $28.7d^2$ N，A_2级锚链，$32.5d^2$N	与船舶专业标准CB^*503-78 基本相同。后者的额定拉力分别取锚链长度为 45 m和 90 m

1984 年制定了起锚机和起锚绞盘、系泊绞车及绞盘等 3 项国家标准(GB)，前 2 项为等效采用国际标准。按此标准设计的起锚机和起锚绞盘以及绞盘的部分产品已经投入实船使用。

第2章 锚 设 备

1 锚设备的组成和布置

锚设备是船舶主要设备之一，包括锚、锚链、锚链筒、掣链器、弃链器、锚机、锚链管、锚链舱等。锚设备的一般布置见图5.9.2-1。

通常，主锚位于船首的两舷侧。在布置锚设备时，应特别注意锚链筒与起锚机(或绞盘)的相对位置，以保证起、抛锚工作安全、顺利地实现。掣链器的位置应恰当并应尽可能靠近锚链筒。锚链管应安置在锚链舱中央，可略有倾斜。

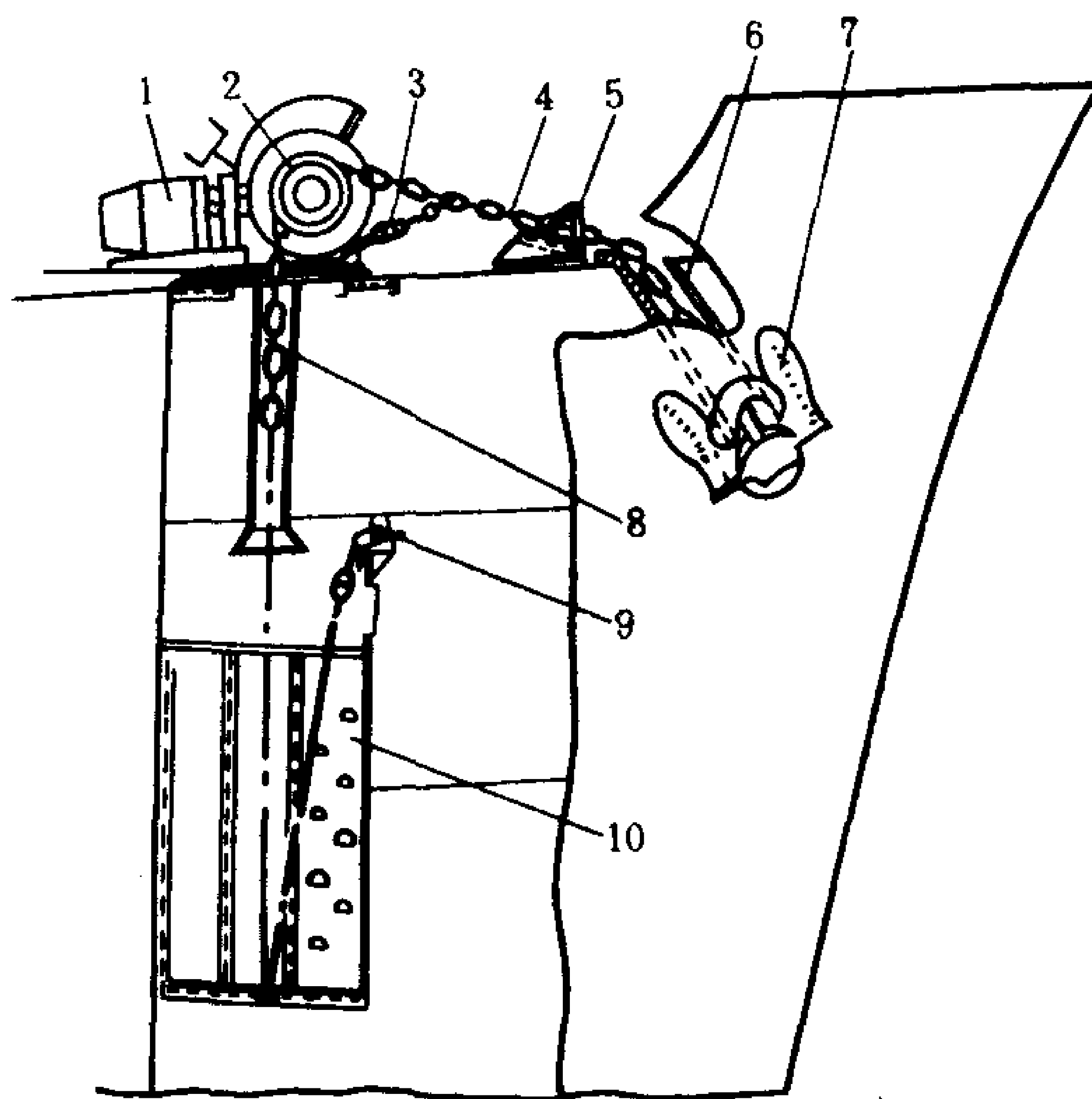


图5.9.2-1 锚设备的组成和布置

1-电动机；2-起锚机；3-掣链钩；4-锚链；5-掣链器；6-锚链筒；7-锚；8-锚链管；9-弃链器；10-锚链舱

2 锚泊设备的配置和选取

锚泊设备的配置，按照《钢质海船建造与入级规范》的规定，应根据舾装数N值按表5.9.2-1选取。舾装数为

$$N=\Delta^{2/3}+2Bh+A/10 \tag{5.9.2-1}$$

式中：Δ——夏季载重线下的型排水量，t；

B——船宽，m；

h——船中部的夏季干舷加上上层建筑的高度和各层宽度大于$B/4$的甲板室高度的总和，m；

A——船长L范围内夏季载重水线以上的船体部分和上层建筑以及各层宽度大于$B/4$的甲板室的侧投影面积的总和，m^2。

计算h和A时，不必计及船弧和纵倾。凡是高度超过1.5 m的挡风板和舷墙，均应视为上层建筑或甲板室的一部分。

当选用大抓力锚作首锚时，每只锚重可为表5.9.2-1所列值的75%。

拉伸应力<400 MPa的$A1$级锚链，不能用于大抓力锚。

海船用起锚机的性能参数列于表5.9.2-2(JT 4121—82)。

表 5.9.2-1　　　　海船的锚设备

序号	舾装数N		首锚		有档首锚锚链				序号	舾装数N		首锚		有档首锚锚链			
	超过	不超过	数量	每个质量 kg	总长度 m	直径 mm				超过	不超过	数量	每个质量 kg	总长度 m	直径 mm		
						$A1$	$A2$	$A3$							$A1$	$A2$	$A3$
1	50	70	2	180	220	14	12.5		35	2230	2380	3	6900	605	84	73	64
2	70	90	2	240	220	16	14		36	2380	2530	3	7350	605	87	76	66
3	90	110	2	300	247.5	17.5	16		37	2530	2700	3	7800	632.5	90	78	68
4	110	130	2	360	247.5	19	17.5		38	2700	2870	3	8300	632.5	92	81	70
5	130	150	2	420	275	20.5	17.5		39	2870	3040	3	8700	632.5	95	84	73
6	150	175	2	480	275	22	19		40	3040	3210	3	9300	660	97	84	76
7	175	205	2	570	302.5	24	20.5		41	3210	3400	3	9900	660	100	87	78
8	205	240	3	660	302.5	26	22	20.5	42	3400	3600	3	10500	660	102	90	78
9	240	280	3	780	330	28	24	22	43	3600	3800	3	11100	687.5	105	92	81
10	280	320	3	900	357.5	30	26	24	44	3800	4000	3	11700	687.5	107	95	84
11	320	360	3	1020	357.5	32	28	24	45	4000	4200	3	12300	687.5	111	97	87
12	360	400	3	1140	385	34	30	26	46	4200	4400	3	12900	715	114	100	87
13	400	450	3	1290	385	36	32	28	47	4400	4600	3	13500	715	117	102	90
14	150	500	3	1440	412.5	38	34	30	48	4600	4800	3	14100	715	120	105	92
15	500	550	3	1590	412.5	40	34	30	49	4800	5000	3	14700	742.5	122	107	95
16	550	600	3	1740	440	42	36	32	50	5000	5200	3	15400	742.5	124	111	97
17	600	660	3	1920	440	44	38	34	51	5200	5500	3	16100	742.5	127	111	97
18	660	720	3	2100	440	46	40	36	52	5500	5800	3	16900	742.5	130	114	100
19	720	780	3	2280	467.5	48	42	36	53	5800	6100	3	17800	742.5	132	117	102
20	780	840	3	2460	467.5	50	44	38	54	6100	6500	3	18800	742.5		120	107
21	840	910	3	2640	467.5	52	46	40	55	6500	6900	3	20000	770		124	111
22	910	980	3	2850	495	54	48	42	56	6900	7400	3	21500	770		127	114
23	980	1060	3	3060	495	56	50	44	57	7400	7900	3	23000	770		132	117
24	1060	1140	3	3300	495	58	50	46	58	7900	8400	3	24500	770		137	122
25	1140	1220	3	3540	522.5	60	52	46	59	8400	8900	3	26000	770		142	127
26	1220	1300	3	3780	522.5	62	54	48	60	8900	9400	3	27500	770		147	132
27	1300	1390	3	4050	522.5	64	56	50	61	9400	10000	3	29000	770		152	132
28	1390	1480	3	4320	550	66	58	50	62	10000	10700	3	31000	770			137
29	1480	1570	3	4590	550	68	60	52	63	10700	11500	3	33000	770			142
30	1570	1670	3	4890	550	70	62	54	64	11500	12400	3	35500	770			147
31	1670	1790	3	5250	577.5	73	64	56	65	12400	13400	3	38500	770			152

序号	舾装数N		首锚		有档首锚锚链				序号	舾装数N		首锚		有档首锚锚链			
	超过	不超过	数量	每个质量 kg	总长度 m	直径 mm				超过	不超过	数量	每个质量 kg	总长度 m	直径 mm		
						$A1$	$A2$	$A3$							$A1$	$A2$	$A3$
32	1790	1930	3	5610	577.5	76	66	58	66	13400	14600	3	42000	770			157
33	1930	2080	3	6000	577.5	78	68	60	67	14600	16000	3	46000	770			162
34	2080	2230	3	6450	605	81	70	62									

注：①舾装数不超过 50 时，用外插法；

②表列第 3 个首锚为备用锚；

③每个首锚的重量可以与表中所列锚重有±7%的相差，但首锚的总重量不得小于表列锚重的总和。

表 5.9.2-2　　**海船用起锚机性能参数**

序号	锚链链径 mm $A2$ 级③		额定负载 N(kgf)	过载拉力 N(kgf)	制动负载 N(kgf)	链轮间距 mm④	绞缆筒负载(最小值) N(kgf)	绞缆筒直径(最小值) mm
1	2.5		26563(2709)	39844 (4063)	162400 (16560)			
2		26	28730(2930)	43095 (4394)	175068 (17852)		14710	
3	28	28	33320(3398)	49980 (5097)	202115 (20610)	850	(1500)	ϕ 300
4		30	38250(3900)	57375 (5851)	231241 (23580)			
5	31		40843 (4165)	61264 (6247)	246686 (25155)			
6		32	43520(4438)	65280 (6657)	262132 (26730)		19613	ϕ 300
7	34	34	49130(5010)	73695 (7515)	294788 (30060)	1000	(2000)	
8		36	55080(5617)	82620 (8425)	329209 (33570)			
9	37		58183(5933)	87274 (8900)	347303 (35415)			
10		38	61370(6258)	92055 (9387)	365396 (37260)		29420	ϕ 350
11	40	40	68000(6934)	102000 (10401)	403348 (41130)	1100	(3000)	
12		42	74970 (7645)	112455 (11467)	442849 (45159)			

续上表

序号	锚链链径mm A2级③		额定负载 N(kgf)	过载拉力 N(kgf)	制动负载 N(kgf)	链轮间距 mm④	绞缆筒负载（最小值）N(kgf)	绞缆筒直径（最小值）mm
13	43		78583(8013)	117874 (12020)	463364 (47250)	1300	39227 (4000)	ϕ 350
14		44	82280(8390)	123420 (12585)	484105 (49365)			
15	46	46	89930(9170)	134895 (13755)	525146 (53550)			
16		48	97920(9985)	146880 (14978)	571708 (58298)			
17	49		102043(10405)	153064 (15608)	595754 (60750)	1800	49033 (5000)	ϕ 400
18		50	106250(10834)	159375 (16252)	617819 (63000)			
19		52	114920(11719)	172380 (17578)	665479 (67860)			
20	53		119383(12174)	179074 (18261)	688427 (70200)			
21		54	123930(12637)	185895 (18956)	714905 (72900)			
22		56	133280(13591)	199920 (20386)	765454 (78075)	2000	73550 (7500)	ϕ 450
23	57		138083(14081)	207124 (21121)	789926 (80550)			
24		58	142970(14579)	214455 (121868)	817953 (83408)			
25		60	153000(15602)	229500 (23402)	871792 (88898)			
26	62	62	163370(16659)	245055 (24989)	926728 (94500)			
27		64	174080(17751)	261120 (26227)	983882 (100328)			
28		66	185130(18878)	277695 (28317)	1042133 (106268)			
29	67		190783(19454)	286174 (29182)	1072357 (109350)	2200	78453 (8000)	ϕ 450
30		68	196520(20039)	294780 (30059)	1101483 (112320)			
31		70	208250(21236)	312375 (31853)	1162382 (118530)			
32	72		220320(22466)	330480 (33700)	122399 (124650)			
33		73	226483(23095)	339724 (34642)	1256379 (128115)			

续上表

序号	锚链链径mm A2级③		额定负载 N(kgf)	过载拉力 N(kgf)	制动负载 N(kgf)	链轮间距 mm④	绞缆筒负载(最小值) N(kgf)	绞缆筒直径(最小值) mm
34		76	245480(25032)	368220 (37548)	1353249 (137993)	2400	98067 (10000)	ϕ 550
35	77		251983(25695)	377974 (38543)	1385680 (141300)			
36		78	258570(26367)	387855 (39550)	1419218 (144720)			
37		81	278843(28434)	418264 (42651)	1520943 (155093)			
38	82		285770 (29140)	428655 (43711)	1553373 (158400)			
39		(84)	299880(30579)	449820 (45869)	1625089 (165713)		98067 (10000)	
40	87	87	321683(32803)	482524 (49204)	1734306 (176850)		117680 (12000)	
41		(90)	344256(35104)	516375 (52656)	1841542 (187765)			
42	92	92	359720(36681)	539580 (55032)	1915239 (195300)			
43		(95)	383563 (39113)	575344 (58669)	2029535 (206955)		127486 (13000)	ϕ 550
44	97	97	399883(40777)	599824 (61165)	2104997 (214650)		137293 (14000)	
45	(100)	(100)	425000(43338)	637500 (65007)	2224148 (226800)			
46	102	102	442170(45089)	663255 (67633)	2303582 (234900)			
47		(105)	468563(47780)	702844 (71670)	2427140 (247500)			
48	107	107	486583(49618)	729874 (74426)	2506580 (255600)			
49		(111)	523643(53397)	785464 (80095)	2674273 (272700)			
50	112	112	533120(54363)	799680 (81545)	2713990 (276750)			
51		(114)	552330(56322)	828495 (84483)	2802250 (285750)			
52	117	117	581783(59325)	872614 (88988)	2930227 (298800)			
53		(120)	612000(62407)	918000 (93610)	3062617 (312300)			
54	122	(122)	632570(64504)	948855 (96756)	3146464 (320850)			

注：①表中的参数按额定速度(公称速度)为 9 m/min计；
②带括号的链径尽可能不用；
③本表只列$A2$级锚链。对采用$A1$级的内河小船和$A3$级锚链(国内不生产)的少数海船可参照JT 4121—82；
④推荐值指普通锚机两链轮的链槽中心距。

3 锚

3.1 锚的类型、结构和工作特点

主锚的基本型式有两类：有杆锚和无杆锚。各型锚的结构和工作特点见表 5.9.2-3。

表 5.9.2-3 锚的类型、结构、工作特点

序号	类型	结构图	特点
1	海军锚（有杆锚）	1 2 3 4 5 6 7 a) b) a)使用状态，b)收藏状态 1-锚冠；2-锚臂；3-锚柄；4-锚杆；5-锚卸扣；6-插销；7-锚爪	有一根横插锚杆 4 与锚柄、锚爪平面相垂直。锚的抓力-锚重比约为 4～8，最高可达 12～15，能稳固地抓住泥土 抛锚、起锚操作以及航行期间的收藏和固定都不甚方便，突出在地面的锚爪有与锚链缠在一起的可能，在浅水区则有钩破它船船底的危险，在木船上已不再用作主锚
2	霍尔锚（无杆-转爪锚）	1 2 3 4 5 6 7 8 1-横销；2-锚冠；3-销轴；4-凸缘；5-锚爪；6-锚尖；7-卸扣；8-锚柄	应用最广。工作时两个锚爪同时插入土中，起锚、抛锚工作方便，可妥贴地收藏在锚坑中。锚爪不会与锚链纠缠，亦不会给过往船只造成危险。抓力-锚重比约为 3～4

续上表

序号	类型	结构图	特点
3	斯贝克锚（无杆-转爪锚）	1-锚冠；2-挡销；3-销轴；4-锚爪；5-锚柄；6-卸扣；7-锚尖；8-加强筋；9-锚冠板	霍尔锚的改良型。锚冠处有锚冠板，转爪重心接近锚冠。锚尖极易转向地面，啮土状态稳定，受力时应力分布均匀，加强筋尚能使转爪与船壳板易贴紧
4	丹福斯锚（有杆-转爪锚）-大抓力锚		锚爪的啮土面积大，抓持底质深，抓力-锚重比可达海军锚的3倍。 有固定的稳定横杆，锚链拉力变向对底质的破坏较无杆锚少， 适用于砂质或松软底质

续上表

序号	类型	结构图	特点
5	马特洛索夫锚（有杆-转爪锚）——大抓力锚	1-档销；2-销轴；3-锚卸扣；4-销轴；5-锚柄；6-锚爪；7-稳定横杆	稳定横杆位于锚爪中部两侧，也是一种大抓力锚。在坚硬底质区域航行的船只不宜采用
6	特种锚如冰锚、深水锚、菌形锚		适用于破冰船、深水作业等各种特种船舶

3.2 锚的拉力试验

名义质量(包括锚杆在内)≥75 kg的锚应进行拉力试验。拉力试验方法如图 5.9.2-2 所示。

拉力作用点，一端在锚卸扣处，另一端在距锚爪尖$L/3$处。无杆锚应同时拉其两爪，在一面做完试验后，再转到另一面做同样的试验。有杆锚的 2 个锚爪应分别进行拉力试验。拉力试验前，应在锚卸扣处的锚杆上和锚爪的尖端处各作一标记，然后施加拉力。无杆锚应先经受50%试验负荷的拉力达5 min后，将拉力减少至试验负荷的10%。然后，测量两标志间的距离。再逐渐增加拉力到试验负荷，保持5 min，再将拉力减少至试验负荷的10%时，再测量两标记间的距离，其增加量不得超过0.5%。

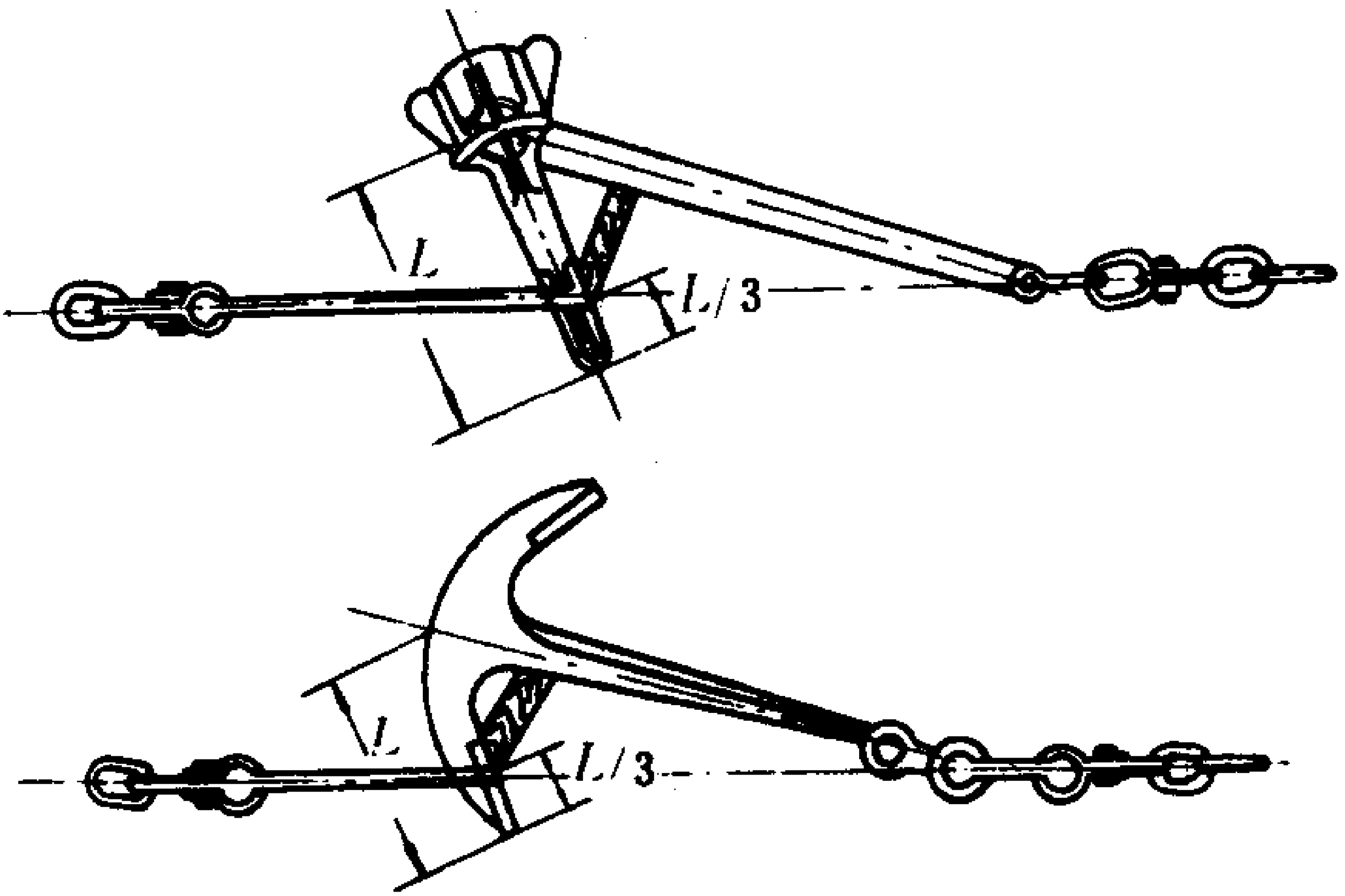


图 5.9.2-2 锚的拉力试验

锚的拉力试验负荷与锚的重量有关，见表 5.9.2-4。

表 5.9.2-4 **锚的拉力试验负荷**

锚的质量 kg	拉力试验负荷		锚的质量 kg	拉力试验负荷		锚的质量 kg	拉力试验负荷	
	kN	tf		kN	tf		kN	tf
140	49.0	5.00	3200	495.0	50.50	9800	998.0	101.80
160	53.3	5.43	3300	560.0	51.60	10000	1010.0	103.00
180	57.4	5.85	3400	517.0	52.70	10500	1040.0	105.60
200	61.3	6.25	3500	528.0	53.80	11000	1070.0	109.00
225	65.8	6.71	3600	537.0	54.80	11500	1090.0	111.00
250	70.4	7.18	3700	547.0	55.80	12000	1110.0	113.00
275	74.9	7.64	3800	557.0	56.80	12500	1130.0	115.00
300	79.5	8.11	3900	567.0	57.80	13000	1160.0	118.00
325	84.1	8.58	4000	577.0	58.80	13500	1180.0	120.00
350	88.8	9.05	4100	586.0	59.80	14000	1210.0	123.00
375	93.4	9.52	4200	595.0	60.70	14500	1230.0	125.00
400	97.9	9.98	4300	604.0	61.60	15000	1260.0	128.00
425	103.0	10.50	4400	613.0	62.50	15500	1270.0	130.00
450	107.0	10.90	4500	622.0	63.40	16000	1300.0	133.00
475	112.0	11.40	4600	631.0	64.30	16500	1330.0	136.00
500	116.0	11.80	4700	638.0	65.10	17000	1360.0	139.00
550	125.0	12.70	4800	645.0	65.80	17500	1390.0	142.00
600	132.0	13.50	4900	653.0	66.60	18000	1410.0	144.00
650	140.0	14.30	5000	661.0	67.40	18500	1440.0	147.00
700	149.0	15.20	5100	669.0	68.20	19000	1470.0	150.00
750	158.0	16.10	5200	677.0	69.00	19500	1490.0	152.00
800	166.0	16.90	5300	685.0	69.80	20000	1520.0	155.00
850	175.0	17.80	5400	691.0	70.50	21000	1570.0	160.00
900	182.0	18.60	5500	699.0	71.30	22000	1620.0	165.00
950	191.0	19.50	5600	706.0	72.00	23000	1670.0	170.00
1000	199.0	20.30	5700	713.0	72.70	24000	1720.0	175.00
1050	208.0	21.20	5800	721.0	73.50	25000	1770.0	180.00
1100	216.0	22.00	5900	728.0	74.20	26000	1800.0	184.00
1150	224.0	22.80	6000	735.0	74.90	27000	18500	189.00
1200	231.0	23.60	6100	740.0	75.50	28000	1900.0	194.00
1250	239.0	24.40	6200	747.0	76.20	29000	1940.0	198.00
1300	247.0	25.20	6300	754.0	76.90	30000	1990.0	203.00
1350	255.0	26.00	6400	760.0	77.50	31000	2030.0	207.00
1400	262.0	26.70	6500	767.0	78.20	31000	2070.0	211.00
1450	270.0	27.50	6600	773.0	78.80	34000	2160.0	220.00
1500	278.0	28.30	6700	779.0	79.40	36000	2250.0	229.00
1600	292.0	29.80	6800	786.0	80.20	38000	2330.0	238.00
1700	307.0	31.30	6900	794.0	81.00	40000	2410.0	246.00
1800	321.0	32.70	7000	804.0	82.00	42000	2490.0	254.00
1900	335.0	34.20	7200	818.0	83.40	44000	2570.0	262.00
2000	349.0	35.60	7400	832.0	84.80	46000	2650.0	270.00
2100	362.0	36.90	7600	845.0	86.20	48000	2730.0	278.00

表中锚的质量按下列规定计算:

（1）对无杆锚，取锚的总质量；

（2）对有杆锚，取不包括横杆的锚的质量；

（3）对大抓力锚，取名义质量即锚实际质量的 1.33 倍。

拉力试验后，应检查锚爪转至最大角度的灵活性。发现有永久变形时应作为废品。

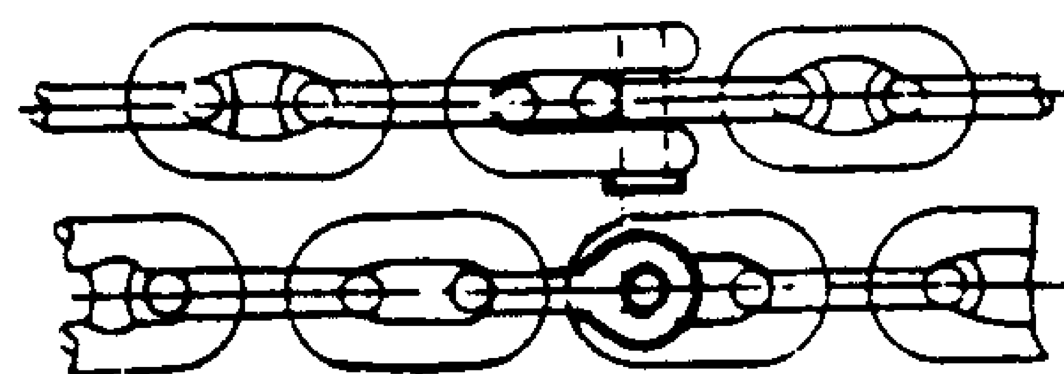
大抓力锚应进行海上试验，以证实该锚的抓力-重量比为无杆锚抓力的 2 倍以上，并能在很短时间内使锚爪有效地抓住海底。

4 锚链

4.1 锚链的构成

锚链是联结锚和船体的链索，锚泊时用以将锚抓力传递到船体上。中、小型锚的锚链尚有采用钢索和麻索的，但大多数主锚链均采用链环锚链，它由许多个铸造、锻焊或电焊而成的单个链环连接而成。锚链分为有档锚链（链环中有横档）和无档锚链两种。在链径相同时，有档链的强度比无档链高 20%左右，在船舶上获得广泛的应用。

每条锚链由若干个链节组成，包括一个锚端链节、一个末端链节、一个脱钩链节和若干个中间链节，每个中间链节的标准长度为 27.5 m，节数由锚链总长而定。锚端链节、末端链节、脱钩链节的长度，则视布置的需要而定。在每节链节的末端，都带有 2 个加大链环，一个是有档的加强链环，另一个是无档的末端链环。2 链节即通过末端环用锚链卸扣连接。加大链环的用途是使普通链环尽可能平顺地过渡到锚链的连接卸扣。采用卸扣连接可便于更换链节和进行应急弃锚。



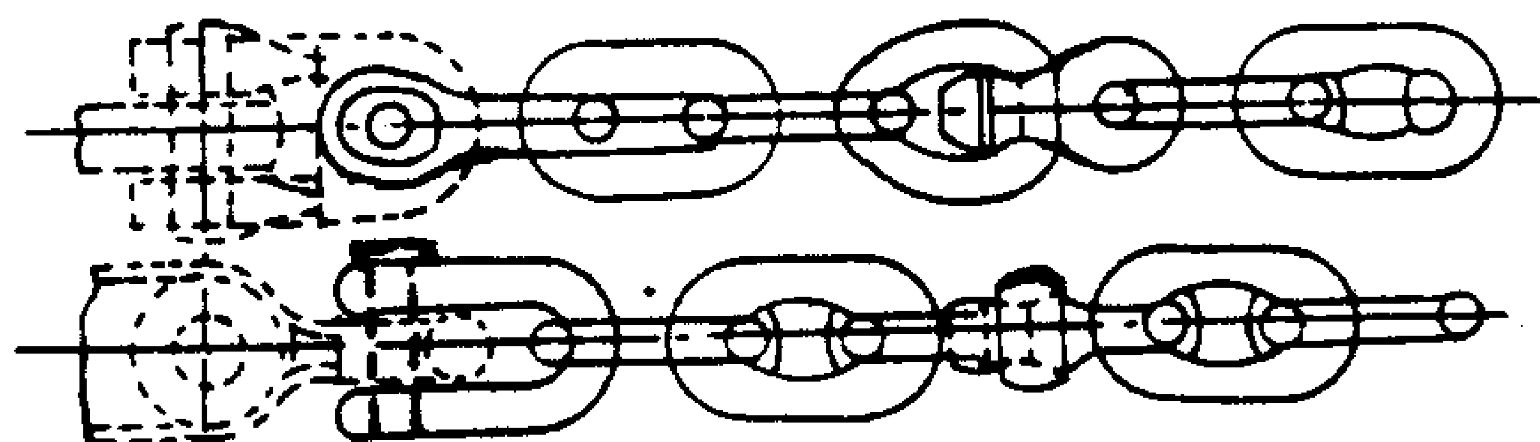


图 5.9.2-3　锚端链节

整条锚链的内端应系固在船体结构上，并能在锚链舱外易于到达的地方迅速使它解脱。

当锚链直径 $d \leq 17$ mm时，可用试验负荷相等的无档锚链或破断负荷相等的钢丝绳或纤维绳代替。

船上应至少储备 1 个锚卸扣和 4 个连接卸扣或连接链环。

锚链在连接锚的一端应装设 1 个转环。锚链转环安装在与锚直接相连的一段链节中，以防止锚链的过份扭绞。

锚端链节参见图 5.9.2-3。

锚链主要构成件的结构见表 5.9.2-5。

表 5.9.2-5 锚链主要构成件结构

名 称	制造方式	结 构 图
有档普通锚链和加大锚链	锻焊、电焊	
有档普通锚链和加大锚链	铸造	
无档普通锚链和加大锚链	锻焊、电焊	
无档末端链环	锻焊	
有档末端链环	铸造	
转环	锻造、铸造	
末端卸扣	锻造、铸造	
连接链环	锻造、铸造	
脱钩	锻造	
抛双锚用的双链转环	锻造、铸造	

4.2 锚链的试验

4.2.1 锚链的拉断试验

链环、末端链环、转环、末端卸扣和连接链环等构件均按一定比例抽取试样，进行拉断试验。试验时，应逐渐均匀地施加拉力，使试样中每个链环都经受相同条件的拉力。试样经受表 5.9.2-6 和表 5.9.2-7 所规定的拉断负荷而未断裂，则为合格。

4.2.2 锚链的拉力试验

锚链经拉断试验合格后，每个链节及其零件均应按表 5.9.2-6 和表 5.9.2-7 所规定的负

荷进行拉力试验。试验时，各环的相对位置应正确，整个链节不得有搓扭。当逐渐增加拉力达到试验负荷时，维持一定时间，一般约为 5 min，然后逐渐卸荷，并仔细检查链环和零件的外观、尺寸和相对转动的灵活性。若发生断裂、变形或重大缺陷，应予更换，但更换环数不得超过整个链节总环数的 5 %。链环换新后应进行复试。

4.3 锚链的质量估算

锚链的质量与锚链直径有关，其估计值见表 5.9.2-8。

表 5.9.2-6　　有档锚链的试验负荷

锚链直径 mm	A1 级有档链				A2 级有档链				A3 级有档链			
	拉力负荷		拉断负荷		拉力负荷		拉断负荷		拉力负荷		拉断负荷	
	kN	tf	kN	tf	kN	tf	kN	tf	kN	tf	kN	tf
12.5	46.1	4.7	65.7	6.7	65.7	6.7	92.2	9.4	92.2	9.4	132.0	13.50
14	57.9	5.9	82.4	8.4	82.4	8.4	116.0	11.8	116.0	11.8	165.0	16.8
16	75.5	7.7	107.0	10.9	107.0	10.9	150.0	15.3	150.0	15.3	216.0	22.0
17.5	89.2	9.1	127.0	13.0	127.0	13.0	179.0	18.3	179.0	18.3	256.0	26.1
19	105.0	10.7	150.0	15.3	150.0	15.3	211.0	21.4	211.0	21.5	301.0	30.7
20.5	123.0	12.5	175.0	17.8	175.0	17.8	244.0	24.9	244.0	24.9	349.0	35.6
22	140.0	14.3	200.0	20.4	200.0	20.4	280.0	28.6	288.0	28.6	401.0	40.9
24	167.0	17.0	237.0	24.2	237.0	24.2	332.0	339	332.0	33.9	476.0	48.5
26	194.0	19.8	278.0	28.3	278.0	28.3	389.0	39.7	389.0	39.7	556.0	56.7
28	225.0	22.9	321.0	32.7	321.0	32.7	449.0	45.8	449.0	45.8	642.0	65.5
30	257.0	26.2	368.0	37.5	368.0	37.5	514.0	52.4	514.0	52.4	735.0	74.9
32	291.0	29.7	417.0	42.5	417.0	42.5	583.0	59.4	583.0	59.4	833.0	84.9
34	328.0	33.4	468.0	47.7	468.0	47.7	655.0	66.8	655.0	66.8	937.0	95.5
36	366.0	37.3	523.0	53.3	523.0	53.3	732.0	74.6	732.0	74.6	1050.0	107.0
38	406.0	41.4	581.0	59.2	581.0	59.2	812.0	82.8	812.0	82.8	1160.0	118.0
40	448.0	45.7	640.0	65.3	640.0	65.3	896.0	91.4	896.0	91.4	1280.0	131.0
42	492.0	50.2	703.0	71.7	703.0	71.7	981.0	100.0	981.0	100.0	1400.0	143.0
44	538.0	54.9	769.0	78.4	769.0	78.4	1080.0	110.0	1080.0	110.0	1540.0	157.0
46	585.0	59.7	837.0	85.3	837.0	83.3	1170.0	119.0	1170.0	1190.0	1680.0	171.0
48	635.0	64.8	908.0	92.6	908.0	92.6	1270.0	130.0	1270.0	130.0	1810.0	185.0
50	686.0	70.0	981.0	100.0	981.0	100.0	1370.0	140.0	1370.0	140.0	1960.0	200.0
52	739.0	75.4	1060.0	108.0	1060.0	108.0	1480.0	151.0	1480.0	151.0	2110.0	215.0
54	794.0	81.0	1140.0	116.0	1140.0	116.0	1590.0	162.0	1590.0	162.0	2270.0	231.0
56	851.0	86.8	1220.0	124.0	1220.0	124.0	1710.0	174.0	1710.0	174.0	2430.0	248.0
58	909.0	92.7	1290.0	132.0	1290.0	132.0	1810.0	185.0	1810.0	185.0	2600.0	265.0
60	969.0	98.8	1380.0	141.0	1380.0	141.0	1940.0	198.0	1940.0	198.0	2770.0	282.0
62	1030.0	105.0	1470.0	150.0	1470.0	150.0	2060.0	210.0	2060.0	210.0	2940.0	300.0
64	1100.0	112.0	1560.0	159.0	1560.0	159.0	2190.0	223.0	2190.0	223.0	3130.0	319.0
66	1160.0	118.0	1660.0	169.0	16600	169.0	2310.0	236.0	2310.0	236.0	3300.0	337.0
68	1230.0	125.0	1750.0	178.0	1750.0	178.0	2450.0	250.0	2450.0	250.0	3500.0	357.0
70	1290.0	132.0	1840.0	188.0	1840.0	188.0	2580.0	263.0	2580.0	263.0	3690.0	376.0
73	1390.0	142.0	1990.0	203.0	1990.0	203.0	2790.0	285.0	2790.0	285.0	3990.0	407.0
76	1500.0	153.0	2150.0	219.0	2150.0	219.0	3010.0	307.0	3010.0	307.0	4300.0	438.0
78	1580.0	161.0	2260.0	230.0	2260.0	230.0	3160.0	322.0	3160.0	322.0	4500.0	459.0
81	1690.0	172.0	2410.0	246.0	2410.0	246.0	3380.0	345.0	3380.0	345.0	4820.0	492.0
84	1800.0	184.0	2580.0	263.0	2580.0	263.0	3610.0	368.0	3610.0	368.0	5160.0	526.0
87	1970.0	196.0	2750.0	280.0	2750.0	280.0	3850.0	393.0	3850.0	393.0	5500.0	561.0
90	2050.0	209.0	2920.0	298.0	2920.0	298.0	4090.0	417.0	4090.0	417.0	5840.0	596.0
92	2130.0	217.0	3040.0	310.0	3040.0	310.0	4260.0	434.0	4260.0	434.0	6080.0	620.0
95	2260.0	230.0	3230.0	329.0	3230.0	3290.0	4510.0	460.0	4510.0	460.0	6440.0	657.0

续上表

锚链直径 mm	A1级有档链				A2级有档链				A3级有档链			
	拉力负荷		拉断负荷		拉力负荷		拉断负荷		拉力负荷		拉断负荷	
	kN	tf	kN	tf	kN	tf	kN	tf	kN	tf	kN	tf
97	2340.0	239.0	3340.0	341.0	3340.0	341.0	4680.0	477.0	4680.0	477.0	6690.0	682.0
100	2470.0	252.0	3530.0	360.0	3530.0	360.0	4940.0	504.0	4940.0	504.0	7060.0	720.0
102	2560.0	216.0	3660.0	373.0	3660.0	373.0	5120.0	522.0	5120.0	522.0	7320.0	746.0
105	2700.0	275.0	3850.0	393.0	3850.0	393.0	5390.0	550.0	5390.0	550.0	7700.0	785.0
107	2790.0	284.0	3980.0	406.0	3980.0	406.0	5570.0	568.0	5570.0	568.0	7960.0	812.0
111	2970.0	303.0	4250.0	433.0	4250.0	433.0	5940.0	606.0	5940.0	606.0	8480.0	865.0
114	3110.0	317.0	4440.0	453.0	4440.0	453.0	6230.0	635.0	6230.0	635.0	8890.0	907.0
117	3260.0	332.0	4650.0	474.0	4650.0	474.0	6510.0	664.0	6510.0	664.0	93000	948.0
120	3400.0	347.0	4850.0	495.0	4850.0	495.0	6810.0	694.0	6810.0	694.0	9720.0	991.0
122	3500.0	357.0	5000.0	510.0	5000.0	510.0	7000.0	714.0	7000.0	714.0	9990.0	1019.0
124	3600.0	367.0	5140.0	524.0	5140.0	524.0	7200.0	734.0	7200.0	734.0	10280.0	1048.0
127	3750.0	382.0	5350.0	546.0	5350.0	546.0	7490.0	764.0	7490.0	764.0	10710.0	1092.0
130	3900.0	398.0	5570.0	568.0	5570.0	568.0	7800.0	795.0	7800.0	795.0	11140.0	1136.0
132	4000.0	408.0	5720.0	583.0	5720.0	583.0	8000.0	816.0	8000.0	816.0	11420.0	1165.0
137	4260.0	434.0	6080.0	620.0	6080.0	620.0	8510.0	868.0	8510.0	868.0	12160.0	1240.0
142	4520.0	461.0	6450.0	658.0	6450.0	658.0	9030.0	921.0	9030.0	921.0	12910.0	1316.0
147	4790.0	488.0	6840.0	697.0	6840.0	697.0	9560.0	975.0	9560.0	975.0	13660.0	1393.0
152	5050.0	515.0	7220.0	736.0	7220.0	736.0	10100.0	1030.0	10100.0	1030.0	14430.0	1471.0
157	5320.0	542.0	7600.0	775.0	7600.0	775.0	10640.0	1085.0	10640.0	1085.0	15200.0	1550.0
162	5590.0	570.0	7990.0	815.0	7990.0	815.0	11180.0	1140.0	11180.0	1140.0	15980.0	1630.0

表 5.9.2-7　**无档锚链的试验负荷**

锚链直径 mm	无档链				锚链直径 mm	无档链			
	拉力负荷		拉断负荷			拉力负荷		拉断负荷	
	kN	tf	kN	tf		kN	tf	kN	tf
6	6.68	0.68	13.31	1.36	26	124.67	12.71	250.00	25.49
7	9.04	0.92	18.12	1.85	27	134.45	13.71	269.61	27.48
8	11.80	1.20	23.67	2.41	28	144.59	14.74	289.90	29.56
9	14.94	1.52	29.96	3.05	29	155.10	15.81	311.03	31.71
10	18.44	1.88	36.98	3.77	30	165.99	16.92	332.90	33.93
11	22.32	2.27	44.75	4.56	31	177.24	18.07	355.41	36.23
12	26.56	2.71	53.25	5.43	32	188.85	19.25	378.70	38.60
13	31.17	3.18	62.50	6.37	33	200.84	20.47	402.75	41.06
14	36.15	3.68	72.49	7.39	34	213.19	21.73	427.50	43.58
15	41.50	4.12	83.21	8.48	35	225.92	23.03	453.05	46.18
16	47.21	4.81	94.68	9.65	36	239.01	24.36	479.30	48.86
17	53.30	5.43	106.88	10.90	37	252.48	25.74	506.30	51.61
18	59.75	6.09	119.79	12.21	38	266.31	27.15	534.00	54.44
19	66.58	6.79	133.50	13.61	39	280.51	28.59	562.52	57.34
20	73.75	7.52	147.90	15.08	40	295.08	30.08	591.70	60.32
21	81.33	8.29	163.09	16.63	41	310.02	31.60	621.69	63.37
22	89.26	9.10	179.00	18.25	42	325.33	33.16	652.40	66.50
23	97.56	9.95	195.64	19.94	43	341.00	34.76	683.83	69.71
24	106.23	10.83	213.00	21.72	45	373.47	38.07	748.92	76.34
25	115.26	11.75	231.14	23.56	48	424.92	43.32	852.10	86.86

表 5.9.2-8 锚链质量估计

锚链直径	有档锚链质量	无档锚链质量 kg/m		锚链直径	有档锚链质量	无档锚链质量 kg/m	
mm	lg/m	锻焊锚链	电焊锚链	mm	lg/m	锻焊锚链	电焊锚链
5			0.52	37	29.4	31.5	32.6
6			0.78	40	34.4		
7		1.1	1.09	43	39.8		
8		1.5	1.43	46	45.5		
9		1.9	1.74	49	45.5		
11		2.8	2.71	53	60.2		
13	3.59	3.4	4.04	57	70.0		
15	4.84	5.2	5.39	62	83.0		
17	6.27	6.7	6.93	67	96.0		
19	7.81	8.3	8.59	72	111.4		
22	10.4	11.1	11.6	77	127.6		
25	13.5	14.3	14.9	82	144.3		
28	16.7	18.0	18.7	87	161.8		
31	20.7	22.1	22.9	92	185.0		
34	25.0	26.6	27.5	100	215.0		

4.4 锚链轮

锚链轮一般至少有 5 爪，锚链对锚链轮的包角最小为 115°。

每个锚链轮都应能与其驱动部分脱开。每个锚链都必须设置 1 个人力制动器，其制动力矩应≥0.45×锚链的拉断负载×锚链轮受力半径。

5 掣链器和掣锚器

为了防止锚链下滑和脱出，在锚链筒与锚机之间设置掣链器，其型式如图 5.9.2-4 所示。

在大型船舶上，螺旋式掣链器应用最广。它工作可靠，使用方便。

掣锚器用来在船舶航行时固定已收起的锚，以链式掣锚器应用较多。

链钩式掣链器有时也可以作为掣锚器。

6 脱钩装置和弃链器

脱钩装置和弃链器用来在必要时迅速将锚链与船体脱开。它的结构型式和特点见表 5.9.2-9。

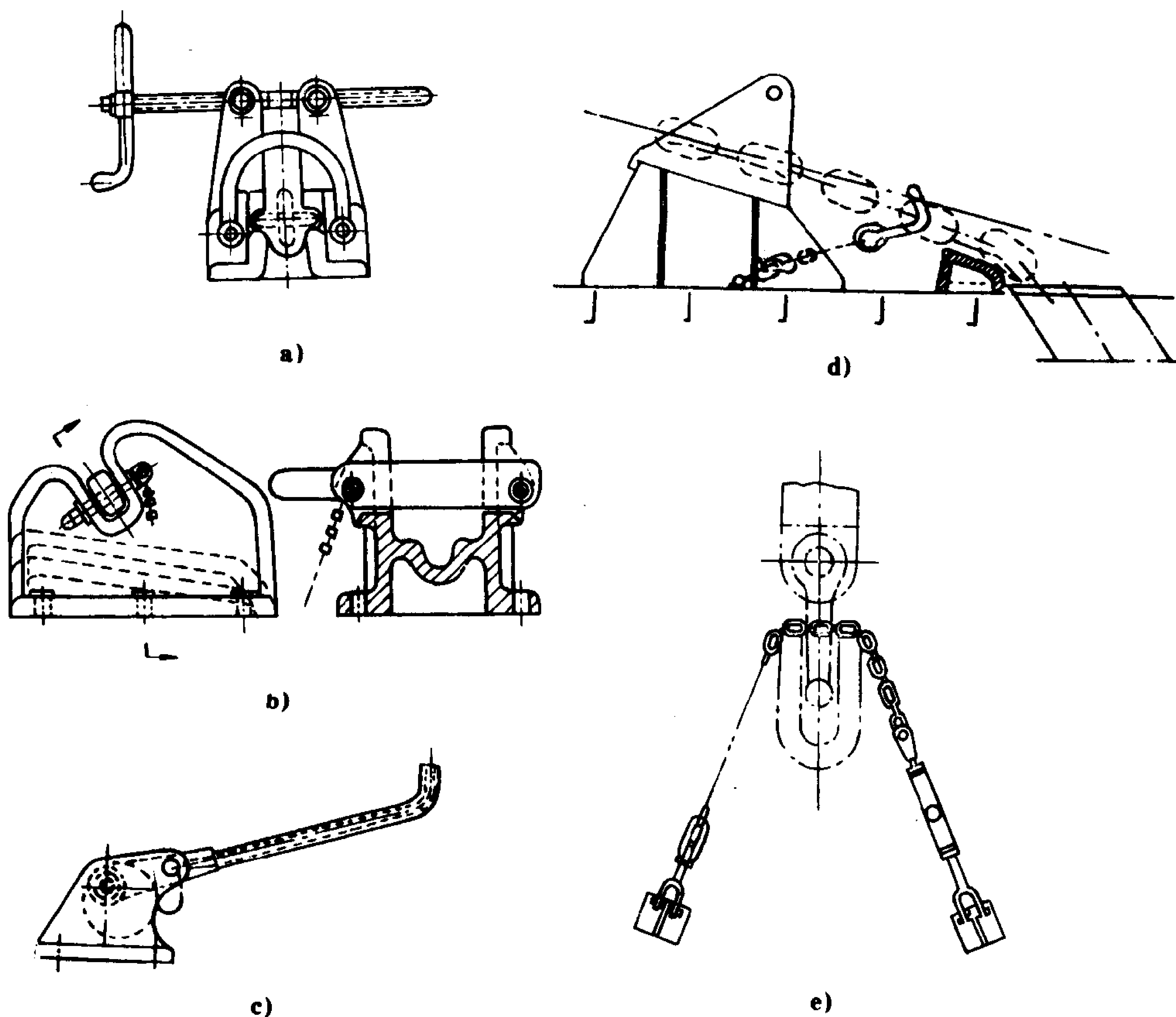


图 5.9.2-4　掣链器和掣锚器

a)螺旋式掣链器；b)闸刀式掣链器；c)凸轮式掣链器；d)链钩式掣链器；e)链式掣锚器

表 5.9.2-9　**脱钩装置与弃链器**

序号	名称	结 构 简 图	特　　点
1	脱钩链节装置	1 2 1-滑钩；2-锚链舱	结构简单，脱钩方便。要注意滑钩的锁定和脱钩时的人身安全

续上表

序号	名称	结构简图	特点
2	横闩式弃链器	1-横闩；2-水密盖；3-末端链环	结构简单，应用较广，但当锚链拉紧时横闩有时不易脱出
3	螺旋式弃链器	1-螺杆；2-滑块；3-制动器；4-脱钩；5-末端链环；6-手轮	结构较复杂，但使用安全方便，在甲板和舱壁上均能安装，可实现远距离操纵

7 锚链筒

锚链筒主要用来收放锚链和收藏无杆锚。对于一般倾斜式锚链筒有下列要求：

（1）锚链筒的位置、尺度应能使锚从水中提起时，在船舶向另一舷倾侧5°的情况下，锚不应碰到首柱、龙骨和球鼻首；

（2）不论锚爪处于何种位置，都应能将锚柄拉入锚链筒，并使锚妥贴地收藏在锚坑内；

（3）锚链在锚链筒中滑动时应不受阻碍，应能依靠自重毫无阻碍地从锚链筒中抛出；

（4）锚链筒应坚固耐磨、圆滑、摩擦系数小。

锚链筒的内径D一般按$D=(8\text{-}10)d$选择，d为锚链直径，mm。

锚链筒长度L可由下式求得：

$$L=185\sqrt[3]{G}\quad \text{mm} \tag{5.9.2-2}$$

式中：G——锚重，kg。

但锚链筒长度应足以收藏锚柄。

锚链筒筒壁厚度δ通常取为$\delta=(0.4\sim0.9)d$，d为锚链直径，mm。

8 锚链舱和锚链管

锚链舱是收藏锚链的地方，通常位于防撞舱壁的前后部和首尖舱上。其位置应尽可能放低些，以免影响船舶的稳心高度。

锚链舱的形状以方形和圆筒形较为合适。

锚链舱的容积应根据链径和锚链长度来决定。锚链舱的堆放容积可用下式近似地估算：

$$V=0.00085\sim0.001d^2 \quad m^3/100\,m \tag{5.9.2-3}$$

式中：V——每 100 m锚链所需的容积，$m^3/100\,m$；

d——锚链直径，mm。

此外，尚需考虑收储全部锚链后，至少应留有 1.2 m的上部空间，使船员可以进入舱内整理锚链。

锚链管是引导锚链出入锚链舱的装置，一般为管状。其内径约为链径的 7~8 倍，位置应设在锚链舱顶的中央，成垂直状。若受地位限制，可稍倾斜。

第3章 电动锚机

1 普通型电动锚机

此型锚机由下列部分组成：电动机、减速箱、锚链轮、刹车装置、离合器、弹性联轴器、卷筒、支架底座。

电动机可以有1台或2台。

所有部件均安装在一个公共底座上，称为整体式。普通整体型ϕ 57／62 电动起锚机示于图5.9.3-1。

减速箱由球面蜗轮副、正齿轮、行星锥齿轮3个传动部分组成。它可以在一台电动机发生故障失效时，自动转换到慢速工作。

刹车带由螺杆-杠杆传动，并在操纵手轮支架上设有弹性缓冲器。

ϕ 67 电动起锚机示于图5.9.3-2。它由一台电动机驱动。减速器采用普通的圆柱齿轮传动。

2 单侧型电动锚机

单侧型电动锚机的典型结构示于图5.9.3-3。

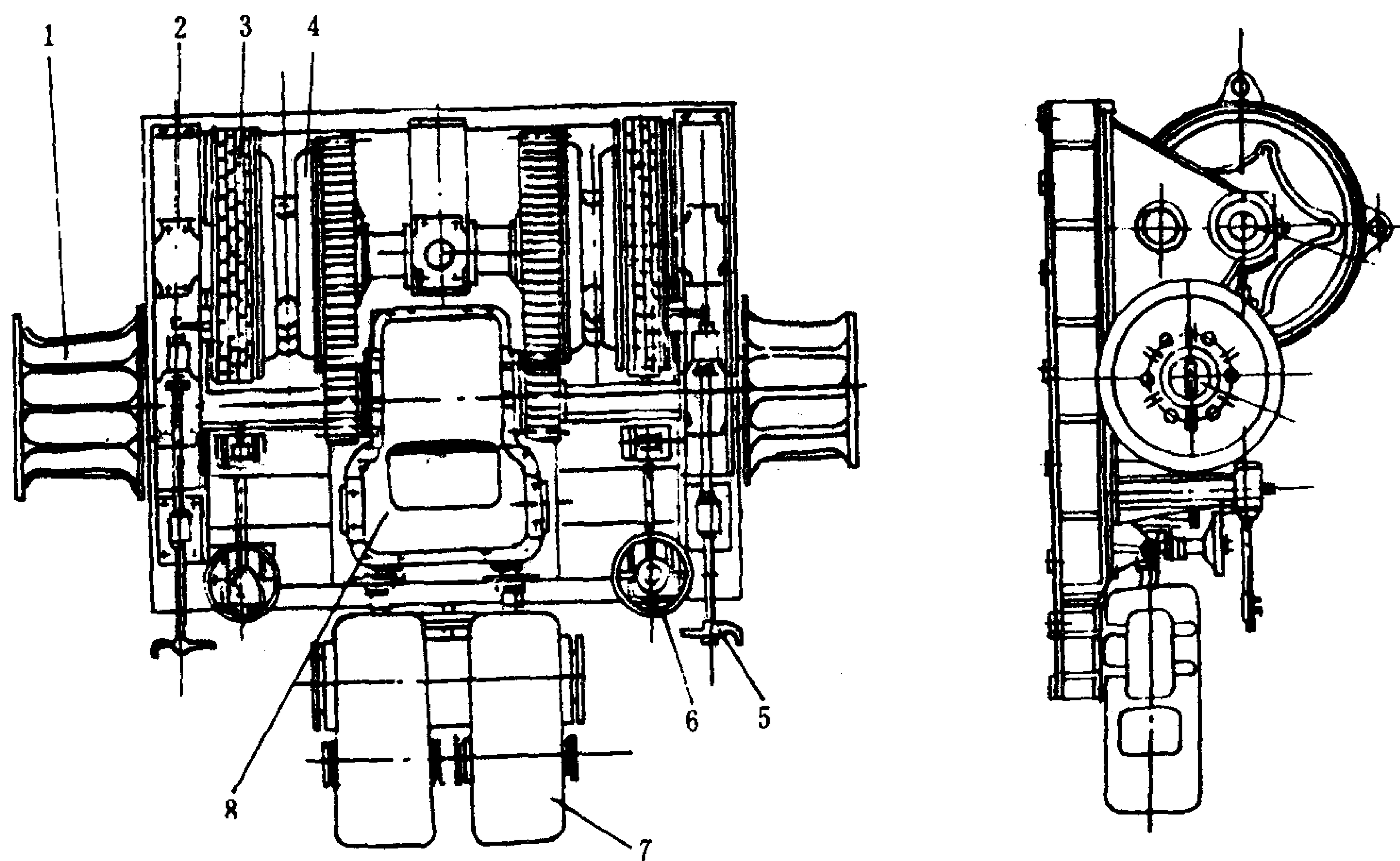


图5.9.3-1 ϕ57/62 电动起锚机

1-卷筒；2-支架；3-刹车装置；4-锚链轮；5-离合器手柄；6-刹车手轮；7-电动机（两台）；8-减速箱

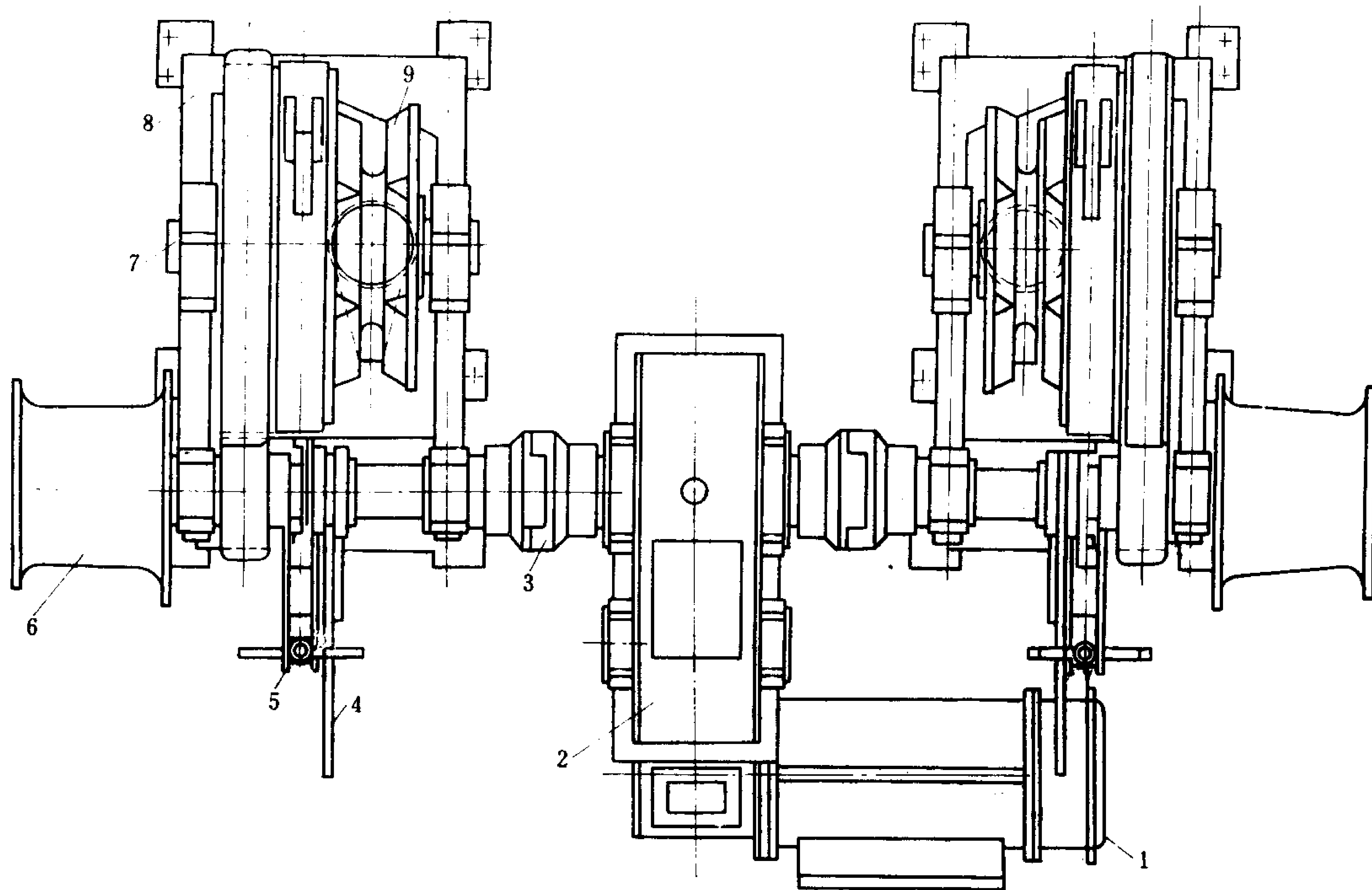


图 5.9.3-2　ϕ67 电动起锚机

1-电动机；2-减速齿轮箱；3-联轴器；4-牙嵌离合器操纵杆；5-制动器；6-卷筒；7-链轮轴；8-支架；9-锚链轮

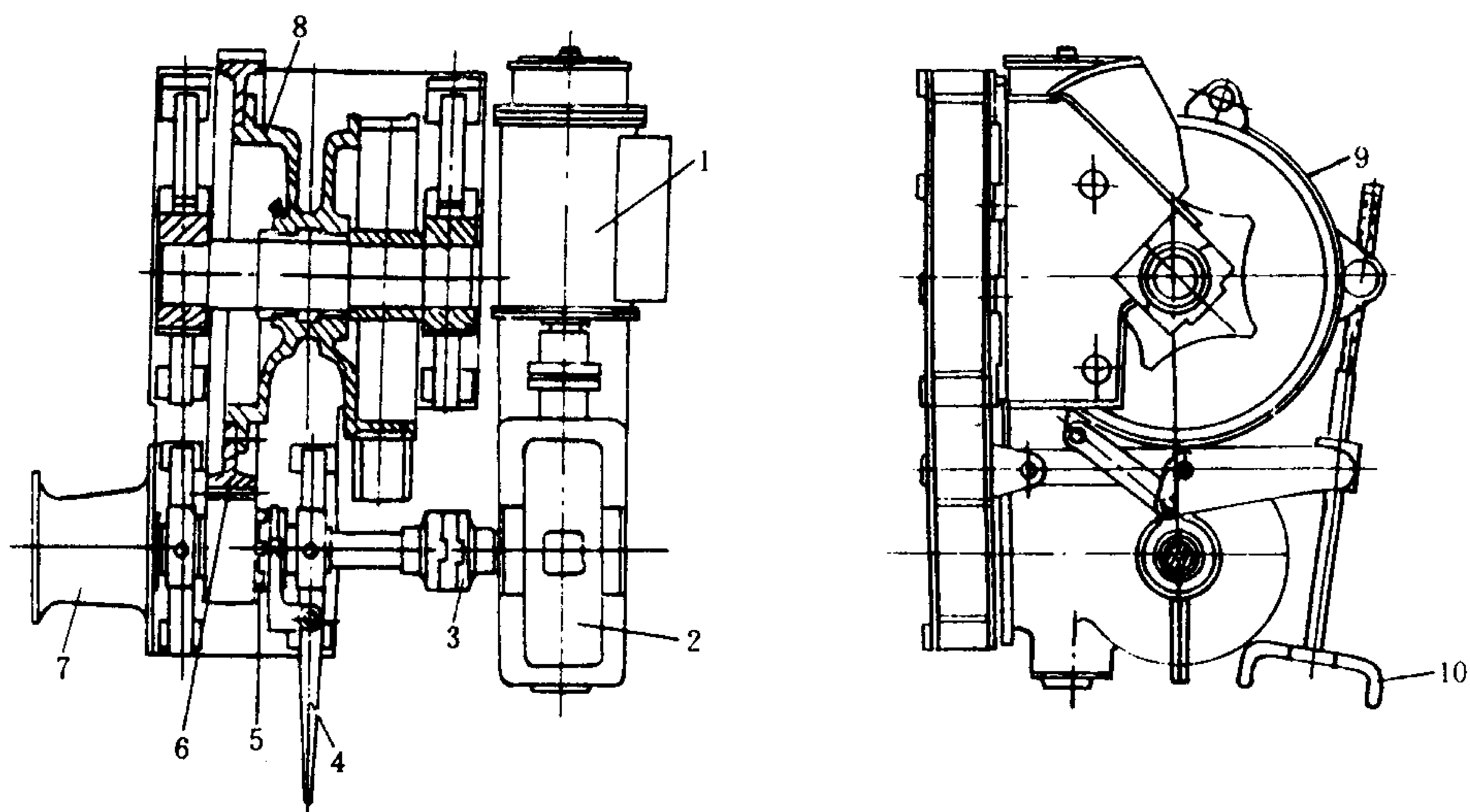


图 5.9.3-3　单侧型电动锚机

1-电动机；2-减速箱；3-联轴器；4-离合器操纵装置；5-离合器；6-直齿齿轮副；7-卷筒；8-锚链轮；9-制动器；10-手柄

3　联接型电动锚机

它是一种起锚、系泊多用途机。其总体布置与图 5.9.3-4 所示相似，只不过原动机不同而已。

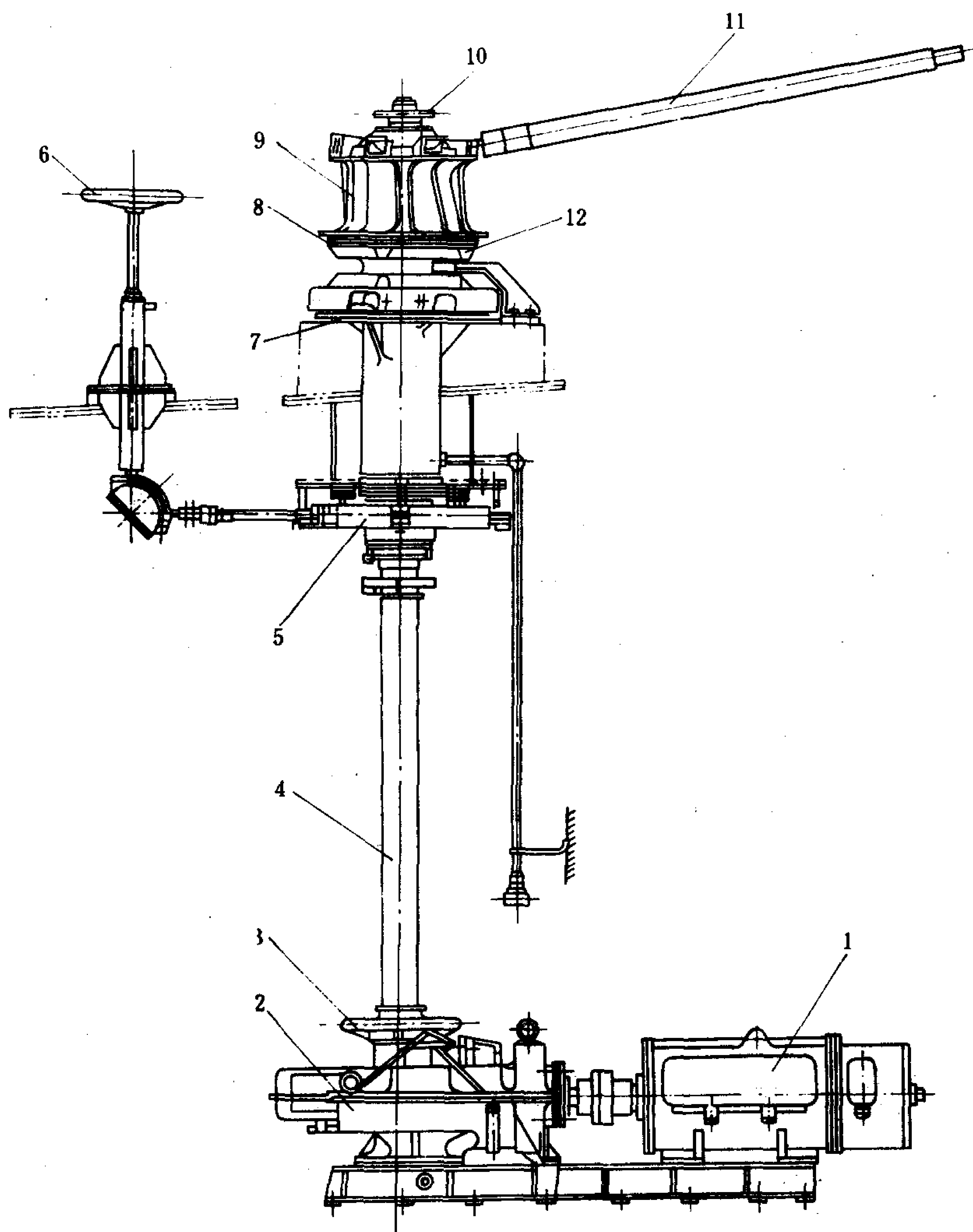


图 5.9.3-4　立式电动起锚绞盘

1-电动机；2-减速箱；3-手轮；4-传动轴；5-制动带；6-刹车手轮；7-掣子；8-牙嵌离合器；9-绞缆卷筒；10-离合器手轮；11-推杆；12-链轮

4　立式电动起锚绞盘

立式电动起锚绞盘多见于军用船舶和内河大型拖船，如图 5.9.3-4 所示。

减速器是 3 级齿轮减速。该机备有人力起锚，可在船舶失电时应用。转动手轮 3，使链轮轴与动力轴脱开，并放下防倒退的掣子，插入推杆，即可进行人力起锚。

绞缆时，可通过手轮 10 将锚链轮 12 脱开。

5　电动锚机的减速传动装置

电动锚机减速传动的几种典型方式和特点见表 5.9.3-1

表 5.9.3-1　　电动锚机减速传动的方式和特点

方　式	减速传动简图	特　点
直齿轮传动	1-电动机；2-减速传动箱；3-卷筒	结构简单、加工容易、传动效率较高。传动比范围由增加级数来扩大，受结构上的限制。一般由1台电动机驱动
综合传动	ϕ 57／62 电动起锚机减速装置 1、8-电动机；2-球面蜗杆-蜗轮副；3-直齿轮传动副；4-行星锥齿轮差速传动；5-锚链轮轴；6-绞缆轴；7-卷筒	由2台电动机驱动。球面蜗杆蜗轮副的减速比大，有不可逆性，传动效率低。整体结构复杂笨重。 行星锥齿轮差速器可使绞缆轴的转速 $n_3=n_2=n_1$（n_1、n_2 为2台电动机分别传递到差速器上2个锥齿轮的转速），或 $n_3=\frac{1}{2}n_1$，$n_3=\frac{1}{2}n_2$ 当仅用1台电动机工作时，能在1台电动机发生故障时进行起锚或绞缆作业
行星传动	A-JDM 62 型电动起锚机传动装置采用全封闭式结构 1-球面蜗轮；2-行星轮轴；3、4-离合器；5、10-离合器操纵手柄；6-支架；7-太阳齿轮；8-内齿圈；9-蜗杆（由电动机驱动）	由1台电动机驱动。动力由蜗杆-蜗轮副传到行星减速机构。行星减速器的减速比 i 为 $i=1+z_3/z_1=n_1/n_2$ 式中：$i=2.5\sim5$； n_1—太阳轮转速；n_2—行星轮臂转速；z_1—太阳轮齿数；z_3—齿圈齿数 一般结构重量较轻，传动效率较高，但结构复杂

续上表

方　式	减速传动简图	特　点
蜗杆-蜗轮传动	1-球面蜗杆；2-蜗轮；3-卷筒	见上述
直齿轮和锥齿轮传动（用于立式绞盘）	1-电动机；2-锥齿轮传动；3-卷筒	见上述

6　离合器结构

6.1　轴向牙嵌式离合器

这种离合器通常在卧式锚机中使用。轴向牙嵌式离合器的结构和操纵机构示于图5.9.3-5。手柄1和螺杆3使导套滑移。导套内装有弹簧4，并通过4与叉形角杆的一端相接，以移动牙嵌离合器，使之与锚链轮结合或脱开。当使离合器啮合时，如果牙嵌因错位而不能啮入，那么弹簧4将被压缩，以便在电动机起动后将牙嵌自动地接入。

6.2　径向牙嵌式离合器

这种离合器的作用与轴向牙嵌离合器相同，用于立式绞盘较多，其结构见图5.9.3-6。

在导向套筒上开有直槽，槽内放置离合块。当转动手轮时，手轮上的偏心圆弧槽就会作用在离合块的销子8上，迫使离合块3在导向套筒的直槽中作径向移动。当它外伸插入离合器的内凹槽中时，离合器就接合；而当它内缩脱出离合块凹槽时，离合器就分离。

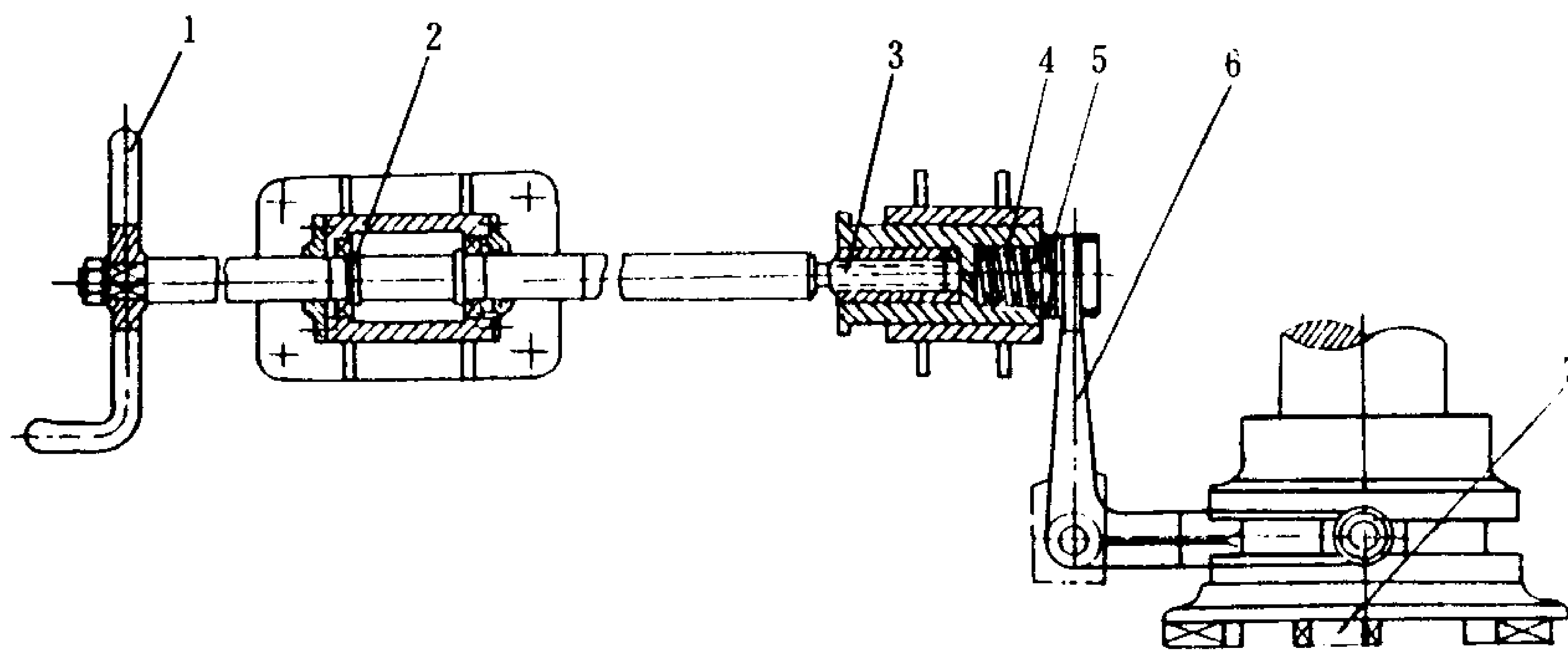


图 5.9.3-5 轴向牙嵌离合器

1-手柄；2-凸肩；3-螺杆；4-压缩弹簧；5-突钉；6-叉形角杆；7-牙嵌离合器

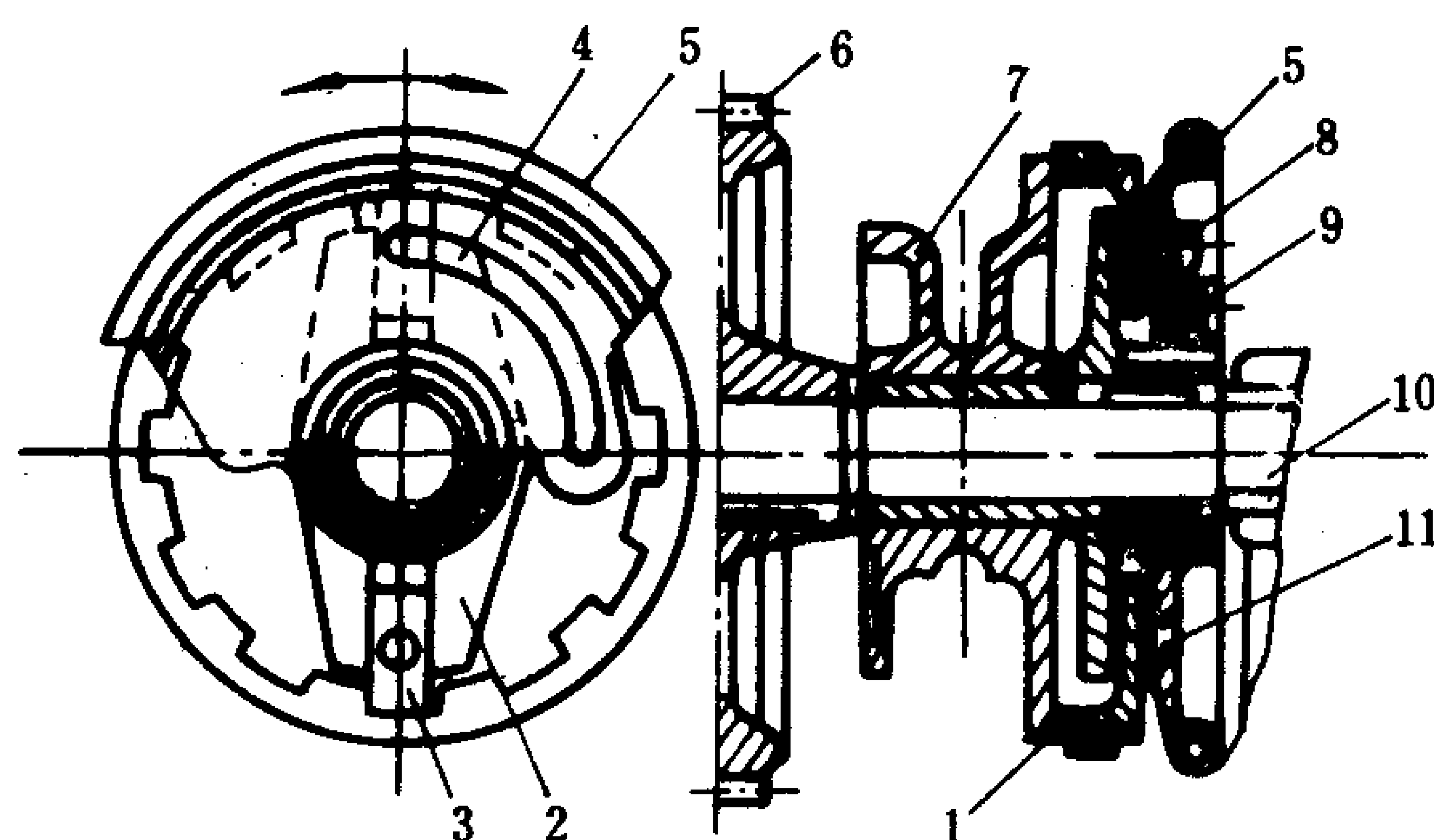


图 5.9.3-6 径向牙嵌式离合器

1-制动轮；2-导向套筒；3-离合块；4-月牙形凹槽；5-手轮；6-齿轮；7-链轮；8、11-销子；9-扣钉；10-链轮轴

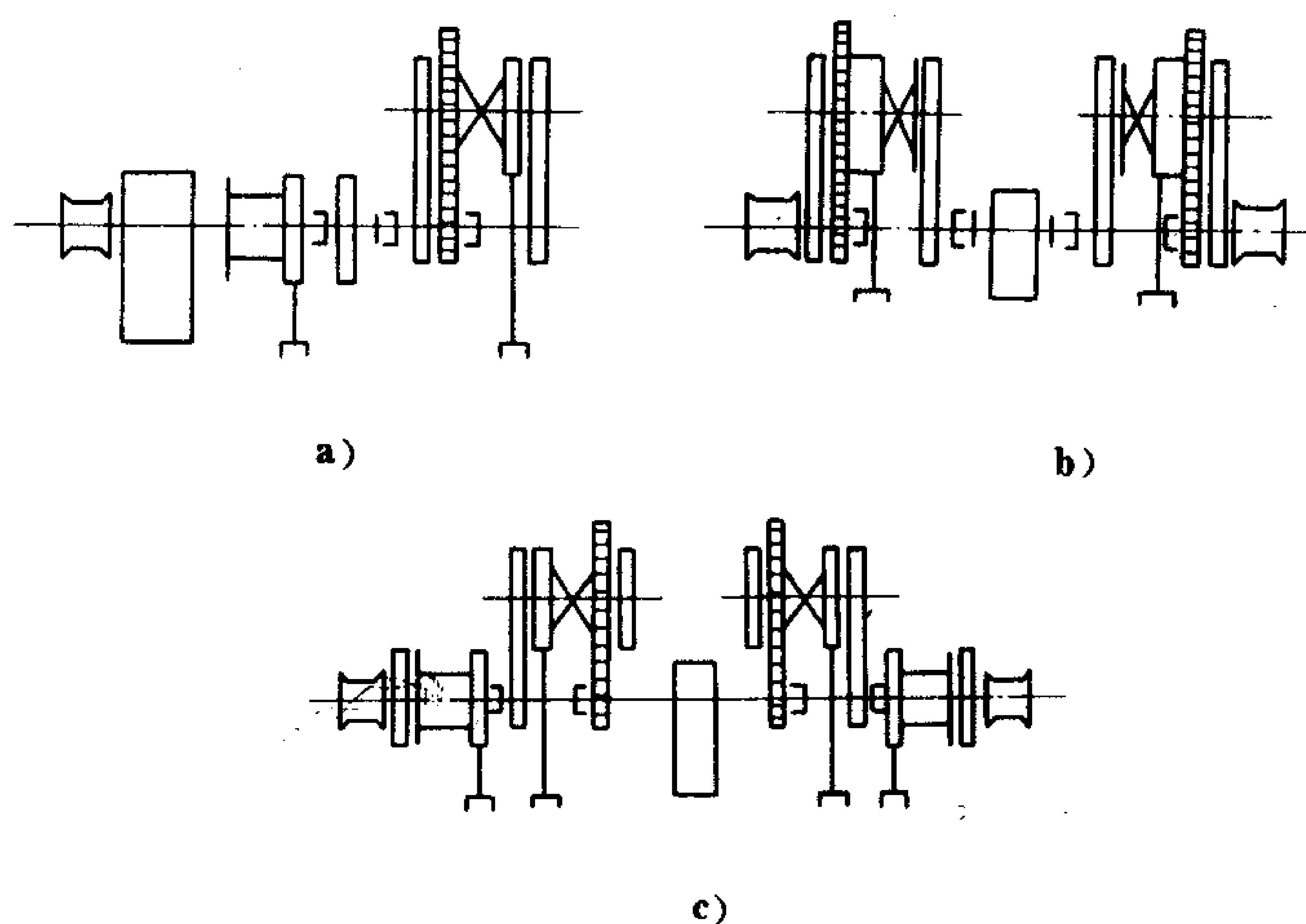


图 5.9.3-7 锚机型式简图

a）单链轮单卷筒多用途锚机；b）对称双链轮锚机；c）对称双链轮双卷筒多用途锚机

7 电动锚机基本参数

7.1 电动锚机的基本参数和规格

电动锚机的基本参数和规格见表 5.9.3-2。电动锚机产品参数见表 5.9.3-3，其中有关型式的简图见图 5.9.3-7。

表 5.9.3-2 电动锚机的基本参数和规格

基本参数 \ 型号	普通整体型 φ57/62	A-JDM 62	A-JDM 46	单侧型φ67	立式绞盘 φ37/40
锚链直径mm	φ57/62	φ57/62	φ43/46	φ67	φ37/40
锚重 kg	5000	5000	3000	6000	2250
抛锚深度 m	80	80	80	80	80
起锚速度 m/min 80 m水深起单锚 45 m水深起双锚	 9 8~9	 17 8.5	18/9/4.5	9	29/14/6
锚链最大长度 m	290			300	
额定起锚拉力 kN		231.4	133.4	191.2（额定） 286.8（最大）	73.5
刹车力 kN		272	141	1072	98
系缆额定拉力 kN	98	98	49	98	49
钢索直径 mm	33.5	φ33.5（钢索） φ65（尼龙索）	φ26（钢索） φ50（尼龙索）		26
系缆速度 m/min	16	14/7/3	18/8.5/4	17	
系缆卷筒直径 mm	600				590
总传动比 正常工作 应急状态	 196 392	 200	131.76	200	75
机械效率	0.66			0.66	
电动机规格 型号	JZ₂-H 61-4/8/16	JZ₂-H 72-4/8/16	同φ57/62	JZ₂-H 71-4/8/16	同φ57/62
电动机规格 功率 kW	30/30/32	60/60/45	30/30/22	45/45/30	30/30/22
电动机规格 转速 r/min	1500/750/375	1500/750/375	1500/750/375	1420/680/320	1500/750/375
电动机规格 工作制 min	10/30/5	10/30/5	10/30/5	10/30/5	10/30/5
电动机规格 电压 V	380	380	380	380	380
总重量 kg	13140	12200	~5500（不包括电机和电气设备）	6000（不包括电机）	~2700（不包括电机和电气设备）

注 型号说明

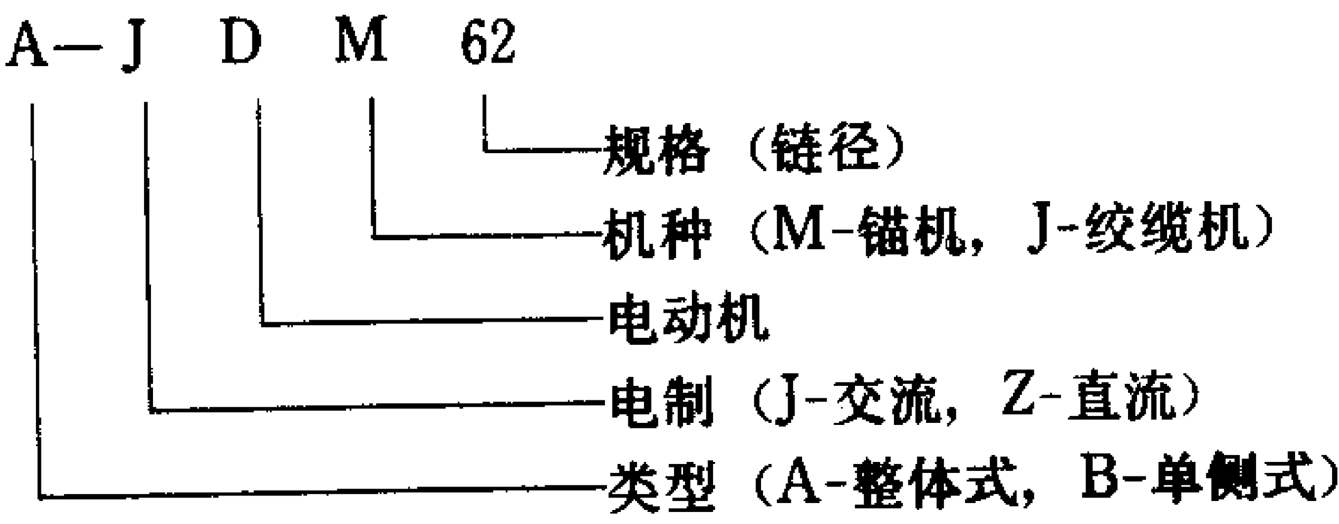


表 5.9.3-3 电动锚机系列产品主要性能参数

序号	产品名称	锚链直径 mm	额定负载 kN	最大锚重 kg	起锚速度 m/min	卷筒负载 kN	额定绳速 m/min	电动机型号和功率	外形尺寸 mm	机型结构
1	φ15～22 电动锚机	φ15～22	21	700	12	10	11	JZ_2-H-33-4/12, 8.5/3.5	1660×1375×772	双链轮
2	1 DM 24 电动机锚机	φ24	25	800	12.8	20	15	JZ_2-H-33-4/12, 8.5/3.5	1620×1325×1105	单链轮
3	2 DM 24、26-2 电动锚机	φ24、φ26	25/30	800/900	12	20	15	JZ_2-H-41-4/8/16, 7.5/7.5/5 JZ_2-H-42-4/8/16, 11/11/7.5	1630×1455×1060	双链轮
4	φ30/32/34 电动锚机	φ30、φ32、φ34	50	1440	9			JZ_2-H-42-4/8/16, 11/11/7.5		
5	φ36～40 电动锚机	φ36～40	70	2250	9	40	8.5	JZ_2-H-51-4/8/16, 16/16/11	2350×1820×1370	单链轮
6	2 DMX 46-5 电动多用途锚机	φ43、φ46	120	2500/3000	9	50	15	JZ_2-H-61-4/8/16, 30/30/22	6020×2500×1750	双链轮带主卷筒
7	2 DMX 44、46、48-5 电动多用途锚机	φ44、φ46、φ48	98	2500/3000	9	50	15	JZ_2-H-61-4/8/16, 30/30/22	6358×2651×1481	双链轮带主卷筒
8	2 DMX 53-8 电动多用途锚机	φ49、φ53	173	4000	9	80	15	JZ_2-H-71-4/8/16, 45/45/30	7080×2800×1900	双链轮带主卷筒
9	φ53 电动锚机	φ53	167	4000	11	75	10	JZ_2-H-71-4/8/16, 45/45/30	3990×3126×1850	双链轮
10	φ49/53 单侧式电动锚机	φ49、φ53	120	4000	10.7	50	9.5	JZ_2-H-61-4/8/16, 30/30/22	2120×2140×1820	单链轮
11	2 DMX 50、52、54-8 电动多用途锚机	φ50、φ52、φ54	124	3500/4000	9	80	18	JZ_2-H-61-4/8/16, 30/30/22	7380×2900×1900	双链轮带主卷筒
12	2 DMX 60-8 电动多用途锚机	φ56、φ58、φ60	156	4500/5000	9	80	17	1 PB 1253-1 RK 41 ZE 12, 42/42/19	7170×2700×1570	双链轮带主卷筒
13	1 DMX 62-8 电动多用途锚机	φ57、φ62	160	5000	9	80	15	JZ_2-H-71-4/8/16, 50/50/24	4300×2950×2100	单链轮带主卷筒
14	1 D_1MX 62-8 电动多用途锚机	φ62	167	5000	9	80	15	1 PB 1253-1 HK 41-Z, 37/37/17	4448×2950×2100	单链轮带主卷筒
15	1 DMX 62-8 DY 电动多用途锚机	φ57、φ62	160	4500/5000	9	80	15	1 PB 1253-1 HK-Z, 37/37/18	4310×2925×2100	单链轮带主卷筒
16	φ67 电动锚机	φ66、φ67	200	6000	9	100	16	JZ_2-H-72-4/8/16, 60/60/45	5230×3320×1800	双链轮
17	DMX 72-12.5 电动多用途锚机	φ67、φ72	230	6000/7000	9	125	16	JZ_2-H-71-4/8/16, 50/50/24	4415×3400×2013	单链轮带主卷筒

7.2 三菱重工电动锚机

这种起锚机采用交流变极(4/8/24 或 4/8/16 极)电动机驱动，有高速、额定、低速 3 档。它在额定档工作时的性能规格见表 5.9.3-4。

表 5.9.3-4　　**三菱重工电动锚机主要规格（参考值）**

额定负荷 tf	额定速度 m/min	电动机额定功率 kW	链轮中心距离 mm	最大锚链直径 mm	卷筒			
					负载 tf	外径 mm	长度 mm	中心距离 mm
5		15	1200	23	2	>260	>300	2200
9		27	1300	36	3.5	>350	>430	2600
15		45	1500 1600	54	5	>450	>550	3100 3200
21	9	63	1800 2000 2200	62	7	>550	>600	3700 3900 4100
25		75	2000 2200 2400	68	8	>600	>650	4000 4200 4400
29		87	2000 2200 2400	72	9	>600	>650	4100 4300 4500
33		99	2200 2400 2600	78	9	>600	>650	4400 4600 4800
36		108	2400 2600 2800	82	12	>650	>700	5000 5200 5400

第4章 液压锚机

1 液压锚机的特点

液压锚机的应用日益广泛，并有继续发展的趋势。其主要特点如下：

（1）具有良好的工作特性；

（2）当采用低速大扭矩液压马达时，无需设置庞大的机械减速装置；

（3）具有自制动性能，工作安全可靠；

（4）结构紧凑、单位功率的重量轻、尺寸小；

（5）操作、保养方便；

（6）易于实现遥控和自动化。

在大型、自动化程度高的船舶上，采用液压锚机对提高经济性和可靠性更为有利。

2 液压锚机的组成

液压锚机由3个主要部分组成，即电气部分、液压部分和机械部分。

图5.9.4-1表示卧式液压锚机的总体组成。电动机和液压泵组成能源装置，向液压马达提供压力油源，再由液压马达驱动起锚机械设备。

一般液压泵装置和电气设备设在舱室内，液压马达和机械设备则露于甲板上。

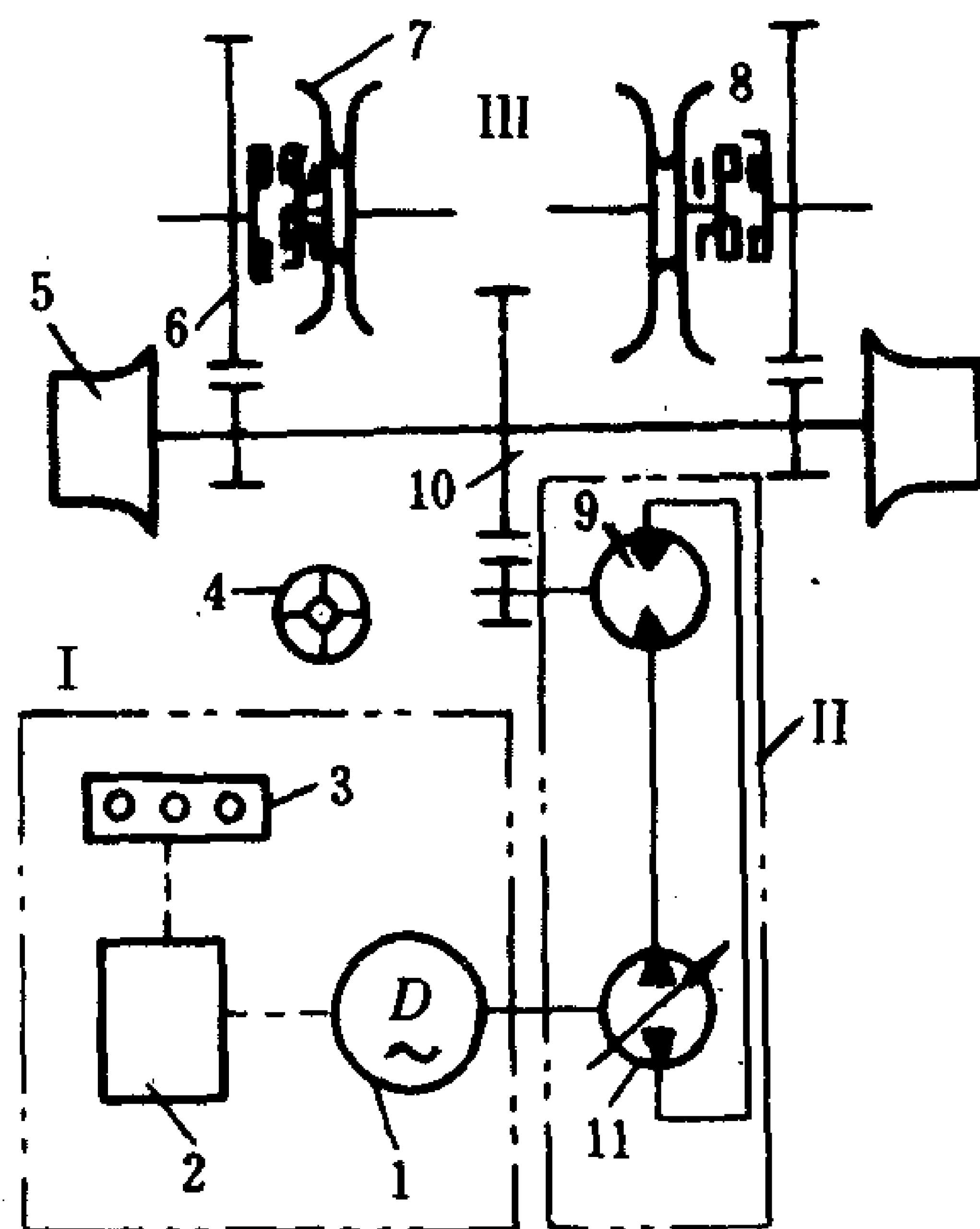
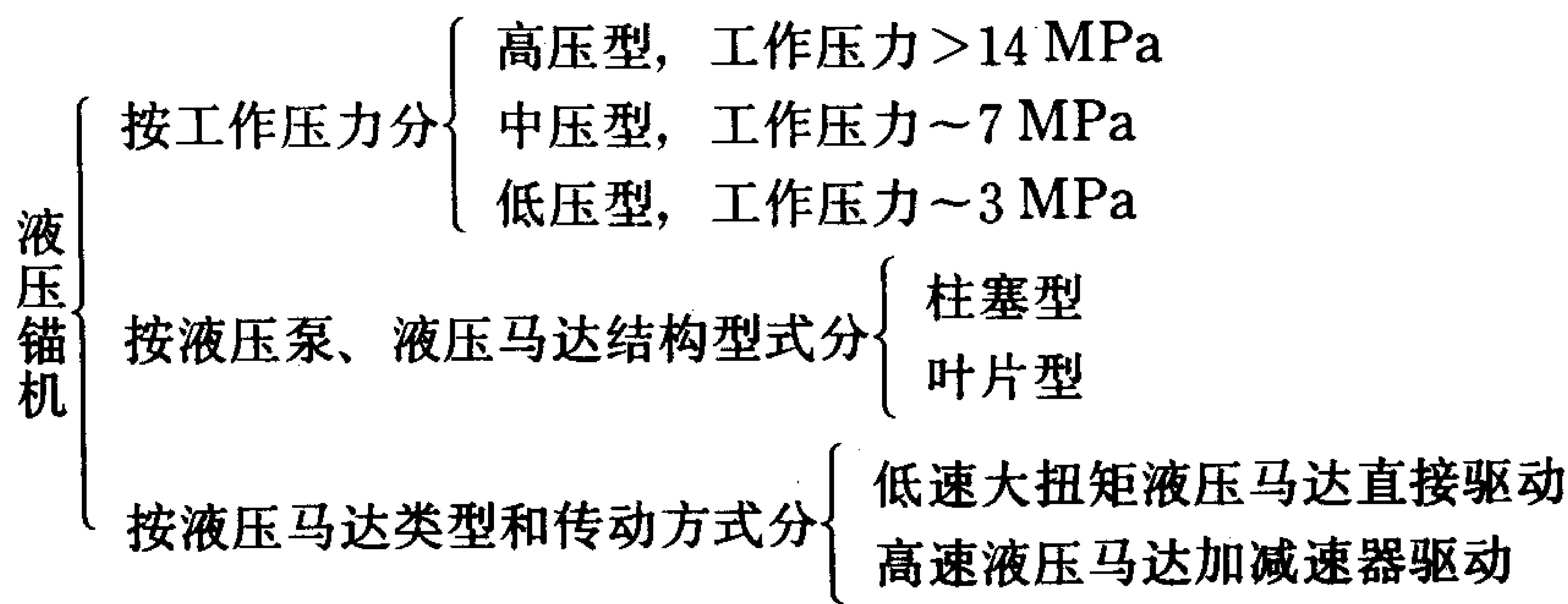


图5.9.4-1 卧式液压锚机

Ⅰ-电气部分；Ⅱ-液压部分；Ⅲ-机械部分；1-电动机；2-电源箱；3-控制按钮；4-操纵手轮；5-卷筒；6-齿轮传动；7-锚链轮；8-离合器；9-液压马达；10-齿轮传动；11-液压泵

3 液压锚机的类型



4 液压锚机典型结构

4.1 柱塞型液压锚机

柱塞型液压锚机常用的一种液压泵为摆动缸体式轴向柱塞泵，见图 5.9.4-2。常用的液压马达为连杆式径向柱塞液压马达，见图 5.9.4-3。液压泵和液压马达的工作原理参看本卷第 1 篇第 1 章和第 7 篇第 8 章。

柱塞型液压锚机的 3 种典型结构型式见图 5.9.4-4。

日本KAWASAKI柱塞型液压锚机规格见表 5.9.4-1。

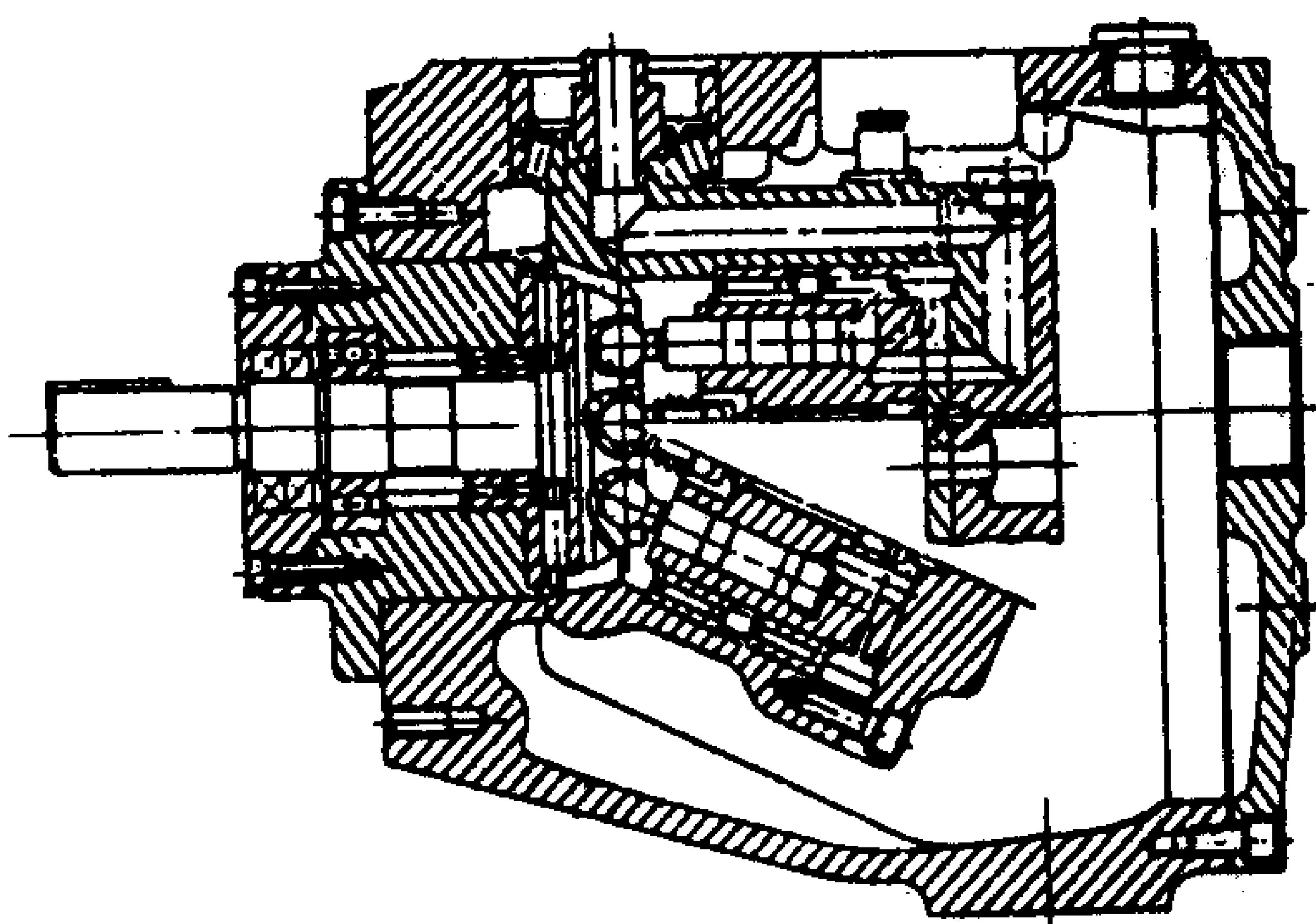


图 5.9.4-2 摆缸式轴向柱塞泵

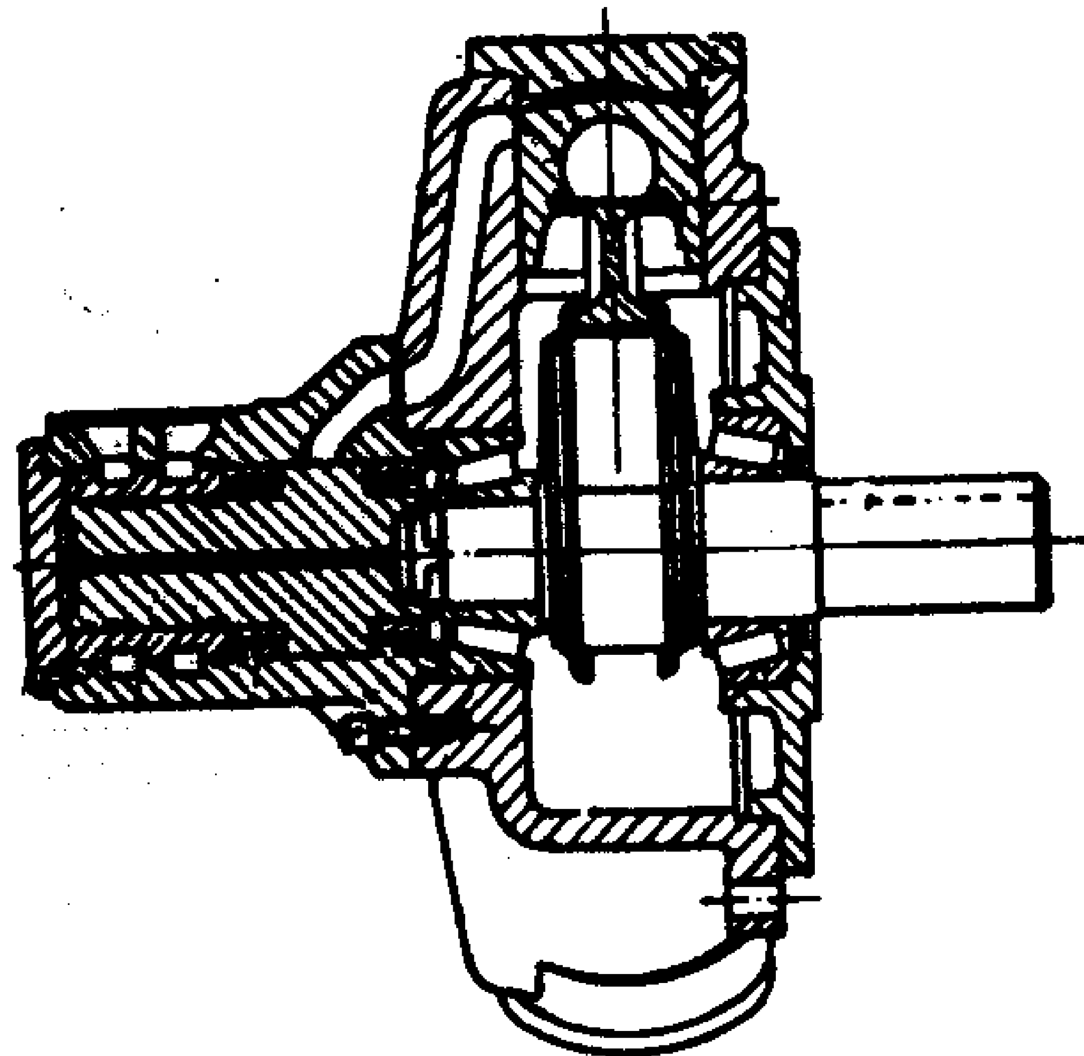


图 5.9.4-3 连杆式径向柱塞液压马达

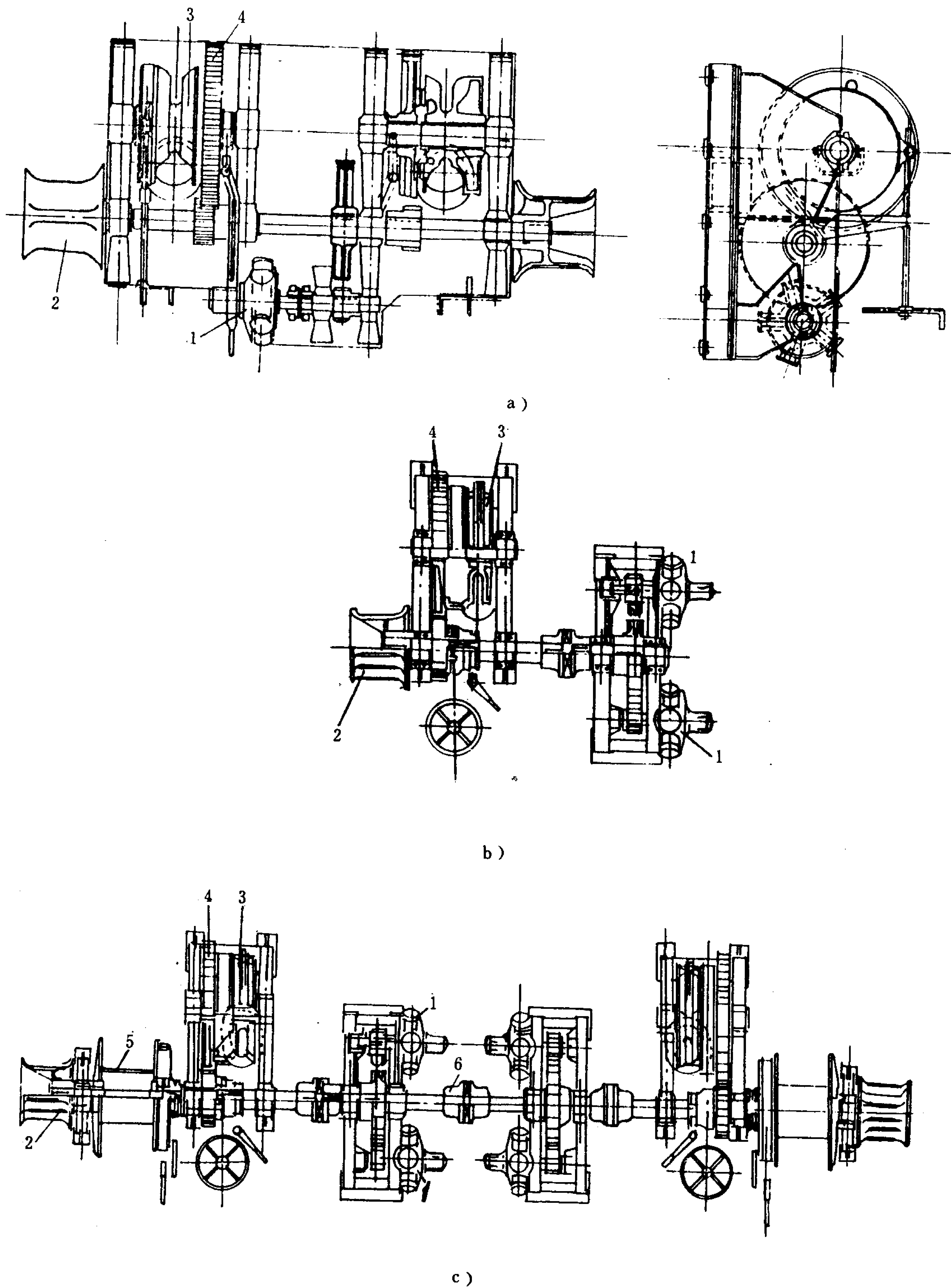


图 5.9.4-4　典型结构

a）普通型；b）独立型（单侧型）；c）多用途联合型

1-液压马达；2-卷筒；3-锚链轮；4-齿轮传动；5-主卷筒；6-联轴器

表 5.9.4-1　　　　　　　　　　　KAWASAKI柱塞型液压锚机规格

型式	额定负载 tf	提升负载×速度 tf×m/min	锚链直径 mm	卷筒负载 tf	卷筒尺寸 mm	油马达型号×数量
普通型	3（2125）	2.4~3.4×9	20.6~24	1.2	ϕ300×350	SX 506×1
	5（2630）	3.9~5.2×9	26~30	1.8	ϕ350×400	SX 506×1
	7（3136）	5.9×7.5×9	32~36	2.5	ϕ350×400	SX 508×1
	10（3742）	8.4×10.3×9	38~42	3.5	ϕ400×450	SX 508×1
	13（4348）	11.2~13.3×9	44~48	4.5	ϕ400×450	SX 508×1
	17（4954）	14.4×16.9×9	50~54	5.5	ϕ450×500	SX 510×1
	21（5560）	18.2~20.8×9	56~60	7.0	ϕ500×550	SX 510×1
	26（6167）	22.3×25.2×9	62~66	8.5	ϕ550×660	SX 510×2
	32（6875）	26.8×31.0×9	68~73	10,0	ϕ550×660	SX 510×2
	38（7681）	33.5×38.1×9	76~81	12.5	ϕ600×650	SX 510×2
	45（8288）	40.9×43.9×9	84~87	14.0	ϕ600×650	SX 510×4
	52（8995）	47.0×52.5×9	90~95	15.0	ϕ600×650	SX 510×4
	60（9602）	55.7×60.3×9	98~102	15.0	ϕ600×650	SX 510×4
	68（0308）	63.9×67.7×9	105~108	15.0	ϕ600×650	SX 510×4
	76（0914）	71.5×75.4×9	111~114	15.0	ϕ600×650	SX 510×4

4.2 叶片式液压锚机

4.2.1 叶片式液压马达类型

作为液压锚机主要组成部分的叶片式液压马达，在结构上有单作用、双作用和三作用 3 种类型。它们也常用作起货绞车、系缆绞车、自动绞缆机以及渔船拖网绞车等的动力。

3 种叶片式液压马达的结构示于图 5.9.4-5。它们都可以通过操纵手柄移动控制滑阀来实现正转、反转、停止和在一定范围内的转速调节。双作用和三作用叶片式液压马达，除可实现正转、反转和停止外，并可通过换档手柄或控制阀门由人工或自动地变换力矩和转速。图 5.9.4-6 示出三作用液压马达作三级速度变化时，其负荷与速度的关系曲线(该马达的工作原理见本卷第 7 篇第 8 章)。

4.2.2 典型系统

叶片式液压锚机的典型液压系统见图 5.9.4-7。双作用叶片式定量泵和叶片式液压马达构成半闭式回路。由高位油箱经补油单向阀向系统补油，不设辅泵。

利用操纵阀箱上的 2 个操纵手柄——换档手柄和换向手柄来改变工况。换档手柄有 2 个位置：高速档（轻载工况）和低速档（重载工况）换向手柄有 3 个位置：正车、停车和倒车。

根据负载情况和工作需要，利用 2 个手柄选择不同的工况。其组合和油液流动路线见表 5.9.4-2。

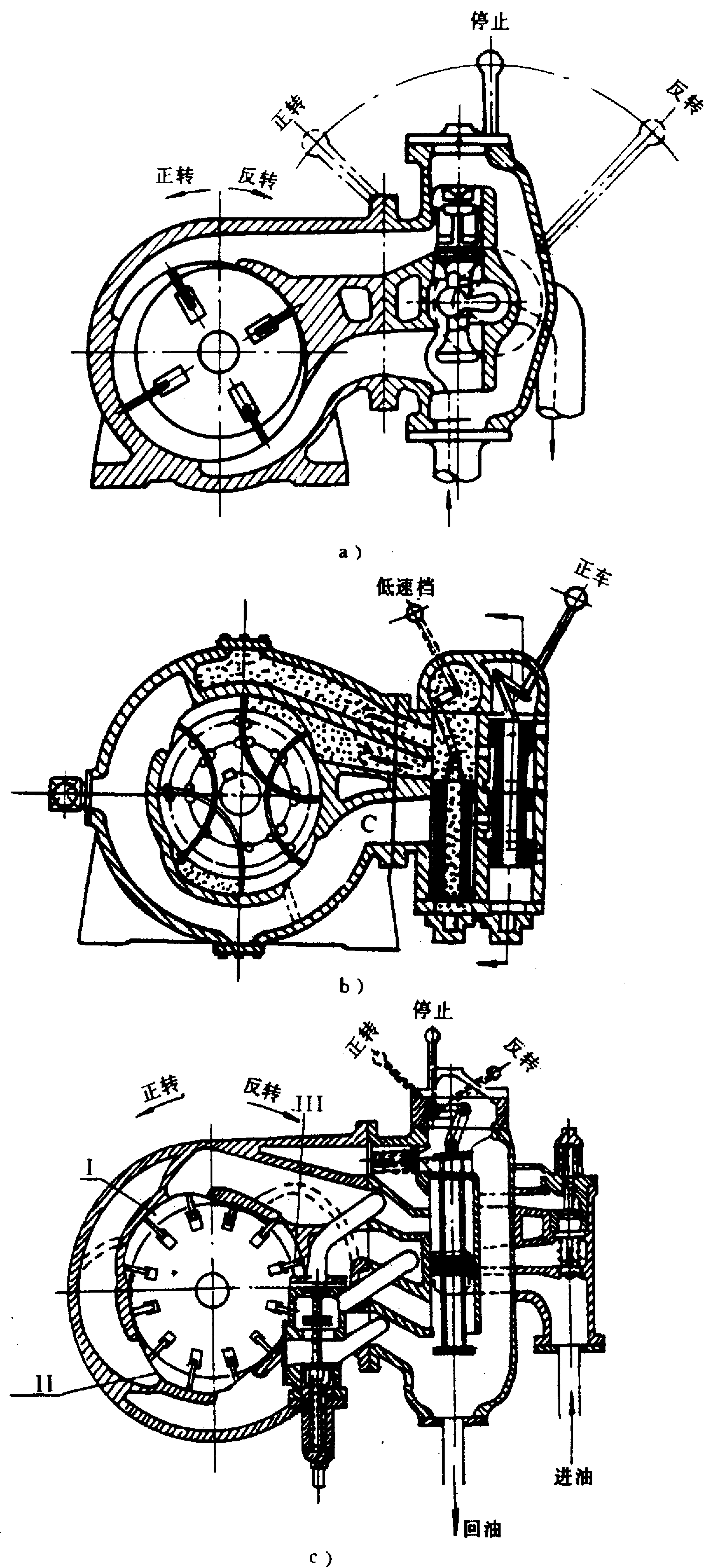


图 5.9.4-5　叶片式液压绞车类型

a）单作用式；b）双作用式；c）三作用式

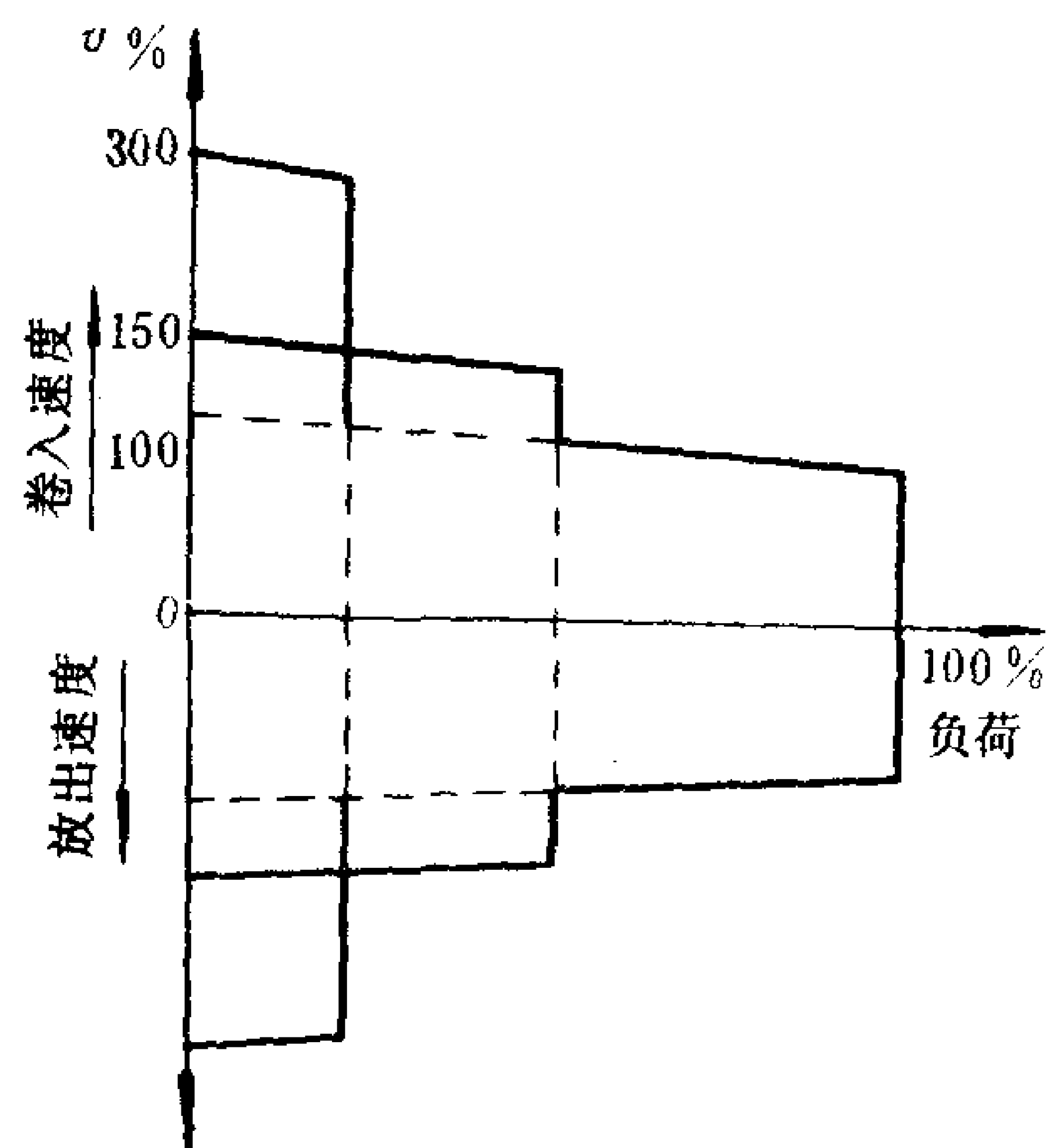


图 5.9.4-6　三作用液压马达负荷与速度变化关系

图 5.9.4-7　叶片式液压锚机系统

1-双作用叶片式液压泵；2-单向补油阀；3-安全溢流阀；4-转子；5-安全阀；6-叶片式液压马达；7-操纵阀箱；8-单向阀；9-磁性滤器；10—滤网；11-高位油箱

表 5.9.4-2　　叶片式液压锚机工况

工况		操纵手柄	换向手柄	油液流向
低速档（重载工况）	正车（起锚）	向左	向右	泵出口→单向阀 8→操纵阀→换档阀→油口A、B→油口C→换档阀→换向阀→磁性滤器→滤网→泵吸入口
	倒车（放锚）	向左	向左	泵出口→单向阀 8→操纵阀→换档阀→油口C→油口A、B→换档阀→操纵阀→磁性滤器→滤网→泵吸入口
	停车	中位	中位	泵出口→单向阀 8→换向阀→被阀芯挡住
高速档（轻载工况）	正车（起锚）	向右	向右	泵出口→单向阀→换向阀→换档阀→马达进口A→马达出口C（马达进口B和出口C相通，因而马达仅按单作用工作）→换档阀→操纵阀→磁性滤器→滤网→泵吸入口
	倒车（放锚）			泵出口→单向阀→操纵阀→换档阀→马达进出口B、C→马达进口A（马达起作用，输出扭矩，由于B、C相通，该处叶片两端压力相等，不产生输出扭矩，油液自成循环）→换档阀→磁性滤器→滤网→泵吸入口
	停车			泵出口→止回阀→操纵阀→被阻

4.3 IHI-WM 液压锚机

4.3.1 类型

IHI-WM型液压锚机采用叶片泵和叶片式液压马达。液压系统工作压力有中压和高压两种。

中压型液压锚机的额定压力为 7 MPa，高压型液压锚机的额定压力为 17.5 MPa。在压力等级中又可分为普通型、独立型（单侧型）和组合型（联接型），见图 5.9.4-8。

不同压力等级的锚机，锚链轮尺寸与主、副卷筒尺寸大小相同，仅液压马达的型式和尺寸不同。

利用标准型元件尚可组合成各种结构型式，见图 5.9.4-9。

4.3.2 规格参数

IHI-WM型锚机的品种规格系列以及性能参数和尺寸，列于表 5.9.4-3 和表 5.9.4-4。

表 5.9.4-3 中压锚机参数

型号			额定容量					马达型号	链轮中心距离	缆绳卷筒容量		副卷筒容量		液压泵型号	液压泵功率
			锚链轮			缆绳卷筒									
			负荷 tf	直径 mm	速度 m/min	负荷 tf	速度 m/min		mm	卷筒尺寸 mm	缆绳尺寸 mm×m	负荷 tf	卷筒尺寸 mm		kW
普通型	用于U2型锚链	F 3842	9 10 11	38 40 42	9	5	15	HN	1600	φ450×700	φ50×200	5	φ500×550	HPS 5	34.0 32.0 35.5
		F 4448	12 13 14	44 46 48	9	5	15	HN	1600	φ450×700	φ50×200	5	φ500×550	HPS 5	37.5 39.6 44.0
		F 5054	15 16 17	50 52 54	9	7.5	15	HK	1900	φ500×800	φ55×200	7.5	φ500×550	HPS 7	47.0 51.0 55.5
		F 5660	19 20 21	56 58 60	9	7.5	15	HL	2500	φ500×800	φ55×200	7.5	φ500×550	HPS 8	57.0 62.5 67.0
		F 6266	23 24 26	62 64 66	9	10	15	HL	2500	φ550×800	φ60×200	10	φ500×550	HPD 5-5	70.5 75.0 82.0
		F 6870	27 29	68 70	9	12	15	HL	2500	φ550×900	φ65×220	12	φ500×550	HPD 6-5	87.0 95.0
联接型	用于U2型锚链	R 5660	19 20 21	56 58 60	9	7.5	16	HK×2	3800	φ800×700	φ60×200	7.5	φ500×500	HPS 5×2	40.0×2 40×2 41.5×2
		R 6266	23 24 26	62 64 66	9	10	15	HK×2	5000	φ800×700	φ60×200	10	φ500×550	HPS 6×2	50×2 50×2 52.5×2
		R 6873	27 29 31	68 70 73	9	12	15	HK×2	5000	φ900×800	φ65×200	12	φ500×550	HPS 7×2	59×2 59×2 61×2
独立型	用于U2型锚链	K 50	11	50				HN							44
		K 5254	11 12	52 54	9	7.5	15	HK		φ500×800	φ55×200	7.6	φ500×550	HPS 6	41 41
		K 5660	13 14 15	56 58 60	9	7.5	15	HK		φ500×800	φ55×200	7.6	φ500×550	HPS 6 HPS 7 HPS 7	39 45.5 45.5
		K 6266	16 17 18	62 64 66	9	10	15	HK HL		φ550×800	φ60×200	10	φ500×550	HPS 8 HPD 5-4	53 55.2 59
		K 6873	19 20 22	68 70 73	9	12	15	HL		φ550×900	φ65×200	12	φ500×550	HPD 6-5	62.5 66.5 74

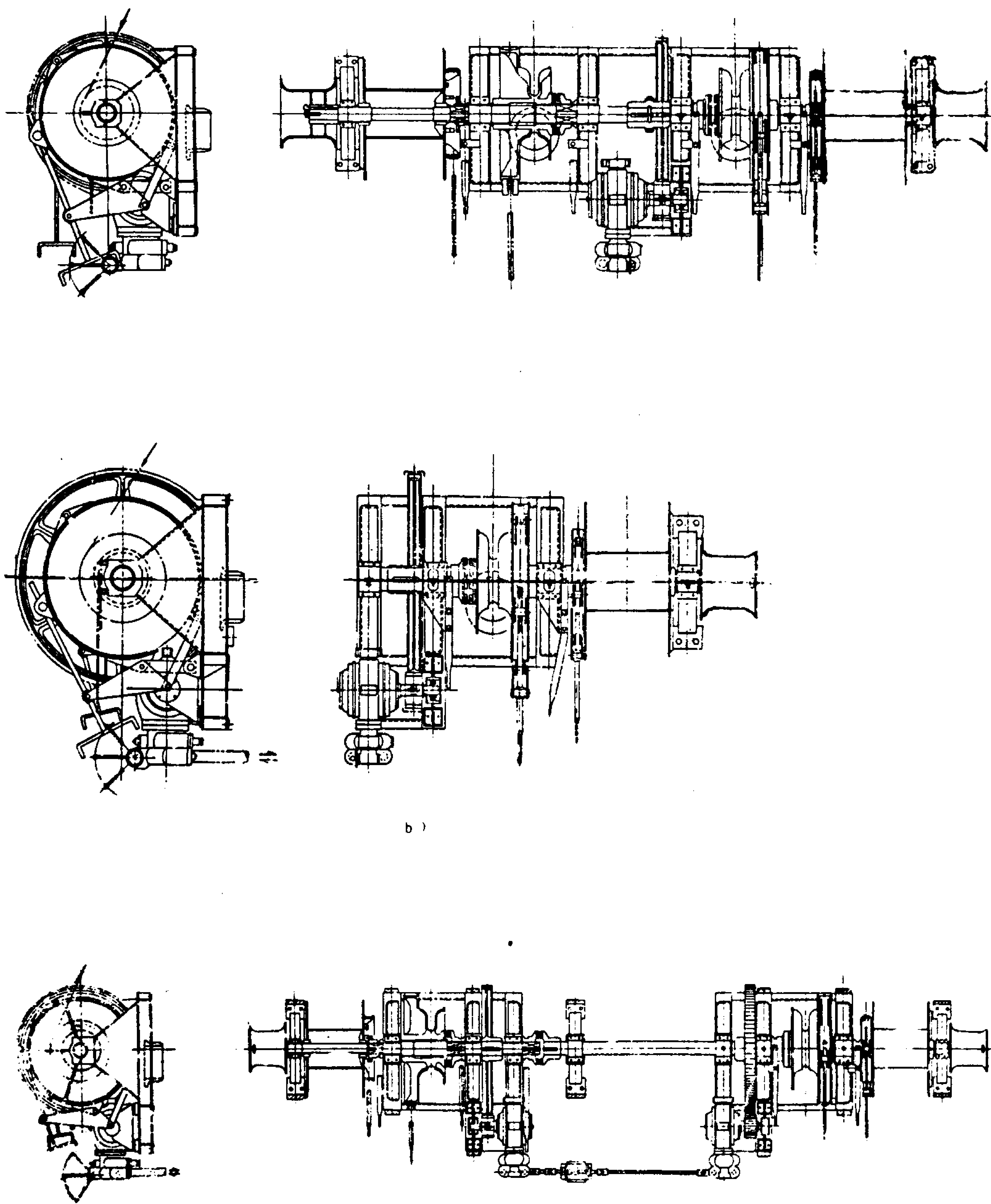


图 5.9.4-8 IHI-WM液压锚机基本型式

a）普通型；b）独立型；c）组合型

表 5.9.4-4 **高压型锚机参数**

型号			锚链轮			缆绳卷筒				副卷筒		马达	泵型号	负荷持续率为40%时输出功率
			锚链直径	起重力	制动力	额定容量（第一层处）		直径×长度	合成纤维绳	负荷	直径×长度	型号		
						起重力	制动力							
			mm	tf	tf	tf	tf	mm	mm	tf	mm			kW
普通型	2级锚链	F 3842	38 40 42	9 10 11	11.8 13.1 14.3	5	16	700×700	50	5	500×550	HVN	6 P-41	33 40 45
		F 4448	44 46 48	12 13 14	15.7 17.1 18.5	5	16	700×700	50	5	500×550	HVK	6 P-48	45 45 50
		F 5054	50 52 54	15 16 17	20.0 21.6 23.1	7.5	20	700×700	55	7.5	500×550	HVK	6 P-57	55 60
		F 5660	56 58 60	19 20 21	24.8 26.5 28.2	7.5	20	700×700	55	7.5	500×550	HVL	6 P-67	70 75
		F 6266	62 64 66	23 24 26	30.0 31.9 33.7	10	27	800×700	60	10	500×550	HVL	66 P 48-41	85 90 100
		F 6870	68 70	27 29	35.7 37.6	12	31	900×800	65	12	500×550	HVL	66 P 48-41 66 P 48-48	100 110
联接型	2级锚链	R 6266	62 64 66	23 24 26	30.0 31.9 33.7	10	27	800×700	60	10	500×550	H V K ×2	6 P-57×2	60×2
		R 6873	68 70 73	27 29 31	35.7 37.6 40.7	12	31	700×800	65	12	500×550	H V K ×2	6 P-67×2	70×2
独立型	2级锚链	K 5054	50 52 54	11 11 12	20.0 21.6 23.1	7.5	20	700×700	55	7.5	500×550	HVK	6 P-48	50
		K 5660	56 58 60	13 14 15	24.8 26.5 28.2	7.5	20	700×700	55	7.5	500×550	HVK	6 P-57	50
		K 6266	62 64 66	16 17 18	30.0 31.9 33.7	10	27	800×700	60	10	500×550	HVL	6 P-67	60 65
		K 6873	68 70 73	19 20 22	35.7 37.6 40.7	12	31	900×800	65	12	500×550	HVL	6 P-67 6 P 41-41	70 70 75

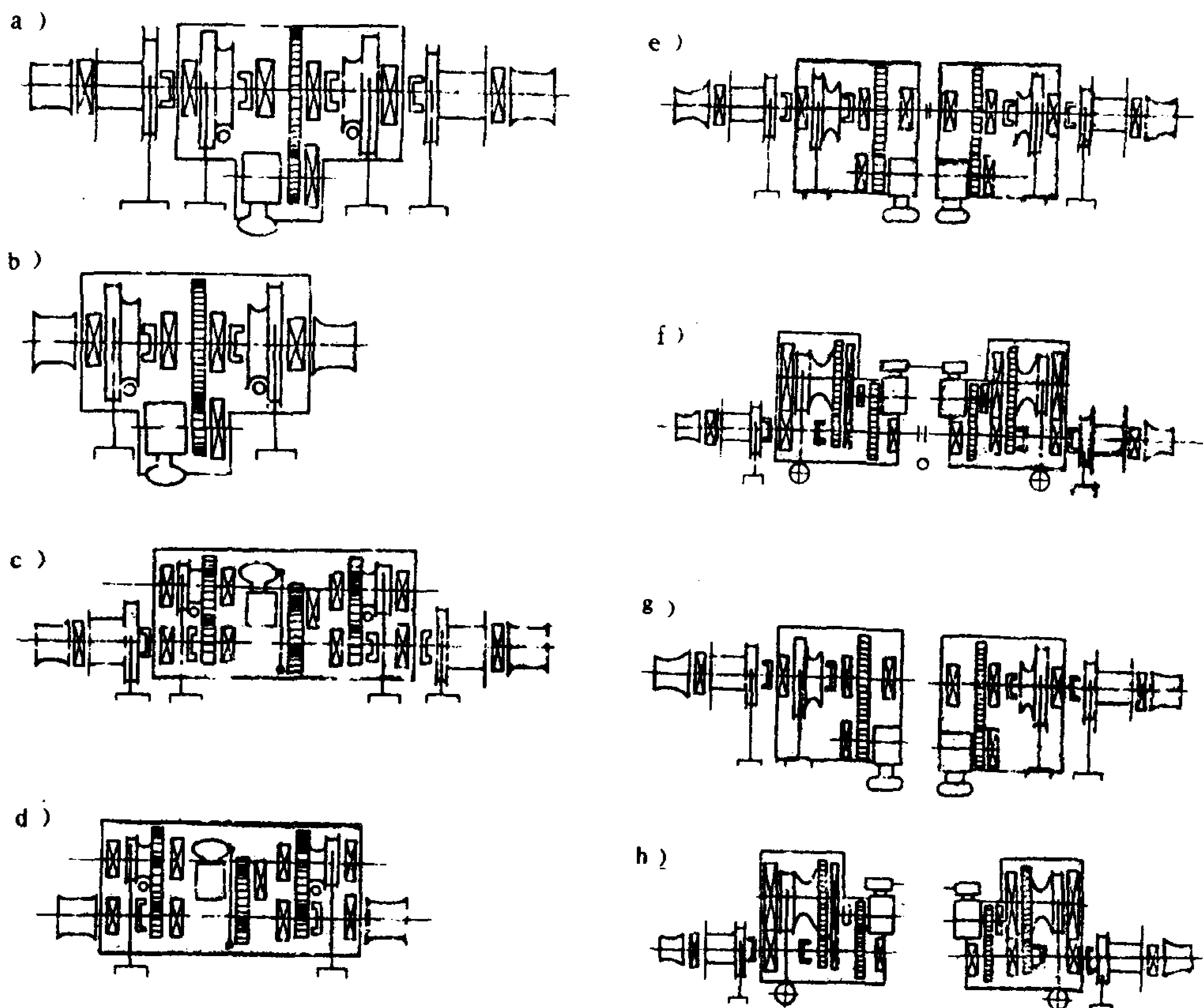


图 5.9.4-9 锚机的各种组合型式

a）普通型单减速有主卷筒；b）普通型单减速无主卷筒；c）普通型双减速有主卷筒；d）普通型双减速无主卷筒；e）联接型单减速；f）联接型双减速；g）独立型单减速；h）独立型双减速

第5章 蒸汽锚机

1 特点

蒸汽锚机工作可靠，调速和工作性能好，无着火危险，曾在蒸汽机船上广泛应用。现在除某些油船外，使用已经不多。

2 基本结构

蒸汽锚机的基本结构如图5.9.5-1所示。蒸汽机一般均采用卧式，整机置于甲板上，通常使用饱和蒸汽工作，压力约为0.7～1.6 MPa。

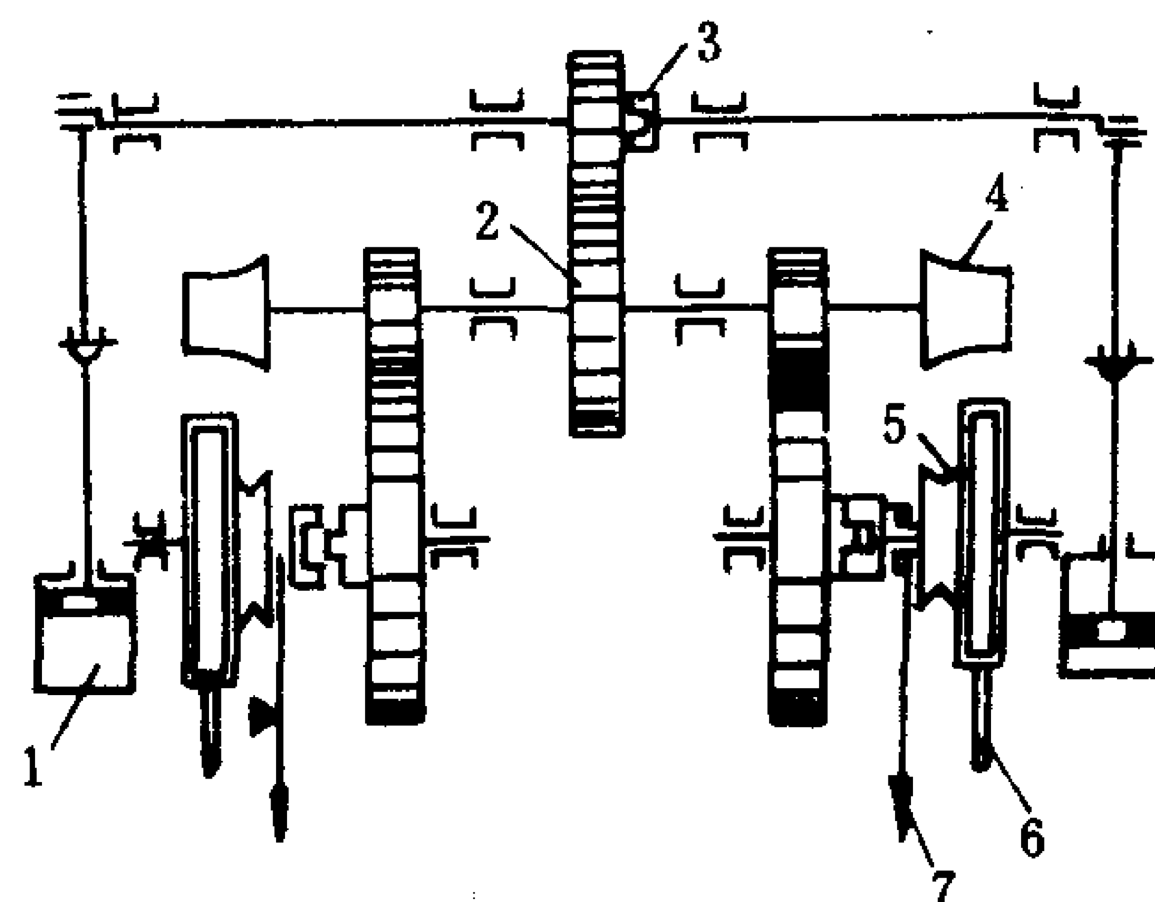


图5.9.5-1 蒸汽锚机基本结构

1-蒸汽机；2-传动齿轮；3-牙嵌离合器；4-绞缆卷筒；5-锚链轮；6-刹车装置；7-操纵手柄

3 基本参数

蒸汽机的基本参数见表5.9.5-1。

表5.9.5-1 蒸汽起锚机基本参数

链径 mm	最大锚重 kg	规定起锚深度 m	起单锚平均速度 m/min	蒸汽机主要规格						重量 kg
				汽缸直径 mm	行程 mm	转速 r/min	工作压力 MPa	进汽管直径 mm	排气管直径 mm	
19/22	400	40	12	130	110	132	1.2	40	40	1450
25/28	600	40	12	160	200	151	1.1	40	50	2396
31/34	1000	70	12							
37/40	1500	80	12							
43/46	2000	80	12	230	250	125	1.0	50	65	6800
49/53	2500	80	12	250	320	120	1.1	65	80	11240
57/62	4000	80	12	280	380	120	1.0	65	80	14000

4 带自制动器的蒸汽锚机

锚和锚链的重量随着船舶的大型化而不断增加。在较深的水域抛锚时，若无耗能设备，锚将按加速度抛出，其下落速度随水深而剧增，并引起下列问题：

(1)当锚的下降速度大于临界速度时，锚链在链轮上跳动剧烈，横向振幅剧增，有跳出的危险；

(2)锚与水底接触时，将发生猛烈冲击以致损伤。

这些问题在大型船舶上并不能用常规的制动器满意地解决，而必须采用自制动器。装在24万吨油船上的自制动蒸汽锚机的结构和布置见图5.9.5-2。图上的自制动装置为液力制动

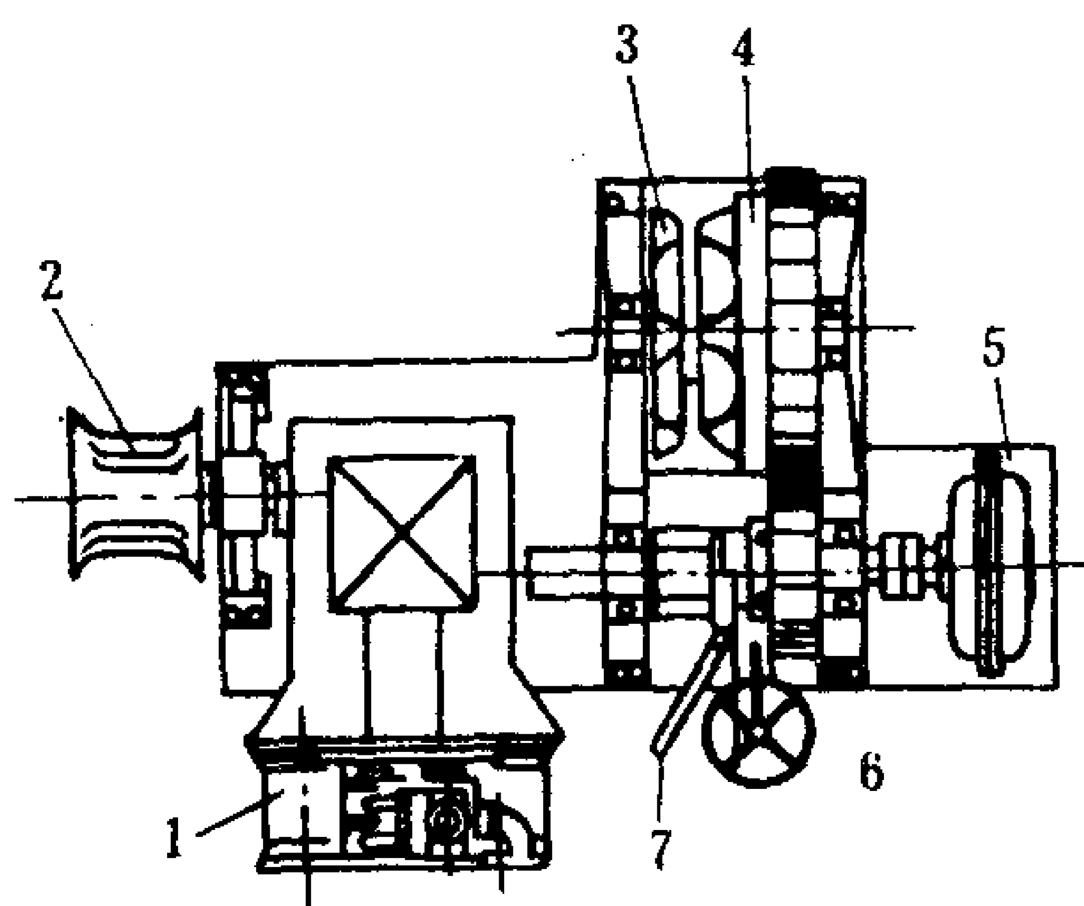


图 5.9.5-2　自制动蒸汽锚机

1-蒸汽机；2-绞缆卷筒；3-锚链轮；4-机械制动器；5-液力制动器；6-刹车手轮；7-离合器操纵杆

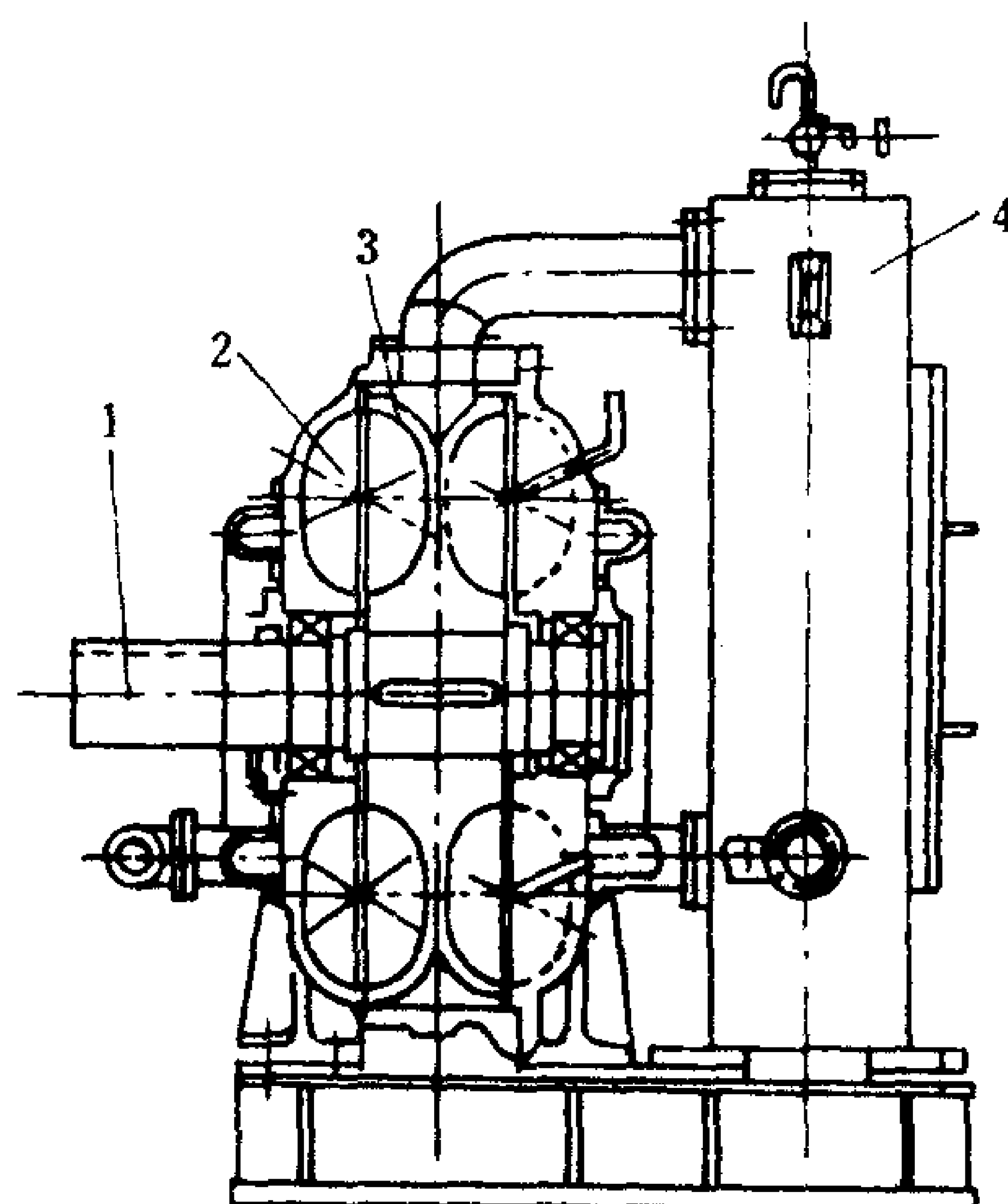


图 5.9.5-3　液力制动器结构

1-制动轴；2-固定叶轮；3-动叶轮；4-油箱

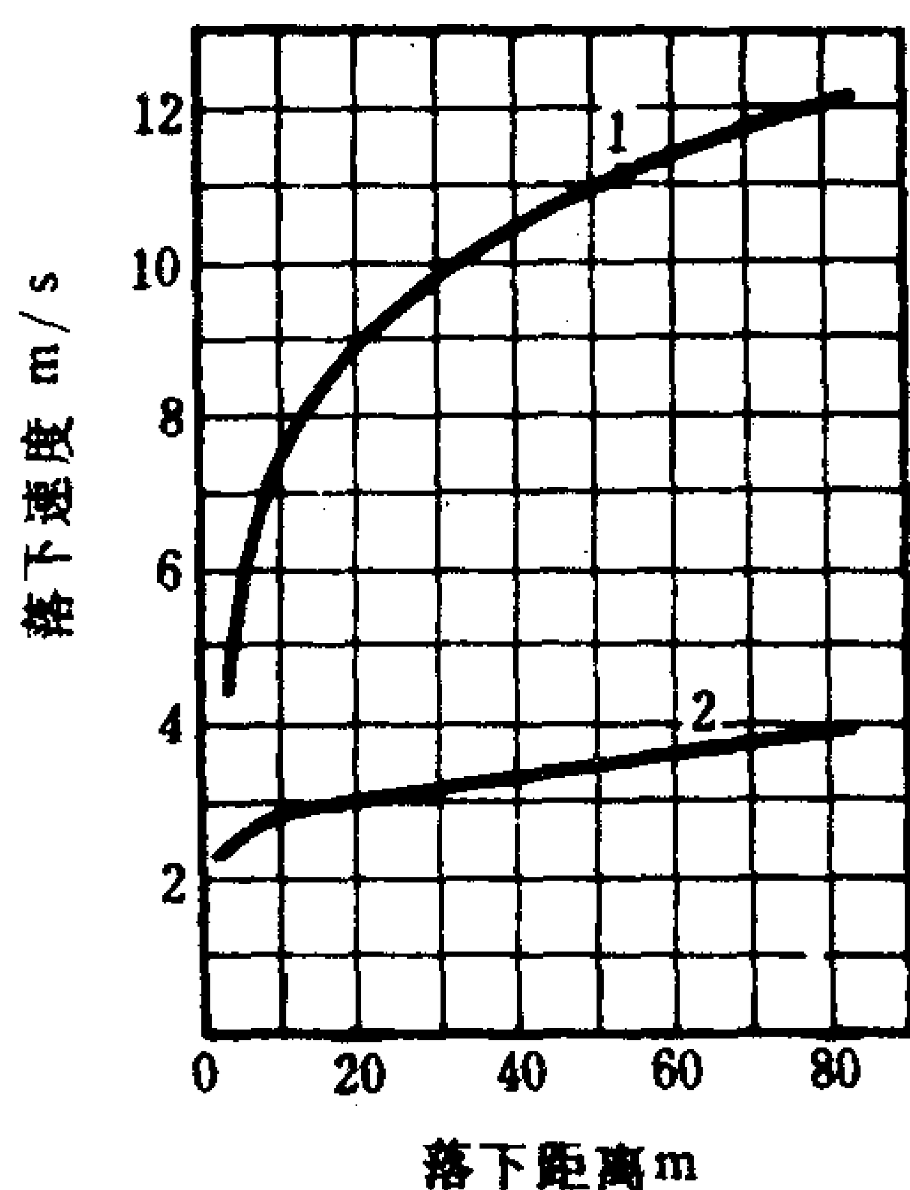


图 5.9.5-4　两种情况的比较

1-不带液力制动器的曲线；2-带液力制动器的曲线

器，其结构示于图 5.9.5-3。

制动器由动叶轮、定叶轮和密闭的壳体组成，中间充满油液。抛锚时，叶轮快速旋转，其转矩与转速的 3 次方成比例（当直径一定时）。因此，当锚的下落速度越快时，叶轮轴上的转矩亦即链轮轴上的制动力矩就越大，因而能实现自制动功能。制动时所消耗的能量，最终将转化为热能，并通过油箱散出。

图 5.9.5-4 示出带液力制动器和不带液力制动器时锚下落速度的试验结果，由图可见两者明显的差别。

液力制动器内充满足够的油液，并使壳体的轴承浸在油内，润滑条件良好，在较长时间的制动过程中不致发生高热或烧损事故。这种装置已在现代化巨型油船上应用。

第 6 章 锚机的试验验收和管理维修

1 试验验收

锚机应通过规定的试验，以取得合格证书。

试验的方法和验收条件，各国有所不同。我国等效采用国际标准 ISO 4568—1978。规定的试验内容有：

1）起锚机必须以不低于公称速度空载运行 30 min，每一转向各 15 min。经 30 min试验后，尽快在每一档速度的正反运转各 5 min。

试验中应检查外漏情况，测量轴承温度，检测有无异常噪声。

2）检查核实起锚机的工作负载、公称速度和过载拉力是否符合规定要求。

工作负载	1 级锚链	$37.5d^2$, N
	2 级锚链	$42.5d^2$, N
	3 级锚链	$47.5d^2$, N
过载拉力	1.5×工作负载	
公称速度	9 m/min	

试验中应进行下列检查和测量：外漏情况、轴承温度、有无异常噪声。

3）控制制动装置和锚链轮制动装置的工作情况以及操作试验，应保证符合标准要求。

支持负载： 有止链器——0.45×锚链的拉断负载

无止链器——按船级社要求

控制制动装置——不低于 1.3×工作负载

锚链轮制动装置要通过控制下放和制动的方法，对抛锚进行试验。

4）如装有遥控或其他特殊装置，必须对其操作进行检查性试验。

此外，日本 JIS 和我国 CB、JT 等标准也有具体试验规定，其有关部分如下。

（1）空载运转试验

电动锚机以高速档正倒车空载连续运转各 15 min。在 30 min内作 25 次起动。其他档次正倒车各运行 5 min。

液压锚机正倒车空载连续全速运转 1 h。试验正倒车，每隔 3～4 min变换 1 次。

检查运转情况是否正常：有无外漏、发热、异常声响。电气系统热态绝缘电阻不小于 2 MΩ。

检查锚链轮制动器、离合器，当以适当方法操作时，动作应正确可靠。

检查应急切断和应急接通电路装置动作的可靠性。

（2）负载试验

锚机以公称速度在额定负载下进行 30 min运转试验。

在过载拉力下进行连续 2 min过载性能试验。不规定速度，但电动机用额定转速。

原动机控制制动器和锚链轮制动器必须符合规定要求。

对卷筒，以 100%、125%卷筒负载进行负载试验，并按要求进行卷筒制动器静负载试验。

试验中检查工作是否正常，包括电动机电流、电压、温升、转速；液压马达的油压、油

温、转速；起锚和系缆速度。

如装有安全离合器，必须按设计要求进行单独试验。

试验后的检查内容有：底座和墙架(侧机架)应无永久变形、连接螺栓应无松动。拆检减速箱、锚链轮轴和轴承、开式齿轮齿面、制动器制动衬套，不得有妨碍实际使用的缺陷。

（3）抛锚、起锚试验

脱开离合器，将每个锚分别抛出。下抛时用锚链轮制动器作刹车 2～3 次，然后将锚升起，作 2～3 次停止、再起动。此时应检查：离合器操作的方便可靠性；锚链轮制动器和原动机控制制动器动作可靠性；锚链应能顺利通过锚链筒和锚链轮，锚链在锚链轮上应无跳链和扭转现象；原动机和传动机械部分正常，轴承、减速箱油温无异常升高；液压系统无漏油、温升过高、阻塞等现象；电气控制设备工作正常。

如有人力起锚机构，应进行人力起锚试验。

（4）航行锚泊试验

试验水域的深度H，海船　$82.5\ \text{m} < H < 90\ \text{m}$；

江船　$41.5\ \text{m} < H < 45\ \text{m}$。

每个锚单独进行抛锚、起锚 1 次。

机动抛锚。主锚没入水下，转入手动控制抛锚。当继续抛出半节锚链时，操作制动器进行刹车试验，此时允许锚链滑移不超过 2 m。

必须在确认制动器动作可靠后才能抛锚到水底。在锚链抛到水底前，还需作 2 次刹车，即锚链抛出 1 节后作 1 次刹车，此时允许锚链滑移 3～4 m，再抛出 1 节后，再作 1 次刹车，此时允许锚链滑移 4～5 m。

起锚时，应在锚链处于自由悬挂状态下测量起锚公称速度。测量距离：海船从深度为 82.5 m（3 节锚链）上升到 27.5 m（1 节锚链）。江船从深度为 1.5 节锚链上升到 0.5 节锚链为止（如水深不够，由有关部门商议并经船检部门同意后，采用其他适当办法进行试验）。

2　管理维修

锚机是船舶营运中不可缺少的重要设备之一。做好日常的维护管理，保证随时能投入正常使用是非常重要的。

锚机的机械部分应在良好的润滑条件下工作。每次加油后，应使机器空转片刻，使油脂均匀地涂布在滑动表面上。

减速箱内用机油润滑，并定期更换，以保持油的清洁。

锚机外露的不工作表面也要经常保持清洁，并涂上油漆以防锈蚀。

禁止在锚链轮等运动表面、工作表面以及锚链等设备周围堆放杂物，以免妨碍正常工作。

起锚时，应打开专用冲洗阀冲洗锚链。当锚已露出水面准备收锚就位时，要尽可能降低速度，并控制收紧程度，以免发生撞击或在链中引起过高应力。

对锚机机座和固定螺栓，应经常检查其完整情况和紧固程度。如果在底座和墙板上发现裂纹，可采用焊补的方法加以修理。

液压锚机的液压部分应保证不漏油、不漏气。各液压控制阀应工作正常。

滤器要经常进行清洗。充注和更换油液时，要注意洁净，所用液压油的凝固点应低于航区的最低温度。品种规格应符合说明书，不得任意掺合其他油类或使用劣质油类。

对电动机和电器的绝缘应定期检查。水密部分要保持良好密封，应按规定做好日常维护

保养工作。

锚机的机械刹车应定期检查。不允许油脂附着在制动表面。制动带上的有效铆钉数和大小、材质均应符合要求。铆接好的铆钉头应低于制动面。任何时候都不允许钉头高出制动片的实际工作表面。

跳槽滑链是锚机的常见故障，常由链轮轮齿磨损过度，锚链筒、管布置不当，抛锚速度过快，或使用不合适的锚链等原因所造成，应区别情况，加以纠正。当轮齿磨损严重时，可用堆焊方法纠正。堆焊后应检查其啮合和安装情况。

个别轮齿折断在锚机中也常有发生。可采用植入螺栓的方法来应急。螺栓植入后应予“锁定”或加焊，然后再修削成齿形。

第7章　系泊设备

1　概述

船舶系结在固定设备上的停泊称为系泊。这时所用的机械和设备总称为系泊设备，通常包括绞缆机、系缆索、带缆桩、导缆孔、导缆钳、碰垫、卷车（或称绳车）等。

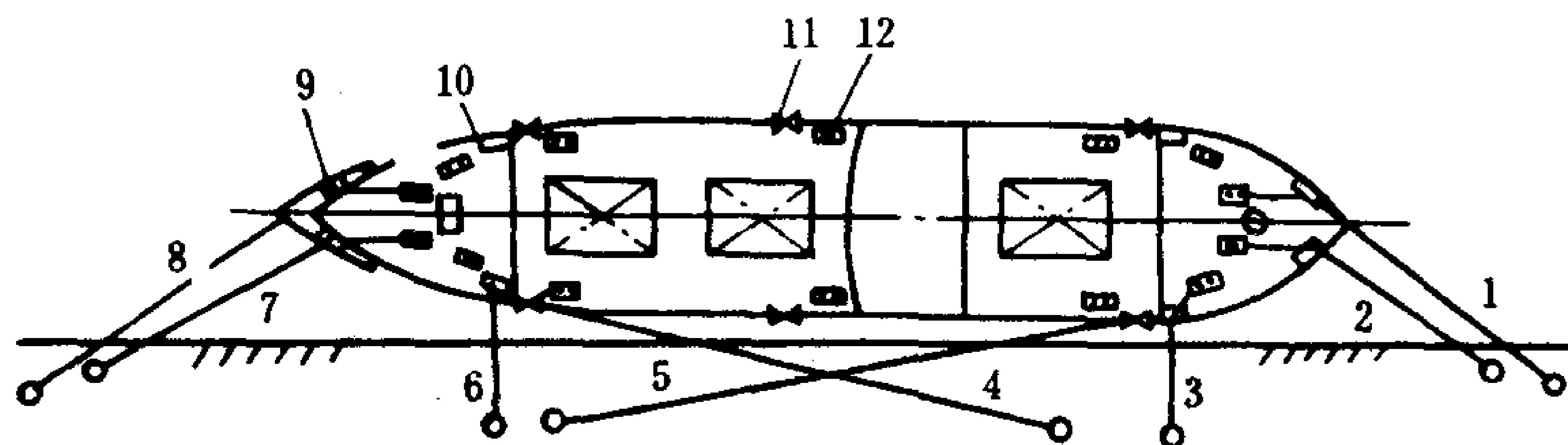


图5.9.7-1　船舶的侧舷系泊方式

1-附加尾缆；2-尾缆；3-尾横缆；4-首倒缆；5-尾倒缆；6-首横缆；7-首缆；8-附加首缆；9、10-导缆钳；11-导缆孔；12-带缆桩

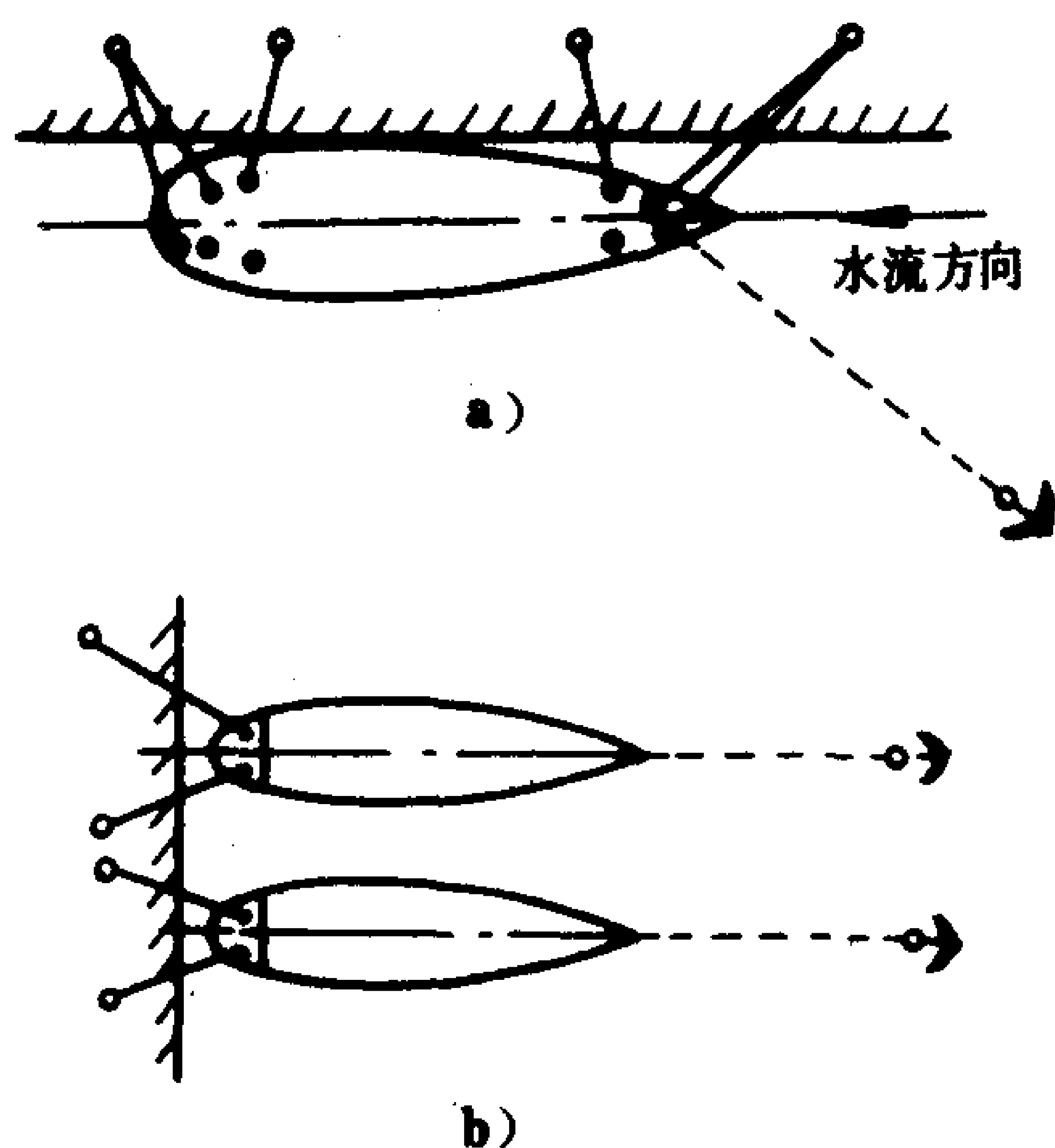


图5.9.7-2　抛锚辅助系泊和船尾系泊

a)抛锚辅助；b)尾靠泊

随着系泊方式的不同，所使用的设备也有所区别。码头停泊时的典型系泊方法和有关设备见图5.9.7-1。

系泊方法和设备还随船舶尺度、类型以及码头、风力、水流等情况而有所区别，例如：在有强热的顶头风和强水流的情况，应抛锚辅助，见图5.9.7-2 a)；当码头长度受限而须以船尾靠泊时，通常抛出首锚，利用尾缆和绞缆机将尾部靠紧码头，见图5.9.7-2 b)。一般只用于小船。

通常在6级以下风力作用下（风向垂直于船体中心线），系泊设备仍能可靠地系住船舶。

在大型船、装卸速度较高的船以及自动化程度较高的船上，采用一般的系缆方式已不能适应船舶对快速、自动系泊的需要。例如，现代油船由于装卸时吃水的迅速改变，需要及时放出或收紧缆索，以免发生缆索断裂或过分松弛现象。采用张力自调整系泊设备（包括自动系缆绞车和万向导缆器等）就可满足这一要求。

2　系泊设备

2.1　绞缆机

绞缆机是收绞缆索的机械，一般都由动力驱动，分设在首尾等处。首部绞缆机一般由锚机代替。

绞缆机的基本结构和类型与锚机类同，但没有链轮，功率也小。

2.2 缆索

2.2.1 种类

缆索有钢索、植物纤维索和合成纤维索等几种。

钢索的强度高，但不能在水中浮起，操作比较困难，在卷筒上卷绕多层时容易发生相互咬伤。

钢索应采用软性的镀锌钢索。它由多股钢丝绞合而成，中间夹有油麻芯。常用钢丝索的最大周长不超过 140 mm。

植物纤维索可用椰子壳纤维、大麻、马尼拉麻或龙舌兰麻等制成，常用的有油麻索和白棕索（又名马尼拉索）。它们的耐水性强，能起浮，质软且有弹性，使用较多。

合成纤维索由化学合成纤维如卡普隆、尼龙等制成，强度高，质软有弹性，能起浮，但在系紧发生接触摩擦时，容易因发热而烧损。

纤维索要求材质良好、均匀、耐腐蚀。索内不应加入任何填充材料和增重物质。在植物纤维索中，任何浸渍润滑剂的用量都应减至最小。

船用系船索、拖索和尾锚钢索必须采用优质碳素结构钢丝，材质均匀，强度一致，无明显缺陷。钢丝的公称抗拉强度以及对应的抗拉强度范围见表 5.9.7-1，钢索的规格结构见表 5.9.7-2。

表 5.9.7-1 钢丝的抗拉强度

公称抗拉强度 $N/mm^2(kgf/mm^2)$	抗拉强度范围 $N/mm^2(kgf/mm^2)$
1500(150)	1420～1570(145～160)
1700(170)	1570～1770(160～180)
1800(185)	1770～1960(180～200)

表 5.9.7-2 钢索的规格和结构

用途	钢索规格			索股的结构					
	股数	钢丝数	索芯	股芯	内芯丝	内层	中层	外层	分层记号
尾锚索、拖索、系船索	6	24	纤维	纤维	0	—	9	15	6(0+9+15)
	6	37	纤维	钢丝	1	6	12	18	6(1+6+12+18)
	6	26	纤维	钢丝	1	5	(5+5)	10	$6(1+5+\frac{5}{5}+10)$
	6	31	纤维	钢丝	1	6	(6+6)	12	$6(1+6+\frac{6}{6}+12)$
	6	36	纤维	钢丝	1	7	(7+7)	14	$6(1+7+\frac{7}{7}+14)$
	6	41	纤维	钢丝	1	8	(8+8)	16	$6(1+8+\frac{8}{8}+16)$
	6	30	纤维	纤维	0	—	12	18	6(0+12+18)
与绞车配合的拖索和系船索	6	31	7×7 钢丝索	钢丝	1	6	(6+6)	12	$6(1+6+\frac{6}{6}+12)$
	6	36	7×7 钢丝索	钢丝	1	7	(7+7)	14	$6(1+7+\frac{7}{7}+14)$
	6	41	7×7 钢丝索	钢丝	1	8	(8+8)	16	$6(1+8+\frac{8}{8}+16)$

纤维索应在成品中取试样作破断试验。其最小试验长度和初始负荷列于表 5.9.7-3。试

验时按表列拉伸速比均匀加载，直至断裂。若索的断裂位置在距夹具 150 mm 范围内，试验结果无效，允许取样复试。破断试验时的实际破断拉力，必须不小于经验船部门认可标准中所规定的数值。

表 5.9.7-3　破断试验规定

材　料	最小试验长度 mm	初始负荷/最小破断负荷 %	拉伸速比 mm/min
植物纤维	1800	2	150±50
合成纤维	900	1	75±25

2.2.2　缆索的规格和数量

系船索和拖索的规格和根数涉及船舶安全，必须根据规范确定。具体数值由所求得的舾装数 N 值，按表 5.9.7-4 选取。

若船舶的 $A/N>0.9$（A、N 见本篇第 2 章第 2 节），则系船索数量应按下列关系增加：

A/N	系船索增加数量
0.9～1.1	1
>1.1～1.2	2
>1.2	3

表 5.9.7-4 中所列的钢索规格 6×24 和 6×37 是指钢丝抗拉强度不少于 1.37 kN/mm²（140 kgf/cm²）的柔韧镀锌钢丝索。

拖索和系船索也可采用植物纤维索、合成纤维索或钢丝与植物纤维组成的缆索。使用值物纤维索时，其周长应不小于 63 mm（直径 20 mm）。

表 5.9.7-4　海船的拖索和系船索

序号	舾装数 N		拖　索			系　船　索			
	超过	不超过	长度 m	破断负荷 kN(kgf)	结构型式 股×根	数量	每根长度 m	破断负荷 kN(kgf)	结构型式 股×根
1	50	70	180	98.1(10000)		3	80	34.3(3500)	
2	70	90	180	98.1(10000)		3	100	36.8(3750)	
3	90	110	180	98.1(10000)		3	110	39.2(4000)	
4	110	130	180	98.1(10000)		3	110	44.1(4500)	
5	130	150	180	98.1(10000)		3	120	49.0(5000)	
6	150	175	180	98.1(10000)		3	120	54.0(5500)	
7	175	205	180	111.8(11400)		3	120	58.8(6000)	
8	205	240	180	129.4(13200)		4	120	63.7(6500)	6×24
9	240	280	180	150.0(15300)		4	120	68.6(7000)	
10	280	320	180	173.6(17700)	6×24	4	140	73.6(7500)	
11	320	360	180	206.9(21100)		4	140	78.5(8000)	
12	360	400	180	223.6(22800)		4	140	88.3(9000)	
13	400	450	180	250.1(25500)		4	140	98.1(10000)	
14	450	500	180	276.5(28200)		4	140	107.9(11000)	
15	500	550	190	306.0(31200)		4	160	122.6(12500)	
16	550	600	190	338.3(34500)		4	160	132.4(13500)	

续上表

序号	舾装数 N		拖索			系船索			
	超过	不超过	长度 m	破断负荷 kN(kgf)	结构型式 股×根	数量	每根长度 m	破断负荷 kN(kgf)	结构型式 股×根
17	600	660	190	370.7(37800)		4	160	147.1(15000)	6×24
18	660	720	190	406.0(41400)		4	160	156.9(16000)	
19	720	780	190	441.3(45000)		4	170	171.6(17500)	
20	780	840	190	480.0(48900)		4	170	186.3(19000)	
21	840	910	190	517.8(52800)	6×37	4	170	201.0(20500)	
22	910	980	190	559.0(57000)		4	170	215.7(22000)	
23	980	1060	200	603.1(61500)		4	180	230.5(23500)	
24	1060	1140	200	647.2(66000)		4	180	250.1(25500)	
25	1140	1220	200	691.4(70500)		4	180	269.7(27500)	
26	1220	1300	200	738.4(75300)		4	180	284.4(29000)	
27	1300	1390	200	785.5(80100)		4	180	308.9(31500)	
28	1390	1480	200	835.5(85200)		4	180	323.6(33000)	
29	1480	1570	220	888.5(90600)		5	190	323.6(33000)	
30	1570	1670	220	941.4(96000)		5	190	333.4(34000)	
31	1670	1790	220	1024(104400)		5	190	353.0(36000)	
32	1790	1930	220	1109(113100)		5	190	377.6(38500)	
33	1930	2080	220	1168(119100)		5	190	402.1(41000)	
34	2080	2230	240	1259(128400)		5	200	421.7(43000)	
35	2230	2380	220	1356(138300)		5	200	451.1(46000)	
36	2380	2530	240	1453(148200)		5	200	480.5(49000)	
37	2530	2700	260	1471(150000)		6	200	480.5(49000)	
38	2700	2870	260	1471(150000)		6	200	490.3(50000)	6×37
39	2870	3040	260	1471(150000)		6	200	500.1(51000)	
40	3040	3210	280	1471(150000)		6	200	519.8(53000)	
41	3210	3400	280	1471(150000)		6	200	554.1(56500)	
42	3400	3600	280	1471(150000)		6	200	588.4(60000)	
43	3600	3800	300	1471(150000)		6	200	617.8(63000)	
44	3800	4000	300	1471(150000)		6	200	647.2(66000)	
45	4000	4200	300	1471(15000)		7	200	647.2(66000)	
46	4200	4400	300	1471(150000)		7	200	657.1(67000)	
47	4400	4600	300	1471(150000)		7	200	666.9(68000)	
48	4600	4800	300	1471(150000)		7	200	676.7(69000)	
49	4800	5000	300	1471(150000)		7	200	686.5(70000)	
50	5000	5200	300	1471(150000)		8	200	686.5(70000)	

续上表

序号	舾装数 N		拖索			系船索			
	超过	不超过	长度 m	破断负荷 kN(kgf)	结构型式 股×根	数量	每根长度 m	破断负荷 kN(kgf)	结构型式 股×根
51	5200	5500	300	1471(150000)		8	200	696.3(71000)	
52	5500	5800	300	1471(150000)		8	200	706.1(72000)	
53	5800	6100	300	1471(150000)		9	200	706.1(72000)	
54	6100	6500				9	200	715.9(73000)	
55	6500	6900				9	200	725.7(74000)	
56	6900	7400				10	200	725.7(74000)	
57	7400	7900				11	200	725.7(74000)	
58	7900	8400				11	200	735.7(75000)	
59	8400	8900				12	200	735.7(75000)	6×37
60	8900	9400				13	200	735.7(75000)	
61	9400	10000				14	200	735.7(75000)	
62	10000	10700				15	200	735.7(73500)	
63	10700	11500				16	200	735.7(73500)	
64	11500	12400				17	200	735.7(73500)	
65	12400	13400				18	200	735.7(73500)	
66	13400	14600				19	200	735.7(73500)	
67	14600	16000				21	200	735.7(73500)	

2.3 带缆桩

带缆桩固定在甲板上，用来系绕缆索，以进行系泊和拖带。带缆桩应坚固牢靠，尽可能远离舱口，并与导缆钳保持一定距离，以便系缆时能作适当的偏移。

带缆桩常采用铸钢或焊接结构，以后者使用较多。它由两根钢质短圆柱管与固接的底座组成。在圆柱体的顶端常带一块有凸缘的盖板，以防缆绳滑出。

系泊羊角对拴固停靠在货舱口舷侧的货驳特别适用。

常见的几种带缆桩型式见图 5.9.7-3。

2.4 导缆孔

导缆孔设在舷墙侧板上，通常是铸造的。它有圆形孔和椭圆形孔两种，见图 5.9.7-4。

导缆孔用来引导缆索，防止其自由移动，以免缆索被船舷擦伤或碰坏甲板上的设备。

2.5 导缆钳

导缆钳的用途与导缆孔基本相同，装设在没有舷墙而仅有栏杆的舷边甲板上。

导缆钳的型式很多，基本上可归纳为两大类：无滚轮导缆钳（直式和斜式）和有滚轮导缆钳（单滚轮式、双滚轮式、三滚轮式），如图 5.9.7-5 所示。

有时将导缆钳滚轮的上支臂省掉，以减轻重量。

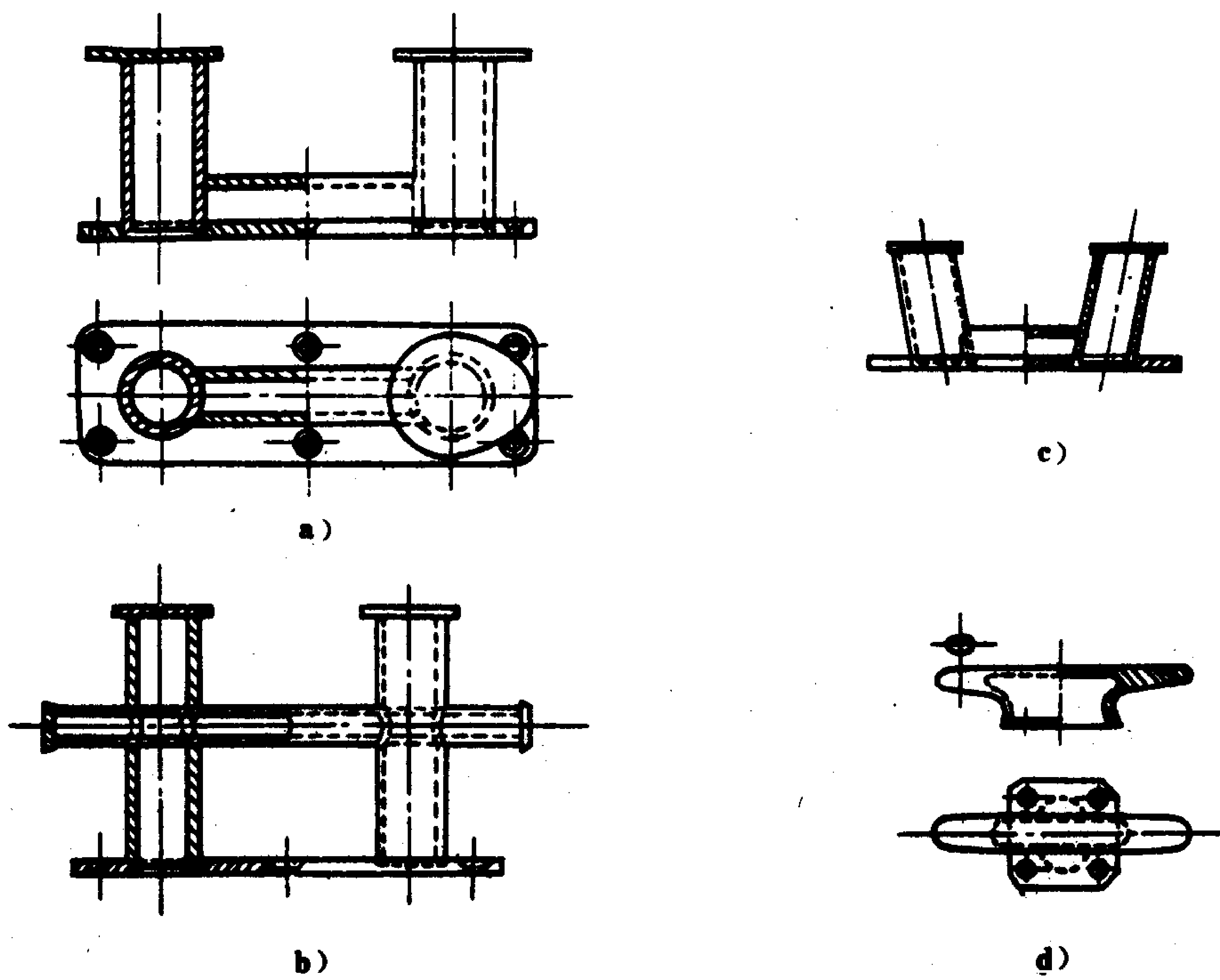
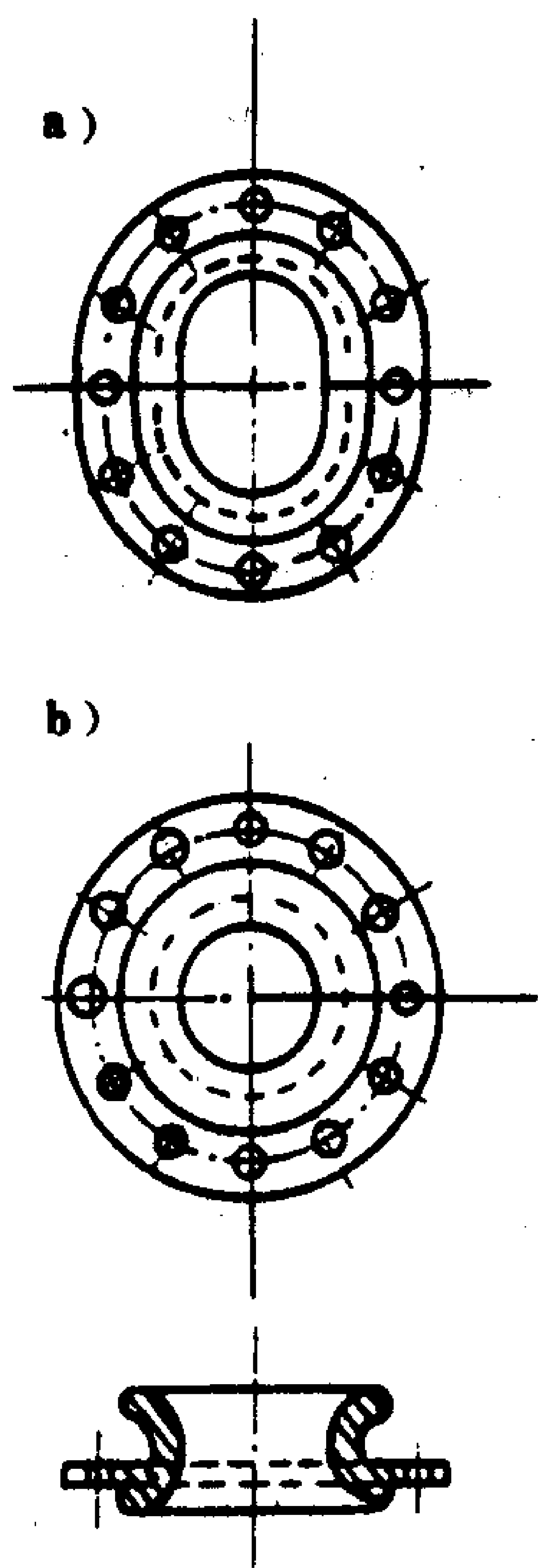


图 5.9.7-3　常见带缆桩型式
a)直式；b)双十字式；c)斜式；d)系泊羊角



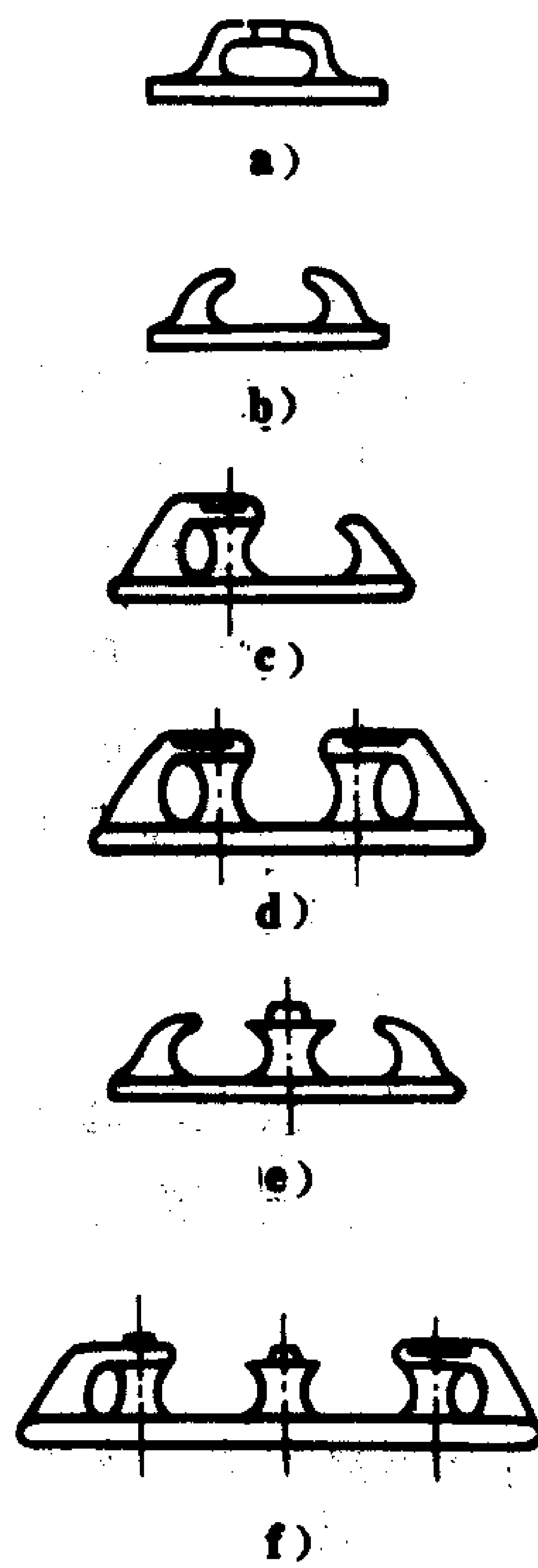


图 5.9.7-4　导缆孔
a)椭圆形导缆孔；b)圆形导缆孔

图 5.9.7-5　导缆钳型式
a)斜式；b)直式；c)、e)单滚轮式；d)双滚轮式；f)三滚轮式

2.6　万向导缆器

万向导缆器是一种专用导缆器，它与自动绞缆机配合使用，以适应收放缆索时的方向变化。

2.7　卷车(绳车)

卷车用来收卷钢索和周径小于200 mm的麻索，由手轮、卷筒和刹车装置组成，是一种轻便、简单的人力绞车。

第 8 章　电动绞缆机

1　电动普通绞缆机

1.1　类型

电动普通绞缆机除与起锚合用的起锚-绞缆机外，尚有多种类型：

（1）绞缆专用机——仅有绞缆一种功能，分卧式和立式两种，如图 5.9.8-1 所示。其中图c)将电动机装在卷筒内，用行星齿轮机构传动，结构特别紧凑。

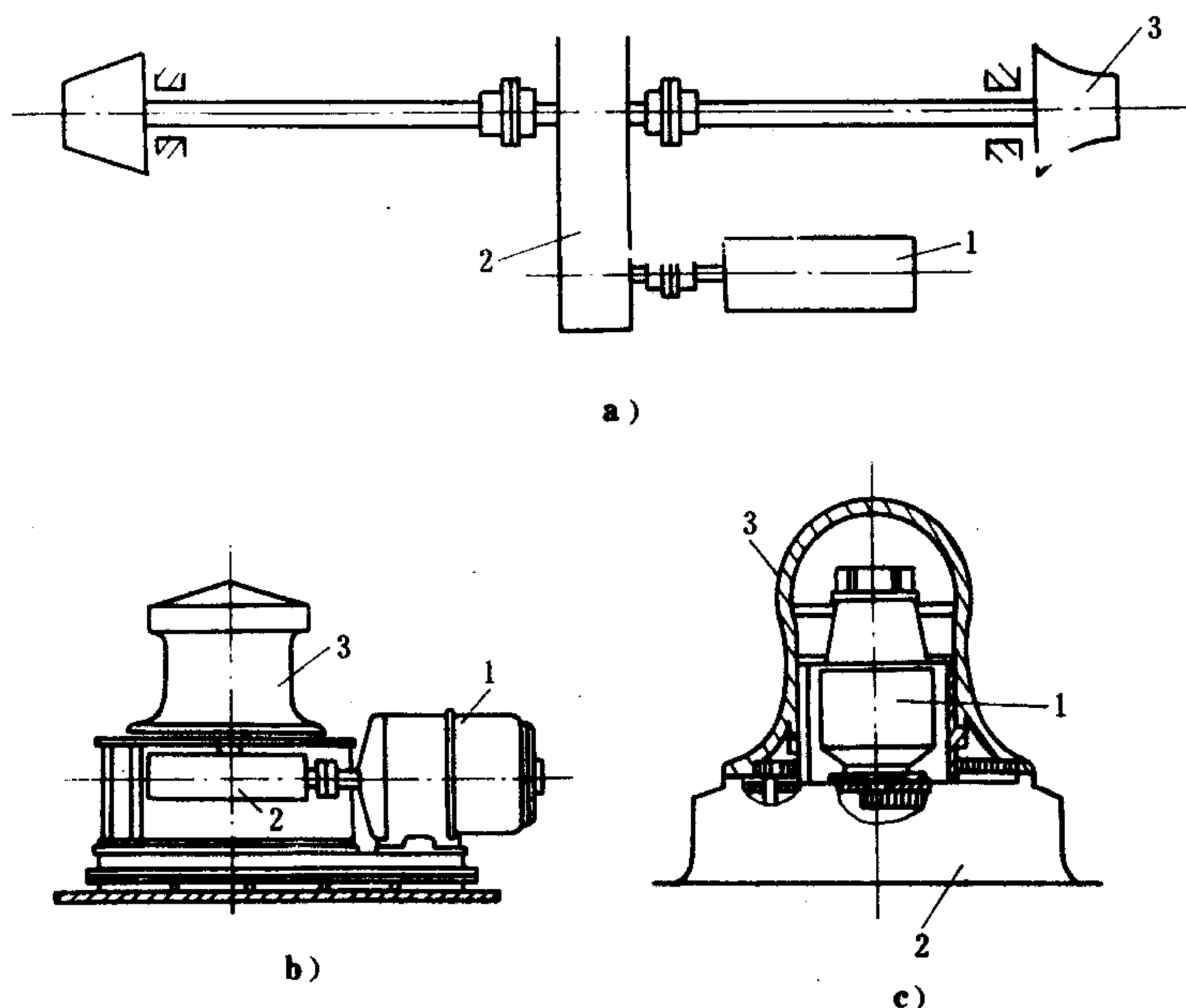


图 5.9.8-1　绞缆机

a)卧式；b)立式；c)立式(电动机内置)

1-电动机；2-减速传动装置；3-绞缆卷筒

（2）电动系泊绞车——有主、副两个卷筒。主卷筒在卷绞的同时还能起到储绳和系固的作用(通过刹车来维持支持拉力)，必要时也可兼作拖缆。副卷筒只能卷绞缆索，以适应系泊等的需要。电动系泊绞车的两种结构见图 5.9.8-2。

（3）多功能组合绞车——具有起锚、系泊、储绳、自动绞缆等功能。

1.2　规格参数

几种典型电动绞缆机的规格参数列于表 5.9.8-1。

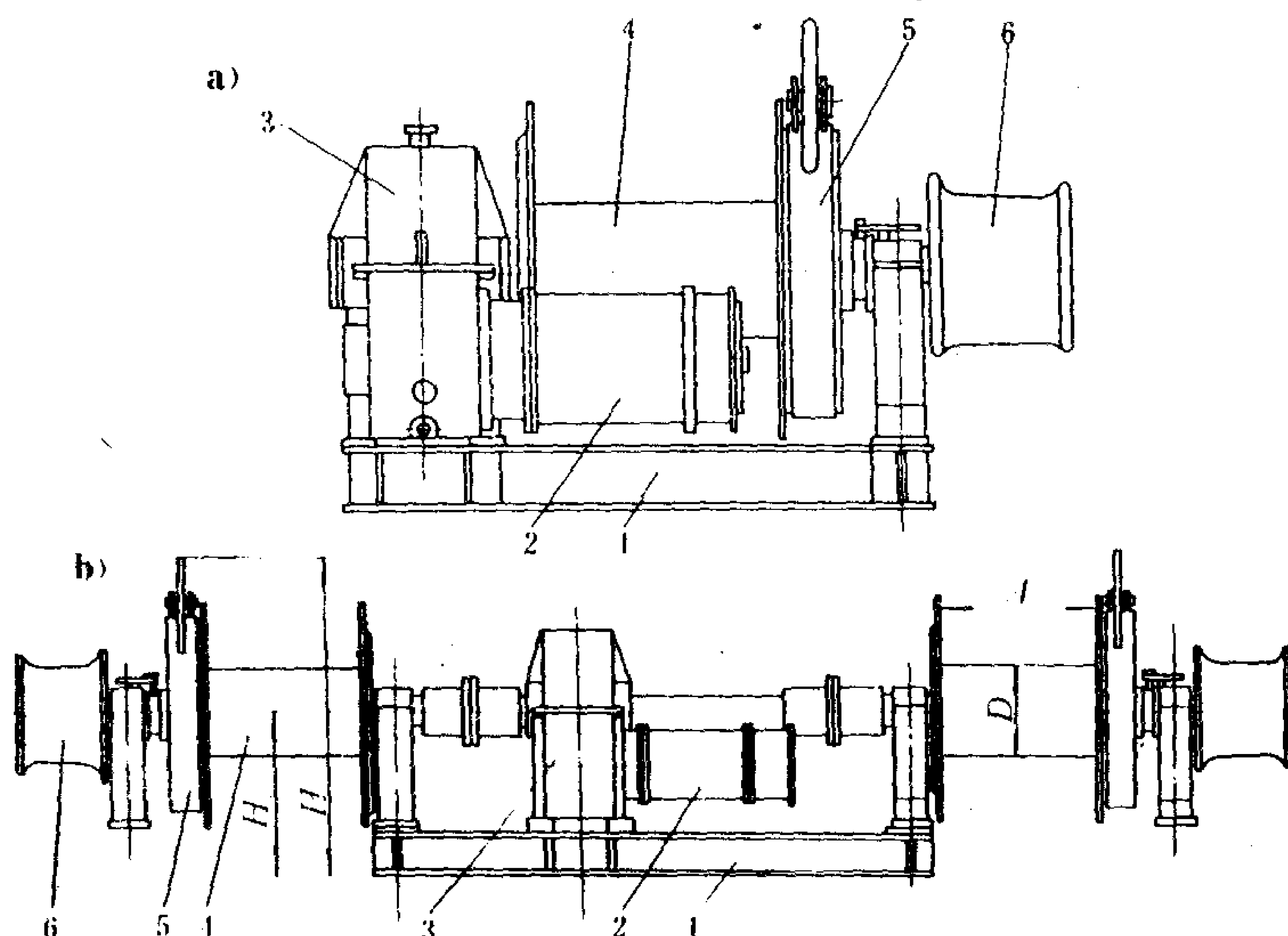


图 5.9.8-2　电动系泊绞车

a)单主、副卷筒；b)双主、副卷筒

1-底座；2-电动机；3-减速传动；4-主卷筒；5-刹车装置；6-副卷筒

表 5.9.8-1　**电动绞缆机规格参数**

基本参数＼型号	5 t 电动绞缆机	8 t 电动绞缆机	5 t 电动系泊绞车	12 t 电动系泊绞车
最大拉力 kN(kgf)	49.0(5000)	78.4(8000)		
最大拉力时的平均绳速 m/min	~25	~20		
钢丝绳直径 mm	ϕ26	ϕ28.5		
绳筒容量 m		400		
主卷筒负载 kN(kgf)			49.0(5000)	124.5(12700)
主卷筒速度 m/min				
额定速度			15	15
空载速度			30	31 爬行速度 7 m/min
主卷筒直径×长度 mm			ϕ450×800	
系缆索直径 mm				
合成纤维缆			ϕ50	ϕ75
钢丝缆			ϕ26	
每根缆索长度 m			200	200
副卷筒额定拉力 kN(kgf)			49.0(5000)	98.1(1000)
副卷筒额定速度 m/min			8.5	12.5
副卷筒直径×长度 mm			ϕ550×450	
制动力 kN(kgf)				345.1(35200)
总传动比	48.57	48.57	132.6	80
机械效率	0.82	0.80	0.67	0.68
电动机规格型号	JZ_2-H 52-4/8/16	JZ_2-H 61-4/8/16	JZ_2-H 52-4/8/16	JZ_2-H 71-4/8/16
功率 kW	22/22/16	30/30/22	22/22/16	45/45/30
转速 r/min	1500/750/375	1440/655/305	1405/670/305	1420/680/320
电压 380 V工作制 min	10/30/5	10/30/5	10/30/5	10/30/5

2 电动自动绞缆机

船舶上应用的电动自动绞缆机有多种型式,例如变流机组型、绕线转子式交流电动机型、可控硅控制型以及鼠笼式感应电动机型等。目前应用转多的是鼠笼式感应电动机型自动绞缆机。

2.1 鼠笼式自动绞缆机的工作原理

它利用电机的特性来自动适应绞缆工作。

一般鼠笼式交流感应电动机的转矩-速度特性，见图 5.9.8-3 中曲线A。为了适应自动绞缆机的工作需要，在绕阻中加入电阻，使曲线A变成B、C、D。其中D最为适合自动绞缆机的工作。该曲线表明，电动机的转矩正比于滑率。当滑率等于 1(堵转)时，转矩最大，而滑率等于零时，转矩也为零。

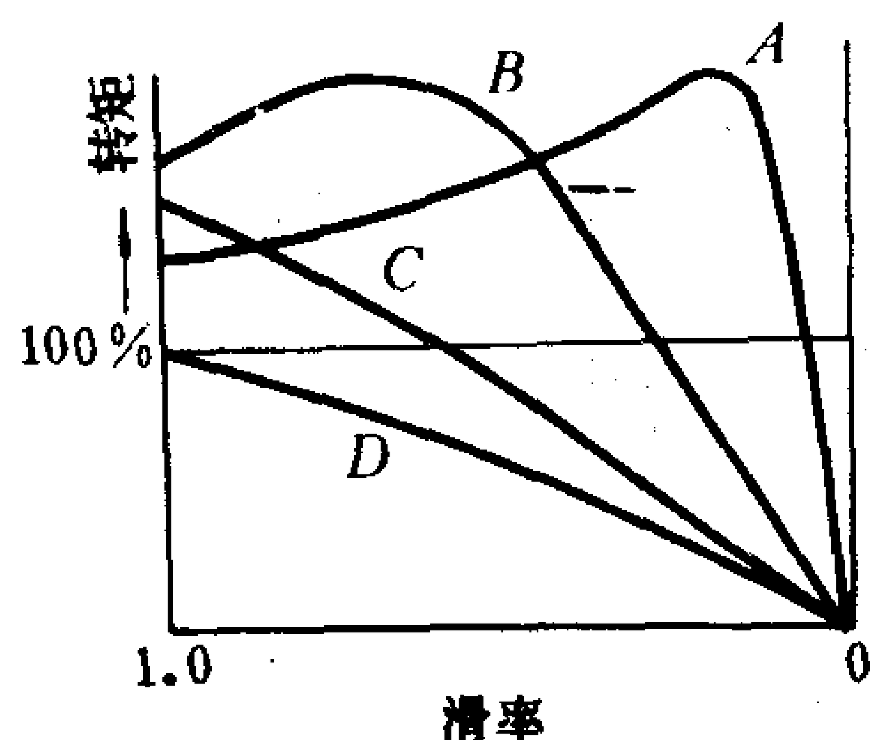


图 5.9.8-3 鼠笼式电动机的一般特性

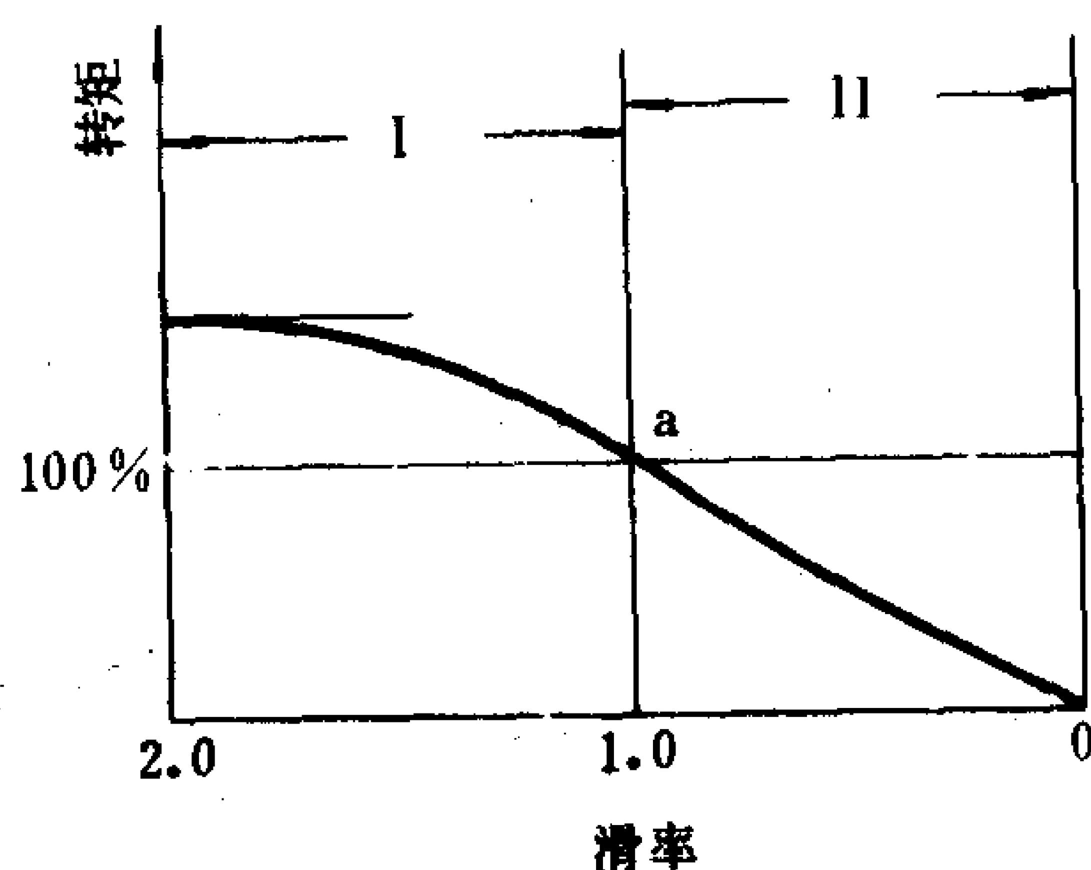


图 5.9.8-4 自动绞缆电动机的工作特性
I-阻力矩区；II-电动机区

图 5.9.8-4 表示自动绞缆电动机的工作特性。它表明，当滑率从 1.0 变到 2.0 时，电动机被拖反转，转矩也随滑率的增减而增减。

当系泊时，绞缆电机被堵转，缆绳的负荷与电机的转矩平衡于a点。此时，如果绳上张力变小，电动机轴上的转矩就大于负载力矩，迫使缆机正转，收进缆绳，张力逐渐增大，电动机转速则相应下降（滑率增加），直到不动时为止。

如果缆绳张力变大，电动机就将被拖反转产生阻力矩而成为制动器(工作于 I 区)，其阻力矩将随滑率的增大而增加，亦即随缆绳被拖出速度的增大而增加。一待缆绳拖出后，张力变小，速度变慢，滑率也相应减小，直到等于 1 时停止。

2.2 实例

日本神钢电机公司 6 tf-25 m/min电动自动绞缆机的组成和布置如图 5.9.8-5 所示。电动机为感应鼠笼式， 3 级变极(4/8/16)、全封闭、防水、强制内冷型，其中 16 极供自动绞缆用，具有良好的滑率特性。电磁制动器采用全封闭、防水、直流、盘式。

主电动机有 1 只冷却风扇，风扇电动机为全封闭，$P=1.5$ kW。

机械装置包括主卷筒 1 只、副卷筒 2 只、刹车装置 1 套和 2～3 级减速齿轮箱 1 只。

控制装置中的主控制器是全封闭、水密型。控制板分绞缆和自动绞缆 2 块。自动绞缆控

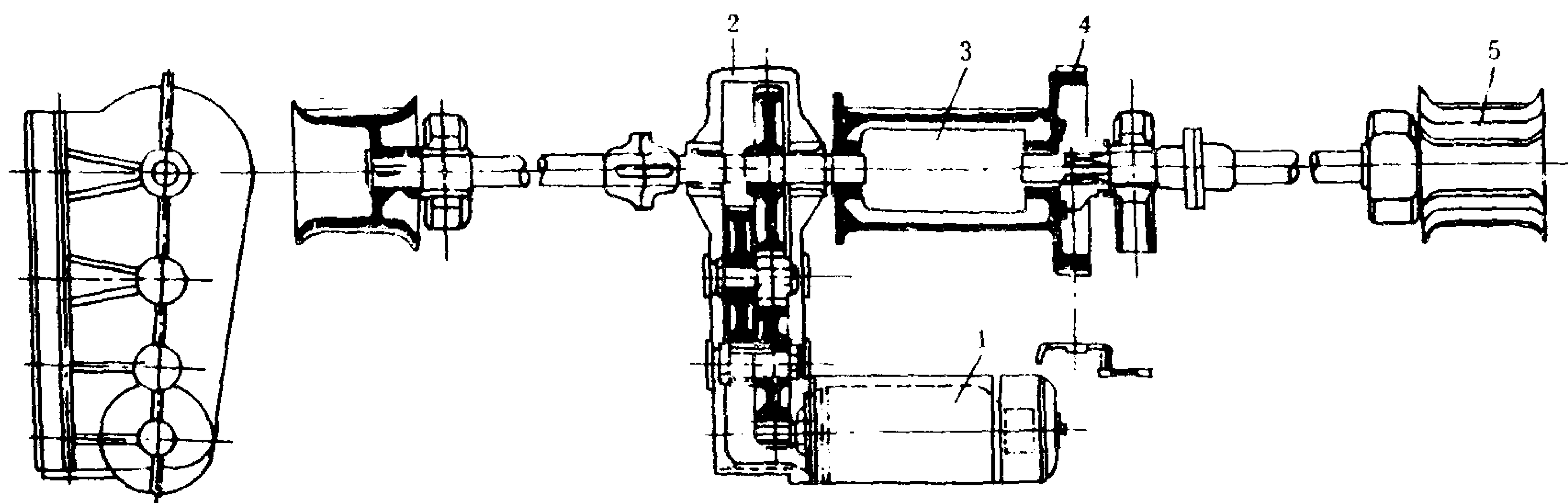


图 5.9.8-5　6 tf-25 m/min电动自动绞缆机
1-电动机；2-减速箱；3-主卷筒；4-刹车装置；5-副卷筒

制板上有自动变压器、电机计时器和蜂鸣器等。

自动绞缆时，电机在传感装置作用下每隔 1～2 min以恒定的拉力收绞 1 次缆绳，以调整张力。每次调整时，主卷筒的转动不超过 1/4 转，耗时 2～4 s，因而消耗电力很少。

本机的张力传感机构结构简单、维护方便，整机占用甲板面积不大。自动绞缆机的规格见表 5.9.8-2。

表 5.9.8-2　**电动自动绞缆机规格**

额定拉力 kN		60(6 tf)	80(8 tf)	100(10 tf)	130(13 tf)
额定速度 m/min		25	18	20	20
减速齿轮箱		正齿轮 3 级	正齿轮 3 级	正齿轮 3 级	正齿轮 3 级
主卷筒直径 mm		$\phi600/\phi660$	$\phi600/\phi660$	$\phi650/\phi660$	$\phi650/\phi660$
电动机规格	电压	440 V	440 V	440 V	440 V
	频率 Hz	60	60	60	60
	输出功率 kW	30/30/27	33/33/30	43/43/39	55/55/50
	极数	4/8/16	4/8/16	4/8/16	4/8/16
	额定时间	15/30/15	15/30/15	15/30/15	15/30/15
	同步频率 r/min	800/900/450	800/900/450	800/900/450	800/900/450

第9章　液压绞缆机

1　普通液压绞缆机

普通液压绞缆机的液压系统或设备与液压锚机大致相同，但工作机械仅有主、副绞缆卷筒。

2　液压自动绞缆机

2.1　类型

液压自动绞缆机按控制方式可分为压力阀控制和变量泵控制，变量泵控制又可分为恒功率变量和两级变量。

2.2　压力阀控制的液压自动绞缆机

2.2.1　基本工作原理

这种绞缆机采用定量液压泵供油的开式系统，定量液压马达与绞缆卷筒直接(或经齿轮传动）连接，在压力管路上设有溢流阀，如图5.9.9-1所示。

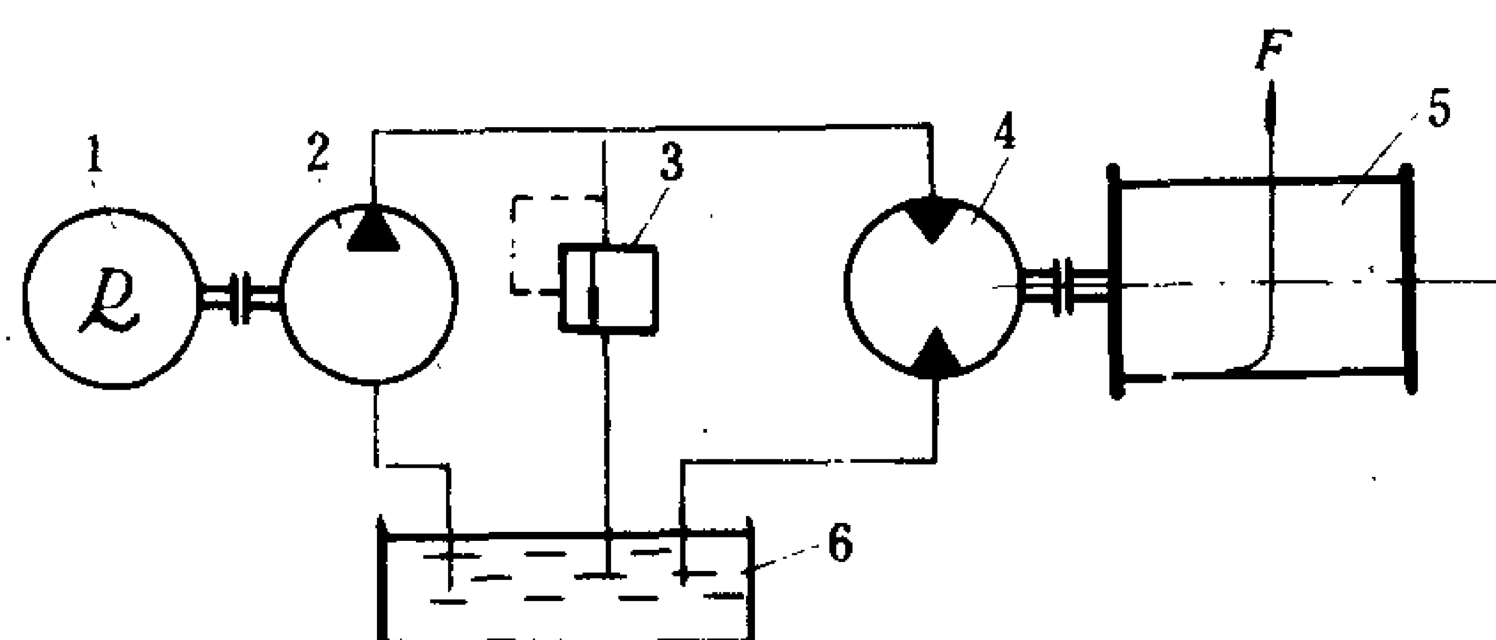


图5.9.9-1　液压绞缆机工作原理

1-电动机；2-定量液压泵；3-溢流阀；4-液压马达；5-卷筒；6-油箱

当张力使油压升至阀的调定开启压力时，压力油开始溢流入回油箱，液压马达自动收缆的转速急剧下降，直至速度为零。如果张力继续增大，液压马达将被缆索拖动反转，自动松出缆索且运行于泵的工况，向系统供油，使溢流量更加加大。但系统油压的上升却有限，如图上的虚线，从而保证缆索张力近似于恒值。

2.2.2　工作特性

压力调节阀控制的自动绞缆机特性见图5.9.9-2。图中曲线Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ分别表示溢流阀处于3种不同调定压力时的自动绞缆工作特性。而 p 为工作油压的变化曲线。

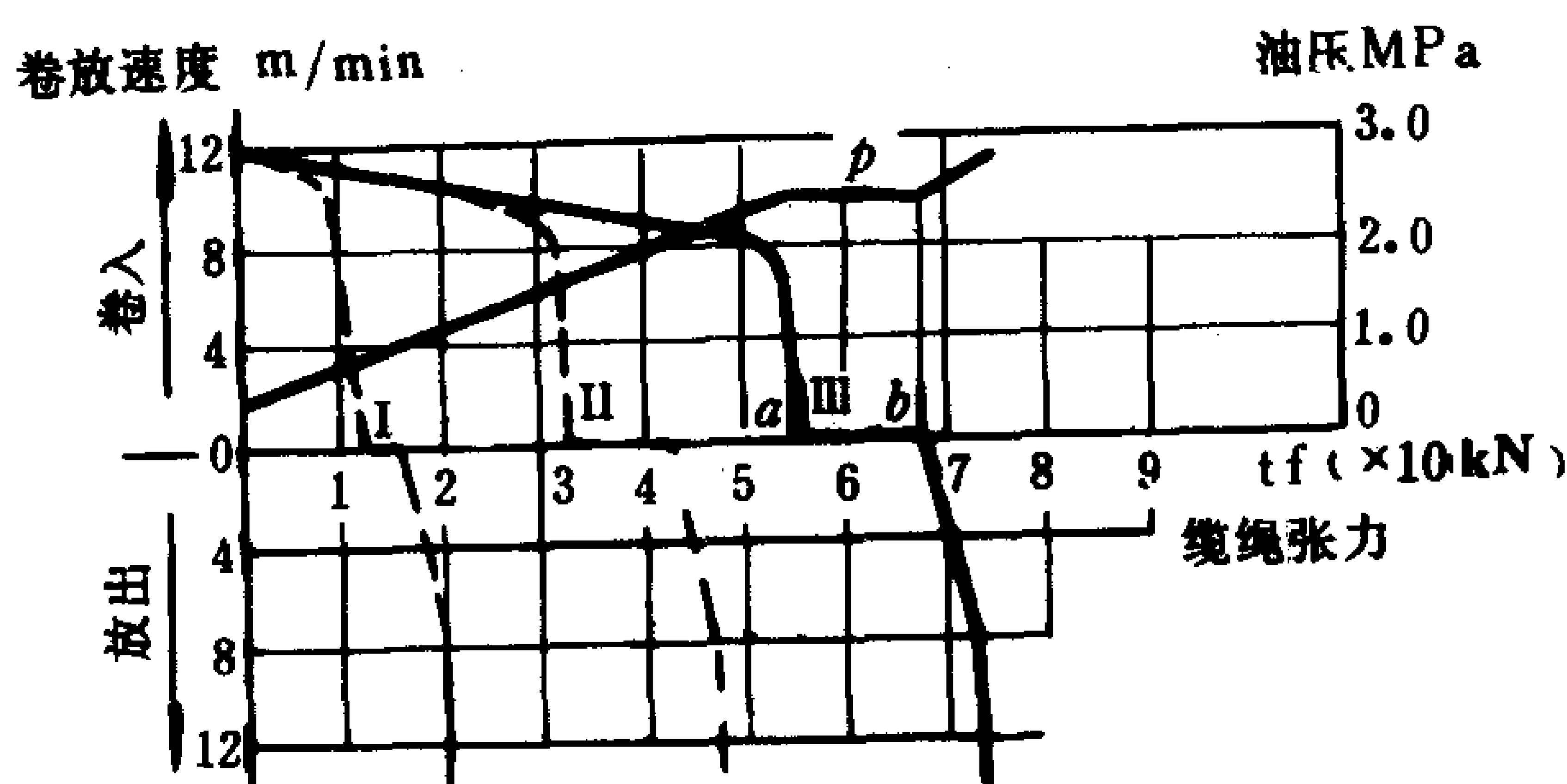


图5.9.9-2　自动绞缆机的工作特性

假设将溢流阀调整在工况Ⅲ，则当缆绳张力增加到50 kN（5 tf）时，由于元件的内泄漏，绳速将从12 m/min下降到8 m/min，而当缆绳张力达到55 kN（5.5 tf）时，泵的供油量等于溢流

量，液压马达即停止转动。此后，张力虽然增高，但马达将保持不动，直到达到68 kN(6.8 tf)（即图上a b段，亦称滞迟区，是由传动阻力和机械摩擦阻力造成的)。当张力大于68 kN时，液压马达才开始倒转并放出缆绳，其速度与张力成比例，直到73 kN即不再增加，这就是本工况的最大张力。

此种绞缆机结构简单，调节方便，但因有大量高压油液经压力调节阀流回油箱，油液升温较快，所以需要加装冷却器。此外，由于油泵长期处于高压全流量下工作，能量消耗大，对工作寿命和可靠性颇为不利。为此，在实际运用中常采用下述改进措施：

（1）加装小泵，专为自动系缆供油，而将大泵或大、小泵并用于收、放缆工作。

（2）蓄能器系统。其方案如图5.9.9-3所示。它的特点是在自动系缆时由蓄能器供油，油压则由压力继电器和液压泵来保证。蓄能器还能对系统起缓冲作用，有利于提高工作可靠性和寿命。

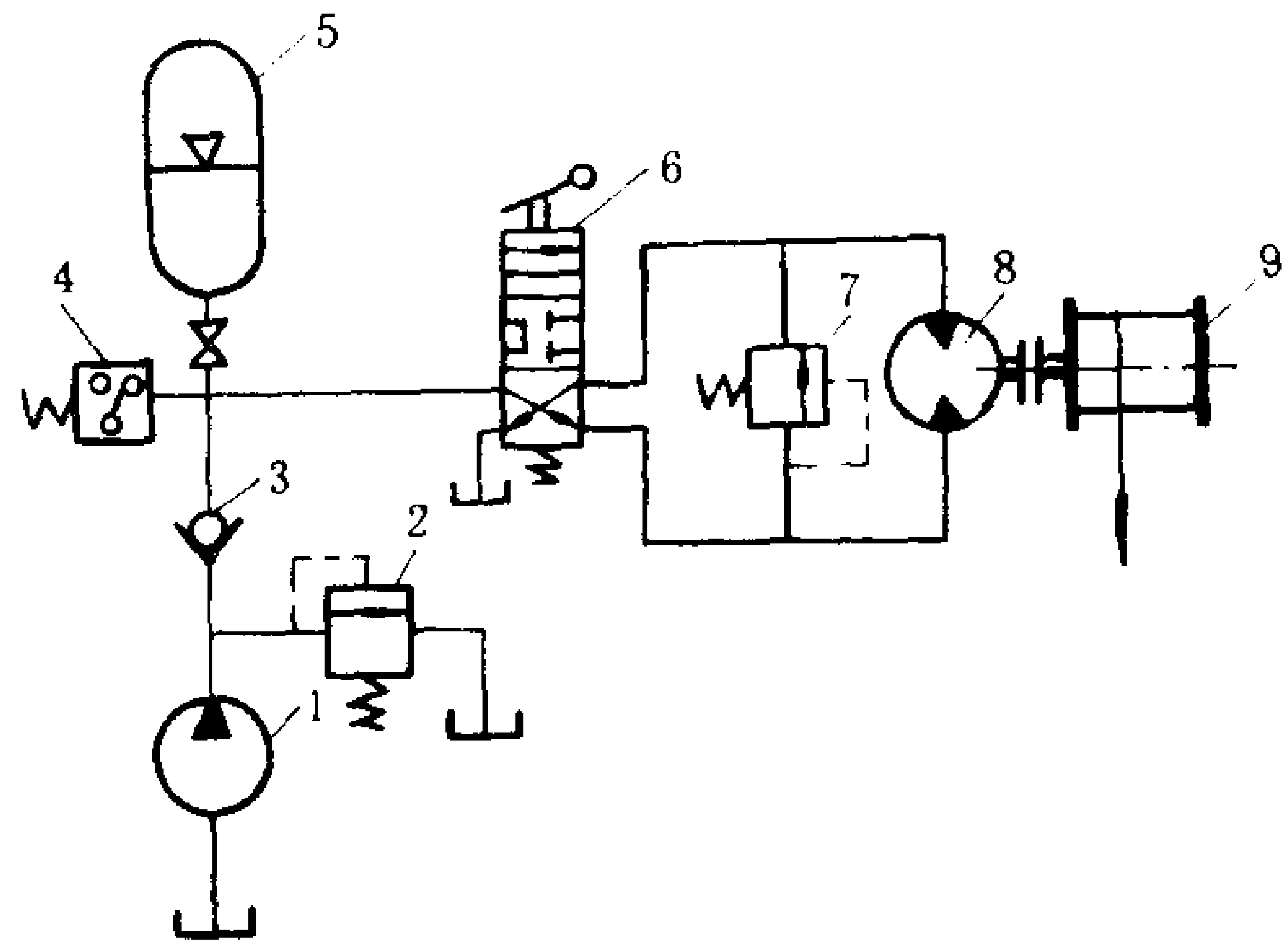


图5.9.9-3　蓄能器系统

1-定量泵；2-系统溢流阀；3-单向阀，4-压力继电器；5-蓄能器；6-换向阀；7-保证恒张力的溢流阀；8-液压马达；9-卷筒

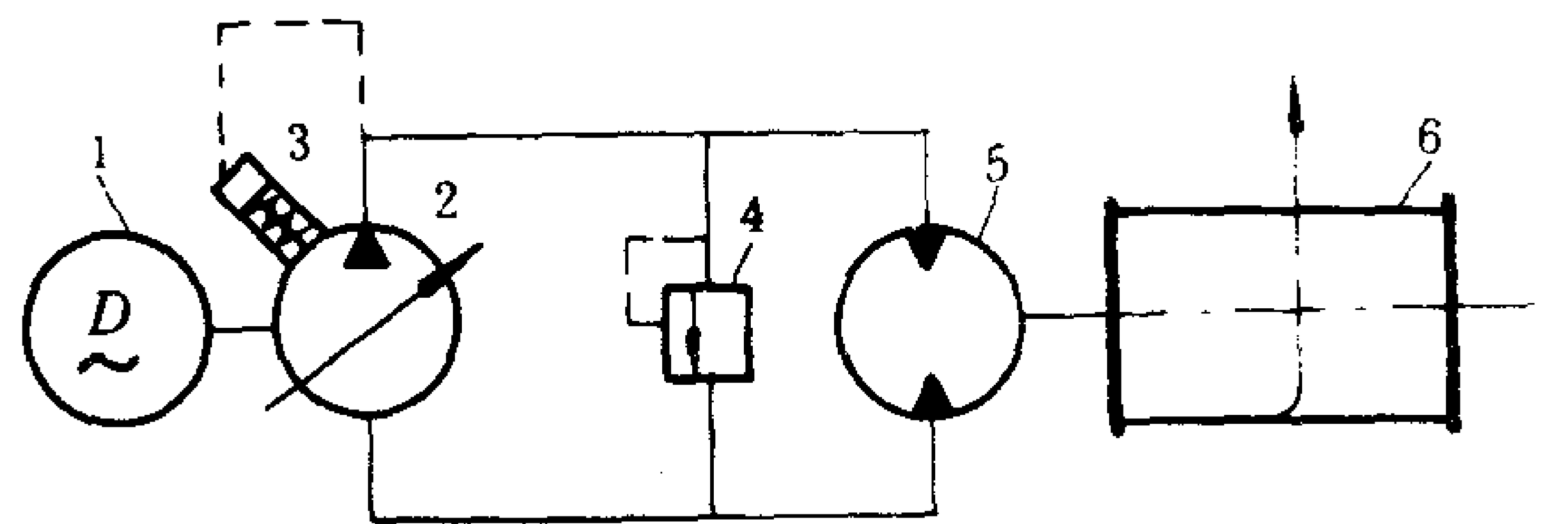


图5.9.9-4　恒功率变量控制系统

1-电动机；2-变量泵；3-恒功率控制器；4-溢流阀；5-液压马达；6-卷筒

2.3　变量泵控制的液压自动绞缆机

2.3.1　恒功率变量控制

由恒功率变量泵组成的工作系统见图5.9.9-4。

恒功率变量泵控制特性如图5.9.9-5所示。恒功率变量控制的自动绞缆特性见图5.9.9-6。恒功率变量泵的供油量（正比于绳速）与工作油压（正比于缆绳张力）成反比，因此当缆绳松弛时，液压马达就会快速卷入缆绳。一旦张力逐渐增大，系统的工作压力也相应增高，排量和绳速就自动降低，直到缆绳张力达到某一定值，液压马达就自动停止转动。这时液压泵的排量自动减小到最低值。

如果船舶受外界影响，缆绳张力继续增大，则在ab区段内液压马达将保持不动，直到张力超过b点，足以克服缆机内部的机械摩擦阻力时，马达被拖倒转，强迫放出缆绳，液压马达亦按油泵工作，自油箱吸油，排出的油液将从溢流阀溢出，系统油压相应提高。反之，如果张力下降，缆索就被液压马达自动收回。

2.3.2　两级变量控制

这种控制方式的工作原理与上述基本相同，但液压泵只有2级变量，即最大排量和最小排量。它通过压力继电器、二位四通电磁阀和1个液压缸来实现，见图5.9.9-7。

当缆绳张力升高达到一定值时，压力开关动作，使电磁阀断电，压力油进入液压缸的一

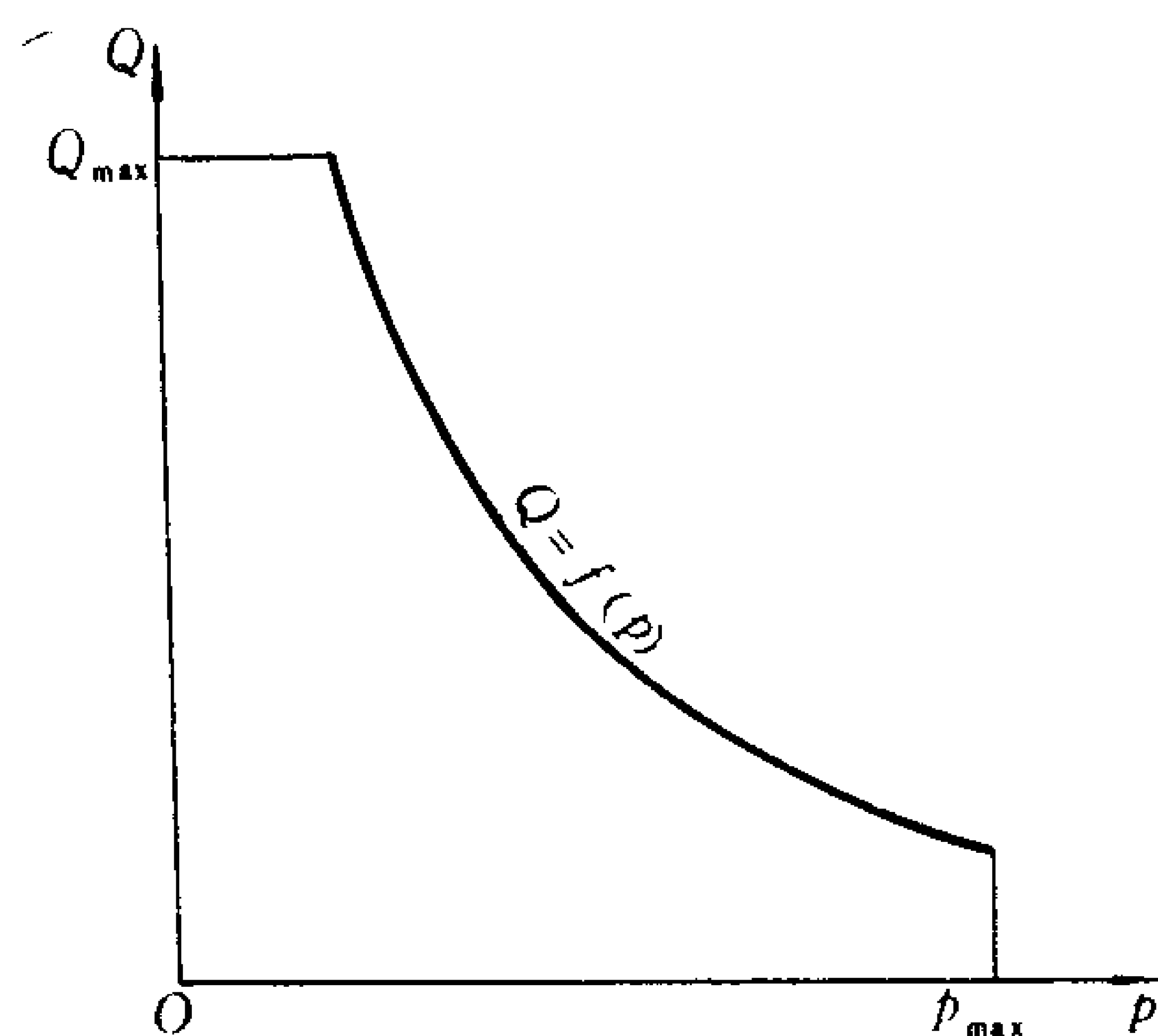


图 5.9.9-5 恒功率变量泵控制特性

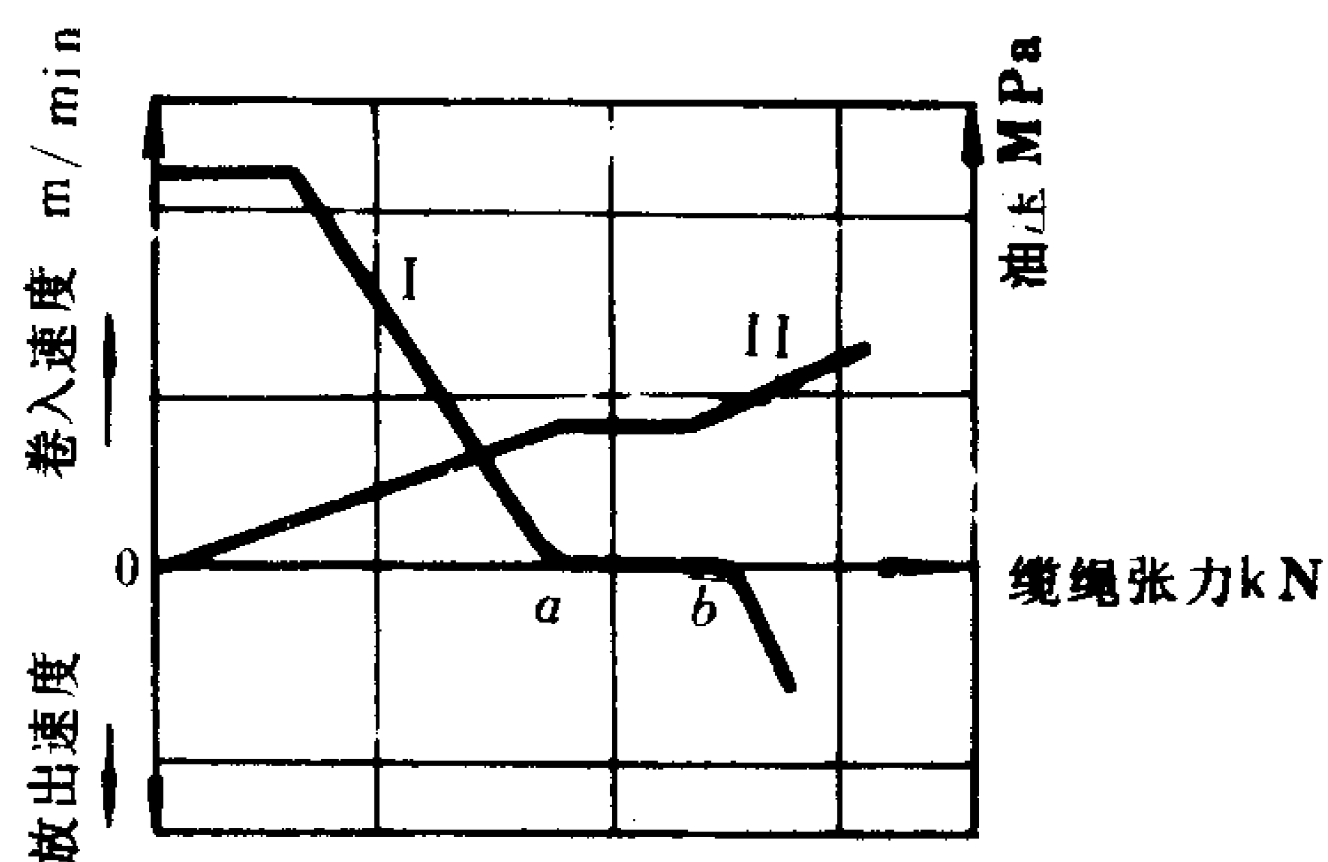
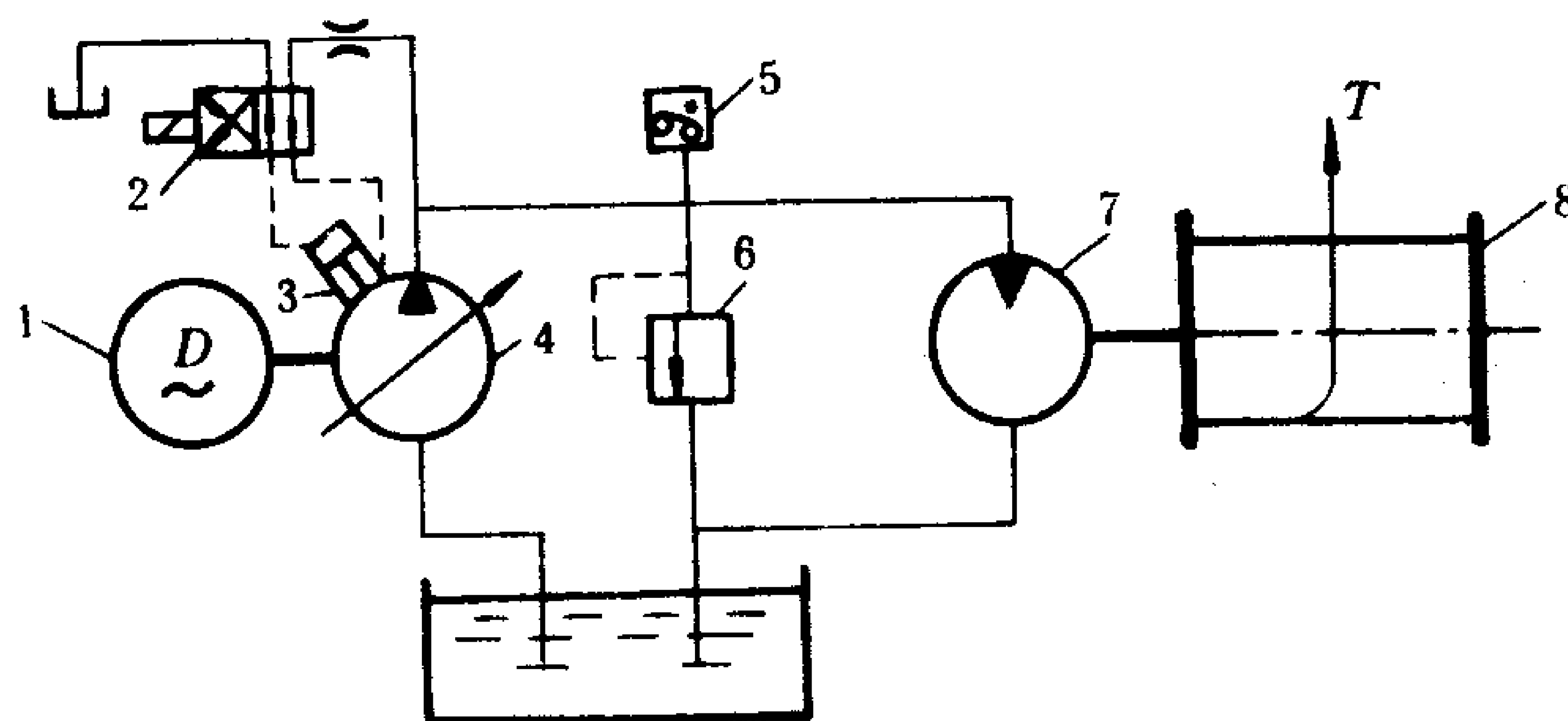


图 5.9.9-6 恒功率变量控制自动绞缆特性

I-缆绳张力与收放速度；II-缆绳张力与液压泵工作压力



5.9.9-7 两级变量控制系统

1-电动机；2-二位四通电磁阀；3-油缸；4-变量泵；5-压力开关；6-压力调节阀；7-液压马达；8-卷筒

端，使变量泵的排量减到最小，液压马达速度锐减并很快趋于停止。若张力继续增大，则在经过一个滞迟区后，缆绳就会拖动液压马达倒转，并自动放出。

当缆绳松弛时，系统油压很低，压力开关接通，电磁阀带电，压力油进入液压缸的另一端，使液压泵排量达到最大值，使马达以高速卷入缆绳。

这种缆机的工作特性如图 5.9.9-8 所示。由图可见，当缆绳张力 $T<80$ kN时，马达的绞缆速度$v=4.5$ m/min；同时：

当$T=80$ kN时，压力开关动作，$v\to 0$。

当$T=80\sim110$ kN时，液压马达停止不动。

当$T>110$ kN时，液压马达被拖倒转，放缆。

当$T<50$ kN时，压力开关动作，液压泵以大排量工作，卷筒收缆速度$v=4.5$ m/min。

2.4 实例

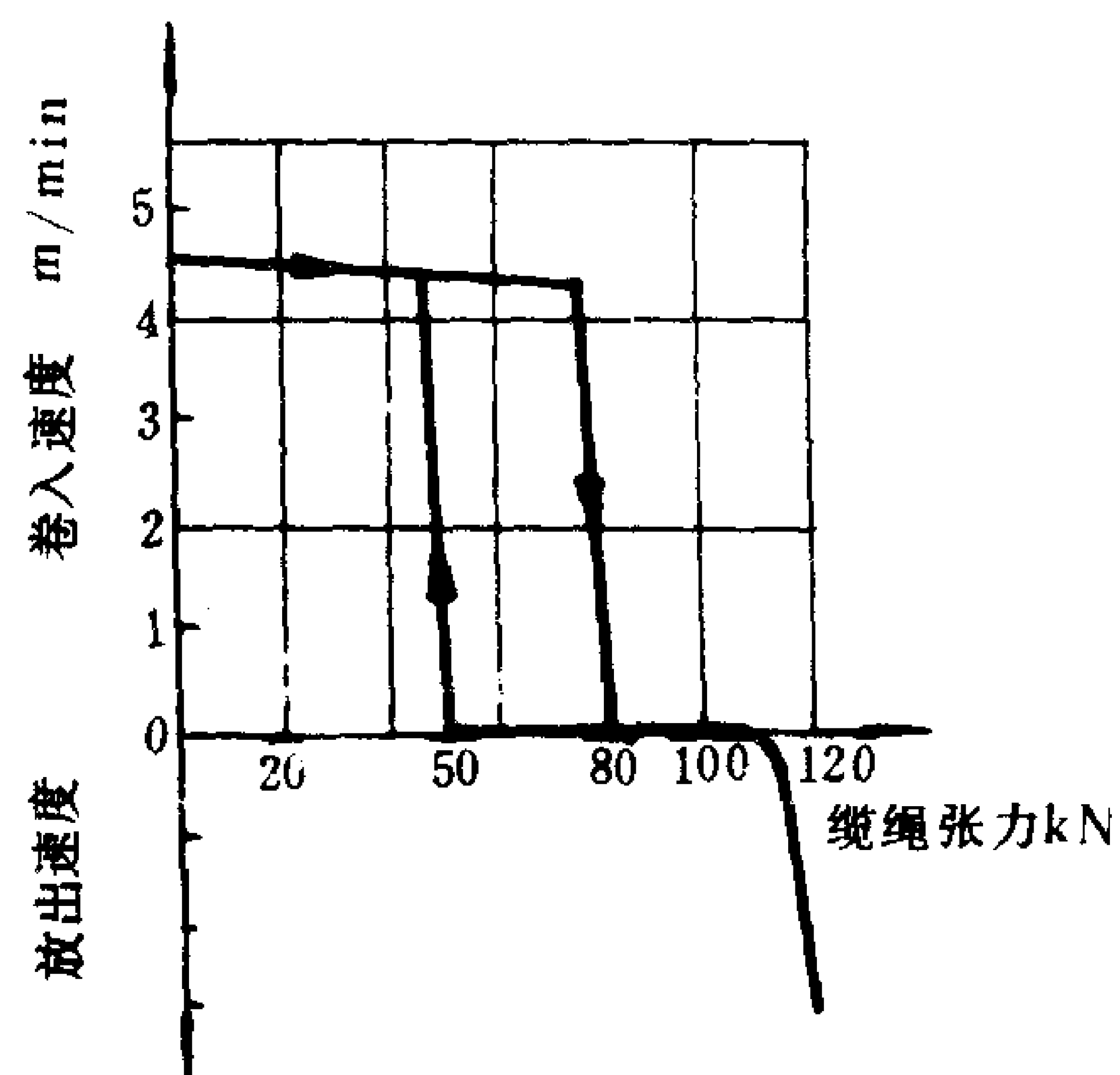


图 5.9.9-8 两级变量控制自动绞缆机特性

三菱重工的液压自动绞缆机，其主要性能参数如下：

主卷筒	额定负荷（第 2 层）	117.6 kN
	额定速度（第 2 层）	15 m/min
	空载速度（第 2 层）	37 m/min
缆绳直径和长度		ϕ 55 mm×200 m
卷筒转速		16.5 r/min
自动收放缆绳张力（第 1 层）		78.4～156.8 kN
自动收缆速度		$\ngtr$2.5 m/min
绞缆卷筒	额定负荷	117.6 kN
	额定速度	15 m/min
	空载速度	32 m/min
功率		～30 kW

液压系统如图 5.9.9-9 所示，其主要设备和性能参数如下：

主泵 1 为 Janney 型轴向柱塞变量泵，工作压力 13.7 MPa，流量 0～389 L/min。

小功率泵 2 为内齿轮泵，工作压力 13.7 MPa，流量 54.5 L/min。

液压马达 9 为曲柄连杆式径向液压马达，转速 0～110 r/min，工作油压 13.7 MPa。

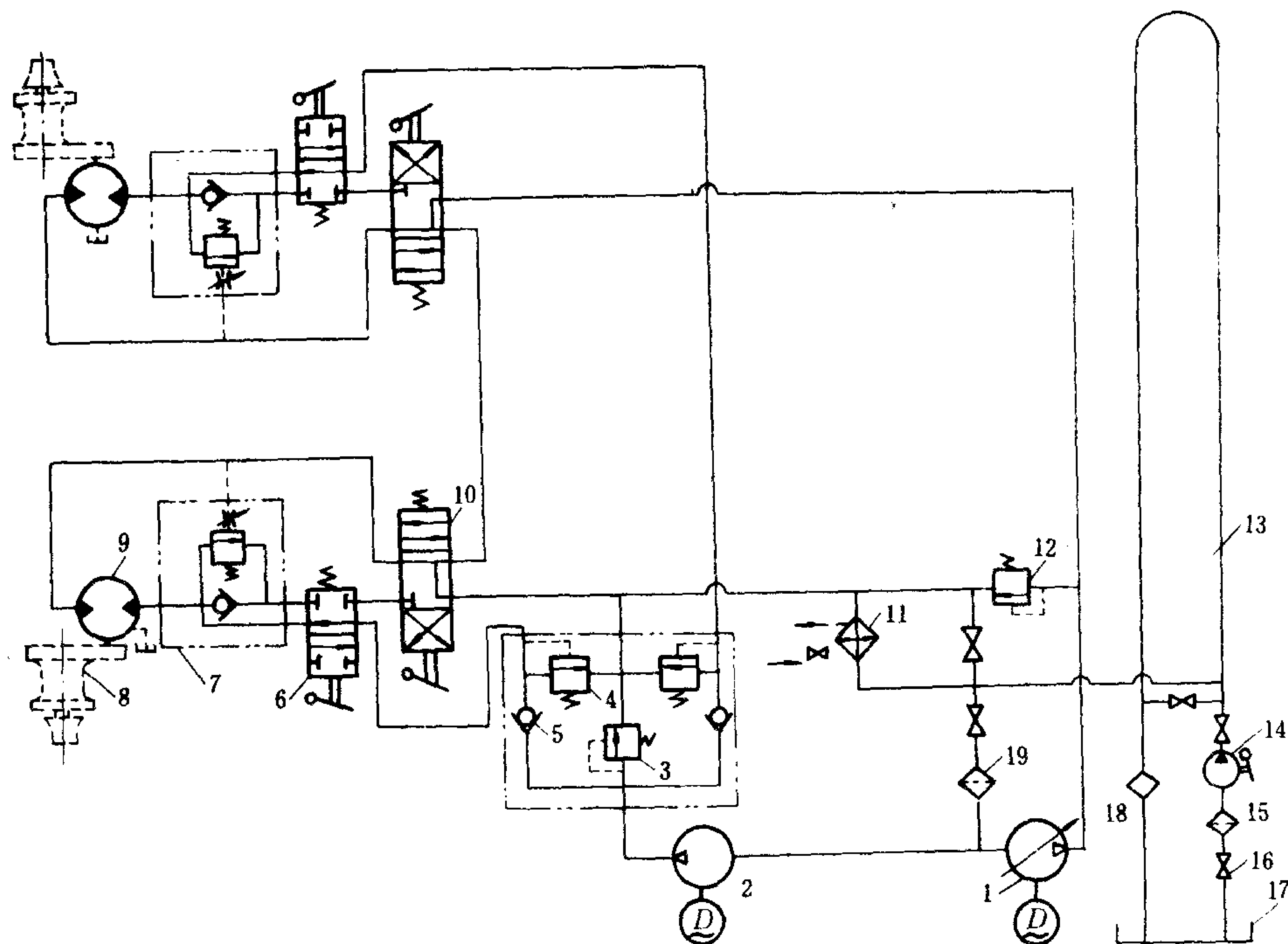


图 5.9.9-9 液压自动绞缆机系统图

1-主液压泵；2-小功率液压泵；3-低压溢流阀；4-高压溢流阀；5-单向阀，6-人工-自动选择阀；7-平衡阀；8-主、副卷筒；9-液压马达；10-手操纵阀；11-冷却器；12-主泵溢流阀；13-重力管；14-手摇泵；15、19-滤器；16-截止阀；17-油箱；18-示流镜

低压溢流阀 3 的压力调节范围 6.7～10.6 MPa，相当于缆绳张力 54～93 kN。

高压溢流阀 4 调至放缆张力的起始值，10.6～13.4 MPa，相当于缆绳张力 137.2～176.5 kN。

液压自动绞缆机的工作情况见表 5.9.9-1。

表 5.9.9-1　　液压自动绞缆机工作情况

工况		液压泵	阀件		油液流向
			手操纵阀 10	自动-人工选择阀 6	
人工绞缆	收缆	主泵 1	下位	下位 （非图示位） “人工”位	主泵 1 →手操纵阀 10 →选择阀 6 →平衡阀 7 的单向阀→液压马达 9 →手操纵阀 10 →冷却器 11 →滤器 19 →液压泵入口或重力管 13 →示流镜 18 →油箱 17
	停止	主泵 1	中位 （图示位）	下位 （非图示位）	主泵 1 →手操纵阀 10 →冷却器 11 →滤器 19 →液压泵入口或重力管 13 →示流镜 18 →油箱 17
	放缆	主泵 1	上位	下位 （非图示位）	主泵 1 →手操纵阀 10 →液压马达 9 →平衡阀 7 中的顺序阀→选择阀 6 →手操纵阀 10 →冷却器 11 →滤器 19 →液压泵入口或重力管 13 →示流镜 18 →油箱 17
自动绞缆	收缆	小功率泵 2	中位 （图示位）	上位 （图示位） “自动”位	泵 2 →单向阀 5 →选择阀 6 →平衡阀 7 →液压马达 9 →手操纵阀 10 →冷却器 11 →油箱 17
	平衡	小功率泵 2	中位	上位 “自动”位	泵 2 →低压溢流阀 3 →油箱
	放缆	小功率泵 2	中位	上位 “自动”位	泵 2 →低压溢流阀 3 →油箱。缆绳张力超过 160 kN(16 tf)时，单向阀 5 关闭，液压马达反转，系统工作油压升到 13.7 MPa，高压溢流阀 4 开启溢流回油箱

注：阀位、液流均以系统图中下侧绞车的油路为准。

第10章　蒸汽绞缆机

1　普通蒸汽绞缆机

普通蒸汽绞缆机是指用蒸汽作为动力，通过齿轮传动机构驱动卷缆筒，做一般绞缆工作的设备。

蒸汽绞缆机的结构见图5.9.10-1。它的工作原理和特点基本上与蒸汽锚机相同。

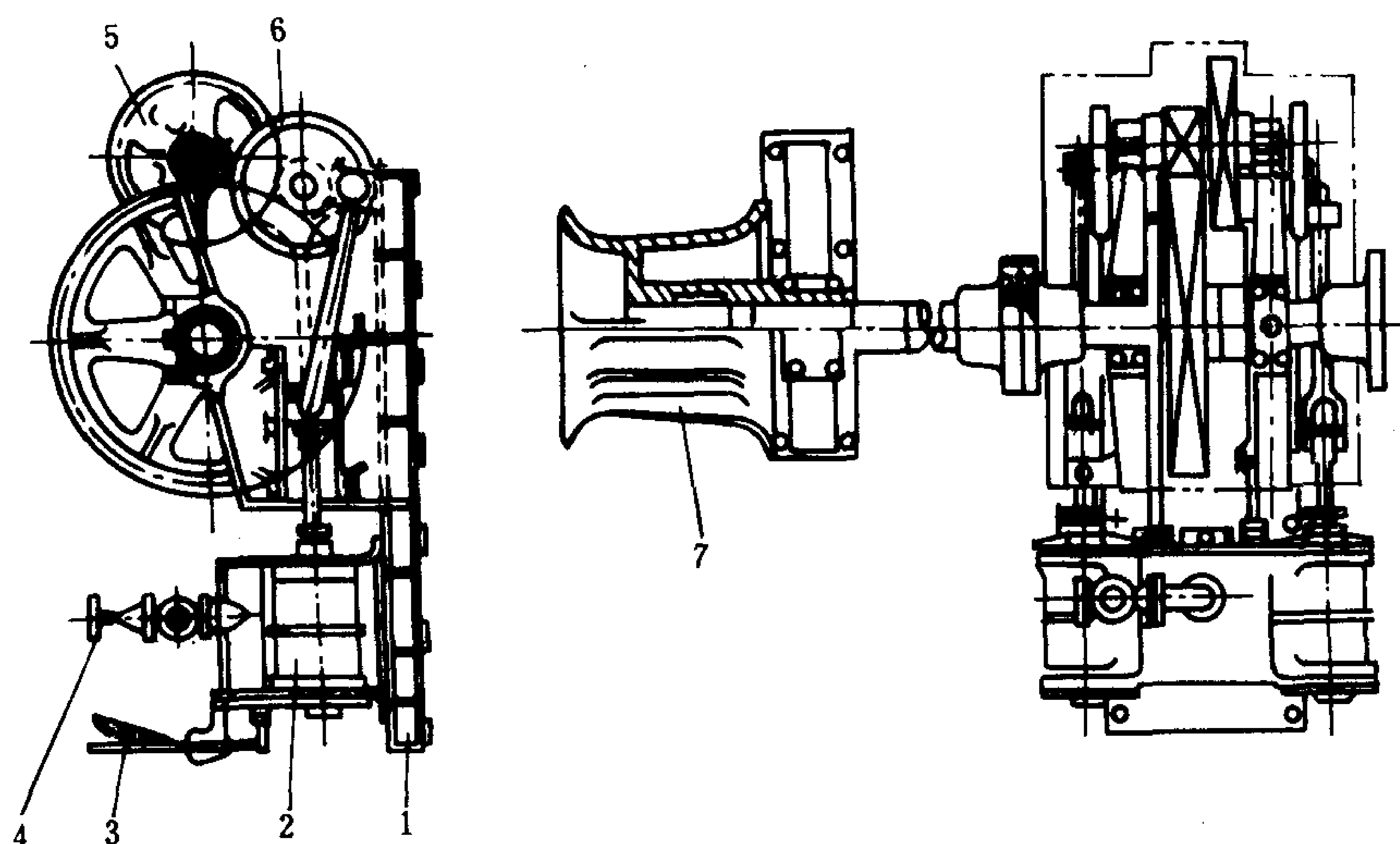


图5.9.10-1　蒸汽绞缆机

1-底座；2-蒸汽机；3-操纵手柄；4-蒸汽停止阀；5-传动齿轮；6-曲柄连杆传动机构；7-绞缆卷筒

2　自动蒸汽绞缆机

这是一种能使缆绳张力自动保持恒定的蒸汽绞缆机。它是在普通绞缆机的基础上，配置一套自动调整缆绳张力的控制机构而成的。常见的自动调整张力的控制方式有两种，即张力反馈伺服阀控制式和蒸汽减压阀控制式。

2.1　张力反馈伺服阀控制

2.1.1　工作原理

图5.9.10-2所示是张力反馈伺服阀控制的工作原理。工作时，汽缸内充满蒸汽，其压力则随负载大小而变。当缆绳受外力影响使张力超过定值时，缸内汽压与缆绳张力间原有的平衡关系被破坏，卷筒被迫反转放出缆绳。与此同时，通过蜗杆蜗轮、螺杆滑块等组成的反馈机构将信息反馈到控制滑阀上，增加它的开度，使进入汽缸的蒸汽压力提高，以对抗负荷张

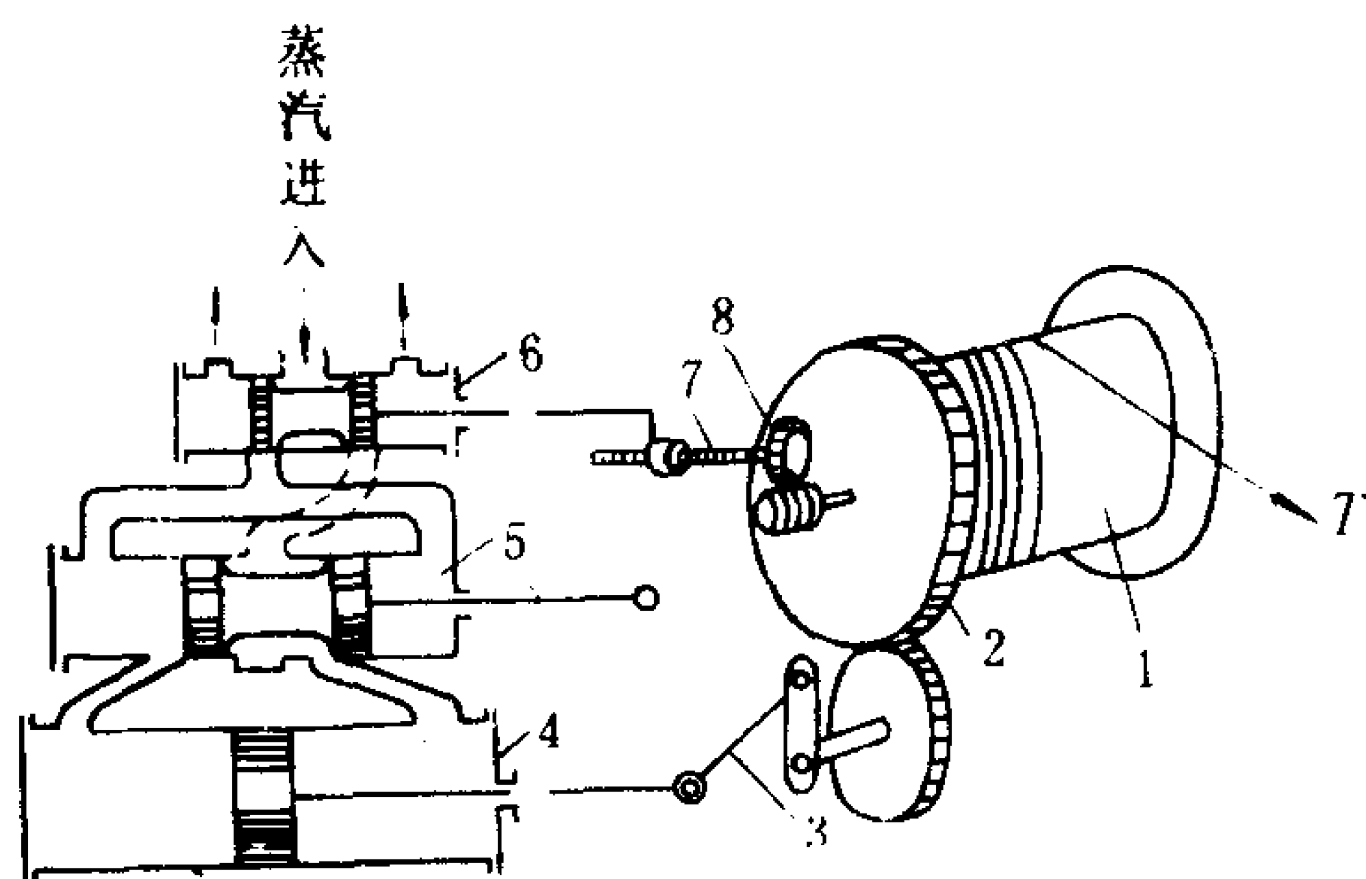


图 5.9.10-2 张力反馈控制原理

1-卷筒；2-传动齿轮；3-曲柄连杆机构；4-汽缸；5-滑阀箱；6-伺服控制阀；7-螺杆-滑块机构；8-蜗杆蜗轮传动机构；T-缆绳张力

力的作用，并最后使两者重新达到平衡，转动停止。这时，船外缆绳长度已有增加，但张力保持在一定范围内。

当缆绳因外力变化而松弛时，自动调节过程正好与上述情况相反，即收绳→减汽压→收紧→升汽压→平衡→停止。

2.1.2 工作特性

图 5.9.10-3 表示蒸汽自动绞缆机控制阀开度与缆绳张力之间的关系。从图上可以看出，在伺服控制阀的同一开度上，即汽缸内工作压力基本相同时，收缆和放缆的张力 T_i和 T_0存在着很大的差别。这是因为收缆张力

$$T_i \propto pA\eta \quad \text{N} \qquad (5.9.10\text{-}1)$$

式中：p——汽缸中的蒸汽压力，MPa；

A——汽缸活塞的面积，mm^2；

η——计及齿轮传动、缆绳摩擦等因素的传动效率。

而放缆时

$$T_0 \propto pA/\eta \quad \text{N} \qquad (5.9.10\text{-}2)$$

式中$\eta<1$，所以在同样的p、A值时，$T_0>T_i$。摩擦阻力越大，传动效率越低，差值$\Delta T=T_0-T_i$越大。此差值范围称为不灵敏区（滞迟区）。

例如：当缆绳在点 1 停止后，若张力上升，缆绳将并不立即放出，而要等到点 2 才开始放缆，并最终平衡在点 3。此后若缆绳张力下降，则自动绞缆机也不会立即收缆，而要等到点 4 才开始卷入缆绳，

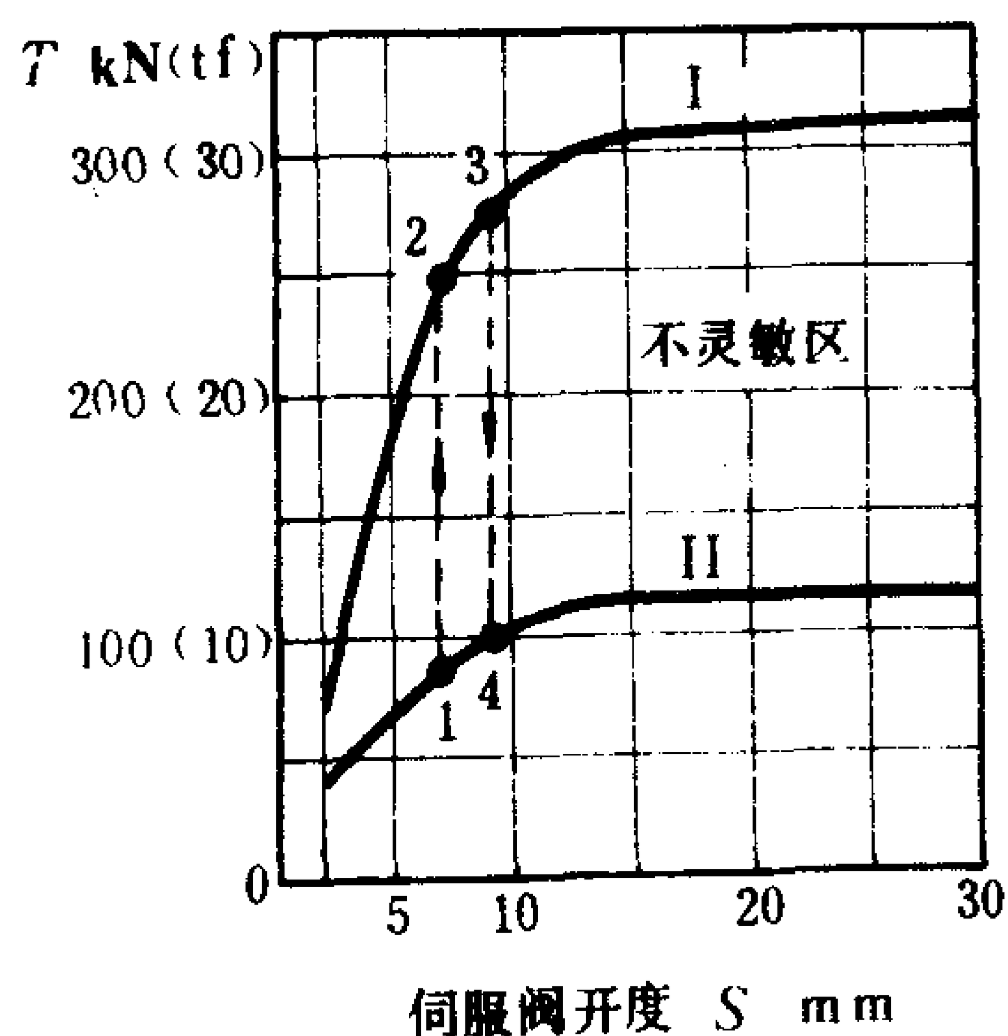


图 5.9.10-3 控制阀开度与缆绳张力间的关系

I-放缆特性；II-收缆特性

点 2 与点 4 间的张力差即为ΔT。

2.2 蒸汽减压阀式自动绞缆机

2.2.1 工作原理

蒸汽减压阀式自动绞缆机的工作原理示于图 5.9.10-4。

1）手动绞缆工况——操纵杆 2 位于“收缆”位置。蒸汽截止阀 3 开启，阀 4 关闭。蒸汽通过截止阀 3 经换向阀、配汽阀进入汽缸，进行收缆工作。

2）手动放缆工况——除操纵杆 2 位于“放缆”位置外，其余各阀的位置同上，蒸汽机反转放缆。

3）自动绞缆工况——杆 2 位于“收缆”位置。此时截止阀 4 开启，而阀 3 关闭。蒸汽通过减压阀进入蒸汽机。根据系缆工作的需要，调整蒸汽减压阀上的调节螺钉，以选择适当的缸内工作蒸汽压力，就可实现缆绳张力的自动调整。

2.2.2 工作特性

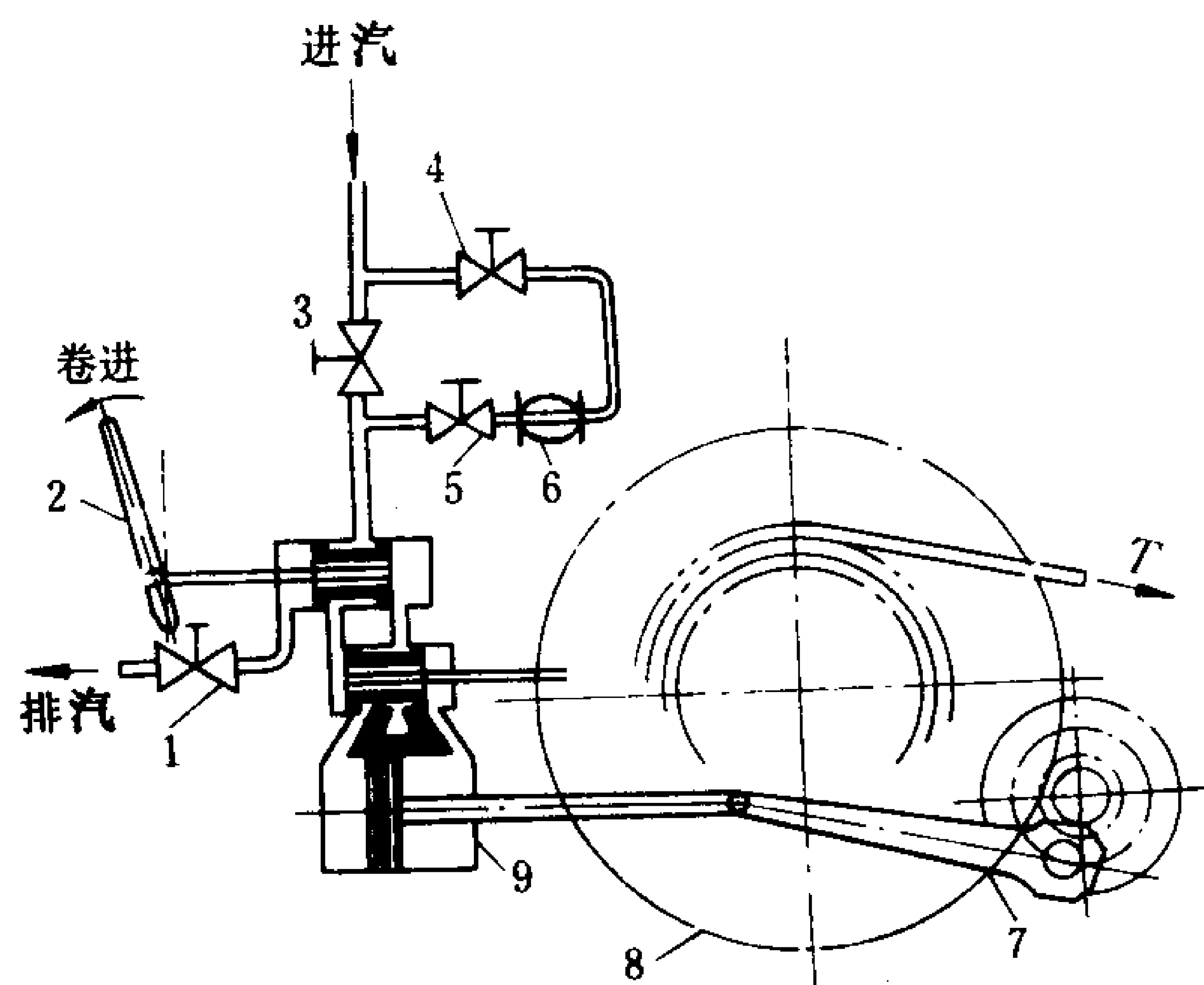


图 5.9.10-4 蒸汽减压阀式自动绞缆机工作原理

1、3、4-蒸汽截止阀；2-操纵杆；5-蒸汽减压阀；6-滤器；
7-曲柄连杆机构；8-绞缆卷筒；9-汽缸

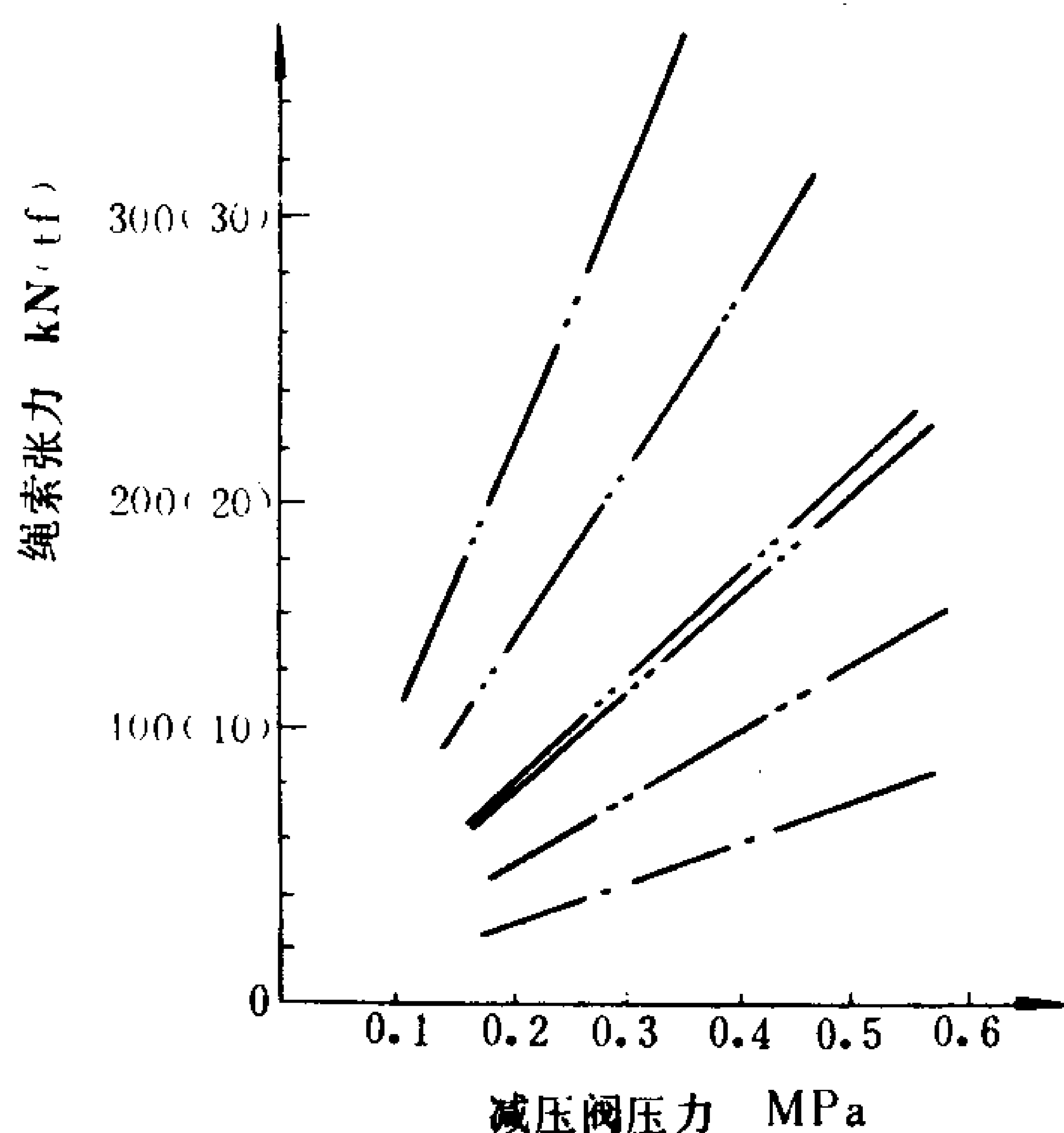


图 5.9.10-5 蒸汽减压阀式自动绞缆特性

蒸汽减压阀式自动绞缆机的工作特性见图 5.9.10-5。与张力反馈伺服控制阀式相比，蒸汽减压阀式自动绞缆机结构简单，调节方便，无论供汽压力如何波动，减压阀后的工作蒸汽压力将始终保持稳定。

2.3 实例

图 5.9.10-6 示出日本某蒸汽自动绞缆机的张力反馈自动调节机构简图。

自动绞缆机的操作过程如下：

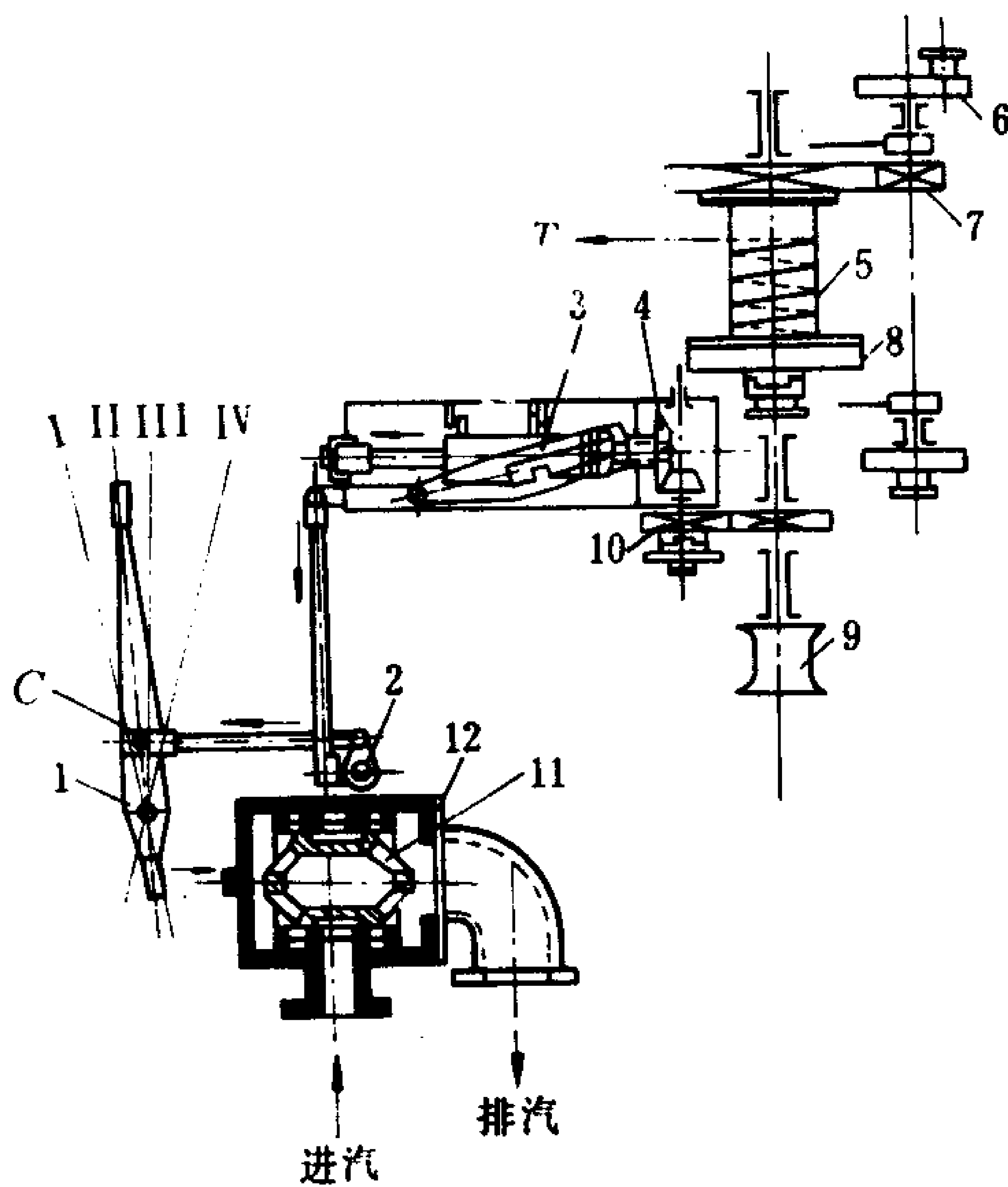


图 5.9.10-6 蒸汽自动绞缆机实例

1-操纵杆；2-联杆机构；3-滑杆机构；4-锥齿轮传动；5-绞缆卷筒；6-曲柄连杆机构；7-齿轮传动；8-刹车装置；9-卷筒；10-离合器；11-伺服控制阀；12-操纵阀箱；Ⅰ-手操收缆位置；Ⅱ-自动绞缆；Ⅲ-停止；Ⅳ-手操放缆位置

首先用操纵杆手动操作将船舶系留在一定位置上。操作时应注意松开手动刹车、脱开离合器 10 和拔出操纵杆上的插销C。

然后，转换到自动绞缆工况。转换方法 (1)将操纵杆放在自动绞缆位置Ⅱ，插入插销C；(2)合上离合器 10，接通张力信号反馈机构。这样，绞缆机就会根据缆绳张力的大小自动收缆和放缆。

第 11 章　拖 带 设 备

1　概述

拖带作业按用途可分为运输拖带、辅助拖带、救难拖带和专业拖带，按航行区域又可分为海上拖带、锚地拖带、港口拖带、内河拖带等。拖带作业方式主要有列式拖带、顶推和傍推 3 种。

列式拖带阻力较小，能充分发挥拖船的牵引力，适用于长距离拖带和港内作业。但是控制停船困难，如船队队列过长，容易产生左右偏荡，并可能影响在航道上其他船舶的航行。

顶推是将推船的船头用缆索或专用装置系固于驳船的船尾，推其前进，航速可较列式拖带高 10%～20%，适用于江河水上运输。

傍推是将驳船用绳索或专用装置系靠在拖船的舷侧，因此船队长度较短，操纵较灵活，停船、倒车都不会发生很大困难。但水阻力较大，如拖大船时，舵力会显得不足。为了克服偏航，常要采用压舵，这样又会增加航行阻力。此外，两船船壳间的压力大，在风浪中容易互相碰撞，被拖船往往还会妨碍拖船驾驶台的视线。

2　拖带设备

对于专业拖船，拖带设备一般包括拖索、拖钩、导向滑车、拖钩弓架、拖索位置限止器、拖桩、拖索孔、拖缆绞车。

对于非经常进行拖曳作业的船只，拖带设备可由系泊设备代替。

2.1　拖索

2.1.1　拖索强度

拖索的强度取决于拖船的功率、拖带速度和被拖船舶的排水量。

海上长距离拖带多采用强度大的软钢索和被拖船的锚链组成的拖缆。锚链可借自身重量使拖缆垂曲，以弥补钢索所缺乏的弹性，同时，还能经受导缆孔的摩擦，减少因偏荡引起的额外弯应力。

拖索要承受很大的拉力和冲击负荷，要经得起水浸和腐蚀。一般拖力大时用钢索，拖力小时用麻索。在同等拉力条件下，钢索尺度小、耐用。不同吨位的海船在拖带中可选用的钢索尺寸见表 5.9.11-1。

尼龙缆的应用越来越广，它的重量约为钢索的 1/2，麻索的 1/3～1/4，弹性大，拖带时可以不装缓冲器。但在断裂时以及与导缆孔等摩擦时会发生火花，因此在拖带油船和运送石油制品船舶时不宜采用。

表 5.9.11-1　拖带钢索尺寸选配

被拖船吨位	锚链长度	钢索直径 mm
>10000	2～3 节	40～48
5000～10 000	1～2 节	40
2000～5000		36

2.1.2　拖索长度

拖索长度取决于被拖船的吨位、拖行速度、水深、海面情况以及采用缆绳的种类等。吨位、拖速越大，缆索应越长；海况越恶劣，缆应越长。拖索长度还与拖船

和被拖船间的间距有关。拖索长度大，可减少拖船尾流对被拖船的影响，并在风浪中有一定的安全缓冲作用。但要受船队转弯半径的约束，特别是在狭窄航道中。

一般海上拖带时，拖索的长度为200～400 m。海上拖带普通船舶时，拖索以保持在6节以上为宜。

缆长的选取可按下列经验公式，再酌情适当增减：

$$S=K(L_1+L_2) \quad \text{m} \tag{5.9.11-1}$$

式中：S——拖缆长度，m；

L_1——拖船船长，m；

L_2——被拖船船长，m；

K——系数，$K=1.5\sim2.0$。

2.2 拖钩、导向滑车及其附件

拖钩是拖索的固定和解脱装置。拖钩有开式和闭式2种。开式拖钩在波浪中使用时，拖缆易从拖钩中跳出，因此常用于内河拖船或作备用。海上拖带应使用带缓冲装置的闭式拖钩。拖钩应保证脱钩灵活。在拖索张紧状态下，脱钩灵活是保证拖带安全的重要措施。过去曾发生过脱钩失败而造成倾覆的事例。

拖钩的连接件和附件，如眼板、弓架、支架等均应注意结构强度，焊接牢固，以保证使用安全。

港口拖船上的拖钩，从一舷到另一舷的转动角度应小于180°。在任何角度下均不应使拖钩承受弯曲力矩，或紧靠任何其他结构。

船舶上有时也采用拖索导向滑车。缆索从尾拖缆绞车卷筒上引出，绕过导向滑车至船尾部，再系到被拖船舶上。

2.3 拖缆绞车

拖缆绞车设置在拖船上，用来进行必要的拖带辅助作业。拖缆绞车可分为普通拖缆绞车和自动拖缆机。按动力不同，它有蒸汽的、液压的和电动的几种，其中电动的应用最广泛。

2.3.1 普通拖缆绞车

普通拖缆绞车大多用在内河拖船上。在拖航时，拖索从被拖船舶直接(或经过滑车)引导到绞车卷筒上。当航经弯曲河道和急流、浅滩时，利用绞车可迅速改变拖索的长度。

为了减轻拖力突然增大所引起的动负载的影响，在绞车刹车上配置缓冲器。当拖索突然拉紧时，允许绞车卷筒有稍许转动。

为了使缆索能有次序地排绕在绞车卷筒上，设置了排缆装置。

普通拖缆绞车的其他结构与系泊绞车基本相同。

2.3.2 自动拖缆机

自动拖缆机是远洋拖船的关键设备之一，可在恶劣的海况下随拖缆上拉力的突然变化而自动收放缆索，以避免拖曳属具的损坏或拖索的断裂。

拖缆绞车的额定拉力按拖钩的额定拉力选择。在额定工况下，卷缆速度不应超过18 m/min。当拖索沿水面方向偏摆±30°，垂直方向偏摆±10°时，拖缆绞车应保证工作正常。

在卷绞空负荷拖索时，其速度应达到25～35 m/min，以防止拖索缠绕在螺旋桨上。

自动拖缆机常设有手动操纵机构、拖缆长度计数器和音响信号装置。

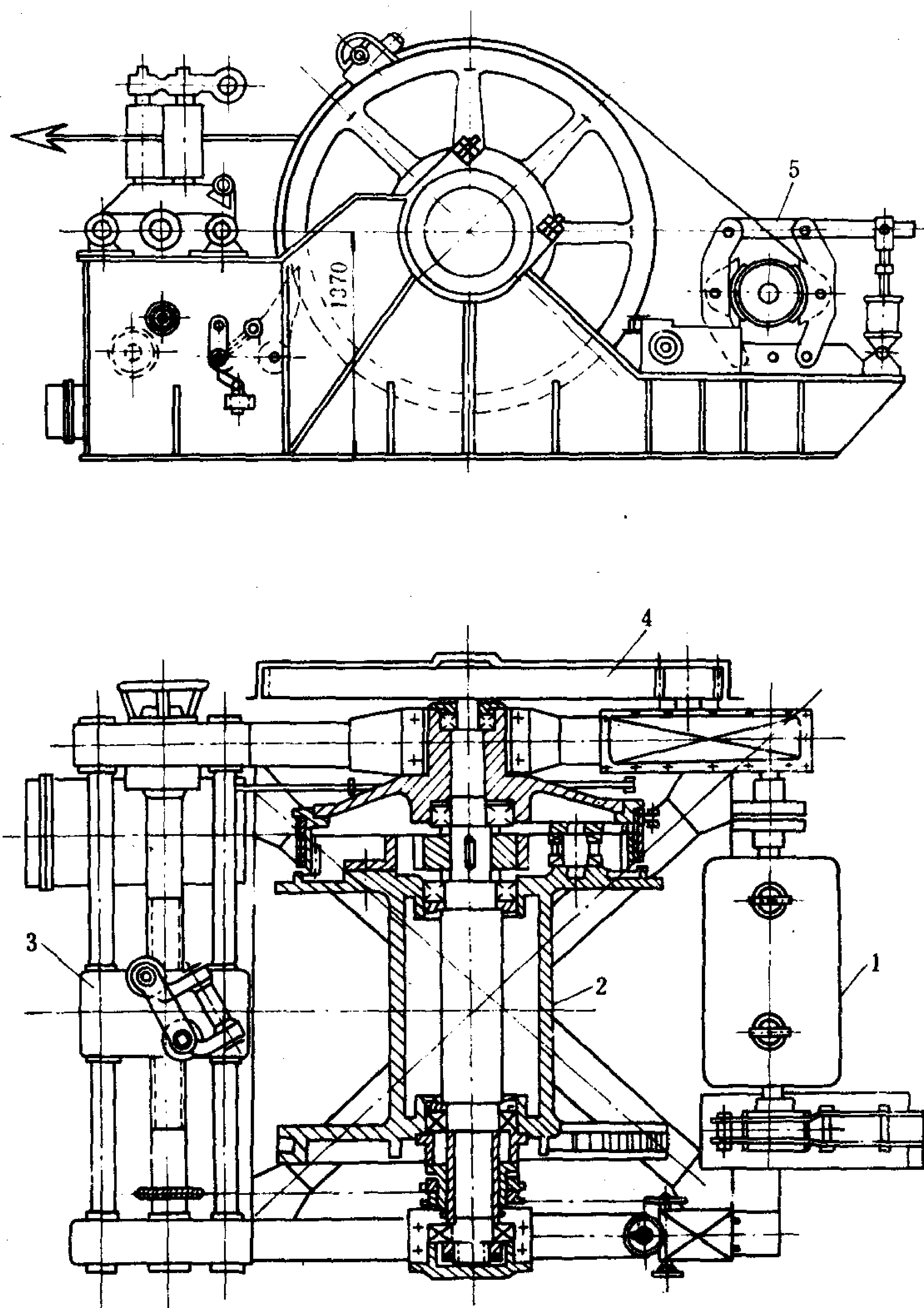


图 5.9.11-1 350 kN自动拖缆机
1-电动机；2-卷筒；3-排缆装置；4-传动机构；5-刹车装置

图 5.9.11-1 示出 350 kN(35 tf) 自动拖缆机的结构。它由电机放大器-发电机-电动机系统、自动控制机构、电动机刹车装置、棘轮装置、联锁装置、指示报警系统以及机械减速器、卷筒、排缆机构等部件组成。

自动放缆的工作特性是通过行程指挥器和拉力发信器的信号，来调节电机放大系统电流负反馈绕组回路中的串联电阻来实现的。

在正常拖曳时，拖缆应接近卷筒的中部，以便船舶偏航时减少排缆滚轴上的应力。

几种拖缆机的规格参数列于表 5.9.11-2。

表 5.9.11-2 拖缆机规格参数

名称 基本参数	250 kN 电动拖缆机	250 kN 液压自动拖缆机	350 kN 电动自动拖缆机
额定拉力(第 3 层) kN(kgf)	245.1(25 000)	245.1(25000)	343.2(35000)
收缆速度 m/min	10(中速档)	0～10 m/min, 0～20 m/min(半载)	15 m/min(第 3 尾, 电机中速档)
缆索规格	6×37	ϕ47.5	6×37
最大容绳量 m	670	670	670
传动	机械传动比 $i=217$	主泵排量 227 mL/r, 使用工作压力 <14 MPa, 液压马达转速 0～12 r/min, 0～24 r/min(半载)	机械传动比 $i=118.8$
机械效率	0.79		0.78
自动控制范围		自动控制拖力 98.1～245.1 kN, 自动收放缆长度±30 m	自动控制拉力范围 147.1～343.2 kN, 自动收缆拉力/自动放缆拉力 > 0.70
气动刹车工作压力	0.5～0.6 MPa		
电动机规格 型号 功率 kW 转速 r/min 电压 V 工作制 min	 JZ_2-H 72-4/8/16 60/60/45 1415/690/325 380 10/30/5	55	直流电动机型号 ZZJOH-82 功率 110 kW 电压 220 V 工作制 100% 直流发电机规格型号 Z_2C-112 功率 145 kW 转速 1450 r/min 电压 230 V 电机放大机规格型号 2 KK-60 功率 4.5 kW 交流异步电动机规格型号 JS 115-4 功率 135 kW

第 12 章　液压渔捞机械

1　概述

近年来，渔捞作业方法和渔捞机械有了巨大发展，先进国家的渔船已大幅度地采用了液压机械。这是因为液压传动和液压机械无论在性能、重量、布置、尺度等方面，都有许多突出的优点(参见第 7 篇)，渔船的机舱和作业甲板面积有限，采用体积、重量较小的液压渔捞设备，有利于操作和捕捞作业环境的改善。

2　液压渔捞绞车

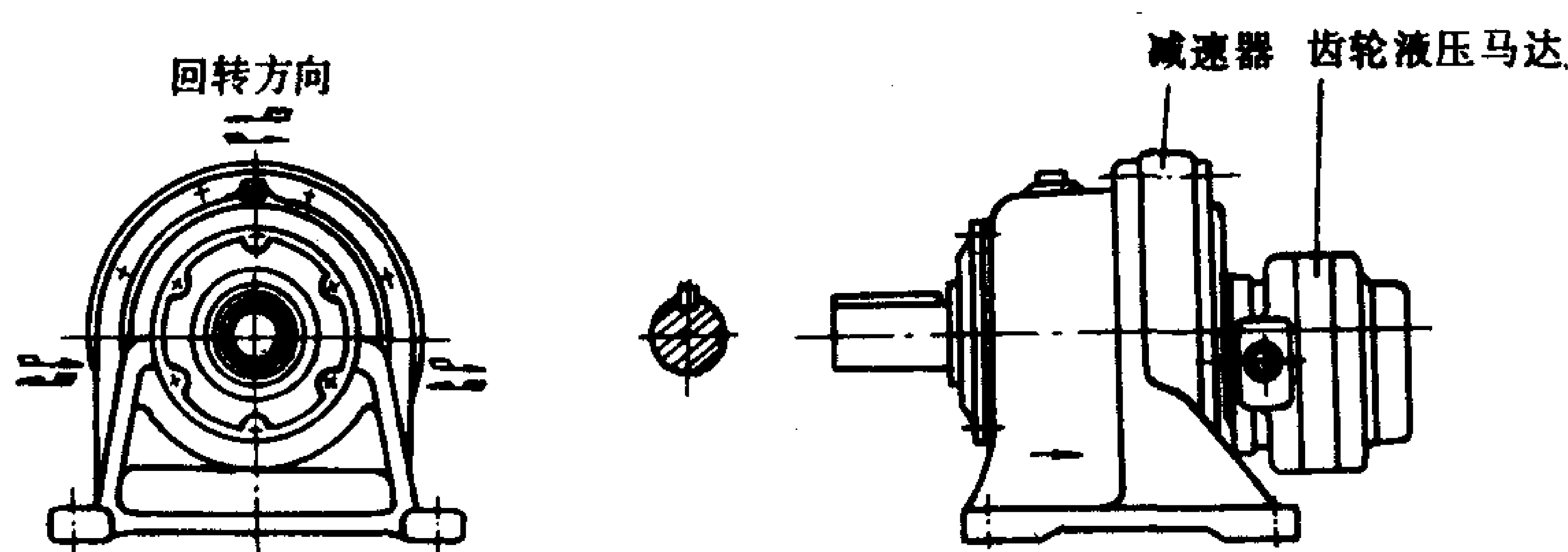


图 5.9.12-1　齿轮液压马达-减速器总成

液压绞车是渔捞机械中的主要设备，有拖网绞车、起网绞车、吊杆绞车、卷绳筒等。

绞车的液压源多采用齿轮泵、叶片泵、螺杆泵或柱塞泵供油，执行机械多采用活塞连杆式低速大扭矩液压马达或叶片式液压马达，也有采用齿轮式或轴向柱塞式高速液压马达的。

图 5.9.12-1 示出齿轮液压马达和减速器的结构总成，它常用作绞车动力。图 5.9.12-2 示出海洋渔船的底拖网液压绞车，其收绞力为 15～120 kN，绞收速度 60～130 m/min，它在底拖网渔船上的布置见图 5.9.12-3。

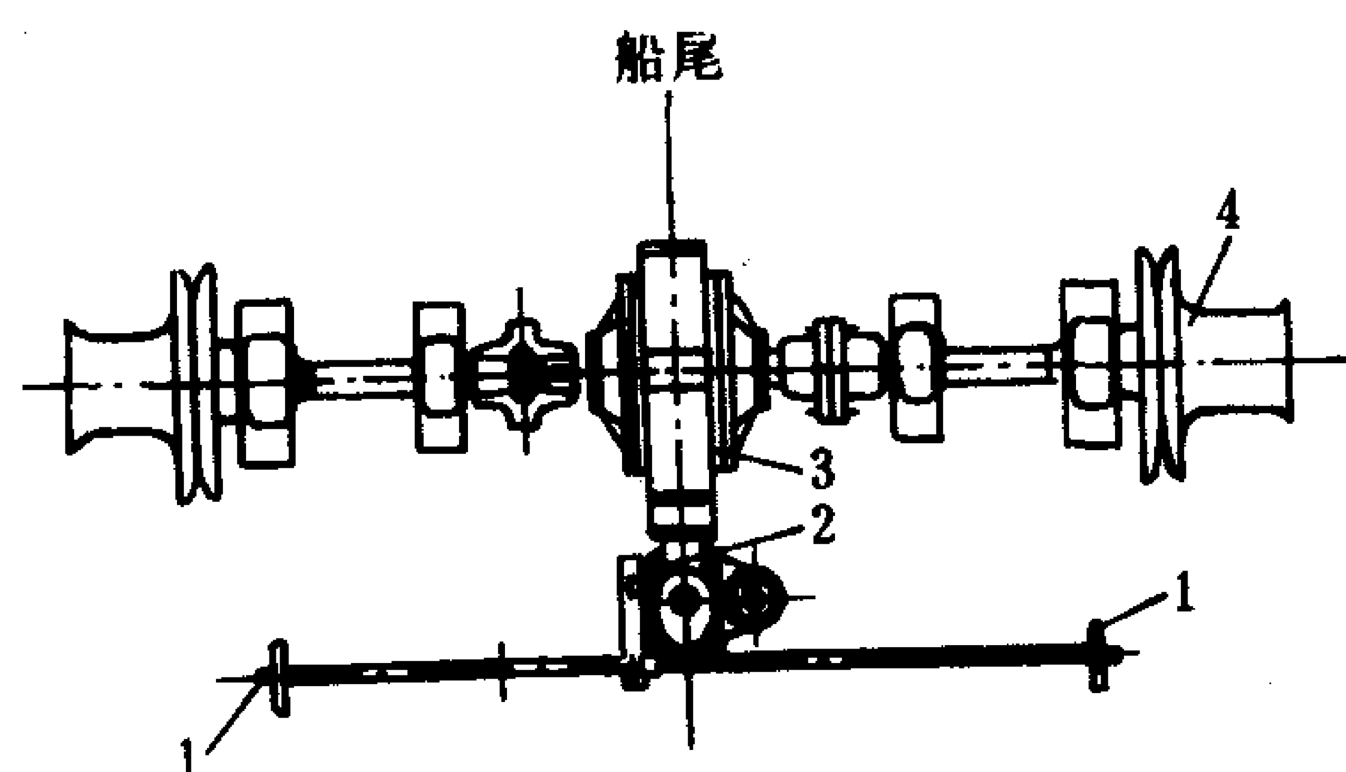


图 5.9.12-2　底拖网液压绞车

1-操纵手柄；2-控制阀；3-液压马达；4-卷筒

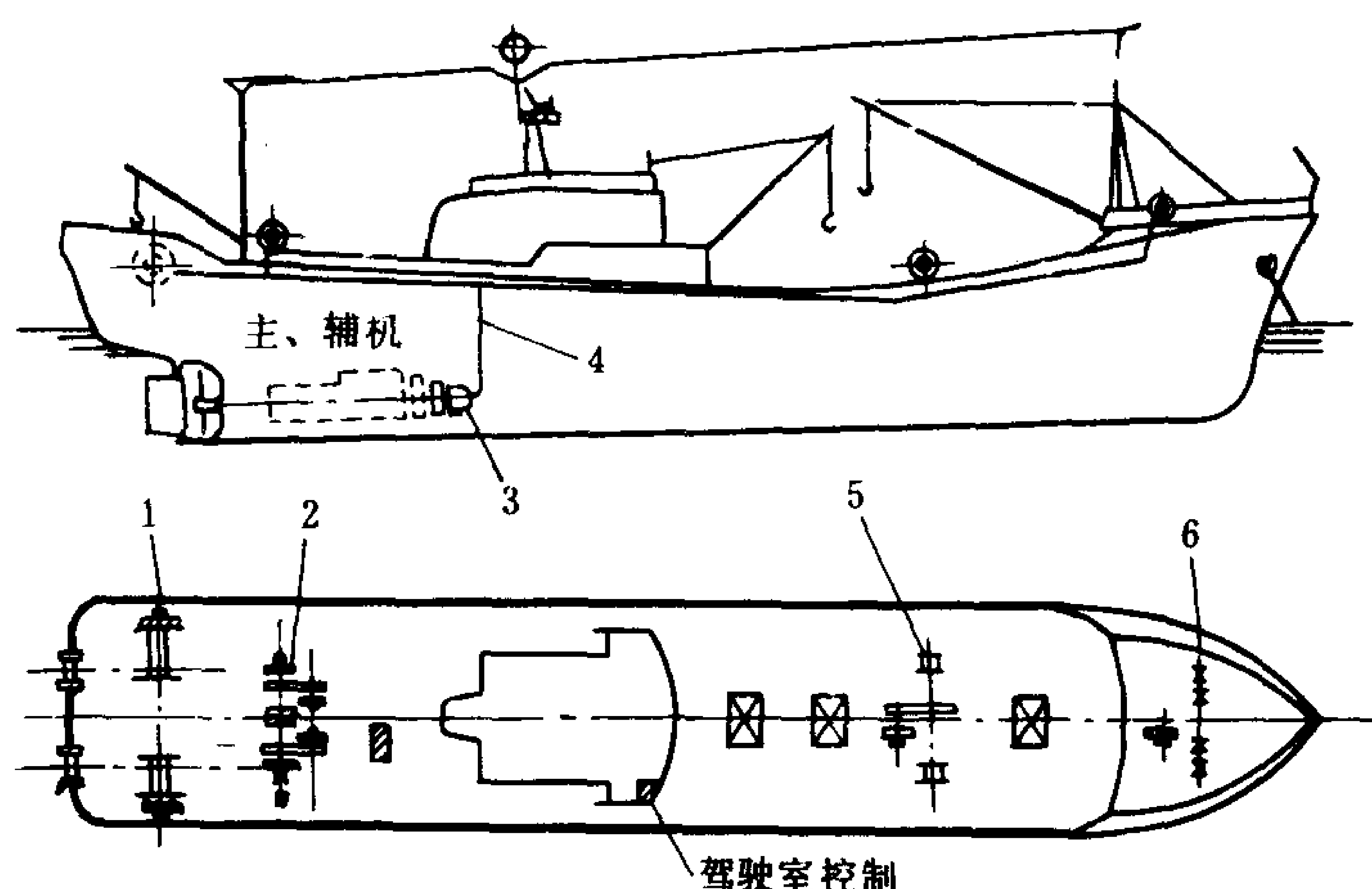


图 5.9.12-3 底拖网渔船液压机械的布置

1-钢丝绳卷筒(自动绞收); 2-底拖网绞车; 3-液压泵组; 4-主油管; 5-装卸和起网绞车; 6-锚机

液压泵常由主机带动，也可由电动机驱动。联结方式可以是直联的，也可经减速器或增速器联接。

渔船捕捞液压机械的配套情况见表 5.9.12-1。

表 5.9.12-1 渔捞液压机械配置规格

渔船种类	船的吨位(总吨)	捕捞机械名称	收绞力 kN	收绞速度 m/min	卷筒直径或卷入半数钢丝绳后的直径 mm
近海小型底拖网渔船	10～59	底拖网绞车	20～60	50～80	230～280 400～600
底拖网渔船	60～299	底拖网绞车	50～120	60～130	300～1 500
		装卸兼绞网绞车	30～50	30～40	200～300
尾拖网渔船	300～1 500	拖网绞车	80～250	70～380	900～1 100
		装卸绞车	20～50	30～50	250～450
		理网绞车	0～50	30～50	450
舷拖网渔船	70～380	拖网绞车	20～60	25～70	540～700
双层围网渔船		卷环绞机	90～10	23～25	280～300
	90	舷侧绞机	20～40	30～45	200～230
		起网机	30～35	20～25	
		竖滚筒	12～20	30	200～230
		吊杆绞机	15～20	30	200～300
		绞浮子滚筒	10	25～30	210～280
		钢丝卷绳筒	5～7.5	25～30	200～250

续上表

渔船种类	船的吨位（总吨）	捕捞机械名称	收绞力 kN	收绞速度 m/min	卷筒直径或卷入半数钢丝绳后的直径 mm
单层围网渔船	230～280	卷环绞车 舷侧绞车 竖滚筒 钢丝卷绳筒 动力滑车	80 20 12 7.5 13		
	•	吊杆绞机	20 60	20 19	200～230(中心卷筒) 200～230(卷缆筒)
鲑鳟兼秋刀鱼渔船	96	起网机 放网机 装卸绞机 棒受网绞机	3 0.5～1 10～15 20～25	95～105 100～120 30 24～40	 200～230 180～200

3 液压渔捞绞车的管理　请参阅液压传动篇

参考文献

〔1〕中华人民共和国船舶检验局：钢质海船入级与建造规范，人民交通出版社，1983 年

〔2〕阿·M·达尔坎格洛主编，王平庚等译：船舶设计与建造，国防工业出版社，1979 年

〔3〕吴良宝、黄德峰、魏虎仁：船舶液压传动系统，国防工业出版社，1987 年

〔4〕严金坤等：液压传动，国防工业出版社，1979 年

〔5〕上海市造船公司国外资料编译组：国外船舶甲板机械，上海科学技术情报研究所，1974 年

〔6〕船舶设计实用手册(第三分册)，国防工业出版社，1963 年

〔7〕阎永阁、梁继昌、费千：船舶铺机（上册），人民交通出版社，1980 年

〔8〕孟宪法、叶洪馨、刘本立、李议：船舶辅助机械，人民交通出版社，1985 年

〔9〕IHI-HYDROWINCH MARK Ⅱ-INSTRUCTION MANUAL，1980 年

〔10〕机械工程手册(第 6 卷)，机械工业出版社，1982 年

〔11〕〔日〕栗冈祐策等著，杨运海译：渔船液压机械，农业出版社，1979 年

〔12〕I.L.Baxton, R.P.Doggit, J.King: Cargo access equipment for merchant ships，1979

〔13〕日本液压气动协会：液压气动手册，机械工业出版社，1984 年

〔14〕南京辅机厂、镇江机械厂：产品样本

〔15〕ISO 4568—1978

〔16〕JISF 6712—75，F 6713—76

〔17〕JT 4121—82

〔18〕CB 503—78

〔19〕〔苏〕A.H.戈劳维奇主编，叶邦令译：船舶设备，1976 年

第10篇　船舶起重设备

第1章　综　　述

1　种类

船舶起重设备可按功用分类如下：

1)供装卸货物用的起重设备，通常称为起货设备，如起货绞车（机）、吸扬机、皮带运输机、货舱平台升降机、滚装船跳板的收放装置等；

2)供起吊机舱设备用的起重设备，如天车、葫芦等（或以起货机代之）；

3)为船舶救生服务的起重设备，如救生艇起落机等；

4)为船员生活服务的起重设备，如舷梯装置、船内电梯、厨房餐厅用的升降机等；

5)供特殊作业用的起重设备，如拖船机、渔船起网机、渔业加工船的各种工艺用起重机，以及挖泥船、消防船、科学调查船、敷缆船和救捞等船上所采用的各种绞车。

本篇主要讨论起货设备。

2　基本参数

2.1　名词术语

(1)额定起重量（L）

额定起重量是指起重机在正常工作时允许起吊的物品和取物装置(如抓斗或电磁吸盘等)的重量。对起重幅度可变的起重机，额定起重量将随幅度而变。额定起重量的量值应符合表5.10.1-1的规定。

表5.10.1-1　　**起重量系列标准（GB 783—65，单位t）**

0.05	0.1	0.25	0.5	0.8	1.0	1.25	1.5	2	2.5	3
4	5	6	8	10	12.5	16	20	25	32	40
50	63	80	100	125	140	160	180	200	225	250
280	320	360	400	450	500					

(2)起升高度（H）

起升高度是指从甲板或起重机运行轨道顶面到取物装置上极限位置（用吊钩时算到钩环中心，用抓斗和其他容器时则算到容器底部）的高度。当取物装置可以放到甲板或运行轨道以下时，其下放距离称为下放深度。起升高度与下放深度之和称为总起升高度。浮式起重机的起升高度，是指考虑了船倾斜影响后的实际起升高度，自水平面算至上述上极限位置。甲

板回转式起重机（克令吊）的起升高度常以臂杆下支点所在平面作为计算基准面。

（3）幅度（R）和有效幅度（r）

幅度是指旋转中心线与取物装置铅垂线之间的距离，常用于回转式起重机。有效幅度是指臂架（吊杆）平面内起重机轮廓线与取物装置铅垂线之间的距离，常用于非回转式起重机。

（4）跨度（D）和轨距（d）

桥式起重机两运行轨道中心线间距，称为起重机的跨度；起重小车运行轨道中心线间距，称为小车的轨距。在甲板轨道上运行的臂架式起重机两轨道中心线间距，称为该起重机的轨距。

（5）额定工作速度

①额定起升速度是指取物装置在起升机构额定工况下的上升速度。甲板起重机的起升速度为30/60～65/130 m/min，集装箱装卸桥的起升速度为25～40 m/min。

②额定运行速度是指起重机或小车在运行机构额定工况下的运行速度。起重机的运行速度为35～50 m/min，小车运行速度为80～120 m/min。无轨运行起重机的运行速度常以km/h表示，浮式起重机的运行速度常以kn表示，1 kn＝1.85 km/h。

③额定变幅速度是指臂架式起重机在额定工况下，取物装置从最大幅度变到最小幅度的平均线速度；或者是从最大幅度变至最小幅度所需的时间。变幅速度为10～20 m/min。

④额定旋转速度是指旋转机构在额定工况下，起重机绕其旋转中心旋转的速度，该值约为1～2 r/min。

（6）额定生产速率

额定生产速率或称生产定额，是起重机装卸能力的综合指标，单位为t/h。它由起重量、机器的工作速度、作业循环数等生产条件决定，与操作者的熟练程度有关。

2.2 型式、参数

船用电动和蒸汽起货绞车的基本参数、外形尺寸和重量特性，列于表5.10.1-2至表5.10.1-4中。

3 起货设备配置

3.1 基础知识

在船舶设计中，可采取多种措施使船舶具有一定的运输能力。对于港口停泊时间与航次时间比值较大的船舶，则着眼于装卸货物工作效率的提高。船舶每航次的时间为

$$T = T_g + T_h \qquad (5.10.1\text{-}1)$$

式中：T_g——在港时间，h；

T_h——每航次的航次时间，h。

而

$$T_g = T_1 + T_2 \qquad (5.10.1\text{-}2)$$

式中：T_1——装、卸货时间，h；

T_2——因其他原因而在港停泊的时间，h。

上式中的T_g和T_h亦可用下式表示：

$$T_g = 2\alpha\frac{P}{K} + T_2 \qquad (5.10.1\text{-}3)$$

表 5.10.1-2 **船用直流电动起货绞车的基本参数**

额定起重量 t	速度 m/min					额定负荷下每小时起吊次数	吊货索直径 mm	起货卷筒容绳量 m	外形尺寸 mm			包括电气设备的总重量 kg	电动机功率 kW
	起升		下降		着地时				长	宽	高		
	额定负荷	空钩	额定负荷	空钩									
1.5	30	56	58	42	8	30	14	60	1495	660	535	815	8
3	45	90	68	81	6	30	19.5	60	2085	930	700	1960	18
5/3	24/41	52/86	40/73	41/69	2.8/3	20/30	25	80	2430	1115	915	2770	18
3/10	45/16	90/32	68/24	81/29	6/2	30/—	19.5／30.5	60/200	3665	2300	1400	5390	18

表 5.10.1-3 **船用交流电动起货绞车的基本参数**

额定起重量 t	速度 m/min					额定负荷下每小时起吊次数	吊货索直径 mm	起货卷筒容绳量 m	外形尺寸 mm			包括电气设备的总重量 kg	电动机功率 kW
	起升		下降		着地时				长	宽	高		
	额定负荷	空钩	额定负荷	空钩									
1.5	30	33	34	33	10	30	14	60	1600	660	535	775	9/3.2
3	54	55	56	55	15	30	19.5	60	2180	930	700	2210	32/16/6
5/3	30/52	31/53	32/54	31/53	11/15	20/30	25	80	2525	1115	915	3000	32/16/6
3/10	54/14	55/14	55/14.5	55/14	15/4	30/—	19.5/30	60/200	3750	2300	1400	5610	32/16/6

$$T_h = (1+\mu)\frac{R}{v} \tag{5.10.1-4}$$

表 5.10.1-4 **蒸汽起货绞车的基本参数**

额定起重量	起升速度 m/min		指示功率	外形尺寸 mm			总重量
t	额定负荷	轻载（直接传动）	IHP	长	宽	高	kg
5/3	35	60	60	2330	2160	1300	4000
10/5	18	35	60	2750	2720	1690	6600

式中：P——船舶的设计载货量，t；

α——船舶载货量的利用系数；

K——船舶装、卸货物速率，t/h；

μ——因风浪等的修正系数（≈0.1～0.2）；

R——每航次的航程，n mile；

v——船舶的名义计算航速，kn。

则航次时间为

$$T = 2\alpha\frac{P}{K} + (1+\mu)\frac{R}{v} + T_2 \quad \text{h} \tag{5.10.1-5}$$

假设船舶在一年中的营运时间占全年 80～85%并等于Z小时，则一年的航次数

$$m = \frac{Z}{T} \tag{5.10.1-6}$$

因此可求得该船的年运输能力（t/a或t·n mile/a）为

$$Q_T = \alpha m P \quad \text{t/a} \tag{5.10.1-7}$$

$$Q'_T = \alpha m P R \quad \text{t}\cdot\text{n mile/a} \tag{5.10.1-8}$$

所以，为了发挥船舶的运输能力Q_T，控制船舶在港时间T_g就很有必要，而且已被证明卓有成效。为此，就需适当配置起货设备，保持并发挥其装、卸货物的速率。

当每个舱口配置一套起货设备（一对吊杆）时，船舶的装、卸速率为

$$K = pnm \quad \text{t/h} \tag{5.10.1-9}$$

式中：p——每套设备每完成一次作业循环的平均作业量，t/（套、次）；

n——每小时的作业循环数，次/h，$n \approx 40$ 次/h；

m——投入使用的起货设备套数。

当每个舱口配置 2 套起货设备时，K为

$$K = (1+k)\,pn\frac{m}{2} \quad \text{t/h} \tag{5.10.1-10}$$

式中：k——系数，$(0.4\sim0.5) \leq k < 1$。

K值的大小，还与舱口对于船舱的相对尺度有关。货舱口的开口宽度受船体强度的限制，一般大约为 $0.5B$（B为船宽）。各舱口的总长度约为货舱总长度的 0.5～0.6。舱口边与舱壁的距离应不大于 5 m。

装卸速率还与货物在舱内的作业（包括移位、堆置）时间有关。为此，往往要求采用较大的舱口，并使舱内作业机械化。

决定装卸速率的另一重要因素，是起货设备的类型、规格以及它们与舱口尺度和货舱容积的配合关系。早期的货船，一般都配置起重量为 3～5 t的轻型吊杆式起货设备，后来逐渐发展为 5～10 t。在一些有特殊用途的船舶上，例如在经常运输铁路机车或其他重件的船舶上，

吊杆的起重量可达 200 t。这类重型吊杆最大的可起重 400 t左右。

一般船舶的起货作业均在港口内进行，但某些船舶却要求在海上进行。例如渔船要在风浪中进行绞网，海军补给船需要在海上向军舰进行补给等。在这些情况下，应对船舶稳性加以慎重考虑，并进行必要的计算。

起货设备在各种不同类型船舶上的布置可如图 5.10.1-1 至图 5.10.1-6 所示。

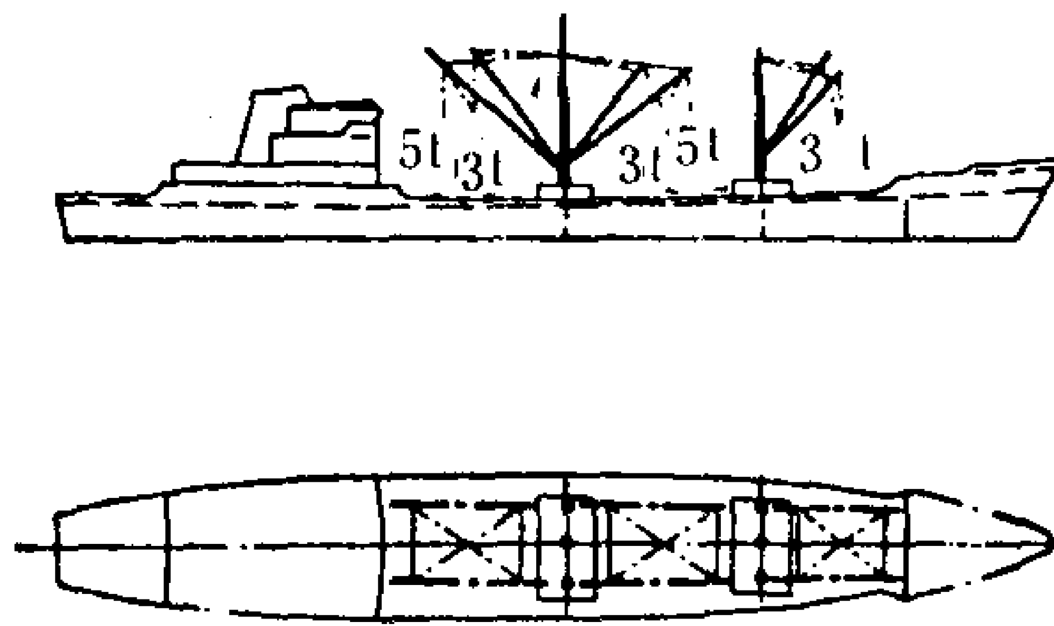


图 5.10.1-1　2000 t级货船的起货设备布置

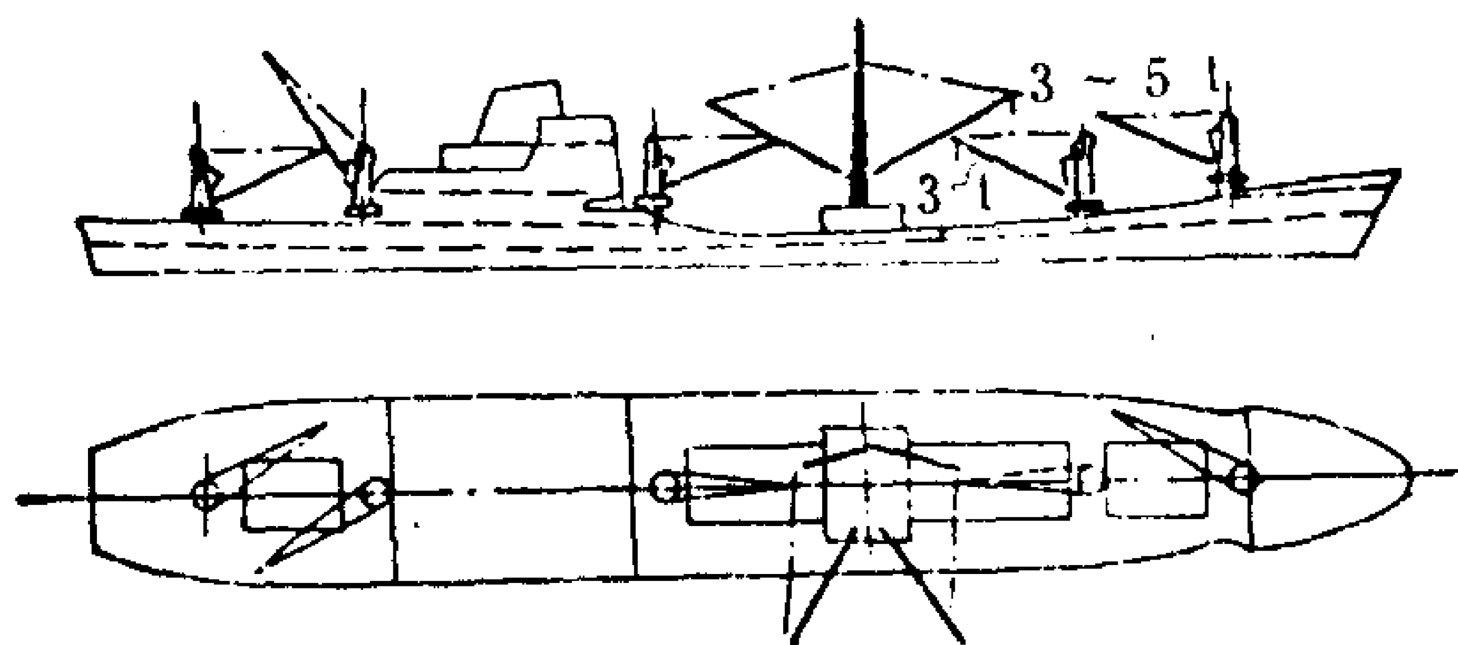


图 5.10.1-2　6000 t级货船的起货设备布置

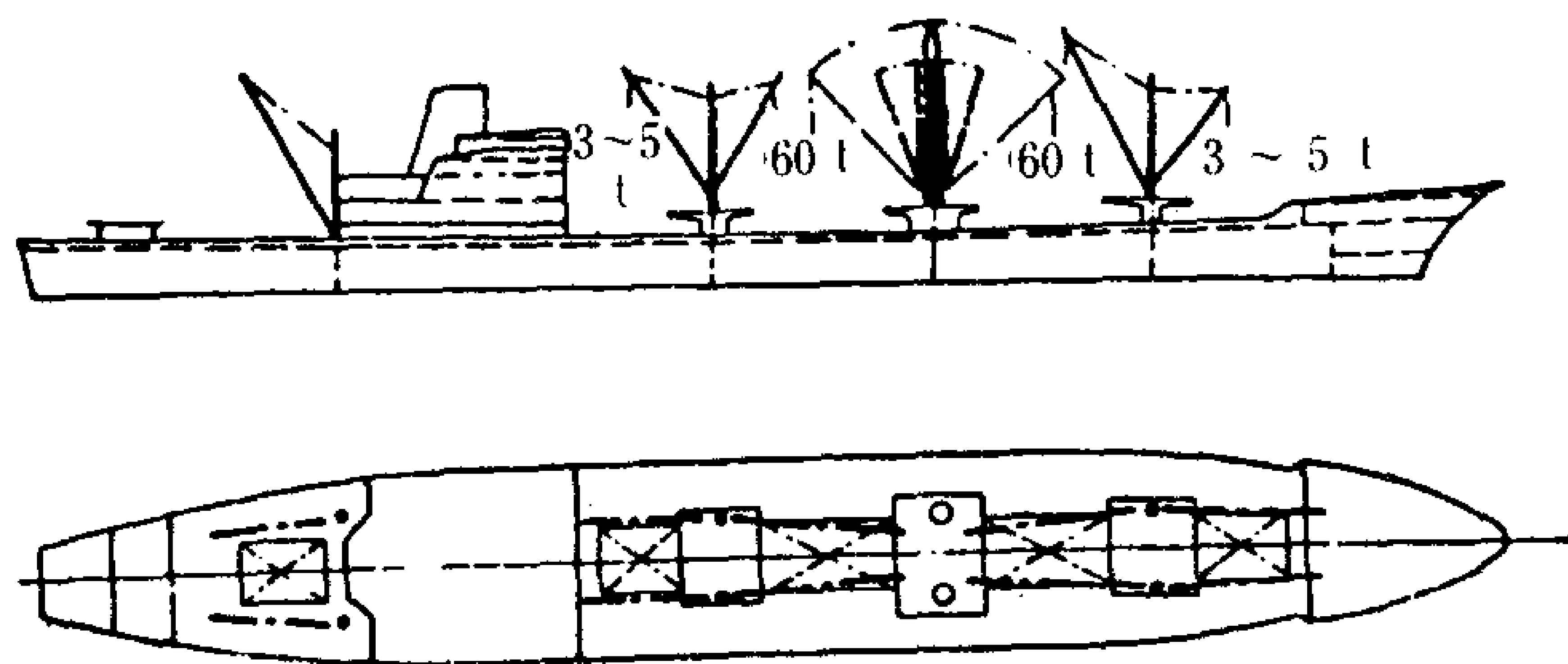


图 5.10.1-3　10000 t级货船的起货设备布置

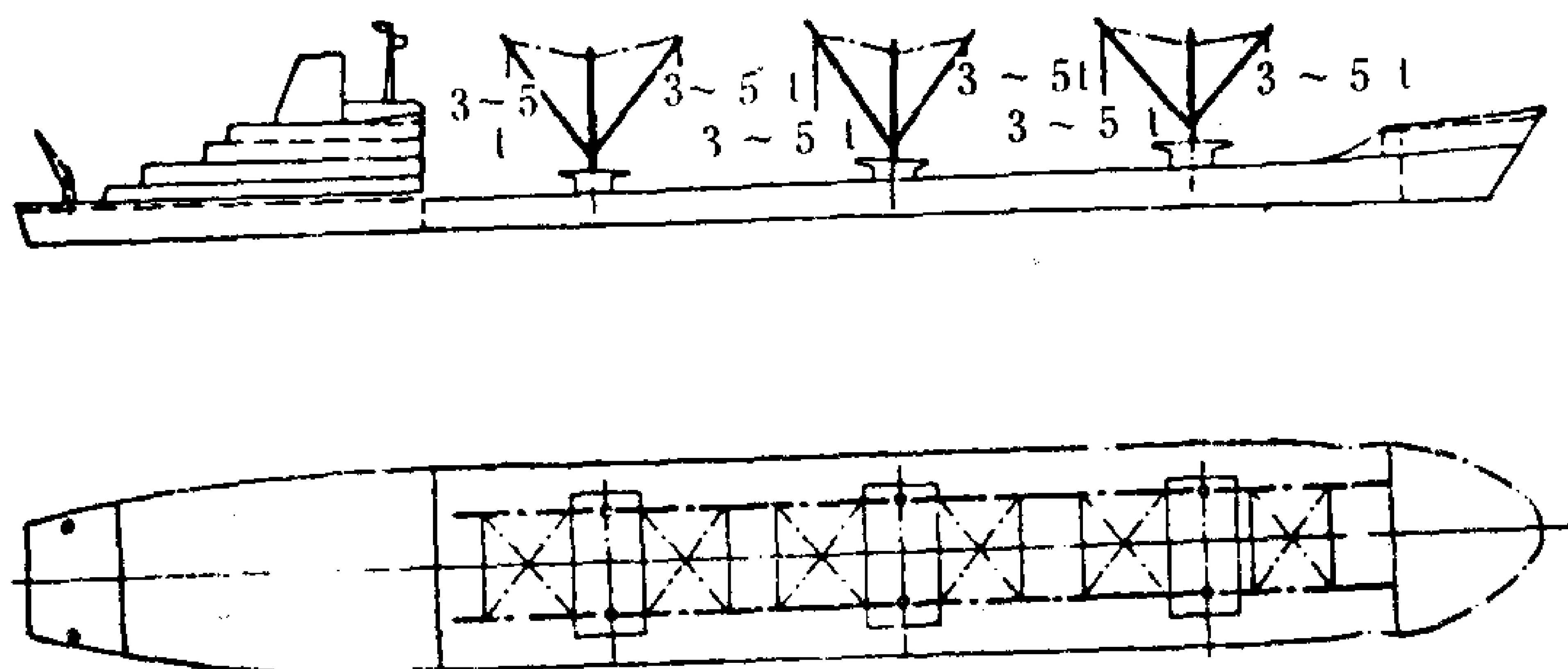


图 5.10.1-4　25000 t级杂货船起货设备布置

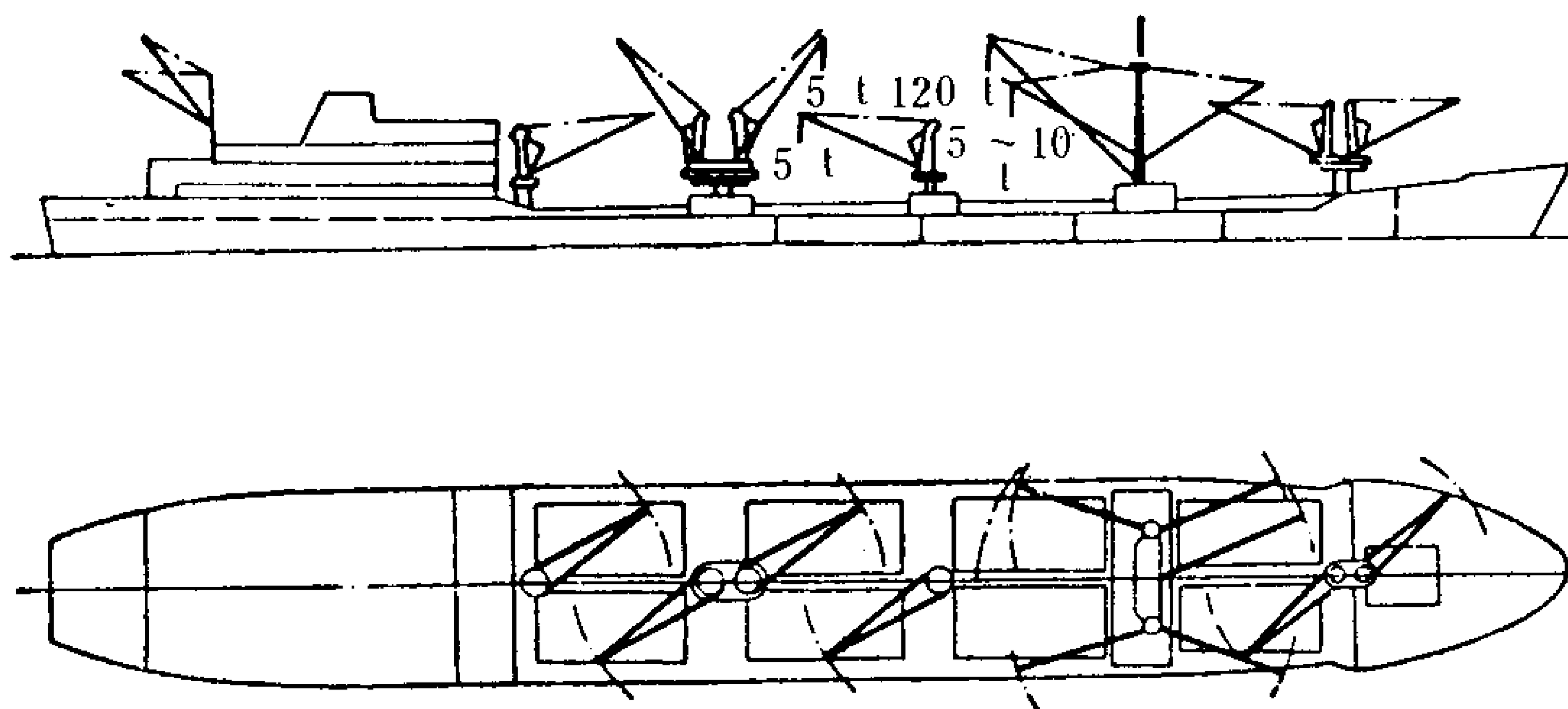


图 5.10.1-5 大型货船起货设备布置

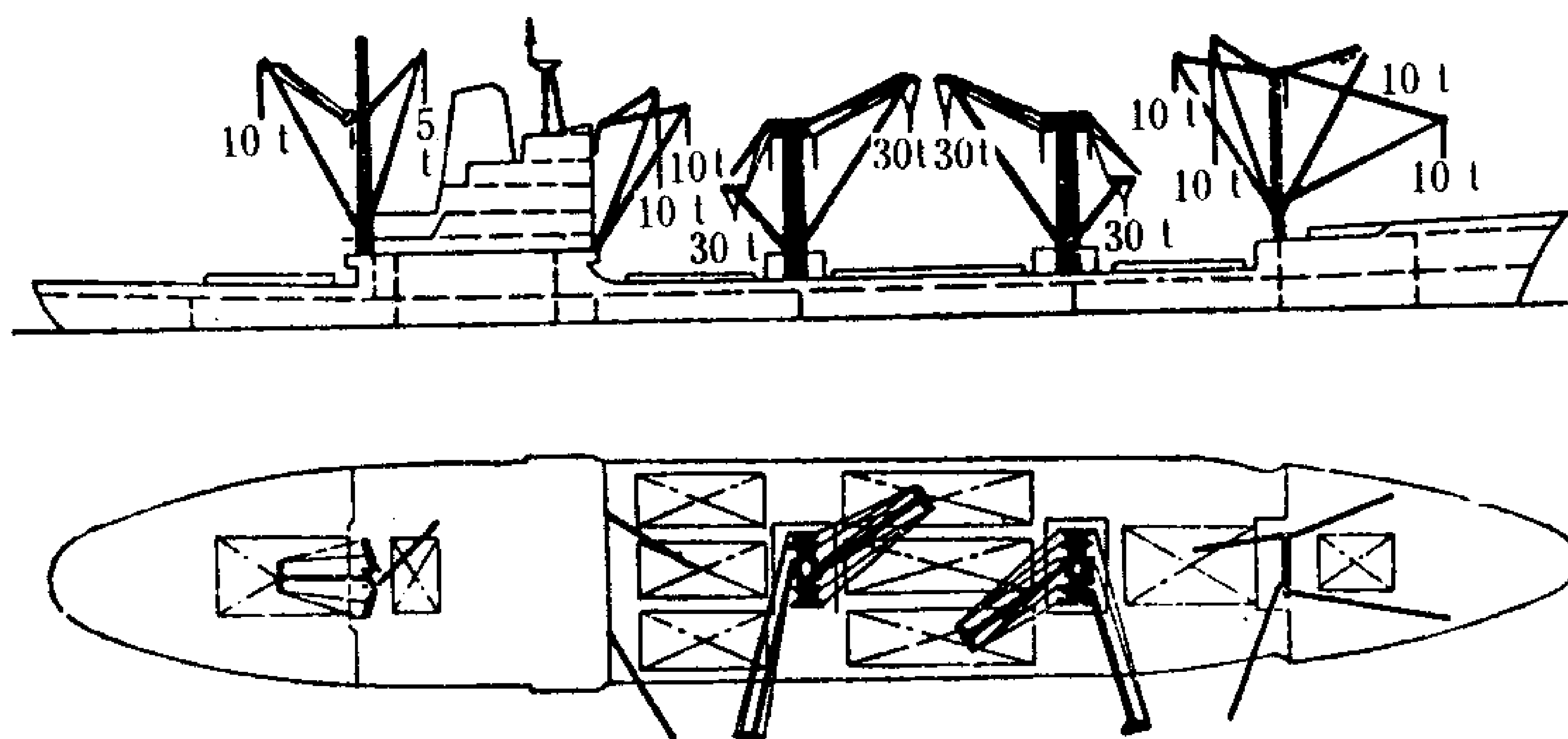


图 5.10.1-6 大型货船起货设备布置

3.2 起货设备的典型配置

3.2.1 万吨级杂货船起货设备的配置

图 5.10.1-7 所示为某万吨级货船起货设备的典型实例。该船的主要尺度：两柱间长L、B、P=122.9 m，型宽B=18.4 m，吃水D=10.8 m，载重量=10011.8 t；全船共设轻型吊杆起货机 10 台(2×7 t，8×15 t)，120 t和 200 t重型吊杆起货机各 1 台，并在No 2 和No 3 货舱间左右舷各设 250 m³深水舱 1 只，配用排量为 300 t/h的水泵，以保证船舶在装卸重货时的平衡。关于平衡水舱与重吊的配合使用问题，可参阅本篇第 2 章重吊作业部分。

3.2.2 全集装箱船起货设备的典型配置（调倾系统）

在现代格栅式全集装箱船上，为了保证集装箱安全而有效地在格栅内装卸，设有自动调倾装置，使船舶在倾斜超过 2°时（该值可以调节）能自动调倾。若调倾装置失灵，倾斜超过 5°时（该值亦可调节），驾驶室顶上的报警信号即通知吊装人员停止装卸。

“汾河”型全集装箱船上所用的调倾系统模拟板如图 5.10.1-8 所示。图中的通海阀 3 和 11、出海阀 1 和 13、旁通阀 8 均为手动阀，阀 5、6、7、9、15、16 为电动液压控制。系统中有 2 台调倾泵，其中 1 台为压载水泵 17，另 1 台为主机海水泵和压载水泵共用的备用泵。No. 14 为左压载水边舱，No. 13 为右压载水边舱，两边舱容积各为 324.3 m³。2 和 12 分别为泵 17 和泵 14 的手动开关。A为模拟板上的试灯按钮，B为自动调倾指示灯。在模拟板下面布置了

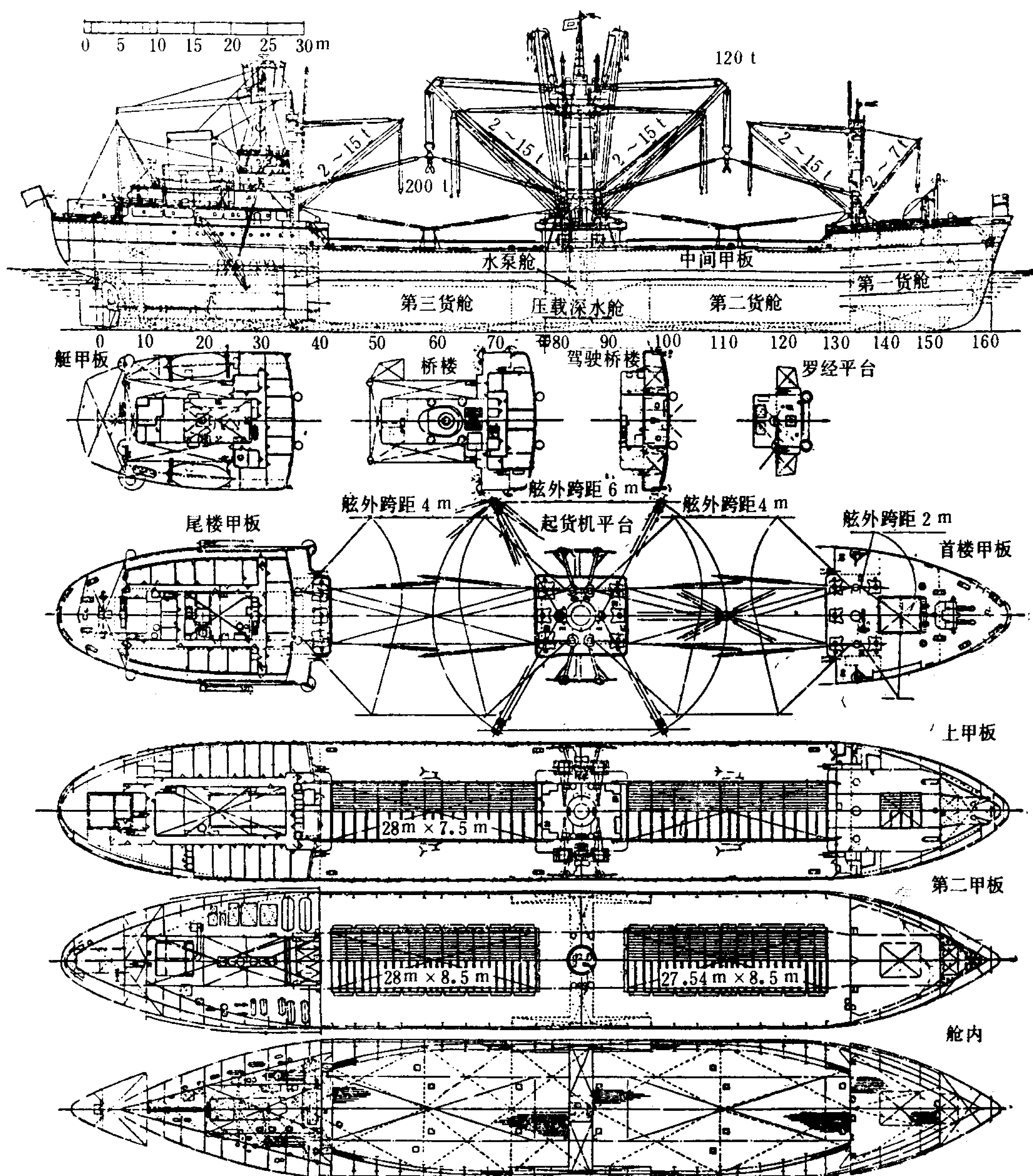


图 5.10.1-7 货船实例

一个倾斜仪。

手动调倾时，如将水从右边的No.13 舱驳往左边的No.14 舱，开阀 7、9、15、6，起动泵 14，观察倾斜仪，调好后停泵，关阀。反向调驳时，则开阀 6、5、16、7，起动泵 17 进行。

自动调倾时，当船向左倾斜超过 2°，模拟板上的阀 6、5、16、7 会自动打开，然后泵 17 自动起动驳水，直至倾斜小于 0.2°，泵自动停止，阀自动关闭。反之亦然。

纵倾的调节则由轮机人员在集中控制室的模拟板上来操作，驾驶台内有吃水仪可直接显

示。

3.2.3 滚装船起货设备的典型配置（调倾系统）

由于滚装船的结构特点和装卸货作业的特殊要求，需要设置调倾系统。“赤峰口”型滚装船上所用的调倾系统模拟板，如图 5.10.1-9 所示。调倾室设于船尾，并设有倾斜仪、前中后吃水仪和各水舱的液位指示计。图中，手动操纵阀在装卸作业时均处于开启状态；OC为电动阀，O表示开启，C表示关闭；O-ST-C是带有阀位指示器的电动阀，专门用于No. 4 舱，以便控制左右调倾速度。

例如从尾尖舱APT驳至No. 1 舱左右调节纵倾，方法是开阀$A\ VS$和$1\ VP$，开泵P，观察吃水仪，合适后停泵。

左No. 4 舱水驳至右No. 4 舱调节横倾，方法是打开阀 $4\ VP2$ 和 $4\ VS1$，开泵P，观察倾斜仪，船平后停泵。

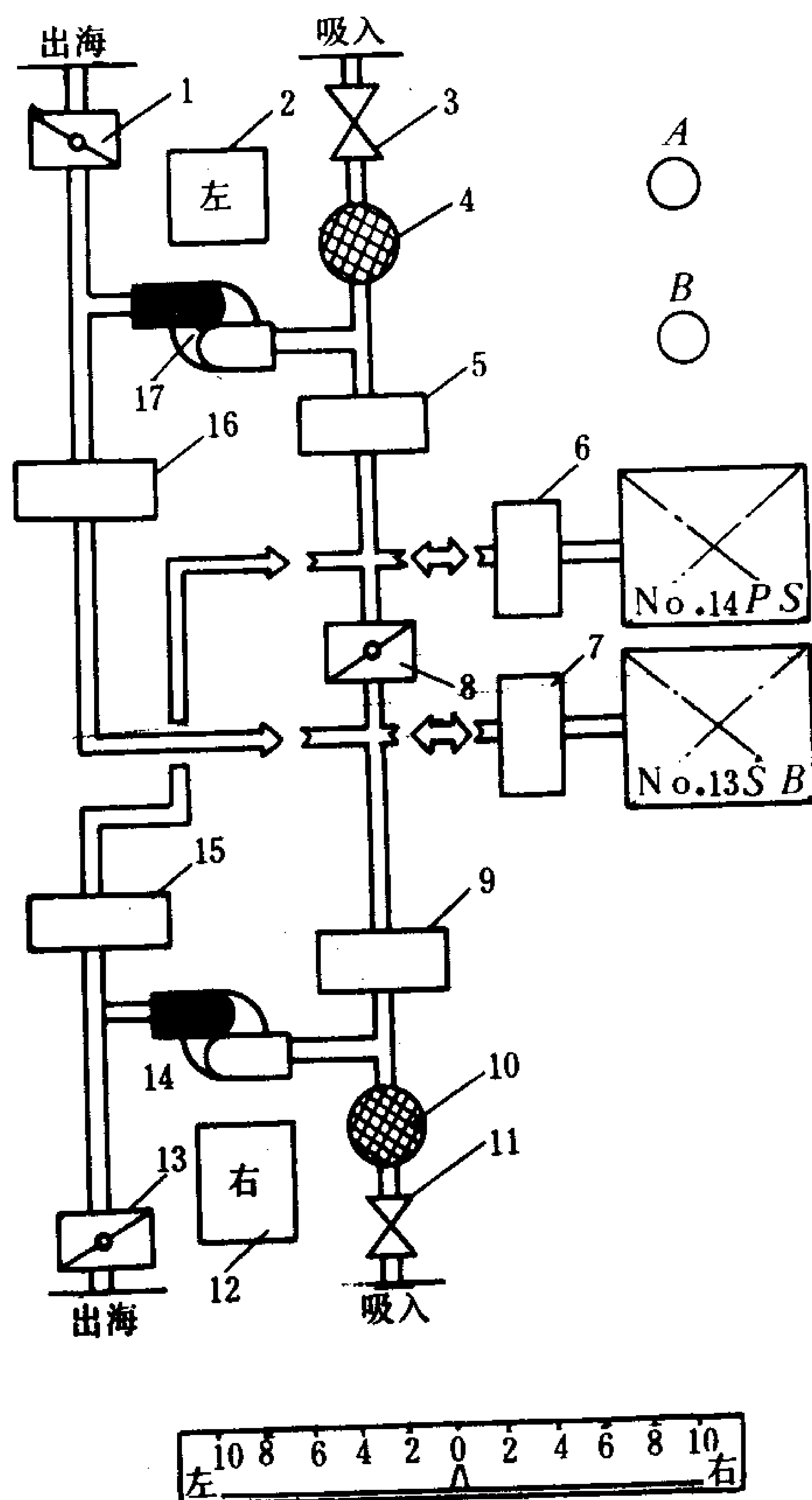


图 5.10.1-8 全集装箱船调倾系统模拟板

1、13-出海阀；2、12-手动开关；3、11-通海阀；4、10-滤器；5、6、7、9、15、16-电动液压阀的开关；8-手动旁通阀；14、17-调倾泵

4 起重机的发展趋势

1. 采用比例控制和电气控制

为了改善液压甲板起重机的操纵性能，起重机正朝着比例控制和电气控制发展。例如用比例减压阀的比例控制回路可使油泵的排量和液压执行机构的运动速度发生相应变化。手动比例减压阀也可用电磁比例元件来取代。利用微动开关组中各微动开关的通断变化，则可实现电气-伺服油缸的多点定位控制。

2. 提高空钩速度改善调速性能

提高起升机构的调速性能，特别是增加其空钩速度，是提高装卸效率，进而提高船舶营运率的主要手段之一。对液压起重机，利用双速阀不仅可以改变参加工作的液压马达数，也可改变某液压马达的作用次数，实现利用比例减压阀控制变量泵-有级变量马达的大范围无级调速。这样，若起升机构在 0～50 t（起重量）时的额定起升速度为 20 m/min，则在 0～20 t 时的起升速度可为额定值的 2 倍，即 40 m/min，有的则使轻载时的起升速度和任意负载时的下降速度为额定速度的 3 倍（达 72 m/min）。也可在液压马达的控制阀块中设置高、低压变速阀，进行自动变速。

目前，起重量为 5 t的液压克令吊的最大起升速度可达 100 m/min，但也不希望绳速超过 200 m/min，否则会引起钢丝绳的乱绕现象，同时影响绳的寿命。

3. 液压元件集成化和多机组联合工作

起重机液压元件的集成化，可以大大减少液压系统的配管工作量，从而便于保证产品质量，提高产品的可靠性，便于维修保养和减少系统的泄漏等。采用多机组合如双克令和 4 台单克令联合作业，可以扩大船舶用途，满足某些情况下的特殊需要。

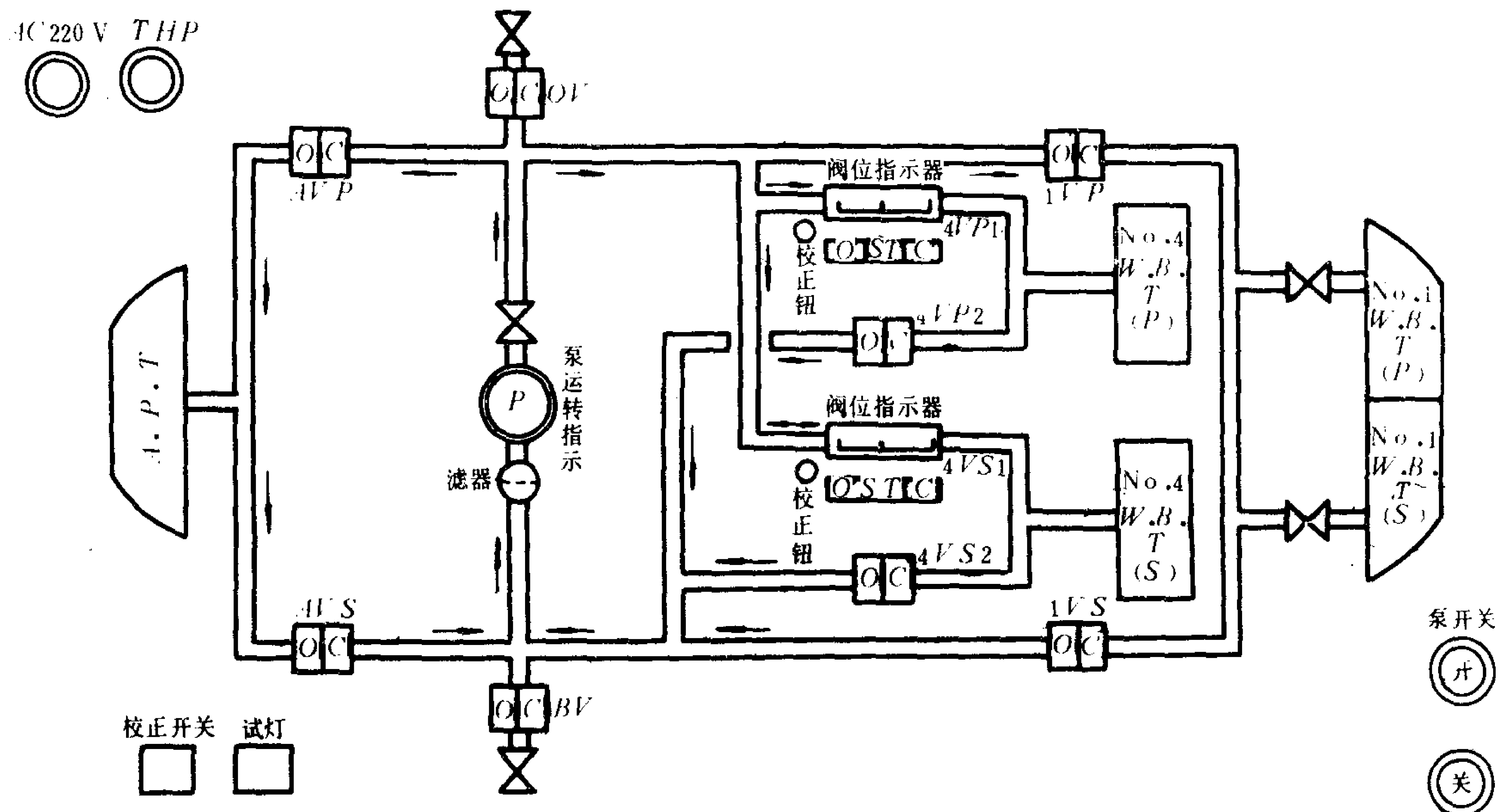


图 5.10.1-9 液装船调倾系统模拟板

4. 充分利用原动机的功率

充分利用原动机的功率，减少功率损失，除选用高效率的泵和马达外，尚可采用以下各种方法：（1）采用无平衡阀的半闭式系统，进行再生制动，达到功率回收目的；（2）进行零位卸荷；（3）由于起重机的各机构的负载变化很大，且各机构常不会同时出现最大功率，因此用一电动机拖动多台液压泵可以提高电机的功率因数；（4）采用恒功率变量泵，以实现轻载增速、重载减速运行，提高装卸速度；（5）采用启闭特性好的双向安全阀。

5. 降低噪声及其他

液压泵是产生噪声的主要声源，此外还有溢流阀、马达、管系振动、电动机和绞车等的各种噪声，这已成了污染环境的一种公害，目前主要采取的措施有：改进泵、马达结构，降低压力、流量脉动，或采用低噪声泵；改善泵的吸入条件和改善液压油性能，防止空穴现象；研制消声、防振装置，采用隔音措施。

此外，提高系统压力也是当前液压甲板起重机的一个发展方向。柱塞式机械一般都是25～27 MPa，叶片式机械目前也已从 7 MPa提高到 17.5 MPa，而且仍在作进一步地努力。

第 2 章　吊杆式起货设备

1　分类和基本组成

1.1　分类

吊杆式起货设备是在船上出现最早、应用最广的一种起货设备。它按吊杆数分为单杆和双杆；按起重量分为轻型和重型，常以 10 t为界；按动力分为人力式、蒸汽式、电动式、电液式、内燃机式，目前在海船上主要采用电动式或电液式；按操纵方式分为机旁操纵、远距（集中）操纵以及手动、自动等。

1.2　基本组成

吊杆式起货设备由起重柱、吊杆、起货绞车（机）和控制设备等组成。典型的吊杆装置见图 5.10.2-1。

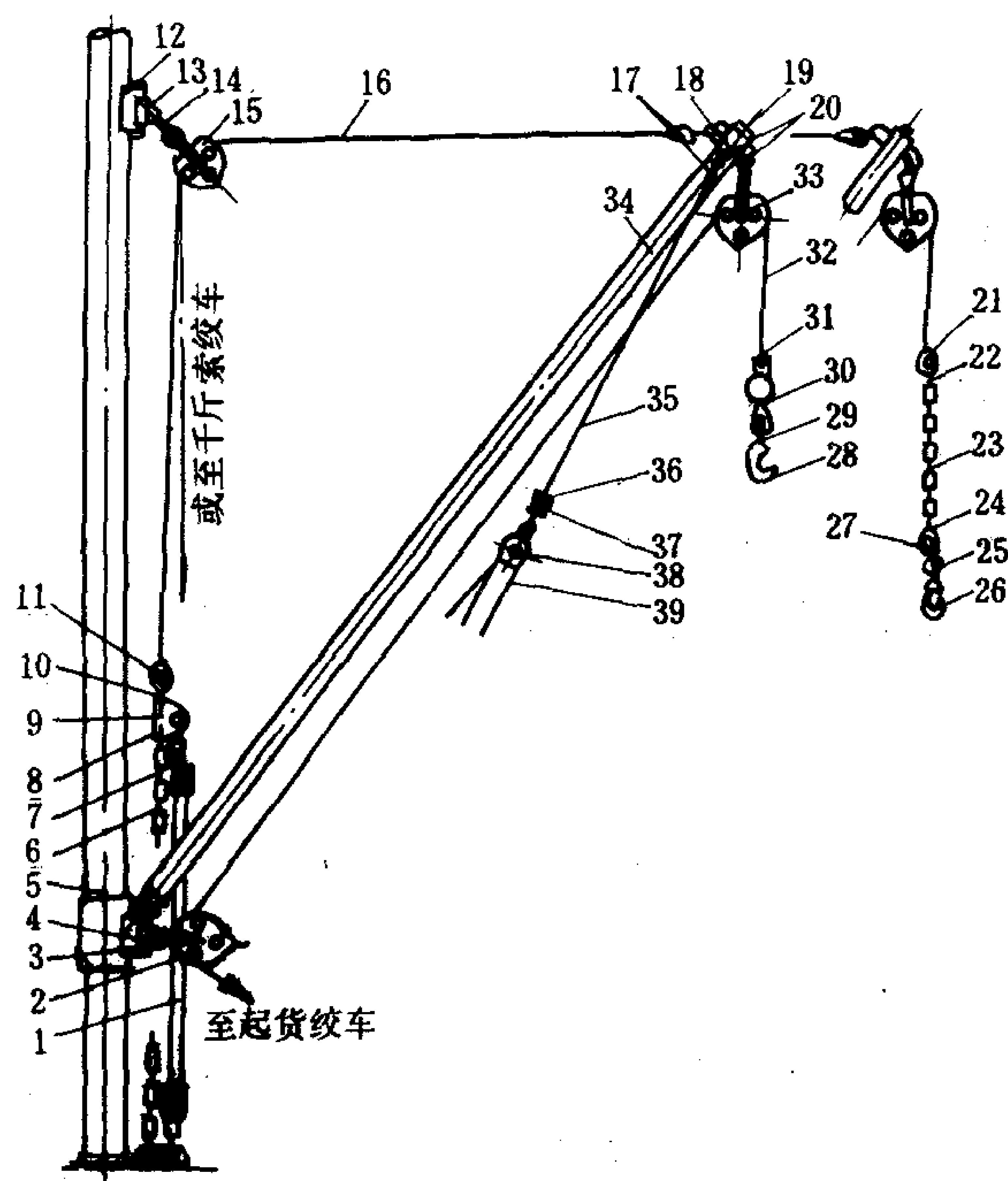


图 5.10.2-1　轻型吊杆装置

1、39-调整索（麻索）；2、33-吊货和导向滑车；3-吊杆座；4-导向滑车转环；5-吊杆叉头；6-吊杆定位链；7、38-麻索滑车；8、10、14、20、22、24、37-索具卸扣；9-三角眼板；11、17、21、31、36-索具套环（嵌环）；12-千斤索吊环座；13-千斤索吊环；15-千斤索滑车；16-千斤索；18-吊货眼板；19-牵索眼板；23-平衡链；25、29-吊钩卸扣；26、28-吊钩；27-转环；30-带平衡球转环；32-起货索；34-吊杆；35-吊杆牵索（钢索）

2　双杆式起货设备

双杆式起货设备的典型布置见图 5.10.2-2 和图 5.10.2-3。两根吊杆分别布置在舱口正上方和斜向舷侧，利用两杆上联结在一起的两根钢丝绳，达到升、降和移动货物的目的。双

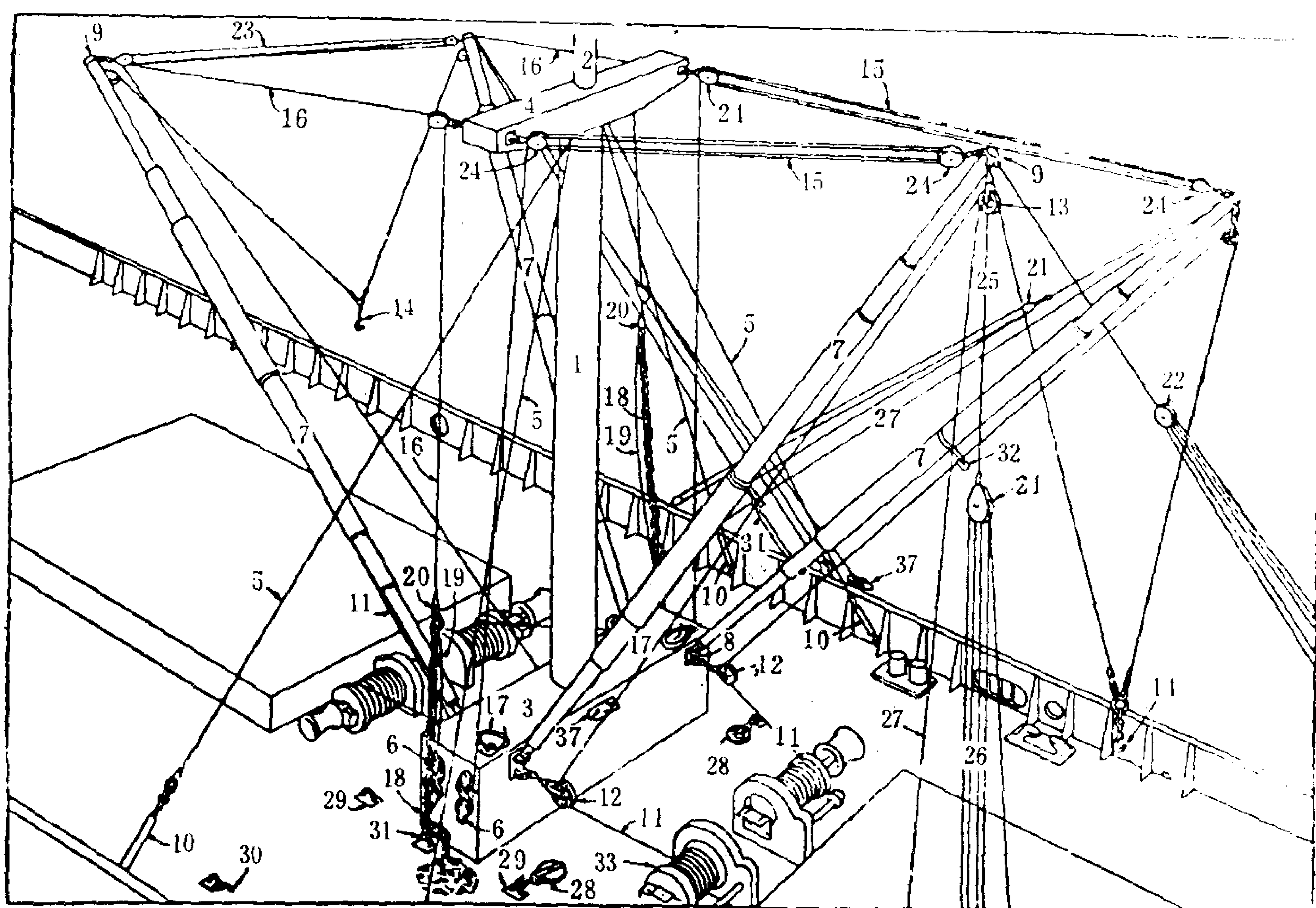


图 5.10.2-2　双杆操作布置

1-桅；2-顶桅；3-甲板室；4-桅肩；5-桅支索；6-千斤索羊角；7-吊杆；8-吊杆座；9-吊杆头环眼箍；10-松紧螺旋扣；11-起货索；12-导向滑车；13-起货滑车；14-吊钩；15、16-千斤索；17-调整零件；18-长环链；19-调整索；20-索节；21、22-吊杆牵索滑车；23-吊杆间牵索；24-千斤索滑车；25-吊杆牵索钢索；26-吊杆牵索麻索；27-受力吊杆牵索；28-调整索用开口滑车；29-眼板；30-眼环；31-眼板；32-吊杆护索环；33-起货绞车

杆起货机的主要缺点是货物的落点固定，不能在货舱的各个位置取、卸货物，影响装卸速度。

在图 5.10.2-3 中，a）图表示每根吊杆的空间位置由各舷的 1 台千斤索绞车，对其吊杆顶端产生 1 个拉力，配合该舷侧的 2 根不同方位上的吊杆牵索，对该吊杆进行定位。b)图上千斤索绞车的布置与a)图相仿，但其千斤索在吊杆顶端形成了 1 个平面角而产生 2 个不同方向上的拉力，因而只需为每根吊杆配备 1 根舷侧的吊杆牵索。通过操纵千斤索绞车，可使每根吊杆自由俯仰。c)图为每根吊杆设置了 2 台千斤索绞车，以便牵索在吊杆顶端形成更大的张角，使吊杆定位更为稳定，并可适当进行横向摆动。

3　单杆式起货设备

单杆式起货设备只设 1 根吊杆，在起重、摆杆和变幅等 3 部绞车的配合下进行起吊作业，有电动和液压两种。

单吊杆式电动起货设备如图 5.10.2-4 所示。这种起货设备的货物定位性能优于双杆式，使用前和使用后的辅助作业也比双杆式轻便。

图 5.10.2-5 示出了 3 t单吊杆起货机的工作原理。它的特点是将变幅绞车B和摆杆绞车

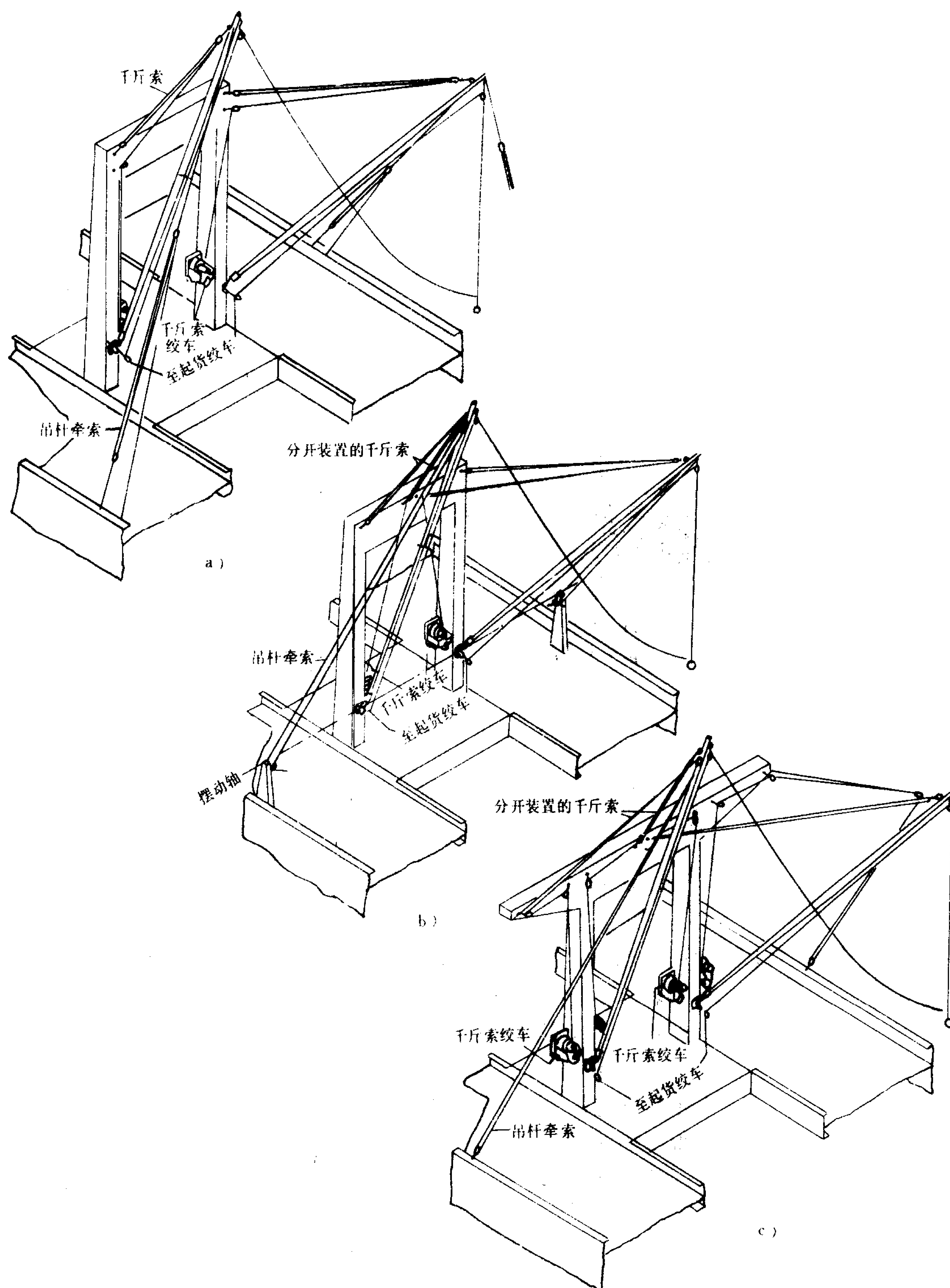


图5.10.2-3 绞车之间的配合

a) 单千斤索绞车（固定式）；b) 单千斤索绞车（变幅式）；c) 双千斤索绞车式

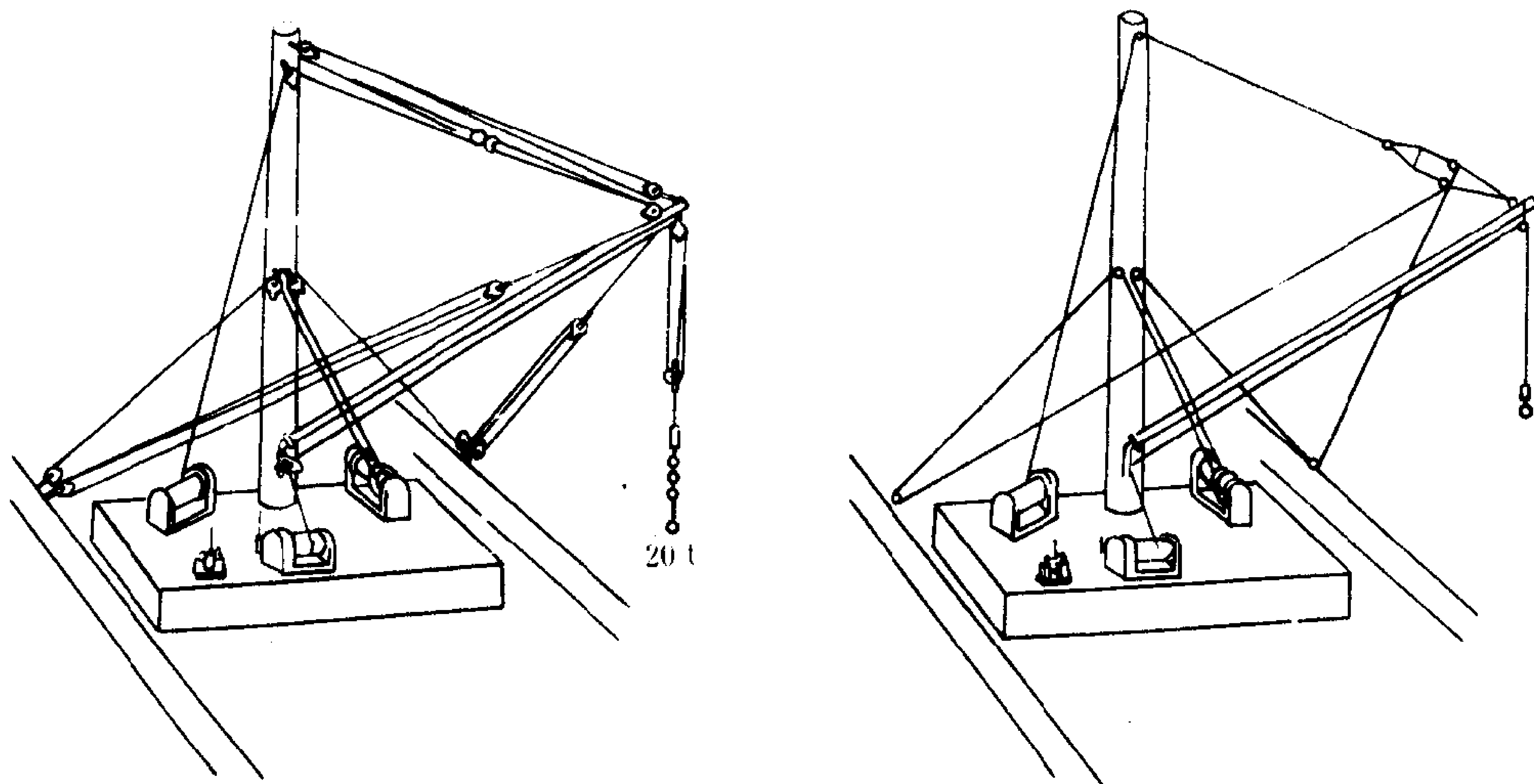


图 5.10.2-4　单杆起货设备

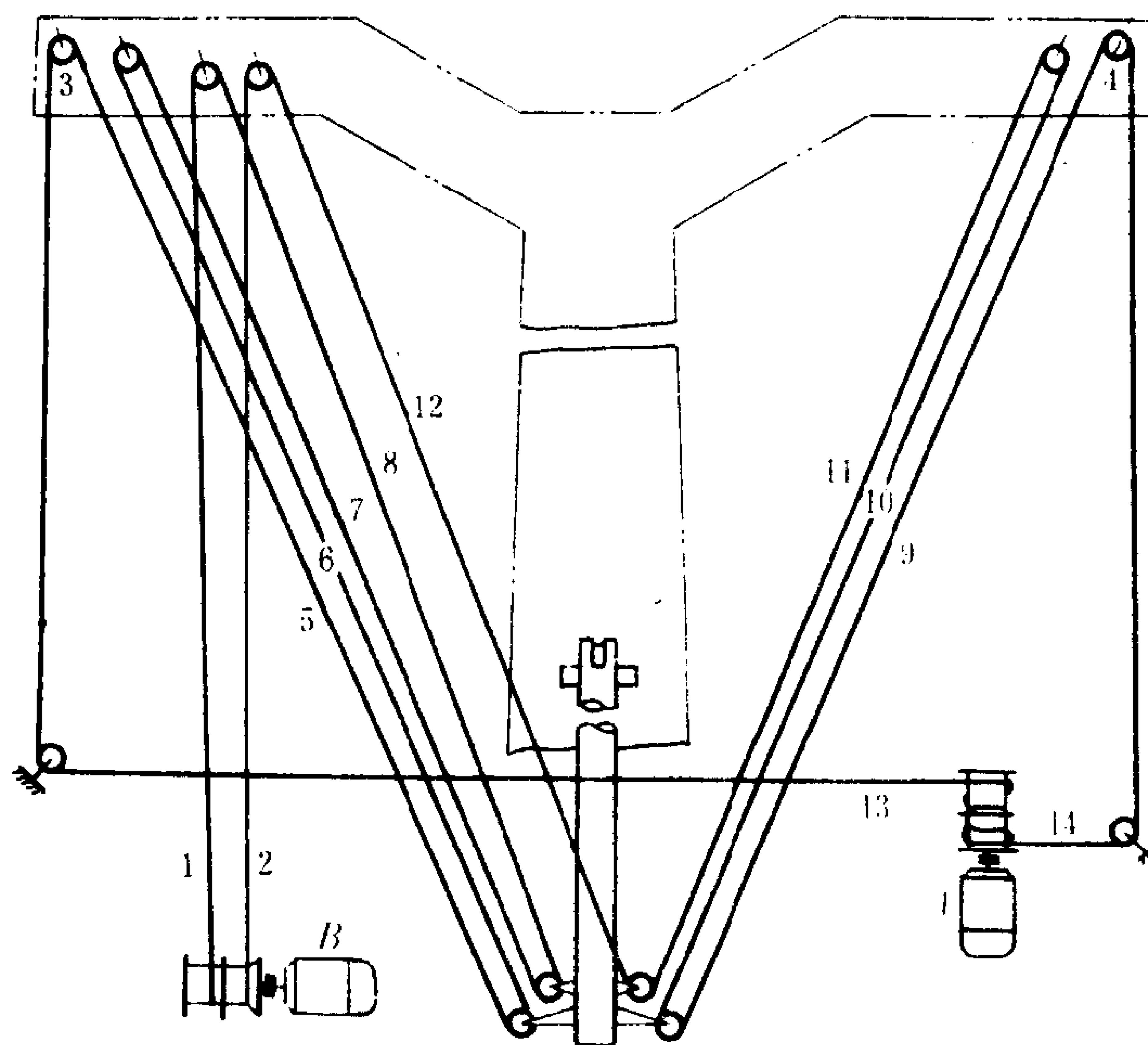


图 5.10.2-5　单杆起货机原理

A用一根闭合的钢丝绳联系在一起。当分别操作A或B时，即可实现吊杆的摆动或变幅。起重绞车未在图中示出。

4 重型吊杆式起货设备

4.1 典型结构和特点

重型吊杆都是可以变幅的单吊杆，而且配置的起货绞车一般不少于4台。其中1台（有时是2台）为吊货绞车，1台为变幅绞车，2台为摆杆绞车（有时也兼作变幅绞车）。当重吊杆布置在两个货舱口之间时，即利用两舱口的4台绞车进行工作。

带有嵌入滑轮的重型吊杆使用最广。如图5.10.2-6所示，嵌入滑轮安装在离开吊杆端部一段距离处。重吊的顶牵索（千斤索）设滑车组，动滑车设在吊杆端部，定滑车则设于桅肩处。有时，为使吊杆能充分动转到舷外并返回，可采用重吊与Y型桅杆等相结合的型式。

重型吊杆头部各种滑车的固定方式如图5.10.2-7所示。起重索导滑轮的设置，除较常用的嵌入式（图a）外，还有用侧悬挂（图b）或侧固定的（图c），它们的结构虽然简单，安装也方便，但吊杆却会因此而受偏心载荷。

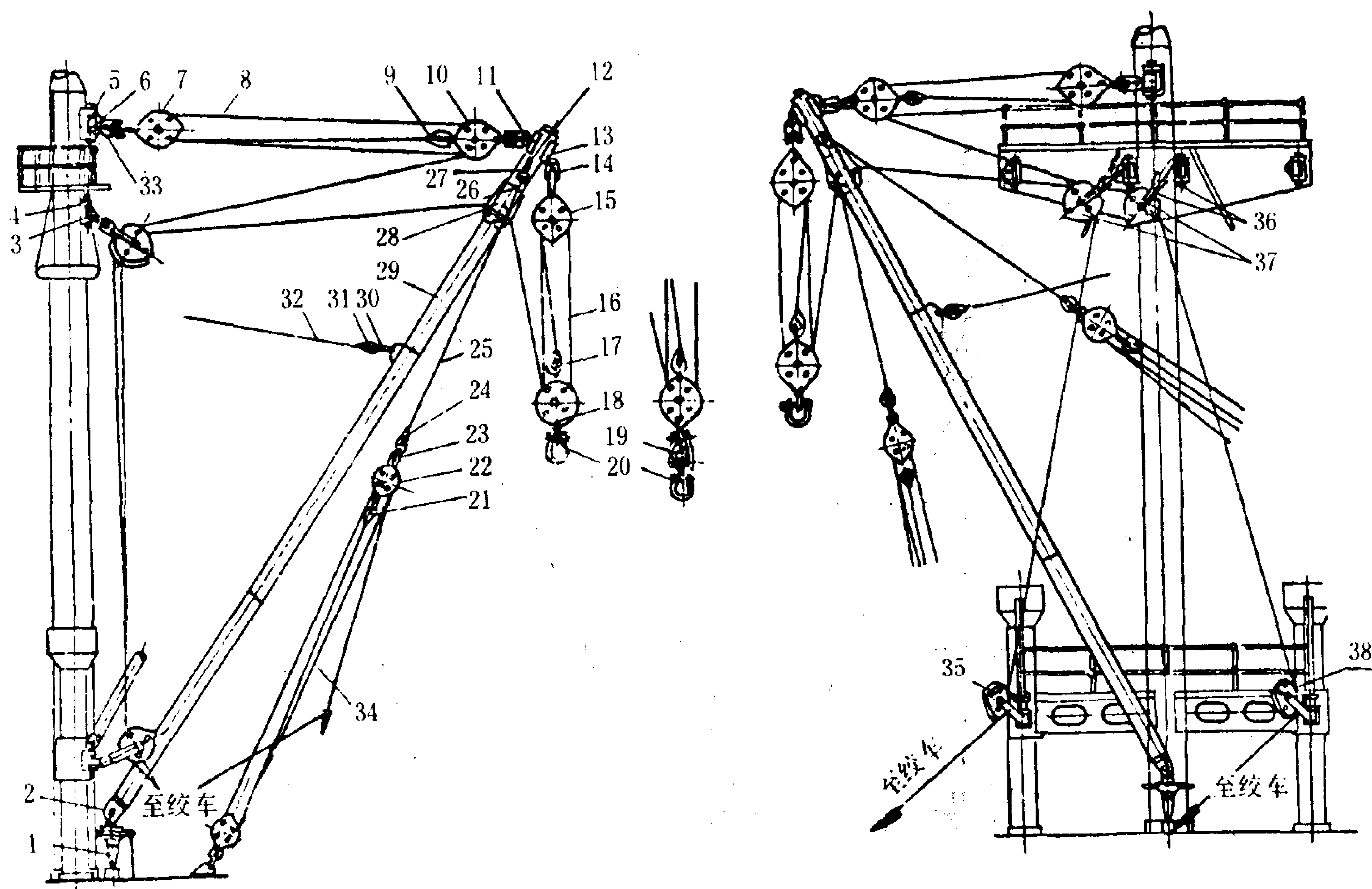
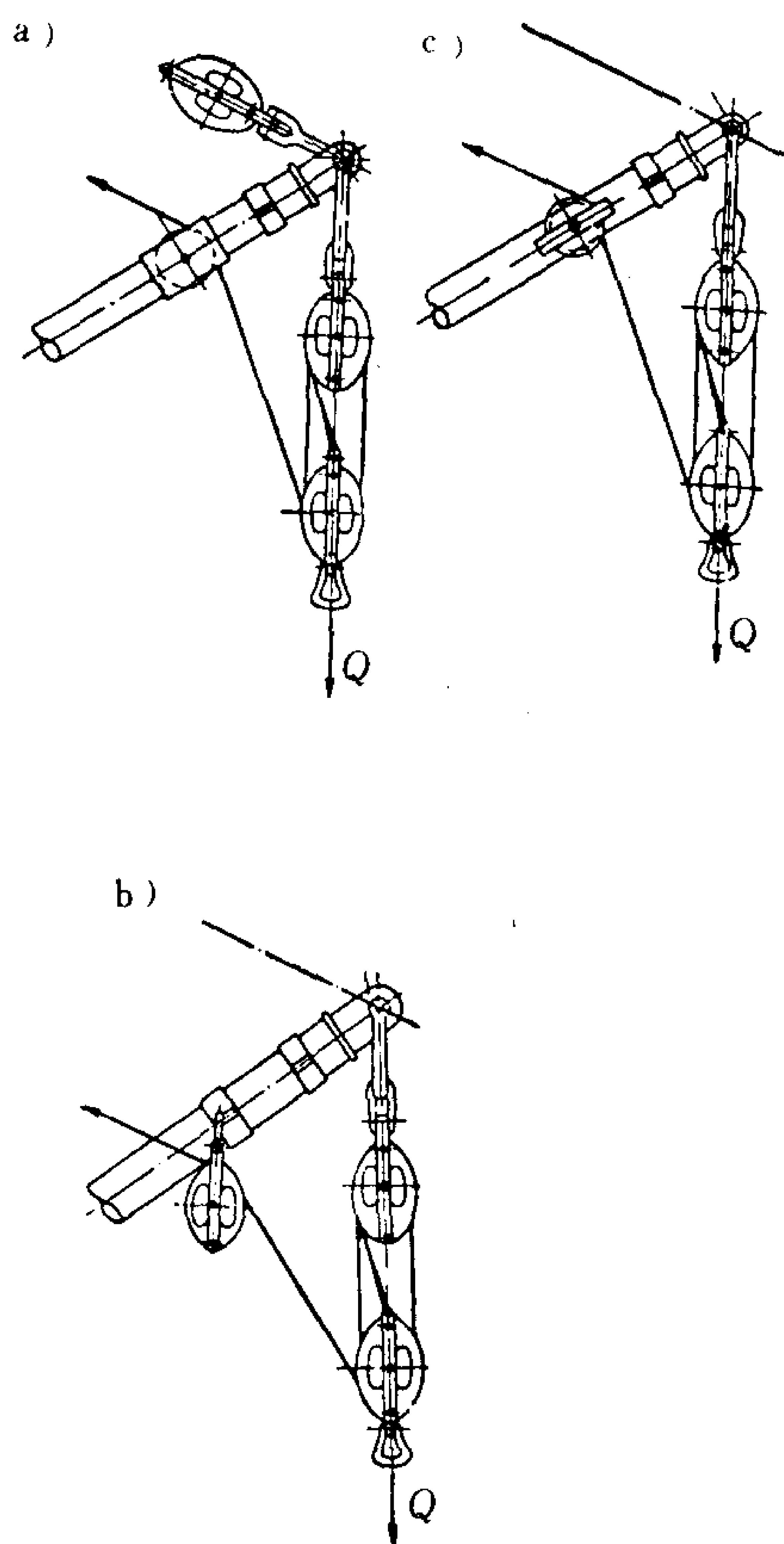


图5.10.2-6 重型吊杆装置

1-吊杆座；2-吊杆叉头；3、6-千斤索吊环；4、5-千斤索吊环座；7、10、15、18-无转环的复式滑车；8-千斤索；9、17、21、24、26、31-索具套环；11、14、33-滑车叉头；12-牵索眼板；13-吊货眼板；16-起货索；19-转环吊架；20-圆环卸扣；22-带转环的复式滑车；23、27、30、36-索具卸扣；25、34-吊杆牵索钢索；28-吊杆嵌入滑轮；29-重型吊杆；32-调整钢索；35、37、38-导向滑车



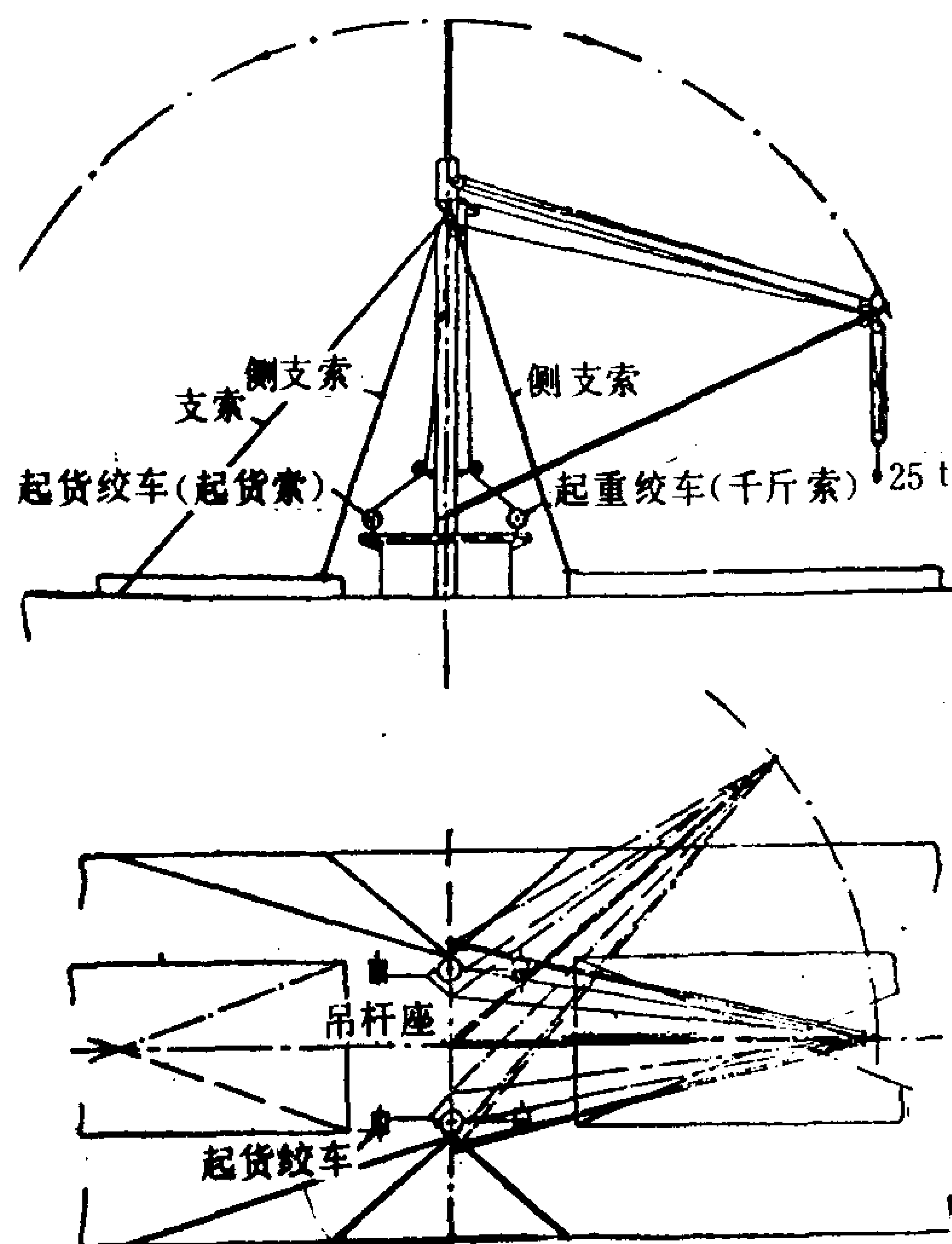


图 5.10.2-7 重型吊杆头部装置

a）嵌入式；b）侧悬式；c）侧固定式

图 5.10.2-8 两舱共用型重吊装置

4.2 重吊杆的设置

重型吊杆座多直接设置在甲板或平台上，位于两邻舱之间，以便吊杆可供两舱使用。为了减少吊杆的轴向压力，一般都使从动滑车上出来的起货索，先通过装设于起重柱上的导向滑车，然后再转引至绞车，见图 5.10.2-8。图上除示出吊杆的摆动轨迹外，还示出它转向邻舱时的路径。这种重吊杆的摆动无需另设牵索，而是利用左右千斤索的一收一放（或相反）来进行。起重柱向舷侧分别装置 2 根固定支索，在重型吊杆操作时再装设两根临时支索。

用于重型吊杆的V形起重柱装置如图 5.10.2-9 所示。它适用于重量为 180～300 t的重型起重机(另设有 4 根 5 t轻型吊杆)。重型吊杆的转移过程如图 5.10.2-10 所示。起货索和千斤索的布绕路径见图 5.10.2-11，而V形起重柱上端回转头部的结构见图 5.10.2-12。

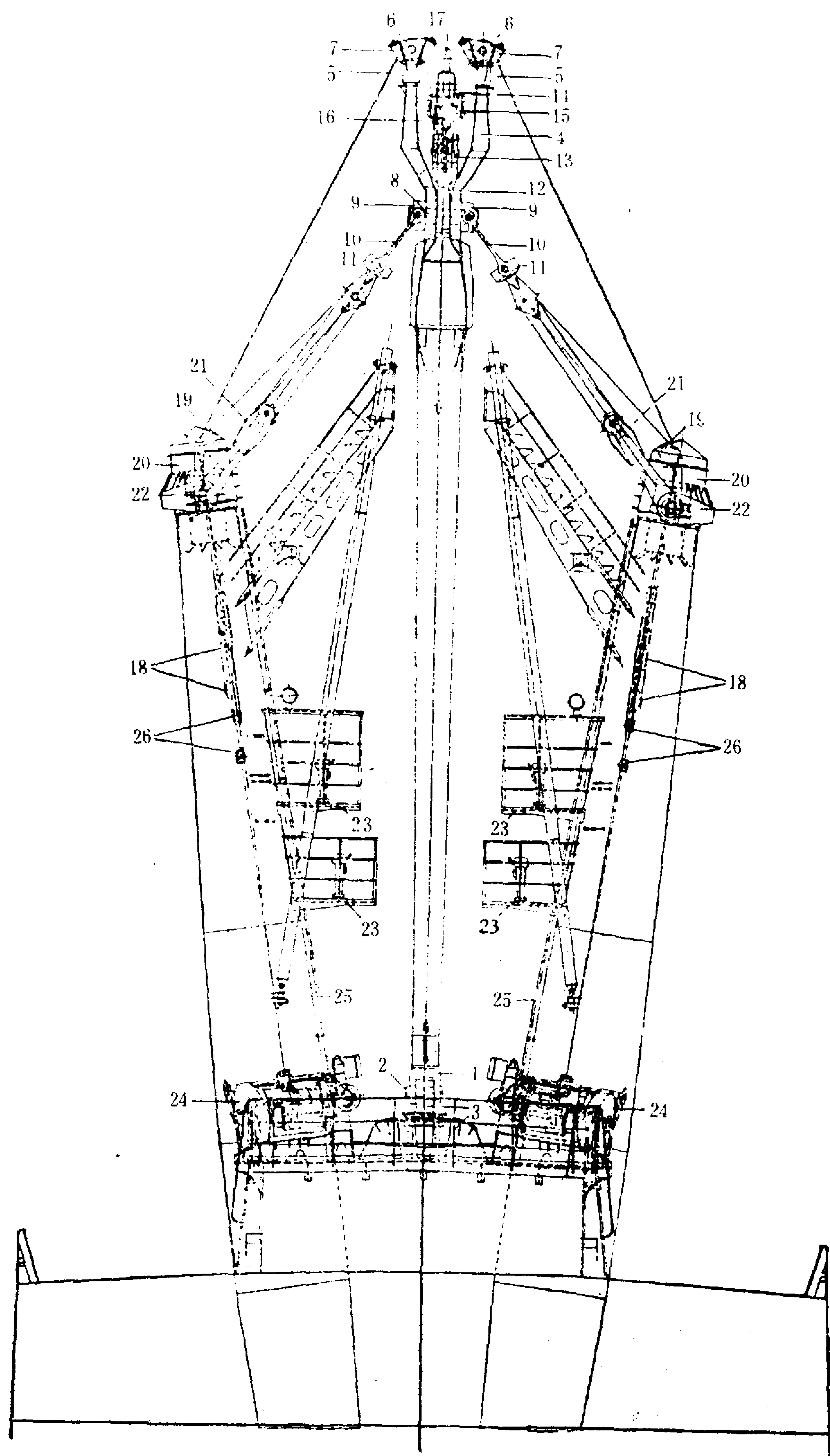


图 5.10.2-9　V形起重柱重吊装置

1-吊杆叉头；2-横销；3-吊杆转轴和吊杆座；4-吊杆叉型端部；5-转动头支座；6-滑轮；7-转动头；8-横销；9-十字接头；10-连接杆；11-千斤索滑车；12-上部起货滑车固定眼板；13-上部起货滑车组；14-下部起货滑车组；15-在下部起货滑车组上的导向滑轮；16-转换轮；17-挂货转环；18-钢索出口处；19-钢索进口处；20-起重柱回转头部；21-千斤索滑车连接器；22-千斤索滑车连接器销轴；23-控制台；24-重型起货绞车；25-梯子；26-钢索紧固器

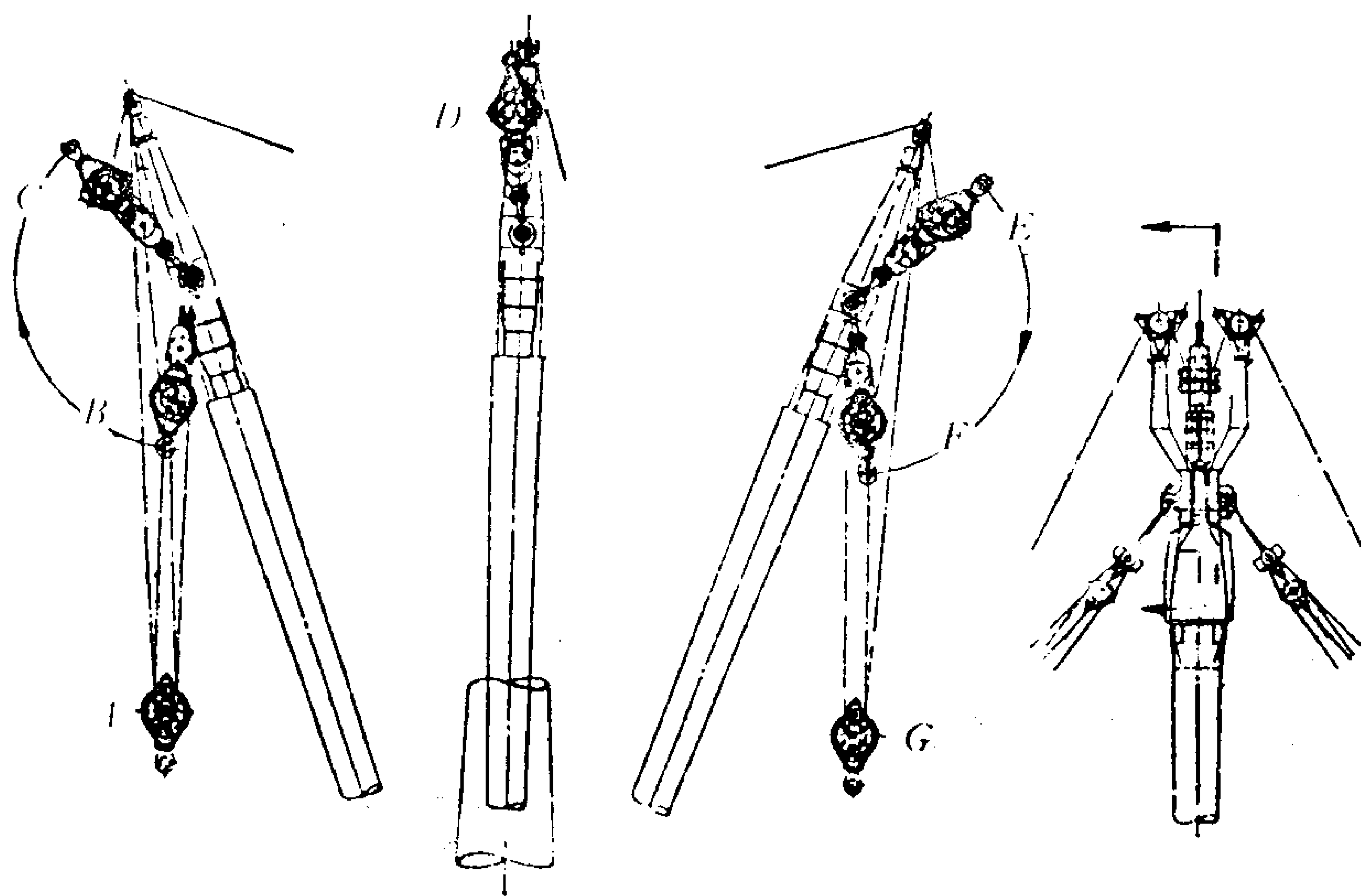


图 5.10.2-10 重型吊杆转移过程

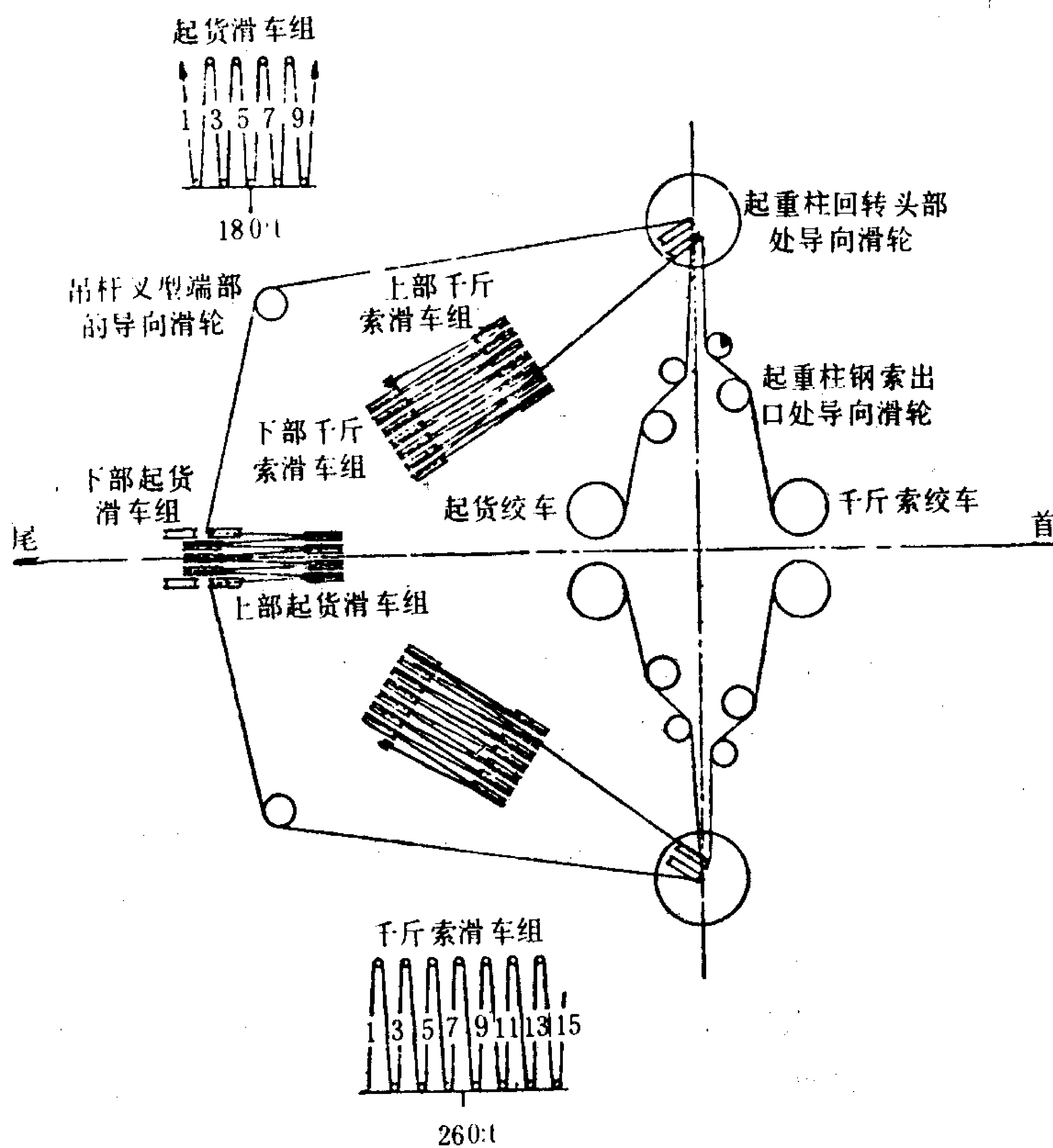


图 5.10.2-11 起货索和千斤索路径示意图

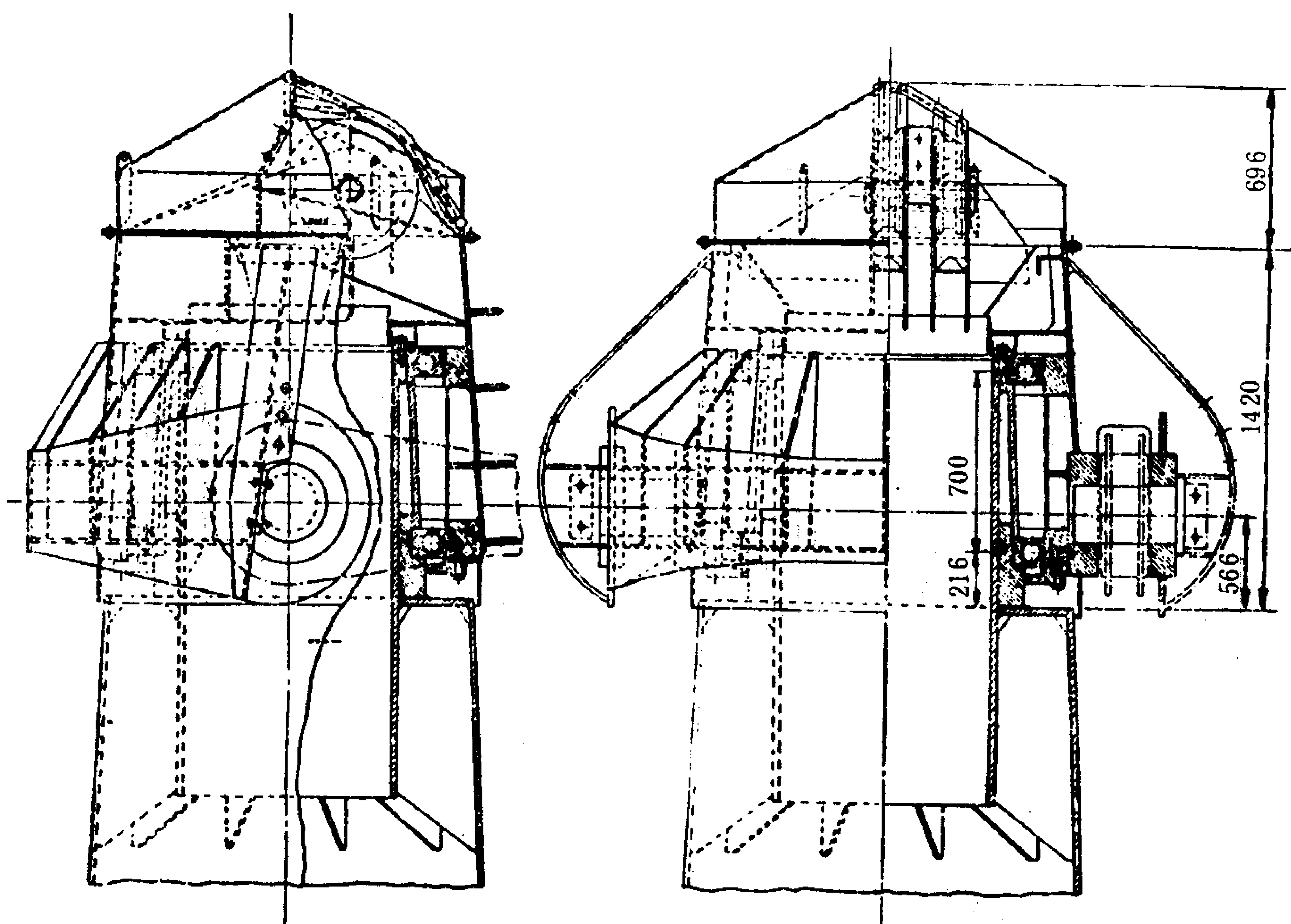


图 5.10.2-12 “回转头”结构

4.3 重吊作业

在重吊杆工作时，船舶的最大横倾角一般不得超过 8～12°，必要时可用压载来纠正。重吊起重量在 100 t以上的船舶均设置有压载设备，一般可利用左右双层底压载舱，有的则在两舷设深水舱。

在自动化船舶上，上述平衡舱的操纵都已实现了自动化或遥控，这些装置通常设在桅楼平台。有的船舶上不仅具有横倾调整装置，还有纵倾调整装置。

图 5.10.2-13 为采用电动四通旋塞的横倾调整装置原理图。图 5.10.2-14 示出采用电动蝶阀来代替四通旋塞功能的装置。当蝶阀 1、4 开启时，水从左向右调驳；而当 2、3 开启时，则相反。纵倾调整装置的原理与横倾一样，只是需设前后吃水计，并借助相应的首尾压载舱。

重吊船调倾装置的模拟板如图 5.10.2-15 所示。这是“大城”和“大田”轮上可起吊 300 t重物的重吊设备，采用电动遥控系统。

这类船舶设有 4 个平衡舱，1 台平衡泵，但该泵可与消防泵、压载泵互为备用。调驳管路上的阀门均为电动阀。平衡舱的液位可以遥测。操作部位有两处：机舱中的一台为主操纵台；另一处在桅楼平台。其控制原理与图 5.10.2-14 所示相同。具体操作步骤如下：

（1）合上电源开关，相应的指示灯亮，为操作做好准备。

（2）将选择开关接到“平衡泵”位置，指示灯亮；将控制位置开关接到“机舱”位置，便可在机舱的“平衡泵控制板”上进行操纵。

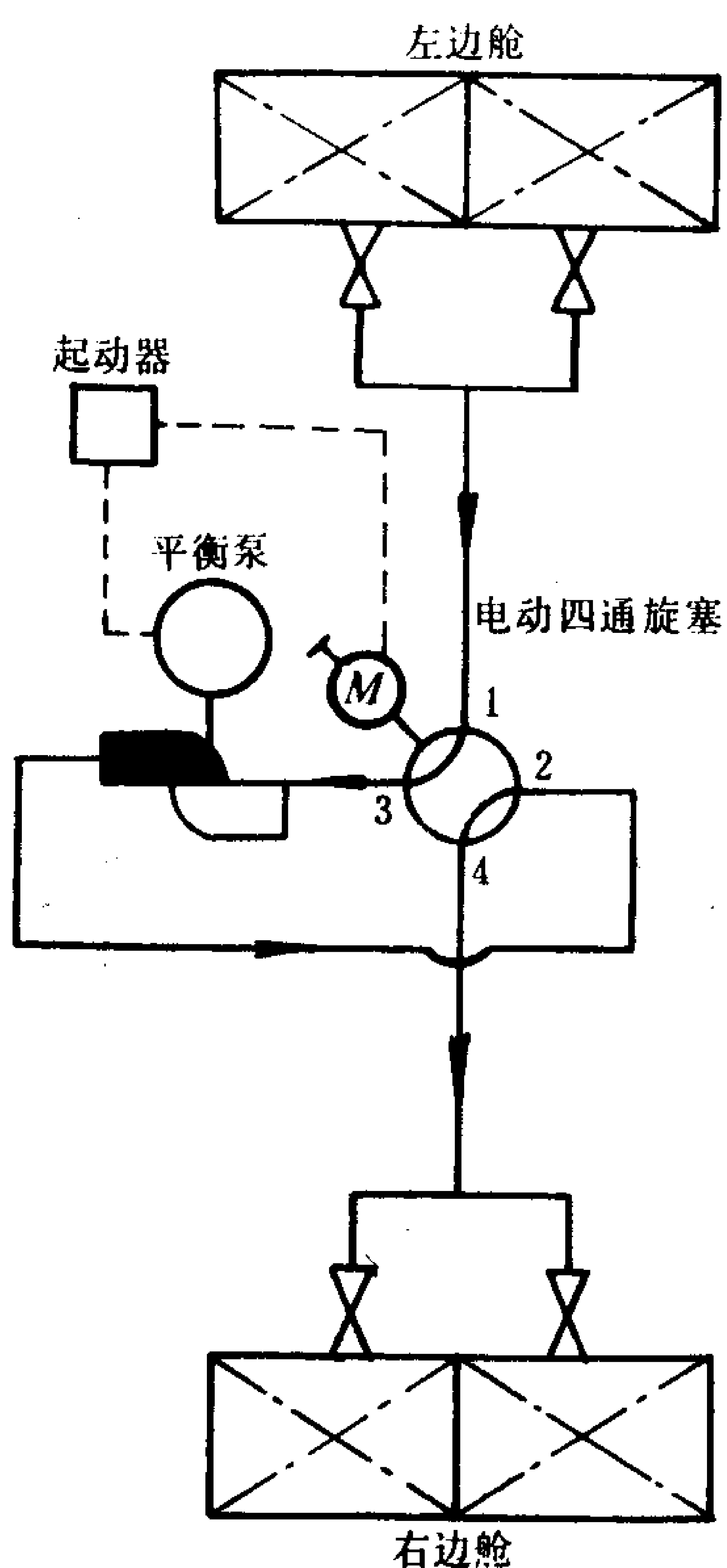


图 5.10.2-13　采用电动四通旋塞的调倾装置原理

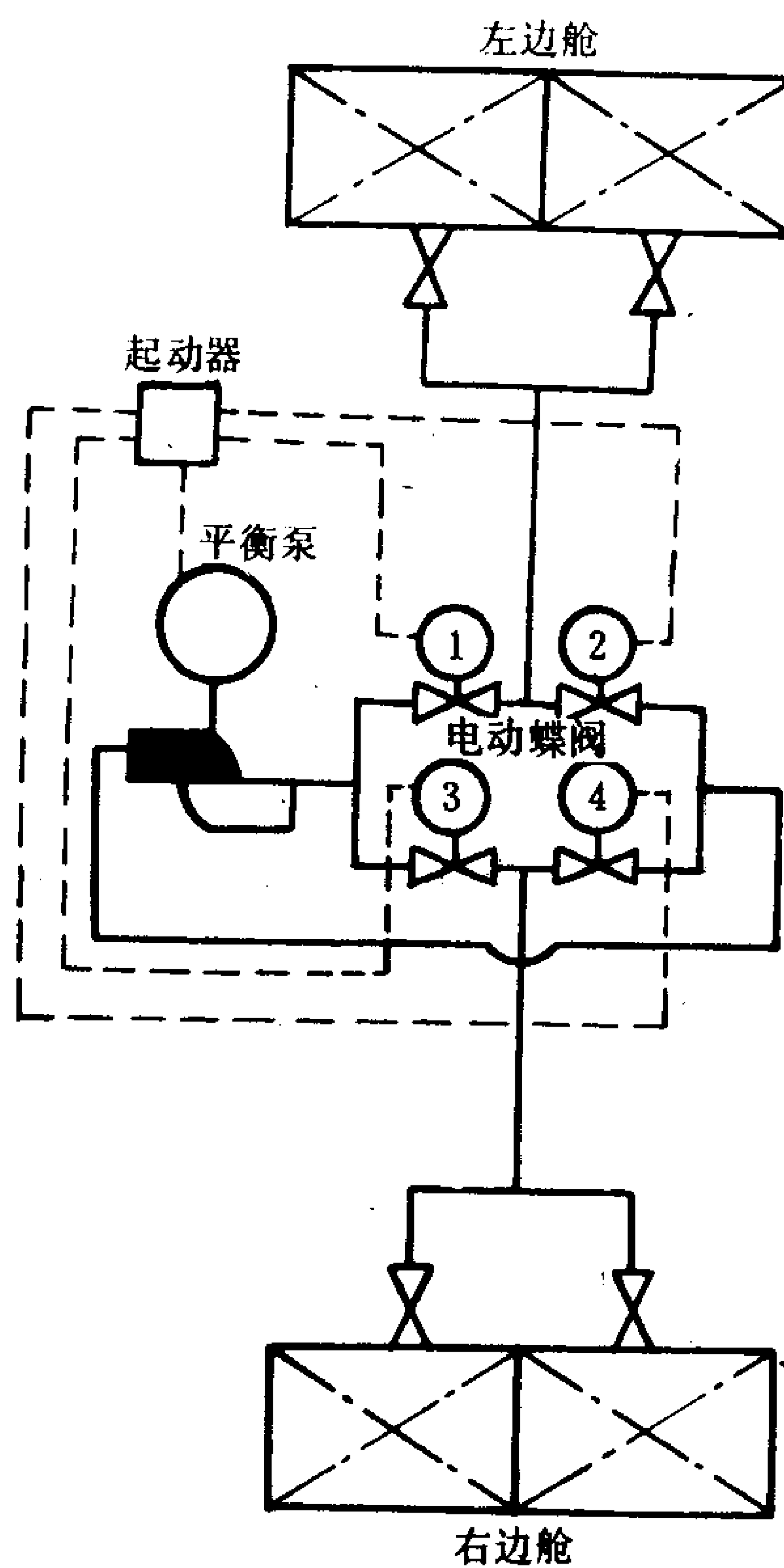


图 5.10.2-14　采用电动蝶阀的调倾装置原理

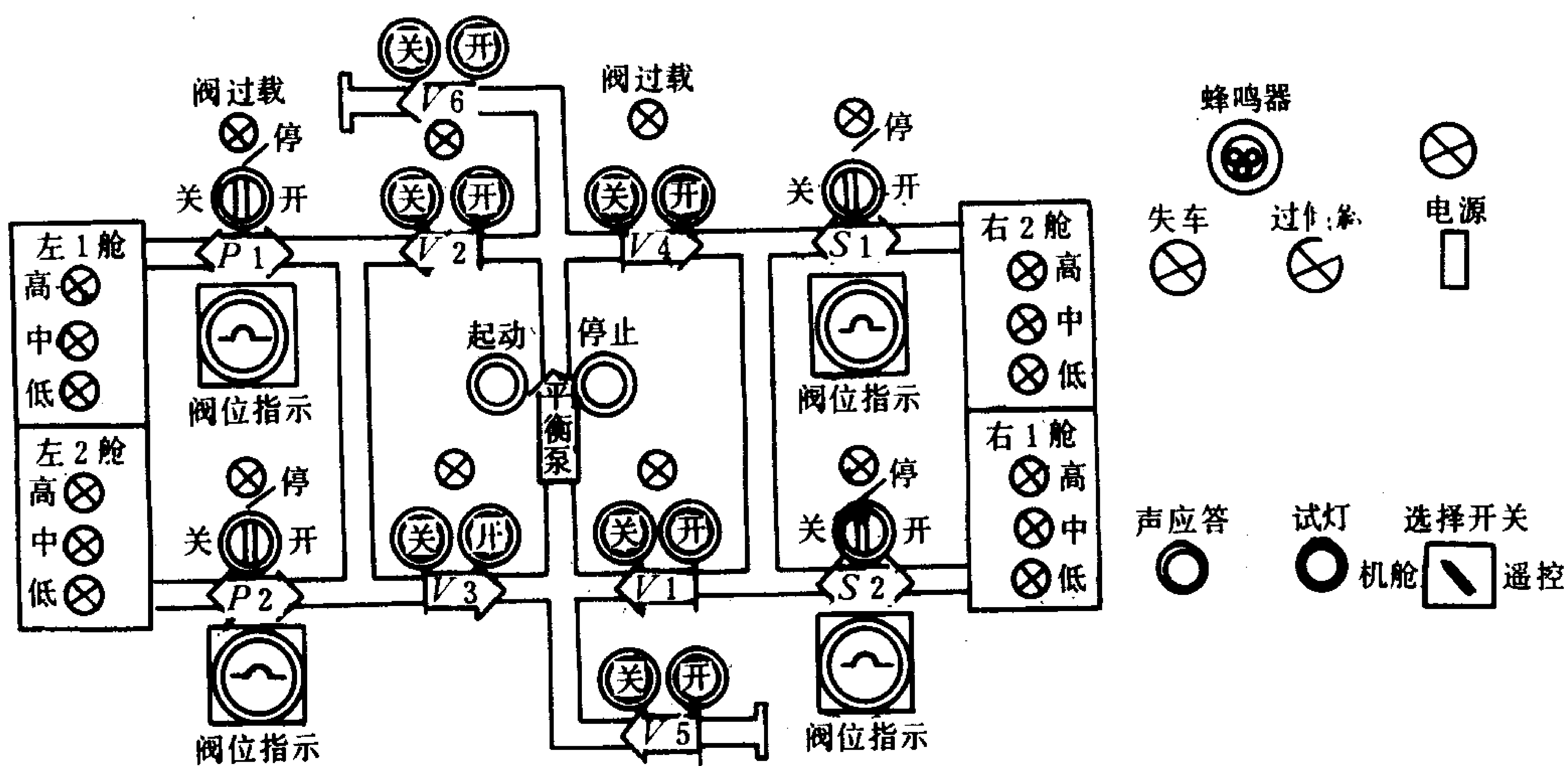


图 5.10.2-15　重吊船调倾装置模拟板

（3）如将水从右舷驳向左舷，就应开水舱阀$S1$或$S2$，管路阀$V1$和$V2$，水舱阀$P1$或$P2$，相应的指示灯亮，表示驳水管路已接通。然后起动平衡泵，运行指示灯亮，水即按箭头所指方向调驳。停驳时，先停泵后关阀。

从舷外向左右平衡舱打入压载水时，只要将阀$V5$和通向注入舱管路上的阀打开，起动平衡泵即可注水。通常，注入量约为平衡舱舱容的1/2，以便重吊操作时调驳。阀$V6$为向舷外排水阀。

控制电路在无电压或者船舶倾斜过度时，会发出声、光报警。设在桅楼平台的"遥控操作板"由驾驶员操作，设有预定程序以简化操作步骤。若操作步骤错误，比如在水舱阀$P1$、$P2$和$S1$、$S2$未打开之前将控制位置选择开关放到"遥控"位置，系统就会报警."阀操作错误"红灯亮，蜂鸣器响。

操作板还能对重吊本身进行监测。当重吊出现润滑故障，左舷或右舷钢丝过松，船舶过度倾斜以及平衡泵或阀出现故障时，均会发出声、光报警。

此外，板上还有不同的指示灯显示重吊作业情况。起吊180 t以下重物时，180 t指示灯亮。起吊300 t以下重物时，300 t指示灯亮。吊杆角度限位解除时，其相应的指示灯亮。

第 3 章　甲板起重机

1　概述

甲板起重机（DECK CRANE，俗称克令吊）又称回转式起货机，按动力可分为电动式和液压式，按总体设计可分为行走式和固定式，按起重臂数目可分为单臂式和双臂式（双并式），按起重臂型式可分为固定长度和可变长度，等等。

甲板起重机在船上的应用只有 30 多年的历史。60 年代以来，随着性能的日臻完善，发展很快，而在 2 ～ 3 万吨级的多用途船舶上，应用更为普遍。克令吊的主要优点是装卸效率高，对货种的适应性强；操作灵便，有利于安全生产；占用甲板面积小，布置简单，外形美观。缺点是价格昂贵；重心高，影响船舶稳性并有碍于驾驶视野；结构复杂，维修技术要求较高。

现代甲板起重机一般均由专业化制造厂批量生产。南京绿洲机械厂引进的联邦德国利布赫尔”(LIEBHERR)甲板起重机的型式见图 5.10.3-1，其有关数据摘要列于表 5.10.3-1 至表 5.10.3-5。其中有的给出了一个数据范围，它们对应于巴杆（吊臂）的不同长度。这类克令吊能在船横倾 5°、纵倾 2°的情况下，以满载及最大幅度工作。但当横倾 5°时回转速度应减半。各型克令吊的提升总高度均为 30 m，底座以上高度大约 10 m左右。

图 5.10.3-2 示出克令吊的联吊作业情况。由图可见，双甲板起重机既可联合作业，也可分开操作。图中工人正在用携带式遥控装置进行操作。携带式遥控装置的外形示于图中的左下角。

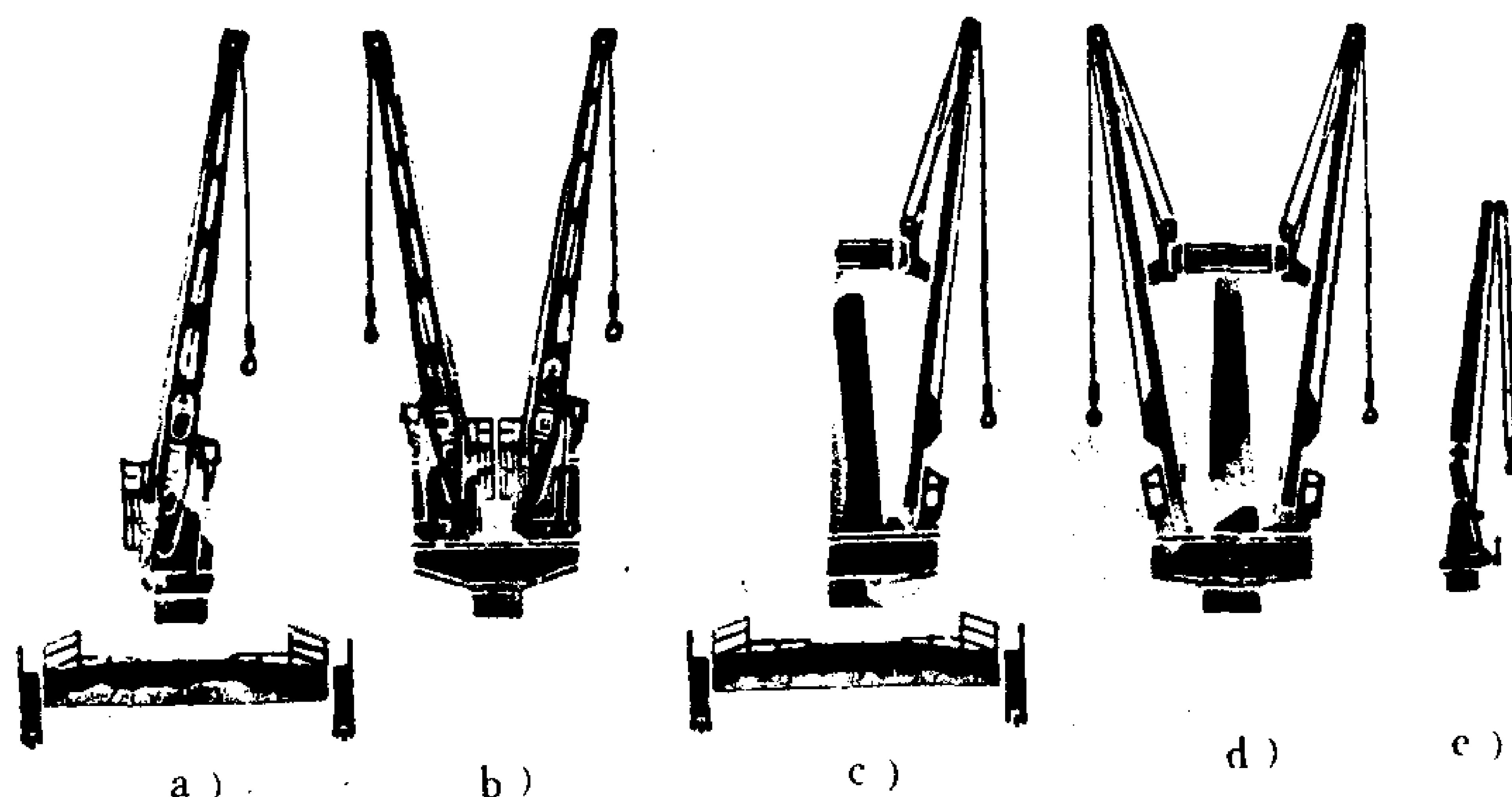


图 5.10.3-1　绿州-利布赫尔甲板起重机的型式

a）B型；b）$D_2\times$B型；c）SB型；d）$D_2\times$SB型；e）PBW型

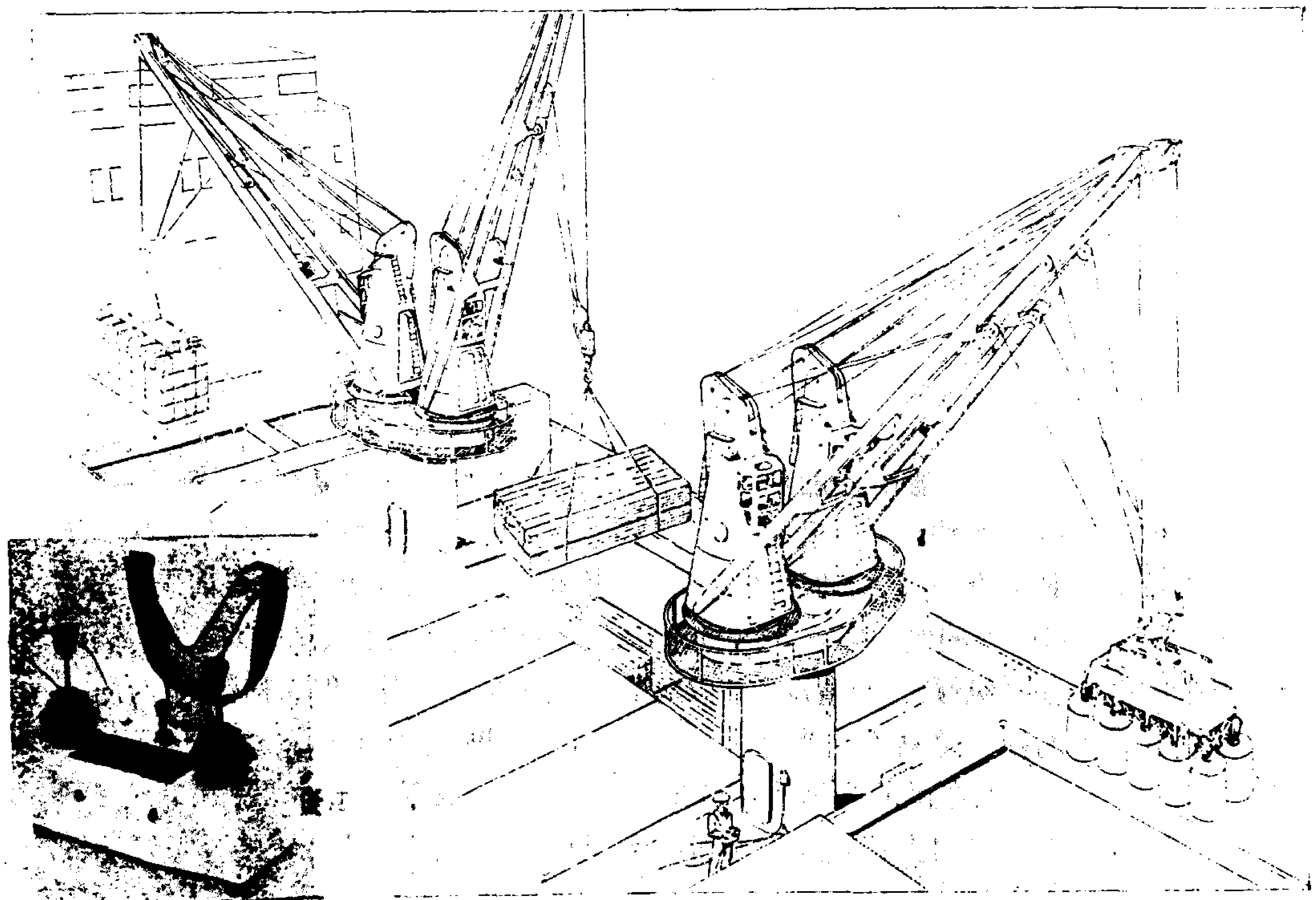


图 5.10.3-2 甲板起重机的联吊作业

表 5.10.3-1 B 型数据表

项目 数据 型号	最大负荷 t	最小工作半径 m	最大工作半径 m	起货速度 m/min		回转速度 r/min	变幅时间 s	额定功率 kW	自重 t
				最大	满负荷				
B_3	3	2.5	14~22	100	40	2~1.8	20~30	35	10~12
B_5	5	2.5	14~22	100	40	1.8~1.6	25~30	52	13~17
B_8	8	2.5	14~22	90	30	1.6~1.4	25~35	62	18~25
B_{11}	11	2.5	14~22	80	30	1.4	30~35	85	21~27
$B_{12.5}$	12.5	2.5	14~22	72	30	1.4	30~35	100	22~27
B_{16}	16	2.5~3	14~22	72	30	1.4	30~35	120	26~32
B_{20}	20	2.5~3	16~24	72	30	1.4	35~40	140	29~36
B_{25}	25	2.5~3	16~24	72	24	1.4	35~45	160	35~44
B_{30}	30	2.5~3	16~24	60	24	1.4~1.2	35~45	190	42~53
B_{40}	40	2.5~3	16~24	45	20	1.2~1	40~50	220	53~67
B_{50}	50	2.5~3	16~24	36	16	1~0.8	45~65	220	66~83

表 5.10.3-2　　$D_2 \times B$ 型数据表

项目/数据/型号	最大负荷	最小工作半径	最大工作半径	起货速度 m/min		回转速度	变幅时间	额定功率	自重
	t	m	m	最大	满负荷	r/min	s	kW	t
$D_2 \times B_3$	6	2.5	14~22	100	40	2~1.8	20~30	70	25~29
$D_2 \times B_5$	10	2.5	14~22	100	40	1.8~1.6	25~30	104	31~39
$D_2 \times B_8$	16	2.5	14~22	90	30	1.6~1.4	25~35	124	43~56
$D_2 \times B_{11}$	22	2.5	14~22	80	30	1.4	30~35	170	56~68
$D_2 \times B_{12.5}$	25	2.5	14~22	72	30	1.4	30~35	200	60~71
$D_2 \times B_{16}$	32	2.5~3	14~22	72	30	1.4	30~35	240	68~84
$D_2 \times B_{20}$	40	2.5~3	16~24	72	30	1.4	35~40	280	76~91
$D_2 \times B_{25}$	50	2.5~3	16~24	72	24	1.4	35~45	320	94~116
$D_2 \times B_{30}$	60	2.5~3	16~24	60	24	1.4~1.2	35~45	380	115~137
$D_2 \times B_{40}$	80	2.5~3	16~24	45	20	1.2~1	40~50	440	144~171
$D_2 \times B_{50}$	100	2.5~3	16~24	36	16	1~0.8	45~65	440	177~210

表 5.10.3-3　　SB 型数据表

项目/数据/型号	最大负荷	最小工作半径	最大工作半径	起货速度 m/min		回转速度	变幅时间	额定功率	自重
	t	m	m	最大	满负荷	r/min	s	kW	t
SB_3	3	3~4	16~24	50	20	1.8~1.6	40~60	27	6.6~7.7
SB_5	5	3~4	16~24	50	20	1.6~1.4	40~60	31	8.2~10.8
SB_8	8	3~4	16~24	50	20	1.4~1.2	40~60	42	11.2~15.7
SB_{11}	11	3~4	16~24	50	20	1.2	40~60	62	14~18
$SB_{12.5}$	12.5	3~4	16~24	50	20	1	40~60	70	14.5~18.5
SB_{16}	16	3~4	16~24	50	20	1	40~60	85	16.5~22.5
SB_{20}	20	3~4	18~26	36	16	1	50~70	100	23~31
SB_{25}	25	3~4	18~26	36	16	1	60~80	120	26.5~34
SB_{30}	30	3.5~4.5	18~26	30	12	0.8	70~90	140	32~40
SB_{40}	40	3.5~4.5	18~26	30	12	0.6	80~100	160	38~47
SB_{50}	50	3.5~4.5	18~26	25	10	0.5	80~100	160	44~56

表 5.10.3-4　　　　$D_2\times SB$ 型数据表

项目 数据 型号	最大负荷	最小工作半径	最大工作半径	起货速度 m/min		回转速度	变幅时间	额定功率	自重
	t	m	m	最大	满负荷	r/min	s	kW	t
$D_2\times SB_3$	6	3～4	16～24	50	20	1.8～1.6	40～60	54	19～23
$D_2\times SB_5$	10	3～4	16～24	50	20	1.6～1.4	40～60	62	24～32
$D_2\times SB_8$	16	3～4	16～24	50	20	1.4～1.2	40～60	84	34～44
$D_2\times SB_{11}$	22	3～4	16～24	50	20	1.2	40～60	124	41～53
$D_2\times SB_{12.5}$	25	3～4	16～24	50	20	1	40～60	140	46～58
$D_2\times SB_{16}$	32	3～4	16～24	50	20	1	40～60	170	52～68
$D_2\times SB_{20}$	40	3～4	18～26	36	16	1	50～70	200	70～86
$D_2\times SB_{25}$	50	3～4	18～26	36	16	1	60～80	240	79～99
$D_2\times SB_{30}$	60	3.5～4.5	18～26	30	12	0.8	70～90	280	89～111
$D_2\times SB_{40}$	80	3.5～4.5	18～26	30	12	0.6	80～100	320	105～129
$D_2\times SB_{50}$	100	3.5～4.5	18～26	25	10	0.5	80～100	320	125～149

表 5.10.3-5　　　　PBW 型数据表

项目 数据 型号	最大负荷	最小工作半径	最大工作半径	起货速度	回转速度	变幅时间	额定功率	自重
	t	m	m	m/min	r/min	s	kW	t
PBW1.5	1.5	2.5	4～16	0～25	1.2～1	40～50	12	3.2～5.1
PBW 2	2	2.5	4～16	0～25	1.2～1	40～50	15	3.3～7.5
PBW 2.5	2.5	2.5	4～16	0～20	1.2～1	40～55	16	5.9～7.7
PBW 3	3	2.5	4～18	0～25	1.2～1	40～60	22	6.3～8.4
PBW 5	5	2.5	4～20	0～25	1.2～1	40～60	32	6.5～12.8
PBW 6	6	2.5	4～18	0～25	1.2～1	40～60	37	6.6～12.7
PBW 8	8	2.5	4～16	0～20	1.2～1	45～60	43	6.8～13
PBW 10	10	2.5	4～16	0～20	1.2～1	45～60	52	7～13.5

2　电动甲板起重机

图 5.10.3-3 是上海船厂所生产的 5 t 电动甲板起重机总图。主要技术参数:

起重量　　5　t

起升速度　　8.9/36/73　m/min

回转速度　　1.1/0.53/0.28　r/min

变幅时间　　27.8/57/109　s

最大幅度　　16　m

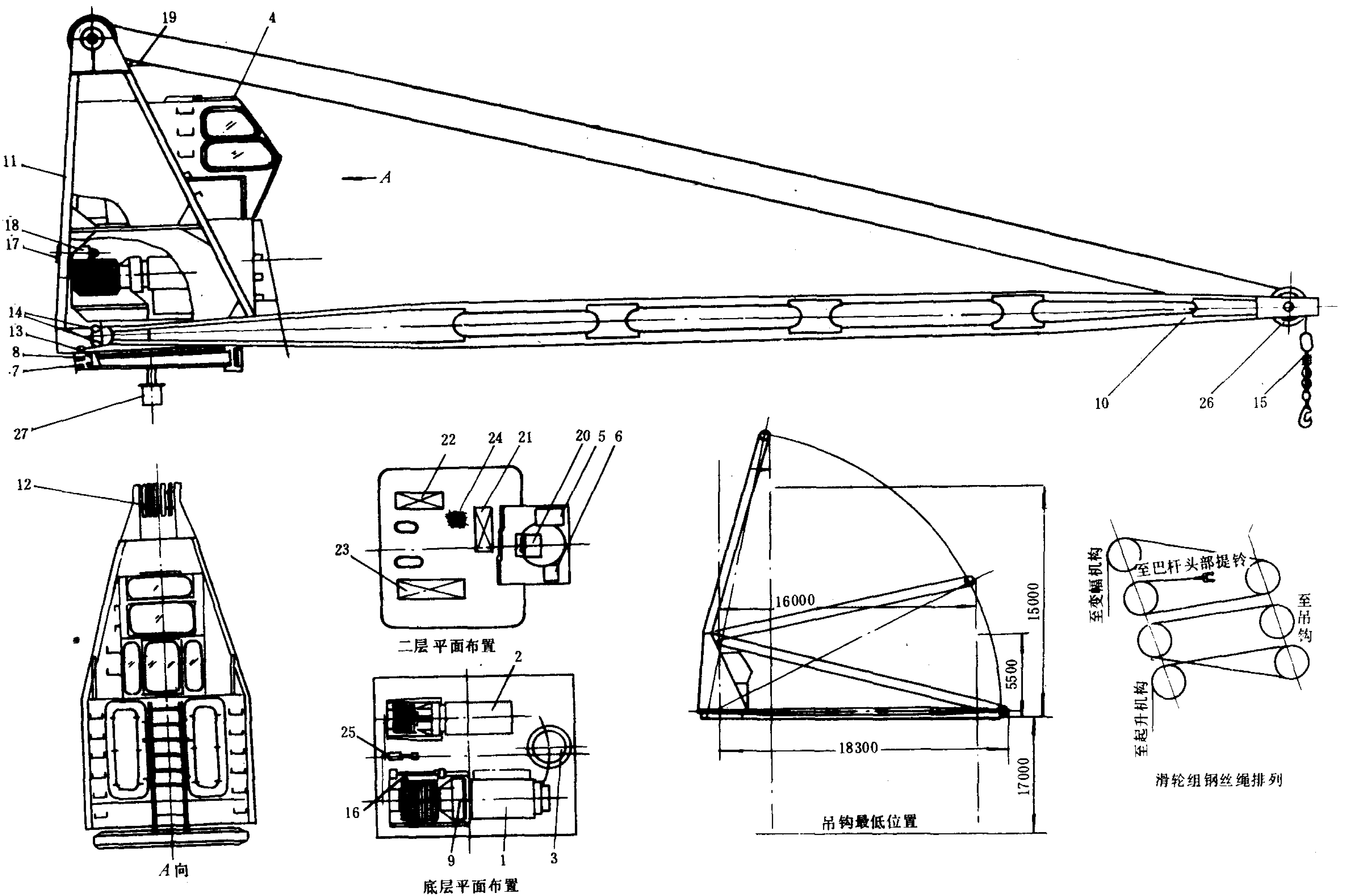


图 5.10.3-3　5 t电动甲板起重机

1-起升电动机；2-变幅电动机；3-回转电动机；4-操纵室；5-回转和变幅控制器；6-主令控制器；7-回转支承装置（大齿圈）；8-球轴承；9-行星摆线针轮减速器；10-巴杆；11-塔架，12-塔顶滑轮组；13-限位开关；14-凸轮；15-吊钩组；16-排缆装置；17-封盖；18-轴流通风机；19-缓冲器；20-坐椅；21-回转电动机控制屏；22-变幅电动机控制屏；23-起升电动机控制屏；24-二层平面花铁板；25-差动型限位装置；26-巴杆头部滑轮组；27-电源滑环

最小幅度　　　3.5　m

回转角度　　　无限

允许的船舶横倾角　5°

自重　　　　　17 t

该起重机共有3台电动机，其中起升电动机1的功率为37 kW，变幅电动机2的功率为15 kW；回转电动机3的功率为15 kW。这3台电动机都分别经过行星摆线针轮减速器带动卷筒或小齿轮转动，并可在操纵室内经由回转和变幅控制器5和主令控制器6来操纵。

由日本、挪威、奥地利、法国等进行技术协作而生产的"TSUJI"型电动双甲板起重机的主要规格为：

起重量×工作半径	（25 t×2）×24 m
起升速度（电动机）	20～0 m/min（100 kW×2台）
变幅速度（电动机）	53 s/106 s（50/25 kW×2台）
回转速度（电动机）	
单吊时	0.7 r/min（40 kW）
双吊时	0.4 r/min（25 kW×2台）
发电机·电动机	111 kW+56 kW·125 kW
工作半径（仰角变化）	5～24 m（80～25°）
最大起升高度	35 m（最小工作半径时）
电源	440 V，3相，交流
倾斜条件	船体倾角3°+货物振摆2°=5°
同时操纵	起升、回转、变幅三项动作，可以两根操作杆同时操纵。

上述系列产品的额定负荷有10 t×2、12.5 t×2、15 t×2、20 t×2、25 t×2、30 t×2等6档规格。起升和回转运动采用直流发电机-电动机控制方式，变幅速度采用变极调节方式。无负荷时的速度，在40 kW条件下约为重载时的3倍，在63 kW或100 kW条件下为重载时的2.4倍，并可根据用户要求制造工作半径大于24 m、起重量在200 t以内的起重机。

3　液压甲板起重机

3.1　工作原理

电动液压甲板起重机是一种独立式机组，如图5.10.3-4所示。所有的机电设备都装设在公共旋转平台上。它的起升、变幅和回转绞车皆由液压马达驱动。各液压回路设有相应的油泵机组以提供高压油流来满足工作需要。为了确保起货设备的良好性能，液压甲板起重机尚需配备各种辅助装置、控制系统和应急设施。

NF-10型甲板起重机的液压系统如图5.10.3-5所示，其主要性能参数如下：

起重量　　　　10 t

最大起升高度　42 m

最大幅度　　　20 m（起重臂仰角15°）

最小幅度　　　3.7 m（起重臂仰角79°）

起升速度　　　40 m/min（额定）

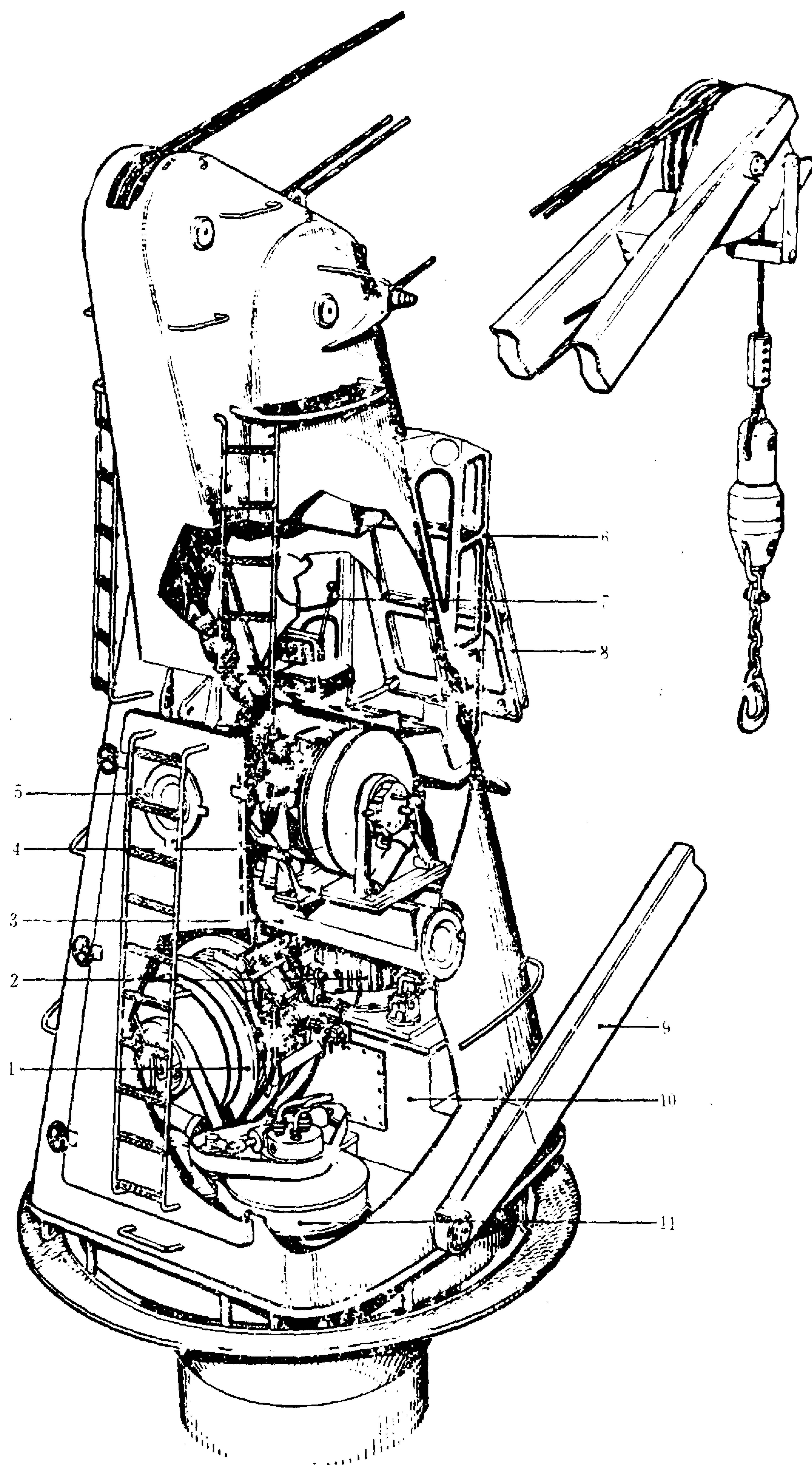


图 5.10.3-4　电动液压甲板起重机

1-通风机；2-变幅绞车；3-油冷却器；4-电动机；5-起升绞车；6-操纵室；7-升降操纵杆；8-回转、变幅操纵杆；9-起重臂；10-油箱；11-回转机构的液压马达

	80 m/min（轻载）
变幅时间	32 s（从 15°到 79°）
回转速度	1.25 r/min
钢绳　起升：	d=34.5mm
变幅：	d=28.0 mm
液压泵机组	电动机JO_3-280 s- 4 型
	100 kW，1480 r/min

起升、变幅和回转机构的主泵均选用手动随动操纵、双向变量、带外壳的摆缸泵，额定

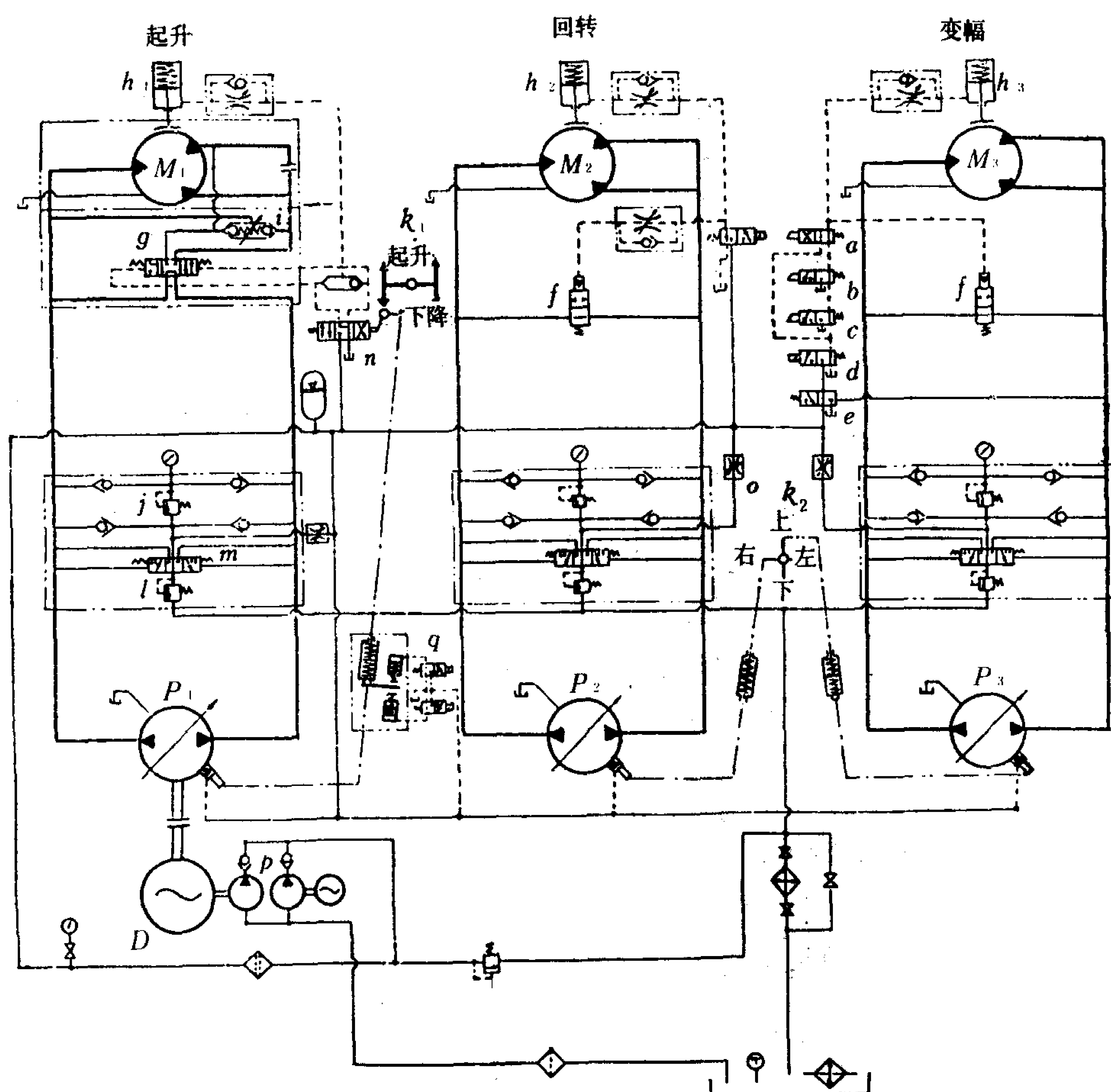


图 5.10.3-5　NF-10 型甲板起重机液压系统

a-强制运行控制阀；b、c-起重臂最大、最小幅度行程限制阀；d-操纵手柄联锁阀；e-失压保护阀；f-中位旁通阀；g-双速阀；h-液压刹车；i-双向安全阀；j-双向溢流阀；k_1、k_2-操纵手柄；l-背压阀；m-液动三位四通更油阀；n-双速阀的引导阀；o-可调节流阀；p-辅泵；q-吊钩的极限高位和防松装置；D-电动机；P_1、P_2、P_3-主泵；M_1、M_2、M_3-液压马达

油压 16 MPa；最大设计油压 35 MPa，起升回路最大工作压力 14.2 MPa，变幅回路最大工作压力 14.4 MPa，回转回路最大工作压力 16.9 MPa。辅泵采用CB-B125型齿轮泵。液压马达全部采用双排、8 作用、可变量内曲线马达。

图中的起升、回转、变幅 3 个闭式系统相互独立，回路基本相同，可以实现功率回收，减少系统发热，免除由换向阀带来的液压冲击和噪声。利用改变摆缸泵的摆动方位和摆动角可进行功率调节，提高泵的效率。

在起升系统中，为了实现轻载倍速和提高装卸效率，设置了液控双速阀g。只要通过手柄k_1操纵引导阀n（该阀与主泵P_1的伺服机构联锁），就可实现液压马达M_1的重载低速、轻载或空钩时的倍速。当k_1回零位时，主泵P_1卸载，流压刹车h_1泄油，机械抱闸，同时使液压马达M_1的油路形成液压锁。如出现冲击负荷（大于 17 MPa），液压马达侧的安全阀i即开启泄压。此外，在系统的泵侧还设有双向溢流阀j（17 MPa）、背压阀l（1.5 MPa）和更油阀m。后者使系统具有半开式系统的优点，即能在运行中不断地以来自辅泵p的低温油液更替系统中的高温油液，以防过热。此外，还设有吊钩高位极限和钢绳防松装置q，当达到设定极限高位时，就触动开关，使二位三通电磁阀动作，然后令主泵排量为零，停止液压马达转动。若吊钩下降速度低于钢绳松出速度，就会出现乱绳现象，这时q中的另一开关即被触动，同样可使液压马达停转，以防钢绳继续松出。

在变幅和回转回路上，设有中位旁通阀f。由于手柄回零时油泵的排量很难绝对地处于零位，此时随着电磁二位三通阀d的失电，中位旁通阀f自动作用，将主泵接成旁通回路。中位旁通阀f与液压刹车（h_2、h_3）联锁，刹车抱闸时f旁通，松闸时f断路。

在变幅系统中，电磁阀d与主泵P_3的操纵手柄k_2具有电气联锁。手柄一离开中央位置（向上或向下），电磁阀d便被激励，辅泵来的压力油将导入h_3和f，松开液压马达M_3的刹车，并切断中位旁通阀f的旁通油路。起重臂的最大、最小幅度行程限位阀b和c，用来在臂杆到达最大（最小）幅度时将其触动，强行泄油，迫使h_3和f动作，于是主泵P_3旁通卸载，液压马达M_3停转，刹车h_3抱闸。阀a为强制运行操纵阀，用来在搁置臂杆时强使臂杆通过最大幅度（15°）位置而继续下降直到放平。当变幅回路由于某种原因失压时，失压保持阀e可使液压刹车h_3立即泄油制动。

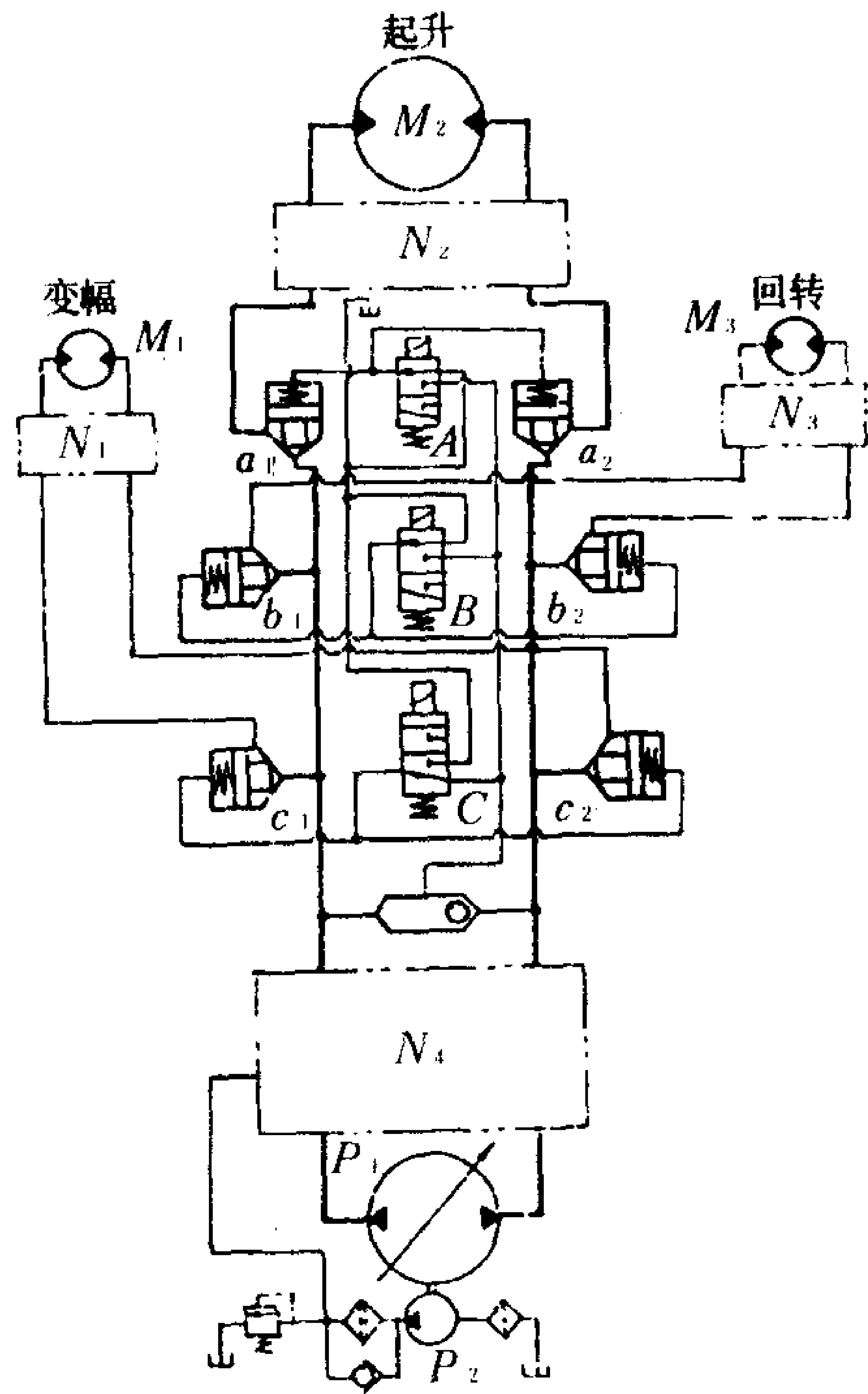


图 5.10.3-6　逻辑阀控制的甲板起重机液压回路

3.2　逻辑阀控制的液压系统

近年来，通过对二位插装阀（逻辑阀）控制的克令吊液压系统的研究，使系统获得改进和简化具体方案见图 5.10.3-6。图中的A、B、C为先导电磁阀，a_1/a_2、b_1/b_2、c_1/c_2分别表示起升、回转、变幅回路中的逻辑阀，$N_1 \sim N_4$表示按常规设计（参阅上图）的液压阀组；P_1为起升、回转、变幅回路的共用主泵；P_2为辅泵，供应辅助系统用压力油、主油路补油和更油；$M_1 \sim M_3$为液压马达。

系统在不同作业时，各阀的开关情况见表5.10.3-6。各回路工作时，液压马达的起停、变速和换向均可由双向变量主泵P_1控制。由此可见，采用逻辑阀的液压克令吊系统不仅设备简化，操作简便，工作可靠，而且原理清晰，便于掌握应用。

表5.10.3-6　　阀的开关表

阀件 开关 作业	A	B	C	a_1/a_2	b_1/b_2	c_1/c_2
起　升	●	○	○	●	○	○
回　转	○	●	○	○	●	○
变　幅	○	○	●	○	○	●

注：●开（接通），○关（断开）。

图5.10.3-7　恒功率控制回路

1-变量泵；2-差动油缸；3-电磁行程控制器；4-恒功率控制器；5-伺服滑阀

3.3　恒功率控制回路

如图5.10.3-7所示，恒功率控制回路是在闭式液压系统中采用电磁比例元件的电液式控制系统。

当操纵手柄发来不同的电流信号时，在电磁行程控制器的这一或那一比例电磁铁中，就将产生一相应的电磁力，输出一定的位移信号，推动伺服滑阀5。例如当伺服滑阀5右移时，差动油缸两侧同时进油，因而油缸右移。反之，油缸则将左移。通过反馈，泵的排量便与操纵手柄的位移成正比。

如果负荷增大，工作油压升高，则恒功率控制器4中的活塞就会产生更大的位移，从而减小了伺服滑阀5的位移量，换言之，油泵排量将随油压升高而减小，从而实现恒功率控制。

3.4　记忆阀

记忆阀是液压甲板起重机中一种新的技术措施。它可防止起动瞬间悬吊负荷的滑降，以及由此而引起的压力冲击，以利于克令吊的安全运行。

如图5.10.3-8所示，当泵A的变量机构离开零位时，触点4闭合。若微动开关5亦被接通，则电磁阀6的线圈14/1$S$3通电，于是制动缸8进油松闸，马达C开始运转。信号缸1

图5.10.3-8　记忆阀原理

1-信号缸；2-辅助缸；3-摇臂；4-联锁开关；5-微动开关；6-电磁阀；7-溢流阀；8-制动缸；9-调节螺钉

感受到负荷油压p，使活塞杆外伸，对开关 5 进行控制，同时又在辅助缸 2 的配合下使摇臂 3 产生一转角α。

这时，如果泵A的变量机构回归零位，触点 4 断开，电磁阀 6 因失电而变位，制动缸 8 泄油抱闸，于是负荷W被支持在空中。而油缸 2 和油缸 1 中的油压亦相继消失（停车后油压p因丧失油源而下降），缸 1 、 2 中的活塞杆都在各自弹簧的作用下回缩，开关 5 断开。但摇臂 3 由于视图E中所示的蝶形弹簧的张力作用，与支座间具有一定的摩擦力，因此仍保持原位，这样便产生了“记忆”作用。

再次起动时，若工作油压未达到与负荷W相应的p值，纵使触点 4 已闭合，开关 5 也不能接通。只有当信号缸 1 的油压升达p值时，开关 5 才闭合，于是制动缸 8 松闸，实现平稳起动。

4 船用门座式甲板起重机

门座式甲板起重机在港口装卸和船厂吊装中应用都很普遍。它因具有在甲板上“行走”的特点，所以又被称为走行式甲板起重机。

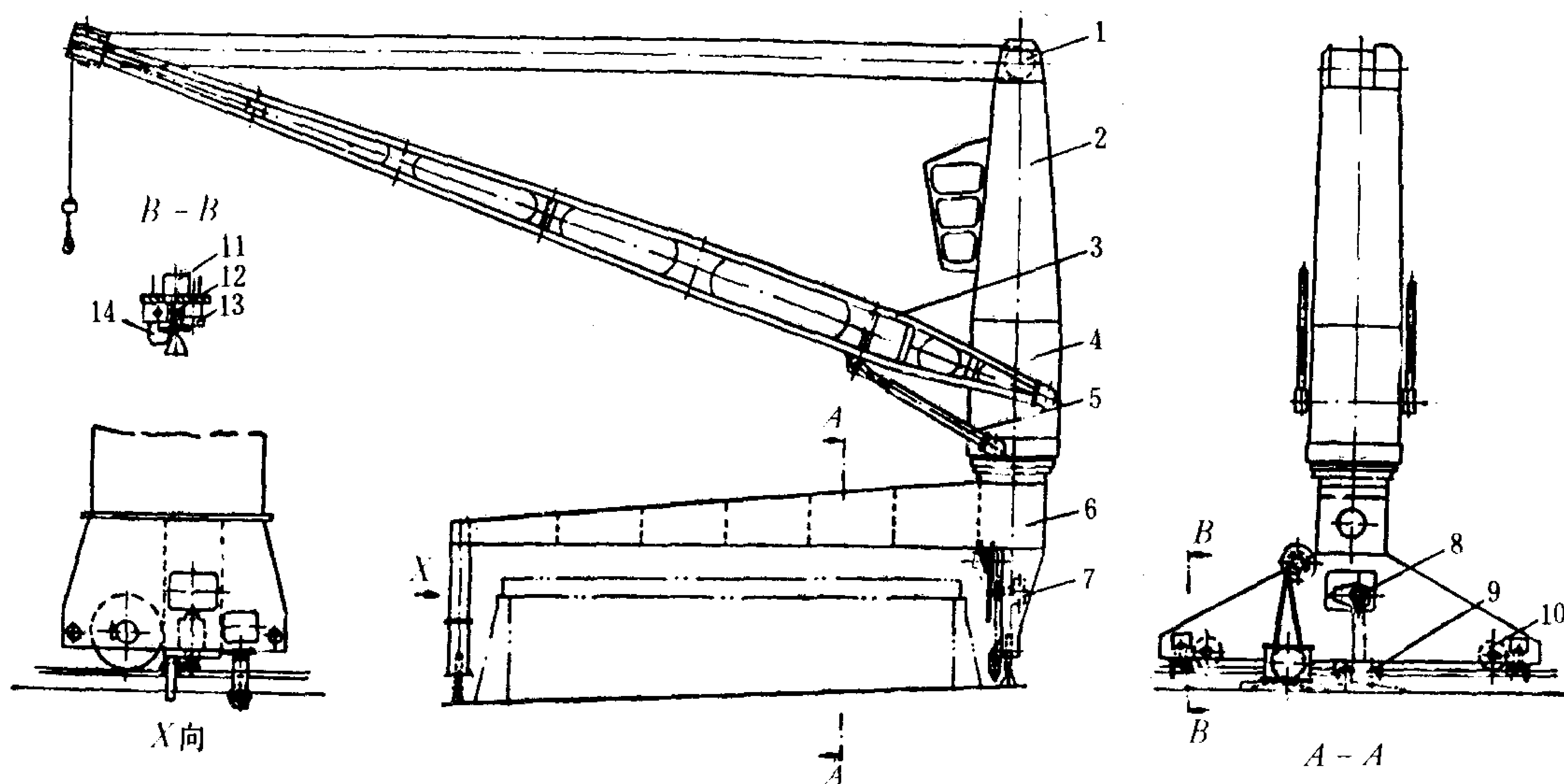


图 5.10.3-9 走行式甲板起重机外形图

1 -起升绞车； 2 -操纵室； 3 -起重臂（巴杆）； 4 -塔架； 5 -变幅油缸； 6 -底座； 7 -走行液压马达； 8 -链轮； 9 -惰链轮；10-走行轮； 11-支撑油缸； 12-活塞； 13-导向滚轮； 14-锁紧钩

图 5.10.3-9 示出走行式甲板起重机的外形。根据甲板起重机的走行需要，甲板上沿纵向设有两根平行的工字钢轨道。克令吊底座通过 3 个走行轮 10 分别坐落于 2 根轨道，其中 2 个走行轮安置在船中一侧的轨道上，与塔架同侧，以便对两舷都可进行作业。在底座上还装有侧向贴紧钢轨的导向滚轮 13，以作侧向限位。克令吊的走行是靠走行液压马达 7 驱动链轮 8，再通过 2 个惰性链轮 9，以拉动与轨道平行而两端固定在甲板上的链条来实现的。马达 7 由起升机构中的油泵供油，使起升和走行不能同时进行。

在每个走行轮旁设有支撑油缸 11，当其上腔进油，下腔排油时，便推动活塞支撑在钢轨

上将整个底座连同走行轮一并抬起，直至固定在底座上的锁紧钩 14 钩紧轨道为止。当需要行走时，油缸 11 下腔进油、上腔排油，于是活塞与锁紧钩就脱离轨道，锁紧解除。

这种甲板起重机的液压系统示于图 5.10.3-10。

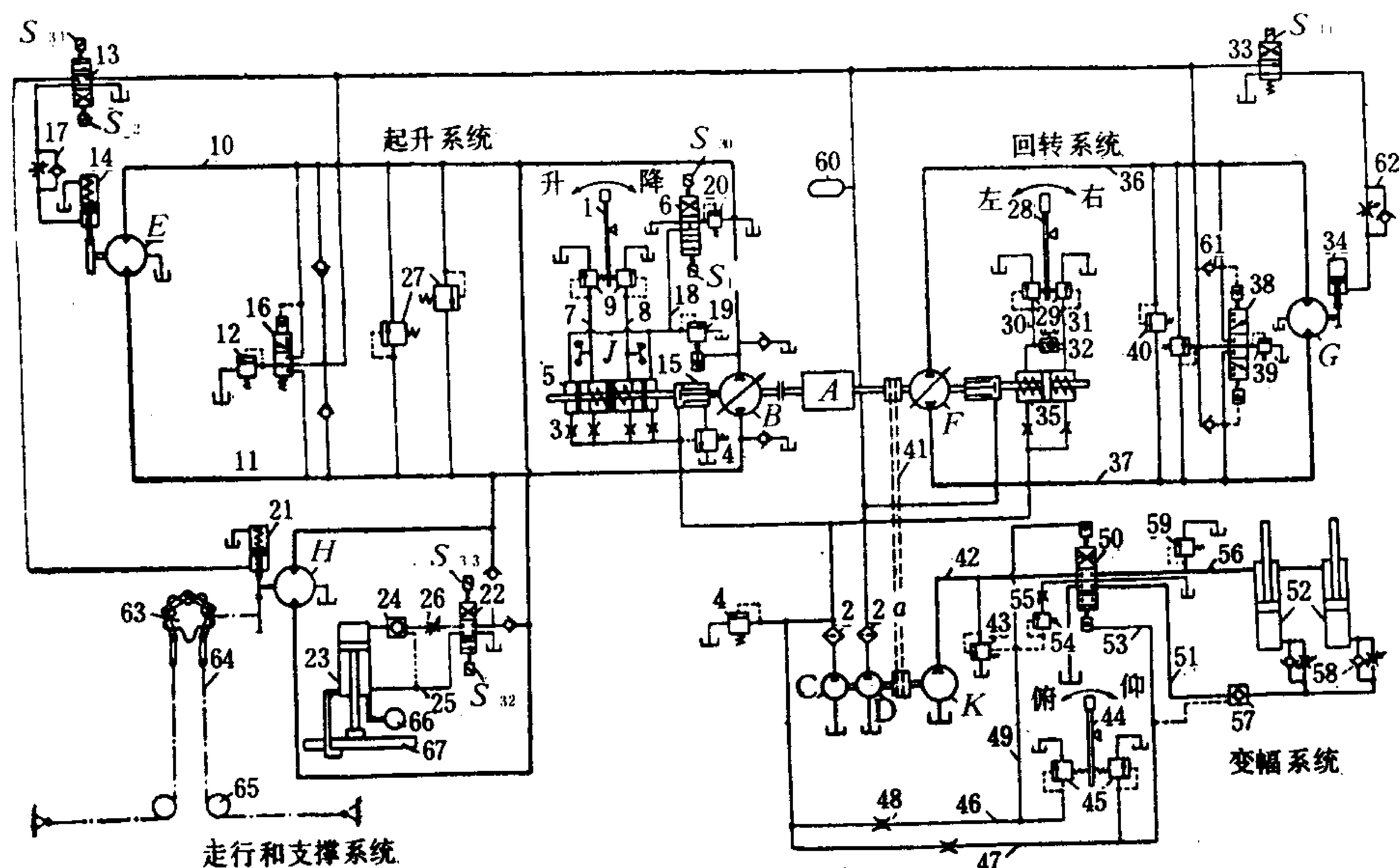


图 5.10.3-10 “利布赫尔B_3”型甲板起重机液压系统

1-起升手柄；2-滤油器；3-节流阀；4-溢流阀；5-控制油缸；6-电磁换向阀；7、8、18-管路；9-手控比例溢流阀；10、11-起升主油管；12-背压阀；13-刹车控制阀；14-刹车油缸；15-油泵变量机构；16-更油阀；17-单向节流阀；19-恒功率调节器；20-背压阀；21-刹车油缸；22-电磁换向阀；23-支撑油缸；24-液控单向阀；25-管路；26-节流阀；27-安全阀；28-回转手柄；29-手控比例溢流阀；30、31-控制油路；32-梭阀；33-刹车控制阀；34-刹车油缸；35-控制油缸；36、37-油路；38-更油阀；39-背压阀；40-安全阀；41-皮带；42-油路；43-溢流阀；44-变幅操纵手柄；45-手控比例溢流阀；46、47-管路；48-节流阀；49-控制油路；50-换向阀；51、56-油路；52-变幅油缸；53-油路；54-先导溢流阀；55-节流阀；57-液控单向阀；58-单向节流阀；59-溢流阀；60-蓄压器；61-补油单向阀；62-单向节流阀；63-链轮；64-链条；65-导轮；66-走行轮；67-导轮；A-电动机；B-起升主泵；F-回转主泵；K-变幅主泵；C、D-双联齿轮泵（辅泵）；E-起升液压马达；G-回转液压马达；H-走行液压马达

1）起升系统

起升系统由变量泵B和定量液压马达E组成闭式系统。安全阀 27 的调定压力为 23 MPa。补油泵D的工作油压为 1.5 MPa，由背压阀 12 或 39 调定，排量约为主泵的 7％～8％。

起升主泵变量控制的特点是手动比例伺服和恒功率组合式控制。控制用油由定量泵C供应，油压经阀 4 调定为 5 MPa。当手柄 1 在中位时，左右两面的手动比例溢流阀 9 的初始调整压力为 0.5 MPa。这时电磁阀 6 在中位，管 18 通油箱。当手柄 1 向“上升”方向移动时，右面的比例溢流阀弹簧压紧，于是管 8 中的压力升高，压力开关J闭合。J的闭合一方面导致左上角处的电磁阀 13 中的S_2通电，使压力油经单向节流阀 17 进入刹车油缸 14 松闸；另一方面阀 6 的电磁铁S_1通电，截断管 18 的泄油通路。这样，管 8 中的油压便与操纵杆的移动量成比例地增加，使控制油缸 5 中的活塞带动油泵变量机构的伺服导阀向左成比例地产生位移，于是泵向管 10 排油，其排量也与手柄的移动量成比例。这时，液压马达向提升货物的方向转

动，而其转速则由手柄的移动量来控制。

管 10 中的压力由负荷而定，并传到负荷检测器 19 的油缸中，克服弹簧力使活塞移动，从而改变溢流阀的调定值。该值使控制油缸 5 外室的油压随负荷的增大而下降，于是，由活塞侧室顺活塞杆间隙流出的油量增多，室中油压下降，活塞右移，尽管操纵手柄仍然放在“最大”位置处，可是变量机构 15 中伺服滑阀的位移却相应减小，自动地限制了功率，并防止过载。

当起升机构中的吊钩触及高位和低位限位开关时，S_1和S_2失电，于是，油泵因管 18 泄压而回中，制动器适时抱闸，起升机构的工作即告停止。而当操纵吊钩反向运动时，则不受此限。

2）走行机构液压系统

它借用起升机构的液压系统，使走行液压马达H与起升液压马达E并联。

要走行时，先要压下操纵台上的“走行”按钮，将电路转换。然后将操纵杆 1 推向需要的走行方向，导致相应的J闭合，使阀 13 的S_{31}和阀 6 的S_{30}通电。阀 20 的调整压力为 2.5 MPa，因而就限制了油缸 5 的活塞移动量，也就限制了油泵B的排量，使走行速度受到限制。

当吊车行近轨道尽头时，行程限位开关就会使S_{30}失电，造成油泵回中，克令吊便停止运动。而当准备开航时，为了将克令吊移到轨道尽头，并以专用设备锁住，只需按下操纵台上的“走行限位解除”按钮，克令吊就可继续移动，直至被缓冲器顶住为止。

3）支撑机构液压系统

这是从走行系统中派生出来的一个子系统。当克令吊准备移动而需要将其放落到轨道上或在移至工作位置后需要将其抬起锁定时，先要按下操纵台上的“支撑”按钮，再将操纵杆 1 推向需要方向，使相应的J动作，阀 22 上的电磁铁S_{32}或S_{33}即通电，将油导入油缸 23，完成预期的动作。正确调整节流阀 26，可以防止吊车落座时的冲击。无论在撑起或落下时，阀 6 的电磁铁S_{30}都将通电，而阀 13 却始终保持中位，因此起升和走行液压马达均处于制动状态。

4）回转机构液压系统

回转机构也采用由变量泵F和定量液压马达G组成的闭式系统。安全阀 40 的调定值为 26 MPa，背压阀 39 的调定值为 1.5 MP。油泵变量机构的控制与起升油泵类似，因负荷变化不大，不设恒功率控制。当操纵手柄 28 离开中位时，初始压力为 0.5 MPa的两个手控比例溢流阀 29 中的一个，其调整压力就将升高，使控制油缸 35 中的活塞成比例地移动，相应控制油泵F排油。控制油压还会通过梭阀 32 使该处的压力开关闭合，造成阀 33 的线圈S_{11}通电，使刹车松闸，回转随即开始，如要停止回转，应使操纵杆回中，带动油泵回中，产生液压制动，而刹车机构则因单向节海阀 62 而延缓抱闸，以减轻粗暴制动带来的不良后果。

5）变幅机构液压系统

这是采用定量泵K和双作用油缸 52 组成的开式系统。利用操纵杆 44 和手控比例溢流阀 45 操纵液动换向阀 50，即可进行换向和节流调速。当手柄处于中位时，由于先导溢流阀 54 的遥控口经阀 50 联通油箱，阀 54 开启，使溢流阀 43 的遥控油口泄压，油泵卸荷。节流阀 55 的阻尼作用可使卸载过程比较平缓。操纵手柄时，油泵加载，系统的溢流压力为 18 MPa。溢流阀 59 的调定值为 10 MPa，使巴杆限速下放。阀 50 的位移与手柄 44 的位移成比例，因此，巴杆在俯仰时也可进行节流调速。

系统中设有内充氮气的隔膜式蓄压器 60，以保证辅油泵工作系统压力稳定，且有一定的备用压力油贮量。

5 双并甲板起重机

甲板起重机的联吊作业可以用舱口两端的 2 台单臂吊或在舱口一端用双臂吊进行。双臂吊是 2 台甲板起重机的组合，又称双并甲板起重机或孪甲板起重机。图 5.10.3-11 所示为双并甲板起重机与另 1 台单甲板起重机联合工作时的情景。

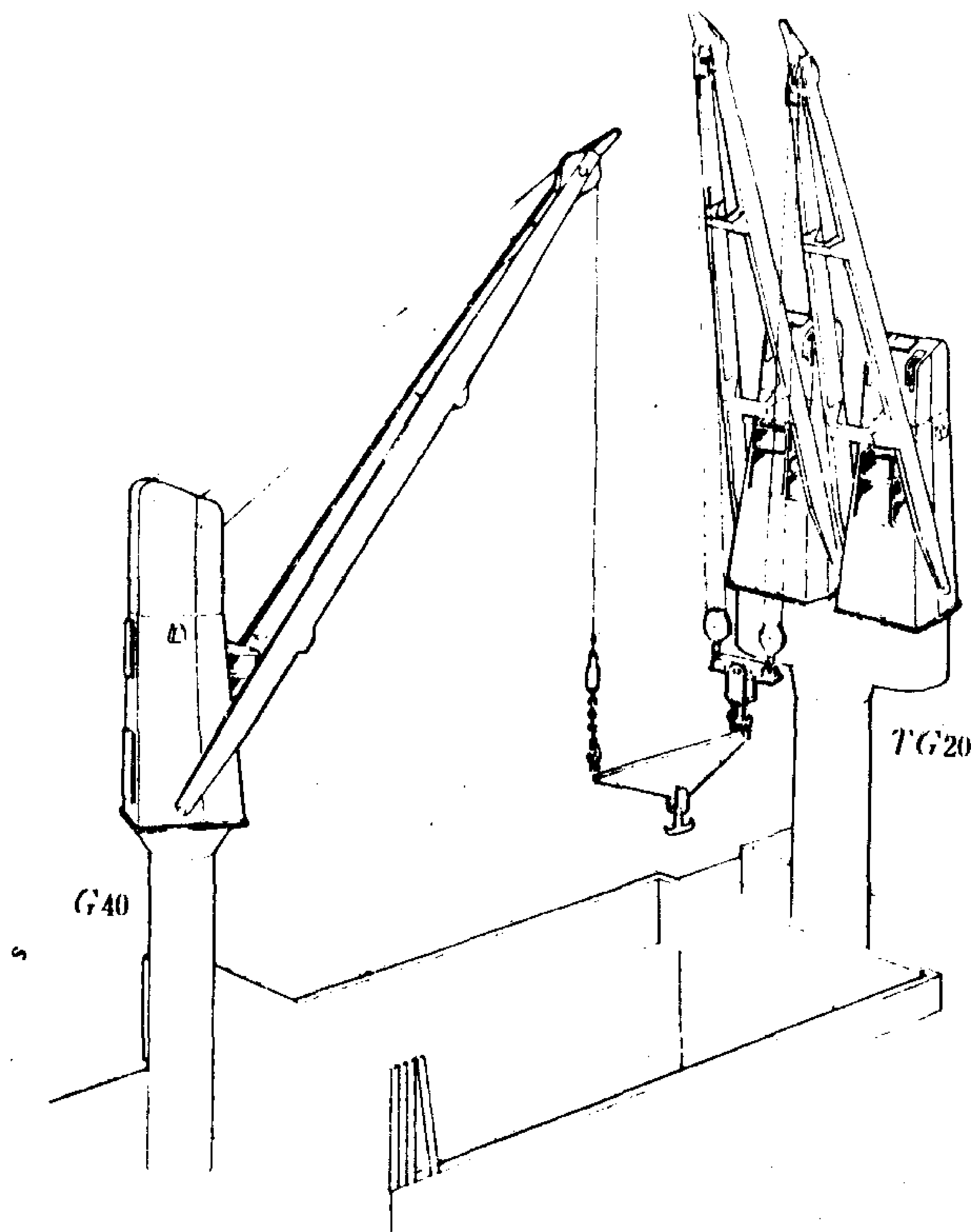


图 5.10.3-11 双并甲板起重机的工作情景之一

双并吊中的 2 台甲板起重机分为主、副吊，二者的运动必须同步。图 5.10.3-12 示出利布赫尔型双并甲板起重机的典型液压系统之一。图中示出了主吊（主回转式起货机）的液压系统，副吊（副回转式起货机）的液压系统省略。

图上中央部分为齿轮箱，分别由 5 台轴向泵输出动力。*A*、*A′*为起升液压泵，*B*为辅泵，*C*、*C′*为起升液压马达，*D*为变幅液压泵，*E*为齿轮箱冷却油泵，*F*为回转液压泵，G_a～G_f为回转液压马达。系统的最大工作压力 27 MPa，泵和马达多采用轴向柱塞式结构。辅泵油压 2.8 MPa，其排量约为主泵的 7%～8%，是起升和回转回路的补油、冷却油、换向阀 80 以及制动油缸等的油源。各系统的工作如下。

5.1 起升系统

起升系统中的泵*A*和马达*C*、泵*A′*和马达*C′*所组成的回路，均为半闭式，相互并联，而且通过 34/1*S*4的控制，又可与副甲板起重机的起升回路并联。马达*C*、*C′*分别装于起升卷筒的两端，共同驱动起升卷筒。经电气操纵手柄可控制主泵上的比例电磁变量机构，以实现无级调速。主泵设有恒功率调节器，起升回路中则设有压力记忆阀，以防再次起动瞬间的负载滑降。

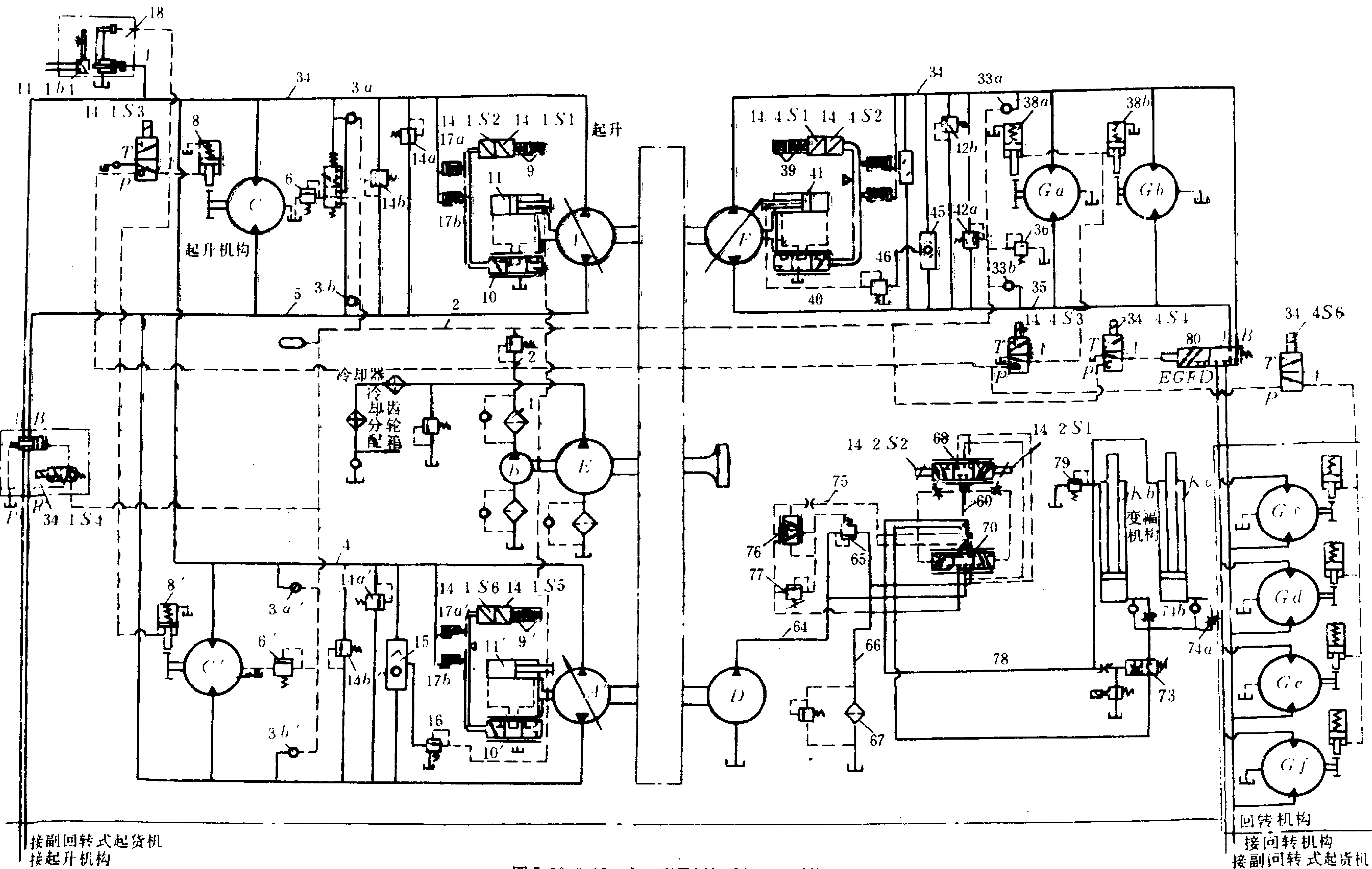


图 5.10.3-12　主、副甲板起重机液压系统

A、A′-起升液压泵；B-辅泵；C、C′-起升液压马达；D-变幅液压泵；E-齿轮箱冷却油泵；F-回转液压泵；$G_a \sim G_f$-回转液压马达

起升回路在工作中，管 4 、34 总受高压，因此背压阀 6 前的更油阀在上位。辅泵B经补油阀 3b向低压管 5 补充冷油，而管 5 中的热油则经更油阀和背压阀 6 部分地泄回油箱，冷却并补充系统的泄漏。管 4 内的高压油经梭阀 15、减压阀 16 向主泵的变量伺服油缸 11 和 11′供油。

当起升手柄在中位时，通过电控系统，主泵A和A'的排量为零，马达C和C'分别被制动油缸 8 和 8′刹住，负载停止运动。

起升手柄若向任一方偏移，则刹车电磁阀线圈 14/1$S$3 通电，使制动油缸 8 和 8′进油而松闸。同时，因手柄带动电位器动触头移动而产生电流信号，使电磁行程控制器 9 和 9′内的比例电磁铁 14/1$S$2和 14/1$S$6产生吸力，经杠杆推动伺服滑阀 10 和 10′，并进而使伺服油缸 11 和 11′跟随运动，泵A和A'的变量机构便向一方偏移而排油。变量机构内还分别设置恒功率调节器 17a、17b、17a'、17b'。由于功率限制器活塞杆的伸出量与起升负载成正比，当负载超过某一限定值之后，泵的排量将随负载的增加而自动减少，实现恒功率控制。起升速度可在满载（24 m/min）与空载（72 m/min）之间无级调节。

起升回路的安全阀 14a、14a'的调定值为 27 MPa，阀 14b、14b'的调定值为 10 MPa，以防系统过载并吸收液压冲击。

吊钩的极限高位和防松装置以及变幅、回转机构的限位，都由相应的电气开关进行控制。

主、副甲板起重机起升机构的同步装置系由偏角发信器、偏角接收器和电位比较仪三部分组成，两偏角发信器分别与主、副甲板起重机的起升卷筒轴机械联结。当二者不同步时，电位比较仪便产生某一极性的电压信号，而与主甲板起重机左操纵手柄摆动产生的电压信号（称主信号）相叠加，进而改变泵A的排量，直至二者同步为止。变幅机构的同步原理与上述相同。

5.2 回转系统

回转机构的操纵、调速原理与起升机构相同，主泵F也可实现恒功率控制。当油泵停止供油时，系统可借液压马达G_a、G_b的泵工况和安全阀 42a、42b实现制动。制动压力为 23 MPa，由阀 42a、42b调定，背压阀 36 的调定压力为 2.8 MPa。

主、副甲板起重机各自具有回转机构，并有共用的大回转盘，供联吊时使用。这时，电磁线圈 34/4$S$4 通电，主、副甲板起重机上的泵F并联。同时，电磁线圈 34/ 4 S 6 亦通电，4 台马达的制动器G_c、G_d、G_e、G_f松闸，以便驱动公用大转盘旋转（4 台马达为机械同步）。

5.3 变幅系统

变幅机构为开式回路。其操纵和速度调节通过比例电液换向阀 68 实现。当变幅和回转的操纵手柄（以下简称右手柄，图中未示出）向上摆动时，阀 68 的比例电磁铁 14/2$S$1 励磁，阀芯向左移动，泵D排油经管 64、阀 68 至阀 70 的左控制腔；阀 70 的右控制腔油液经阀 68 和管 66 回入油箱。阀 70 换向至左位。泵D排油经阀 70 分为两路：一路经管 75 进入阀 76 的上控制腔，它的下控制腔油液经该阀下位回油箱，并换向至上位。这时，阀 65 的溢流油压由远程调压阀 77 调定，其值为 19.5 MPa；另一路经管 78 进入变幅油缸上腔，同时开启平衡阀 73，使臂架限速下降。一旦泵D突然停止供油，阀 73 能使臂架停止运动。当右手柄向下移动时，阀 68 的比例电磁铁 14/2$S$2 产生推力，使臂架向上变幅。比例电磁铁所产生的推力与手柄的摆角成正比，因此能控制变幅速度。阀 65 的调定值为 19.5 MPa，阀 79 的调定值为 9

MPa。

当右手柄在中位时，阀76在下位，使泵D卸荷。

6　浮式起重机

浮式起重机又称起重船、浮吊，通常也指起重船上的起重机。它们大多是50 t旋转式起重机，基本结构与上述相似，包括旋转机构、变幅机构、5 t单卷筒电动绞车、10 t双卷筒电动绞车。以上两种绞车也可用于其他起重机，并可供重吊用。南京绿洲机械厂生产的有关设备的主要参数如下：

50 t起重船旋转机构的基本参数：

旋转速度	0.25 r/min
总传动比	$i=2547$
机械效率	0.74
安全摩擦联轴器作用力矩	520 N·m
电动机规格	
型号	ZC-92/D_2
功率	22 kW
转速	600 r/min
工作制	连续
制动器型号	TZ_2-300 T/H
制动力矩	490 N·m
总重量	6 t
外形尺寸(长×宽×高)	2433×2143×2321 mm

50 t起重船变幅机构的基本参数：

全程变幅时间	4 min
平均转速	21.875 r/min
有效行程	2.8 m
电动机规格	
型号	ZZH-52
功率	23 kW
转速	720 r/min
工作制	40%
外形尺寸(长×宽×高)	5000×2450×2300 mm
总重量	~11 t

5 t电动绞车由卷筒装置、行程开关、制动器和电动机构成。电动机通过带制动轮的弹性联轴器与减速箱高速轴相联，减速器为二级齿轮传动。低速轴轴端齿轮与卷筒装置的内齿轮啮合而传动。在卷筒上刻有螺旋槽为收入的钢绳导向。为防止钢绳在局部地方缠绕过多而发生事故，设有行程开关。绞车的基本参数如下：

最大拉力	49 kN
钢绳速度	57 m/min
卷筒直径	ϕ 749 mm

容绳量	91 m
钢绳直径	ϕ 28.5 mm
机械传动比	$i=23.34$
电动机规格	
型号	ZZJ-72 直流他激
功率	65 kW
转速	570 r/min
电压	220 V
工作制	25%
外形尺寸(长×宽×高)	2416×2126×1095 mm
总重量	6.45 t

10 t电动绞车由减速箱、齿轮联轴器、小齿轮离合装置、卷筒装置、链轮行程开关、排绳装置、电磁制动器、电动机等组成。

减速箱为2级圆柱斜齿轮传动、传动比为23.34。其高速轴通过带制动轮的弹性联轴器与电动机轴相联。联轴器的外缘为制动轮，电磁制动器的刹车带即作用在它的外面。减速箱的低速轴通过齿轮联轴器与小齿轮离合装置相连。

绞车有并联的2只卷筒，可通过小齿轮离合装置与减速箱来的动力轴相联，分别用于重吊，或供臂架使用。2只卷筒各有其制动装置，当其中的1只卷筒工作时，另1只即被制动。

绞车的基本参数如下：

最大拉力	117.6 kN
平均绳速	27 m/min
卷筒直径	ϕ 800 mm
钢绳直径	ϕ 39 mm
容绳量	2 ×250 m
机械传动比	$i=60$
机械效率	0.82
电动机规格	
型号	ZZJ-72 直流他激
功率	65 kW
转速	570 r/min
工作制	25%
电压	220 V
外形尺寸(长×宽×高)	3620×3600×1560 mm
总重量	~16 t

7 甲板起重机的管理

现以赫格隆（HÄGGLUNDS）甲板起重机为例叙述如下。

7.1 操作检查

在进行起重作业前，应进行操作前检查，检查项目和内容见表5.10.3-7。

表 5.10.3-7 操 作 前 的 检 查

起动前的准备工作	单克令		双克令			注
	操纵室	遥控	单吊操作	双吊操作	遥控	
1. 工作前及时合上主开关	0	0	0	0	0	
2. 将起重臂从停放支架上松开	0	0	0	0	0	
3. 打开门和油冷却器的通风道	0	0	0	0	0	
4. 检查油位和油温，至少 + 5℃	0	0	0	0	0	
5. 检查起重机罩壳有无漏油情况	0	0	0	0	0	
6. 检查所有刹车的抱闸状态是否正常	0	0	0	0	0	
7. 检查所有钢绳在滑轮中运转是否正常，末端（或滑轮轴）是否锁定	0	0	0	0	0	
8. 检查操作杆是否放在“0”位	0	0	0	0	0	
9. 将开关切换到单起重机位置			0			
10. 接通遥控箱		0				
11. 检查起动键按下时，控制板指示灯是否点亮	0	0				
12. 移开平台推杆处的隔片				0		
13. 将起重机转至双吊位置，用导向螺栓把它们固定在旋转齿环上				0		
14. 将开关转换至双吊位置				0		
15. 接通起货操作设备和辅助机械，拉开主开关	0	0	0	0	0	
16. 接通控制板，合上主开关				0		
17. 接通遥控箱					0	
18. 检查起动开关按下时，控制板的指示灯是否点亮			0	0	0	
19. 检查横倾不得超过 5°	0	0	0	0	0	
20. 清除起重机工作区的障碍物	0	0	0	0	0	

7.2 操作说明图解

请见下页。

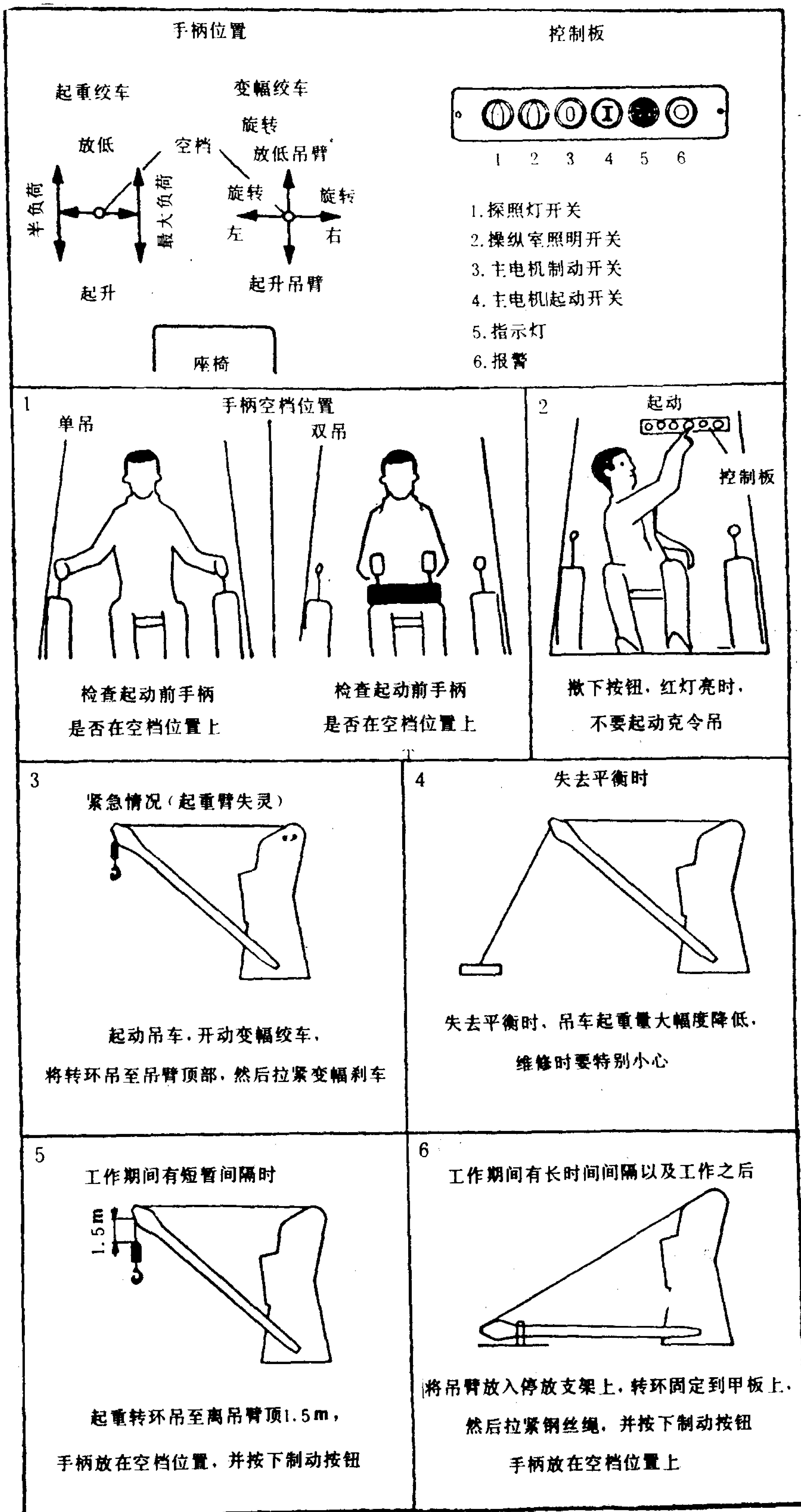
7.3 甲板起重机的维修保养

7.3.1 定期维修保养

保养维修的时间和工作内容见表 5.10.3-8。

表 5.10.3-8 定 期 检 修 工 作

时 间	检 查 内 容
每 日	刹车、操纵杆、灯具、油位、冷却风机、油的渗漏情况
每 周	钢丝绳卷筒，钢丝松驰设备(起升及变幅)，10 度极限位置，输入、控制和高压压力
每次装载或卸货之后	刹车的调节状况
每隔 3～6 个月	加牛油小孔；刹车和部件、缸、缸衬等等；钢丝绳和钢丝卷筒；钢丝滑车、甲板起重机臂；起升绞车；变幅绞车；回旋转系统旋转齿圈；所有阀门；油恒温器；油加热器；操纵台；超载脱扣装置；电气接地的联接装置；照明设备（甲板起重机）；集流环装置；继电器和接触器；星形/三角形开关定时继电器；清洁所有磁性滤器，更换滤芯；清洁油箱外回行滤器
每 年	换油；清洁吸入滤器；检查液面开关（油箱内）、所有电气部件和遥控箱



手柄位置
控制板
起重绞车
变幅绞车
旋转
放低
空档
放低吊臂
半负荷
最大负荷
旋转
左
旋转
右
起升
起升吊臂
座椅
1 2 3 4 5 6
1.探照灯开关
2.操纵室照明开关
3.主电机制动开关
4.主电机起动开关
5.指示灯
6.报警
1
手柄空档位置
单吊
双吊
检查起动前手柄
是否在空档位置上
检查起动前手柄
是否在空档位置上
2
起动
控制板
撤下按钮，红灯亮时，
不要起动克令吊
3
紧急情况（起重臂失灵）
起动吊车，开动变幅绞车，
将转环吊至吊臂顶部，然后拉紧变幅刹车
4
失去平衡时
失去平衡时，吊车起重量大幅度降低，
维修时要特别小心
5
工作期间有短暂间隔时
1.5m
起重转环吊至离吊臂顶1.5m，
手柄放在空档位置，并按下制动按钮
6
工作期间有长时间间隔以及工作之后
将吊臂放入停放支架上，转环固定到甲板上，
然后拉紧钢丝绳，并按下制动按钮
手柄放在空档位置上

7.3.2 多维图解

为了适时准确地进行维修养护，可采用多维图解。它具有简明、实用、直观、便于检查等特点。图 5.10.3-13 和图 5.10.3-14 是关于赫格隆(HÄGGLUNDS)甲板起重机润滑保养

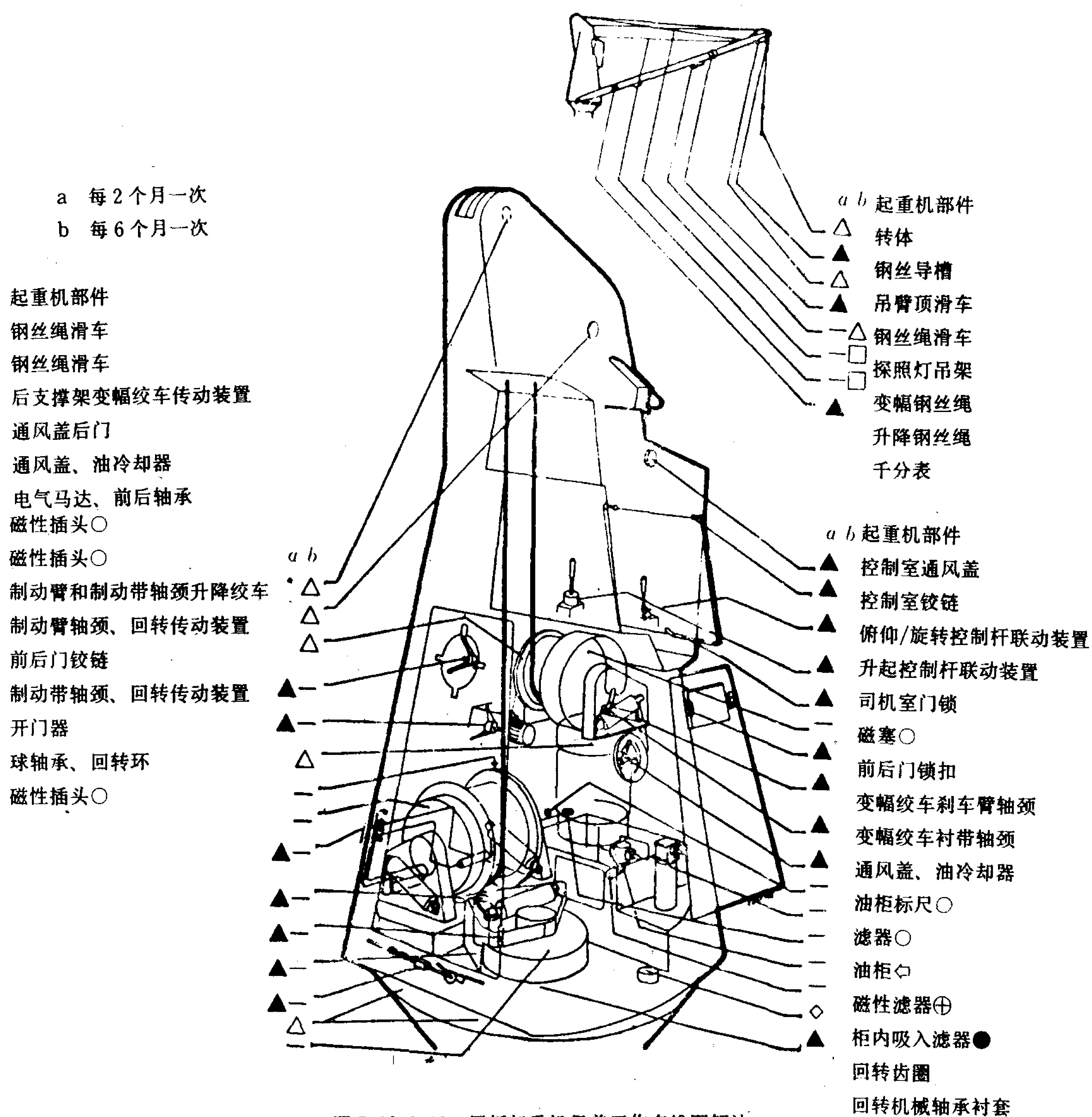


图 5.10.3-13 甲板起重机保养工作多维图解法

●发现滑油变色时换油和清洗油柜。

正常时约 2000 h或 2 年换油

●保持液面在油尺上《满》处，(油柜容量 110 L)

⊕磁性滤器

最初 50 h以后每 100 h

清洁滤器

○最初 50 h，以后每 100 h清洁滤器

●吸入滤器

保养泵装置时，清洁滤器，打开柜盖，抽出清洁滤器，用石煤油或沉油来清洁

○磁塞

每 100 h检查并清洁磁塞

问题的实例。这种图的设计是基于“多维空间”的一种思维结构。以机器润滑为例，首先必须确定所研究的具体目标位置，即所需润滑零件的空间部位。为此就需建立一个 3 维空间概念，尔后逐一列出各种条件，例如隔多久“时间”、以“什么样的润滑剂”去润滑等，这又增加了 2 维，并构成时间、空间与介质的联系。还可进而对介质如对润滑剂的选用和取代，是添加还是更新，等等，提出类似的条件，使维数变得更多。在表达上，则将多维问题平面化。

在图 5.10.3-13 和图 5.10.3-14 中，首先画出实物的大致轮廓，标出各润滑点的空间位置，并用 a、b、c 表示加油的各种时间间隔，用 d（数字）代表加油装置的数目，用三角形、圆形、方形、菱形等简单的几何图形，或涂黑、部分涂黑，或着色、加适当线条，或将上述几何图形加以适当组合或者使之变形来代表或说明所使用的介质。各种润滑剂的代表符号见附录 1（甲板机械润滑剂及其代表符号）。

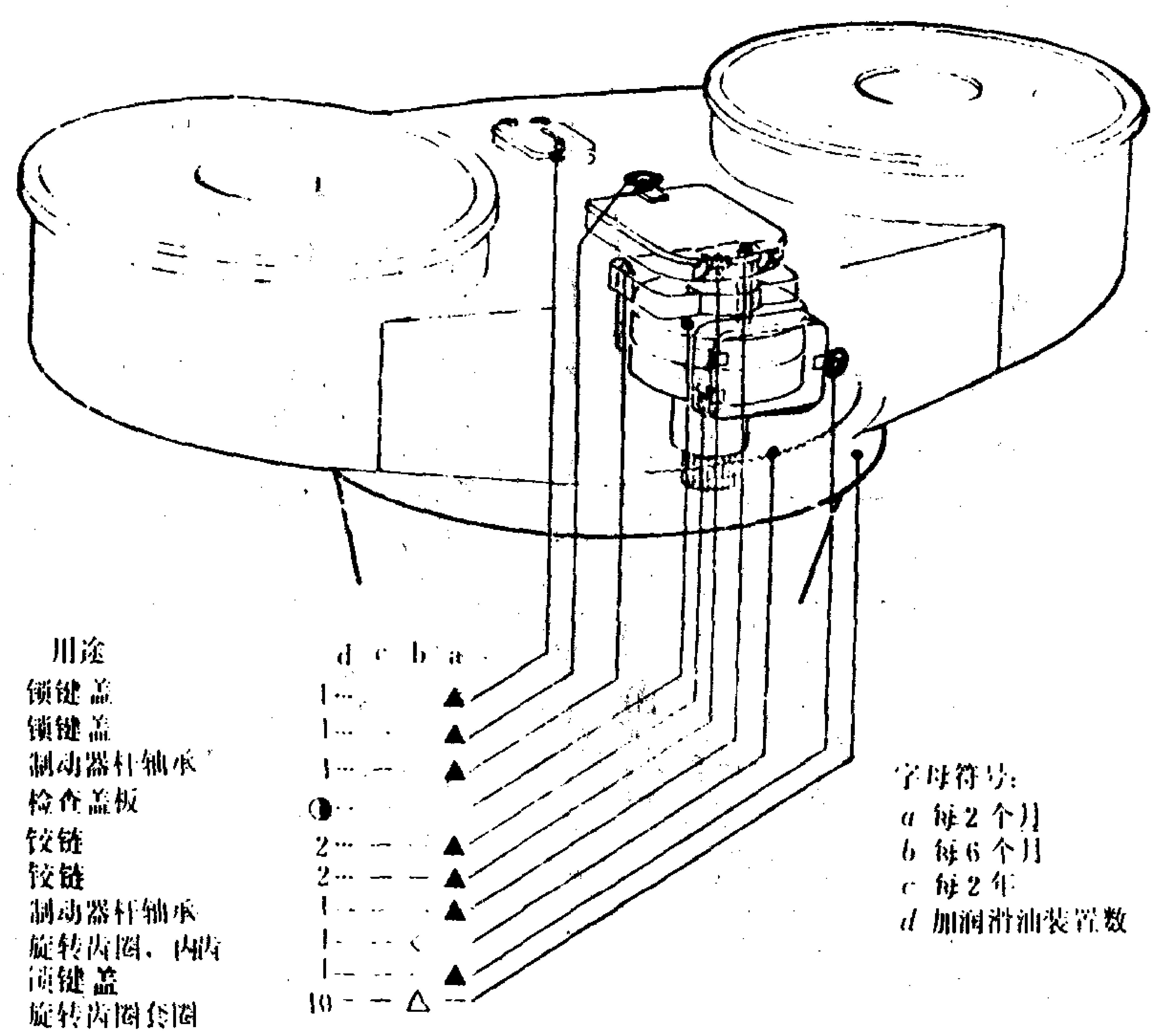


图 5.10.3-14 甲板起重机底座保养指令

7.4 故障排除和逻辑框图

7.4.1 液压系统故障及其排除

1.起升系统

故　障	可能原因	排除方法
起重绞车不能开动 检查刹车是否打开		
A.刹车没有打开	无工作压力或控制压力	检查压力，根据需要重新调整
	安全阀已经开启	将控制杆移至中间位置几秒钟，再试着重新起动绞车
	钢丝绳松弛设备已打开	检查一下，如需要，重新调整。只能起吊
	控制设备没有发挥作用	检查设备的压力和功能
起重绞车仍不能运转		
A.无工作压力	组合阀内的电磁阀开口时卡住	拆开并清洁阀门
	管道裂开或接头漏泄	进行修理 注意：裂开部分有可能在油柜内
	泵打不出油 吸入滤器堵塞	清洁滤器 请参见《泵》一节
B.无控制压力	控制压力阀失灵	检查控制阀
	管道裂开或接头漏泄	进行修理 注意：裂开部分有可能在油柜内
	吸入滤器堵塞	清洗滤器
C.刹车打开，有正常工作压力	控制缸没有产生作用	检查控制缸同时也检查联动装置是否正确地运转
	选择阀或组合阀内的止回阀卡住（由于杂质或发粘而产生）	拆开并清洁阀门
	控制杆移动时，双速阀芯无反应	检查控制油压，并保证阀芯没有咬住
	泵伺服机构的联动装置松开	确保联动装置状况良好
	泵伺服机构不产生作用	检查伺服机构
绞车只能短时间工作		
A.只能短时间内起吊	安全阀调节得不正确	重新调整
	节流阀堵塞	清洁节流阀
	安全阀卡住，部分张开	清洁阀门，根据需要重新调节

续上表

故　障	可能原因	排除方法
B.只能短时间内下降	钢丝绳松弛设备已开动	检查，如需要重新调节（起吊操作可以）
	见A项	见A项
C.检查所有的安全阀	控制阀芯动作呆滞	清洁阀芯
如起重绞车仍不能运转，请参看《液压马达》		

2. 变幅系统

故　障	可能原因	排除方法
变幅绞车不能运转，检查利车是否打开		
A.刹车没有打开	无工作压力或控制压力	检查压力，根据需要重新调整
变幅绞车仍然不会运转	控制设备不发挥作用	检查压力和设备的功能
B.无工作压力	组合阀中的电磁阀开口时卡住	拆开和清洁阀门
	管道裂开或接头处漏泄	进行修理 注意：裂开处可能在油柜内
	吸入滤器堵塞	清洁滤器
	泵不出油	参见《泵》一节
C.无控制压力	控制压力阀失灵	检查控制阀
	管道破裂或接头处漏泄	进行修理 注意：裂开可能在油柜内
	吸入滤器堵塞	清洁滤器
	泵不出油	参见《泵》一节
D.刹车打开，有正常进给压力	遥控缸失灵	检查遥控缸，并查看联动装置是否正确运转
	控制杆移动时，双速阀芯无反应	检查控制油压，并确保阀芯没有咬住
	泵伺服机构处的联动装置松弛	保证联动装置状况良好
	泵伺服机构失灵	检查伺服机构

续上表

故　　障	可能原因	排除方法
变幅绞车无法下降		
A.限位阀在"开"的位置	阀门已经开动	检查一下如需要重则新调整
	截止阀芯因发粘而咬住	清洁阀门
B.安全阀打开	调定值太低	重新调整
C.阀门试验点的压力太低	管路中有漏泄	查出漏泄并修理
	泵损伤	参见《泵》一节
如果变幅绞车仍无法运转，请参阅《液压马达》一节		

3. 回转系统

故　　障	可能原因	排除方法
回转动作无法进行，检查刹车是否打开		
A.刹车没有打开	无工作压力或控制压力	检查压力，按照需要重新调整
	控制设备失灵	检查压力与设备的功能
回转运动仍无法进行		
B.无工作压力	中位阀在开启位置卡住	拆开并清洁阀门
	管道破裂或接头处漏泄	进行修理 注意：裂开部分可能在油柜中
	吸入滤器堵塞	清洁滤器
	泵不出油	参见《泵》一节
C.无控制压力	压力控制阀失灵	检查控制阀门
	管道破裂或接头处漏泄	进行修理 注意：破裂部分可能在油柜之中
	吸入滤器堵塞	清洁滤器
	泵不出油	参见《泵》一节
D.刹车打开，有正常工作压力	遥控缸失灵	检查控制缸，并查看联动装置是否正确运动
	泵伺服机构处联动装置松动	保证联动装置状况良好

续上表

故障	可能原因	排除方法
E.安全阀打开	调定值过低	重新调整
F.阀门测试点压力过低	管路漏泄	检出漏泄并修理
	泵损坏	参见《泵》一节
如回转部分仍无法运转，请参阅《液压马达》一节		

7.4.2 机械故障及其排除

1.泵

故 障	可能原因	排除方法
A.泵无油泵出	油粘度太高	采用所推荐的油
	泵部件磨损或损坏	调换损坏的部件
B.泵严重磨损	液压油含有的微粒	清洁滤器，或增加换油次数
	主压力一直超出允许值	检查阀门的调节，并重新调整
C.泵部件损坏	主压力一直超出允许值	检查阀门的调节，并重新调整
	由于油位过低产生划伤	检查油位、各段线路和滤器

2.系统过热

故 障	可能原因	排除方法
A.液压系统内过热	油冷却器的风机马达不工作	检查接触器和联轴器，根据需要进行修理
	油冷却器管脏污	清洁冷却器
	管道堵塞	排除堵塞的原因
	变量泵未调节好	正确调节
	内部漏泄	查出漏泄，更换损伤的密封、垫料及其他部件
B.由于泵、阀门或液压马达所引起的过热状况	由于磨损，内部漏泄	修理或更换损伤的部件
	油粘度过高	选用所推荐型号的油

3. 液压马达

故　障	可能原因	排除方法
液压马达不运转		
A. 分配器不灵	油中有杂质	拆开并清洁分配器
	须确定分配器的调节没有变动	检查所有滤器是否正常
B.分配器的调整有所变动	传动板松动	进行修理，更换损坏的部件
	安全联接器松动	进行修理，更换损坏的部件
C.有载运转时，马达灵敏度低	传动板松动	进行修理，更换损坏的部件
	安全联接器损坏	进行修理，更换损坏的部件

如不是上述原因，可能在马达内部有严重损伤，必须拆开检查，拆装过程中须保证十分清洁。
拆卸和重新安装时，参见备件册中的部件解体图，其中示出各部件的部位。并参看拆卸和重新安装的专门说明。
注意：前、后盖上有三枚安装螺丝有铅封，如果这些铅填料已除去或熔化，则保修失效。前盖拆下后，可以检查马达内部，并查明故障和损伤。
预订备件时，一定要注明马达型号和制造厂铭牌标出的编号。

7.4.3　电气故障及其排除

电气系统

故　障	可能原因	排除方法
起动按钮按下时，主电机不起动		
用打开操纵室照明灯或按报警旋钮方法检查电源是否接通		
操纵室灯(或报警器)不能正常工作	最低油位指示器动作	检查油位
	油恒温器已打开	检查恒温器是否调在＋85℃
	N 接触器超负荷继电器已打开，不能自动关掉	更换超负荷的继电器
	N或Y接触器线圈或整流器损坏	更换损坏部件
	起动按钮损坏	更　换
	延时继电器不复位	
主电机起动		
A.起动程序指示灯不灭	D 接触器延时继电器损坏	更　换
	D 接触器线圈或整流器损坏	更换损坏部件

续上表

B 油冷却器风机电机不起动	接触器超负荷继电器损坏	更　换
	接触器线圈损坏	更　换
	D接触器辅助触点有损坏	更　换
止动按钮按下时，电机不停	止动按钮损坏	断开主开关

7.4.4 逻辑框图

利用逻辑框图法查找甲板起重机的故障，思路清晰，简便易行，便于掌握，行之有效。这是近年来液压管理水平提高的一种标志。

图 5.10.3-15 为一示例。

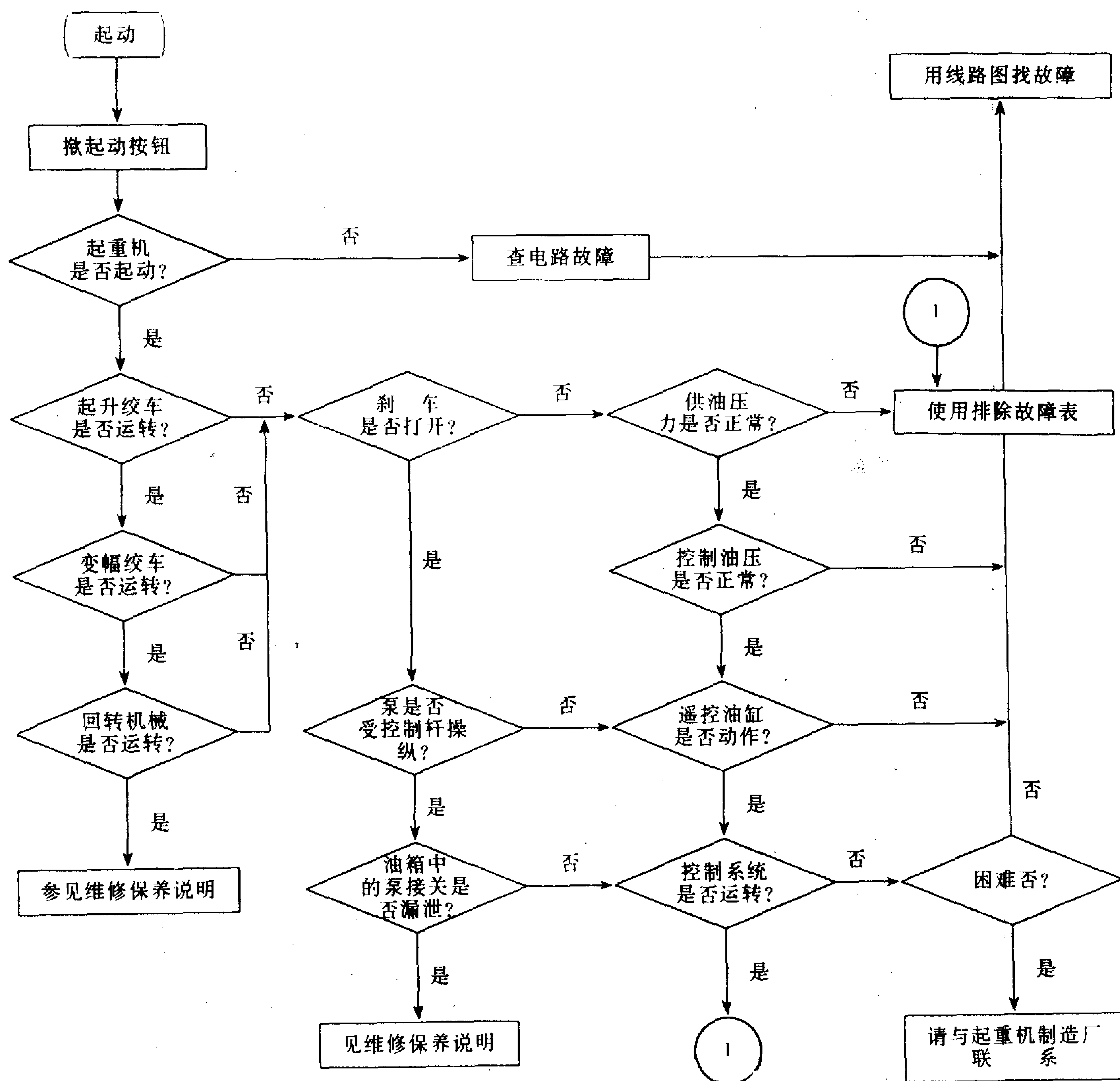


图5.10.3－15　甲板起重机查找故障框图

附录 1　甲板机械润滑剂

▲普通轴承

含二硫化钼的牛油

温度范围－40/＋140℃

大修时，用二硫化钼油膏涂于轴承套圈

BP(英国石油)	L 21 M
Castrol(卡斯特罗)	Spheerol LMM
Esso(埃索)	BEACON 3
Gulf(海湾)	Guflex moly
Mobil(飞马)	MOBILPLEX SPECIAL
Molykote(莫里考特)	BR 2
Nynäs(尼纳士)	FL 3 -42 MDS
Shell(壳牌)	Retinax AM
Texaco(德士古)	Molytex Grease 2
Chevron(齐富隆)	Molygrease 2

△耐磨轴承

含EP添加剂的牛油

温度范围－30/＋100℃

可以经受临时性水的冲洗

BP	Energrease LS-EP2
Castrol	Spheerol EPL2
Esso	BEACON 3
Gulf	Gulfcrown Grease EP No.2
Mobil	MOBILPLEX SPECIAL alt. MOBILUX GREASE No.2
Molykote	BR2(－40℃/＋140℃)
Nynäs	FL 3-42 HF EP
Shell	Alvania EP Grease 2
Texaco	Multifac EP 2
Chevron	Duralith Grease EP 2

□钢丝绳

具有防锈性能的抗海水牛油

BP	Energol GR 3000-2
Castrol	Grippa 60S 或Grippa 33S
Esso:	Rustban 326
Gulf	Lubcote No.1
Nynäs	CAG-30 MDS

Mobil	Mobilarma 798
Shell	Ensis Fluid 260
Texaco	Crater IX
Chevron	Pinion Grease 250 TCB

◇开敞式装置

具有强附着性能的牛油

BP	Energol GR 3000-2
Esso	SURETT FLUID 30
Castrol	Grippa 33 S or Grippa 60 S
Gulf	Lubcote No.1
Mobil	MOBILTACD或MOBIL TACE (Spray)
Molykote	165 X
Nynäs	CAG-30 MDS
Shell	Cardium EP Fluid F
Texaco	Crater 1
Chevron	Pinion Grease 250 TCB

■封闭式直齿轮和锥齿轮

含油膜强度改进剂的油（皂化铅）

粘度约为：120 cSt/16°E/50℃

最大流动温度：−10℃

油须无泡沫

BP	Energol GR 280×P
Castrol	Alpha LS 220
Esso	SPARTAN EP 150
Nynäs	EP-30
Mobil	MOBIL GEAR 632
Shell	Macoma Oil R 71(Alt R 75)
Texaco	Meropa Lubricant 220
Gulf	EP Lubricant S104
Chevron	Non-Leaded Gear Compound 220

▽封闭蜗轮

含有油膜强度改进剂的油

粘度约为： $2\times10^{-4}m^2/s$(200 cSt)/26°E/50℃

最大动流温度：−5℃

油须无泡沫

BP	Energol GR 390×P
Castrol	Alpha LS 320
Esso	SPARTAN EP 320
Nynäs	EP-40
Mobil	MOBILGEAR 632

Shell	Macoma Oil R75
Texaco	Meropa Lubricant 320
Gulf	EP Lubricant S135
Chevron	Non-Leaded Gear Compound 320

㈥甲板甲板起重机液压系统

含有耐磨添加剂的液压油

粘度约为 $29\sim41\times10^{-6}m^2/s$(29～41 cSt)/4～5.5°E/50℃

粘度指数　最小 100

流动点　－25℃或更低

BP	BP Energol HLD alt SHF 100
Esso	Noto H54
Castrol	Hyspin AWS 68
Gulf	Harmony 54 AW
Mobil	DTE 16
Nynäs	TD-31 EX
Shell	Tellus 33
Texaco	Rando HD-C
Chevron	EP Hydraulic Oil 68

㈦货物装卸属具，无油加热器

含有耐磨添加剂的液压油

粘度约为：$2\sim3\times10^{-5}m^2/s$(20～30 cSt)/3～4°E/50℃

粘度指数：140

动流点－40℃或更低

BP	SHF 80
Esso	ATF
Castrol	Hyspin AWH32
Gulf	Automatic Transmission Fluid,Dexron
Mobil	DTE 15
Nynäs	TD-23 HVX
Shell	Tellus T 27
Texaco	Rando HDAZ
Chevron	Automatic Transmission Fluid

第 4 章　集装箱装卸设备

1　集装箱运输和装卸

近 20 年来，集装箱船发展很快，船型已从第 1 代发展到第 2 代、第 3 代，并且正在研制第 4 代集装箱船，而且还出现了集装箱滚装船。

集装箱船的分代方法目前还不统一，一般都按载箱量划分。联合国贸易发展会议第 7 届航运会议的分代方法见表 5.10.4-1。

表 5.10.4-1　**联合国贸易发展会议集装箱船的分代**

分　代	载箱量（标准箱）	载重 t	全长　m	全宽　m	吃水　m
第 1 代	700～1000	11000	175	25	8
第 2 代	1500	30000	225	29	11.5
第 3 代	2500～3000	40000	275	32	12.5

集装箱船船型的发展，在某些方面要受到运河通航条件和世界上现有集装箱港口和码头条件的限制，在今后相当长的一段时间内，仍将以第 2 代和第 3 代集装箱船为主，其中大量的还是第 2 代集装箱船。

采用滚装船运输集装箱，是将集装箱放置在半挂车上用牵引车拖入船舱，在运输过程中集装箱仍放置在半挂车上，到港后再用牵引车从船舱拖出。或者是将集装箱用叉车和其他流动搬运机械搬运到船舱内，到港后再用叉车和其他流动搬运机械从船舱内搬出。这种采用滚上滚下运输集装箱的方式比吊上吊下方式的装卸速度要快 30%左右，无须在港口装备价格昂贵的大型专用机械设备；装卸费用低，有利于组织集装箱“门到门”运输。但滚装集装箱船的造价比吊上吊下集装箱船约高 10%左右，其载重利用系数仅为吊上吊下集装箱船的 50%，每一载重吨的运费比吊上吊下集装箱船要高，滚装集装箱码头所需要的货场面积比一般吊上吊下集装箱码头要大。

2　集装箱装卸机械的进展

集装箱装卸机械的进展大体上可分为 3 个阶段。

第 1 阶段（1957～1966 年）是初期阶段。

1957 年 10 月美国泛大西洋航运公司用旧船改建的第 1 艘集装箱船“盖特威城”号（Gateway City）的首航，揭开了海上集装箱运输的序幕。最初集装箱船的装卸作业是靠装设在船上的轨道式龙门起重机来进行的。“盖特威城”号就装有 2 台这样的起重机。1958 年，美国马特逊航运公司在加州阿拉美达港安装了世界上第 1 台港口集装箱装卸桥，起重量为 25 短吨（22.68 t），外伸距 78 ft（23.774 m）。港口集装箱装卸桥后来获得了广泛应用，其主要原因是：

（1）船舶甲板上的龙门起重机的伸距太小，利用港口集装箱装卸桥可以扩大装卸作业范围；

（2）甲板上堆放集装箱的层数一般可以从 2 层增至 4 层；

（3）生产效率高，而且维修保养方便；

（4）船上龙门起重机的利用率低，只有在港口装卸时才使用。

在大力发展岸边集装箱起重机的同时，集装箱码头和货场作业机械也相继研制投产。最初采用的大型叉车、跨运车、拖挂车以及简单的轨道式龙门起重机和轮胎式龙门起重机，大多都是从装卸木材、汽车等重大件的装卸机械变型逐步发展起来的。

第 2 阶段（1967～1976 年）是发展阶段。

在 1966 年以前，集装箱运输只限于美国国内航线。但在第 2 阶段则大力发展了国际海上集装箱运输，并在欧洲、北美、澳大利亚、日本等工业发达国家兴起。

我国从 1975 年开始进行集装箱装卸机械的研制工作。

第 3 阶段（1977 年以后）是改进提高阶段。

在此阶段中，着重研究提高整个集装箱装卸系统的生产效率，选用技术上先进、经济上合理的装卸工艺；进一步研制操作简便、经久耐用、节约能耗、安全可靠的装卸机械；研究集装箱码头装卸机械化系统和单机的半自动化、自动化控制；针对第 4 代集装箱船（载箱量 4000～5000 标准箱），研究其实现的可能性。

近几年来，在集装箱专用码头上已出现了高速型集装箱装卸桥，其平均生产效率可由原来的 20～25 箱/时，提高到 30～35 箱/时。为了进一步提高装卸速度，尚需着重研制效果良好的减摇装置，缩短吊具对位时间和简化装卸操作过程。

集装箱装卸机械的开发研究是一个综合性技术经济课题，要符合下列各方面的要求：

（1）要符合“人机工程”原理

为了提高工作效率，减少机损事故，必须要有一个人-机之间的最佳结合状态。例如对于司机室就不仅要考虑遮阳、通风、取暖和保温等卫生学方面要求，同时还应考虑整个机器的造型、布局装饰和色彩等美学价值。司机室在装卸机械上的位置应当合理，视野要开阔。机械的控制和操作应设计合理，操作简便并避免失误。同时应该减少机械噪音，并确保在各种规定条件下都能有一个适宜的操作环境。

（2）提高机械的完好率

机械的总停机时间等于事故、故障和维修时间的总和，在设计时要力求把这些因素压缩到最小限度，应选用性能良好、经久耐用的配套件和零部件，选用的结构应便于维修保养，零部件要达到标准化、通用化，以便于互换和修理。

（3）经久耐用

集装箱装卸机械的初投资大，设备折旧费高，如能提高使用寿命，则经济效益可观。目前还有许多值得探索的问题，如集装箱装卸机械中旋锁件的疲劳计算、伸缩式吊具的设计计算等等，因此耐久性还不够高。据统计，集装箱起重机停机时间中，约 30%的时间是由于吊具发生故障。

（4）节约能耗

动力消耗是集装箱装卸机械的一项很大的经常性开支，降低此项费用就可明显地降低装卸成本。例如对货场用牵引车和跨运车应该制定适宜的行驶速度标准，这样既可降低燃料消耗，又有利于安全作业；选用各种高效原动机以及合理进行调速，可以避免不必要的动力损失等。

（5）安全可靠

安全装置包括各种限速、限位、联锁、制动以及防止过载等措施，并能对潜在的不安全因素做出预报，以提醒司机操作人员采取措施或自动处置。此外，还应研究操作人员在重大事故中的脱险等问题。

3 集装箱装卸桥

集装箱装卸桥是港口散货（抓斗）装卸桥（又称卸船机）之外的另一类装卸桥。两者结构基本相似。

这种装卸桥安装在码头上，供直接装船或卸船用。其特点是：靠海岸侧有可俯仰的长悬臂，臂长比轨距大得多，一般为装卸桥全长的60%～70%，非工作状态时悬臂固定在80～85°仰角处。由于悬臂较长，为了减轻小车自重，小车上各机构的驱动装置一般均设置在机器房内，靠绳索经导轮传动。因此，装卸桥的金属结构除了承受一般的载荷外，还要承受各机构牵引绳的拉力。

集装箱装卸桥的典型结构如图 5.10.4-1 所示。它由前后两片门框和拉杆组成门架，并能沿着与岸线平行的轨道行走。桥架支承在门架上，行走小车沿着桥架上的轨道吊运集装箱，进行装船和卸船作业。为了不妨碍船舶离靠码头，桥架的外伸部分应能仰起。装卸桥都配有集装箱专用吊具，有的还装有吊具减摇装置。

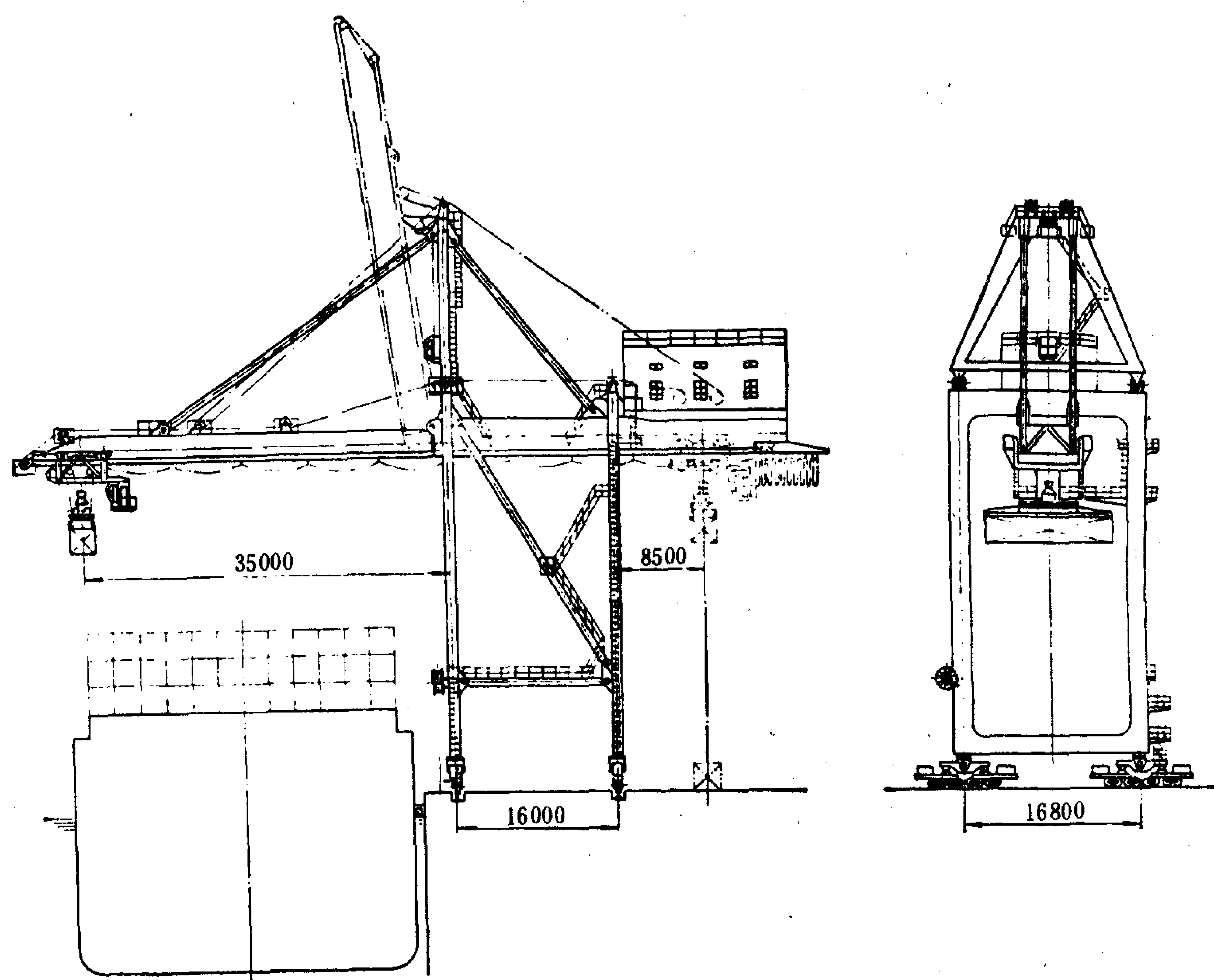


图 5.10.4-1　ZQ 40 型集装箱装卸桥

据统计，目前集装箱装卸桥的起重量，有70%以上为40.5 t和37.5 t，个别的起重量

超过 45 t 是为了适应特殊需要。今后仍将主要发展 40 t 的。由上海港口机械制造厂制造的我国第一台港口集装箱装卸桥（ZQ 40 型），起重量为 40.5 t，额定起重量为 30.5 t，适用于装卸 1 AA、1 A和 1 AX 型 40 ft（12 m）等集装箱，配有伸缩式吊具，其主要技术性能参数列于表 5.10.4-2。

表 5.10.4-2　　ZQ 40 型港口集装箱装卸桥主要技术性能参数

起重量 t	40.5	内伸距 m	8.5
额定起升重量 t	30.5	小车行程m	59.5
起升高度 m		轨距 m	16
轨面以上	25	基距 m	16.8
轨面以下	12	行走轮数	32 个
总起升高度	37	轮压 t	
工作速度 m/min		工作状态时最大轮压	37.13
起升速度（满载/空载）	35.5/71	非工作状态时最大轮压	39.96
小车行走速度	120	自重 t	660
大车行走速度	25.3	电源 V	
变幅时间 min/循环	10	三相交流	6300
外伸距 m	35	机组供给直流	440

港口集装箱装卸桥的轻型化近年来在国际上已取得很大进展。其主要措施有二：一是金属结构全部采用桁架结构；二是采用移动式配重，即移动式平衡重小车，并将起升和小车行走驱动装置装设在移动式平衡重小车上。

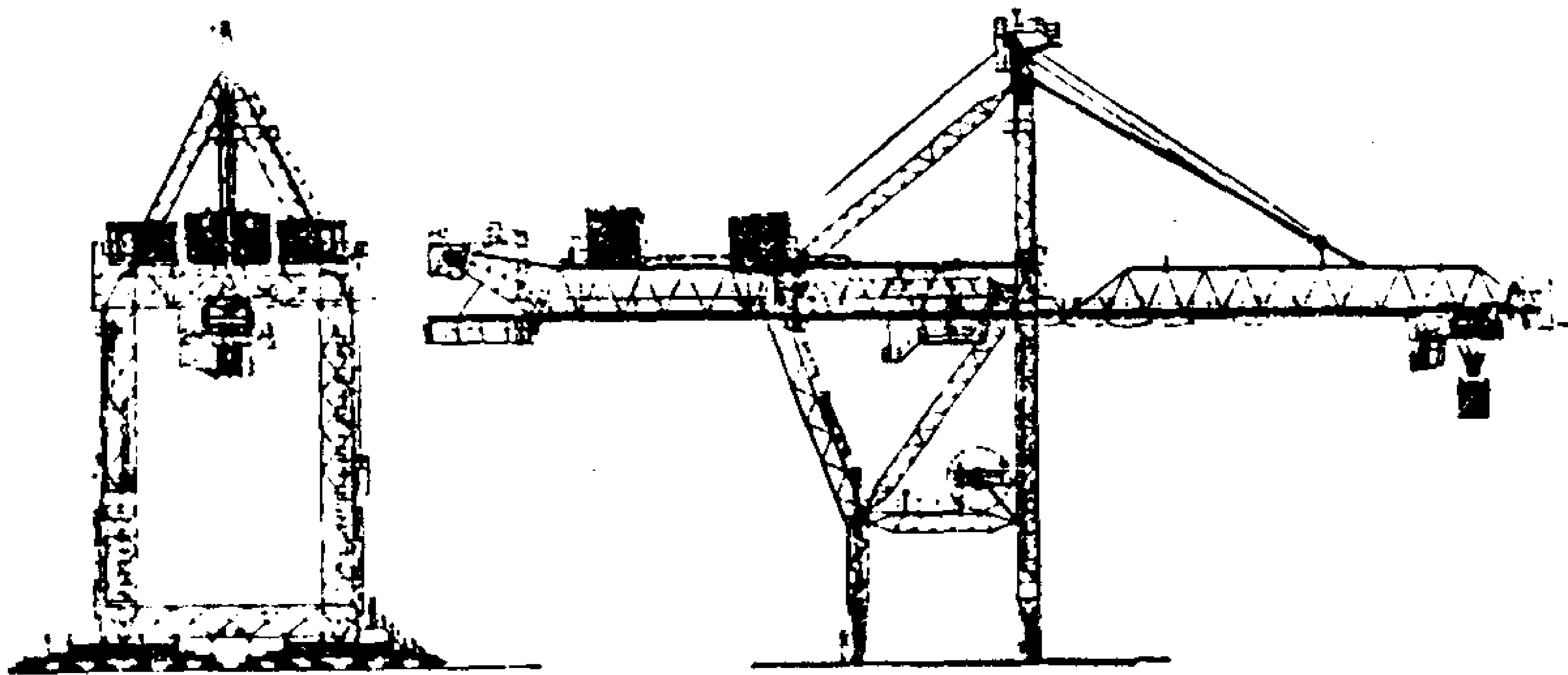


图 5.10.4-2　轻型集装箱装卸桥

图 5.10.4-2 示出联邦德国 PEINER 公司 VL 42/14 型轻型集装箱装卸桥，表 5.10.4-3 则列出国外轻型集装箱装卸桥的主要技术参数。

表 5.10.4-3　　国外轻型集装箱装卸桥主要技术参数

厂　家 主参数	英国 Sea Containers	联邦德国 PEINER	日本 日　立
型号	Samba 115	VL 42/14	
起重量 t	39	42	40.5
额定起重量 t			30.5

续上表

主参数 \ 厂家		英国 Sea Containers	联邦德国 PEINER	日本 日立
外伸距 m		35.06 (115 ft)	37	32.0
内伸距 m		10.67 (35 ft)	20	8.95
轨距 m		30.48 (100 ft)	14	26.05
起升高度 m	轨面以上	24.39 (80 ft)		22
	总　计	39.63 (130 ft)		34
起升速度 m/min	满　载	36.6 (120 ft/min)	45	40
	空　载	73.2 (240 ft/min)	90	90
小车行走速度 m/min		121.9 (400 ft/min)	120	120
大车行走速度 m/min		36.6 (120 ft/min)	30	36
前大梁俯仰时间 min			6	10
每条腿行走轮数	外　侧	8		8
	内　侧	4		8
自重 t		408	404	480～500
最大轮压 t	海　侧	23.5		27
	陆　侧	23.5		26.6
电　源		AC 380/440 V, 50/60 Hz		AC 6000 V, 50 Hz

4　集装箱跨运车及其他

4.1　集装箱跨运车

集装箱跨运车是在码头前沿和堆场之间搬运集装箱的专用机械，见图 5.10.4-3。它以门形车架跨在集装箱上，由装有集装箱吊具的液压升降系统吊起集装箱，进行搬运，并可将集装箱堆码两、三层高。此外，还可用跨运车在堆场上装卸集装箱底盘车。它与轮胎式和轨道式集装箱龙门起重机比较，具有更大的机动性，既可在码头前沿和堆场之间单独进行搬运和装卸作业，也可与龙门起重机和底盘车配合使用。

集装箱跨运车是在搬运长大件的跨运车的基础上发展起来的，但在性能和构造上又有许多不同之处。比如采用旋锁机构与集装箱结合或脱开；吊具能够升降，以适应装卸和堆码集装箱的需要；为了对位的需要，吊具应具有侧移、倾斜和微动的性能。此外，在整车的行走、制动、转向性能等方面，也还有一些特定的要求。

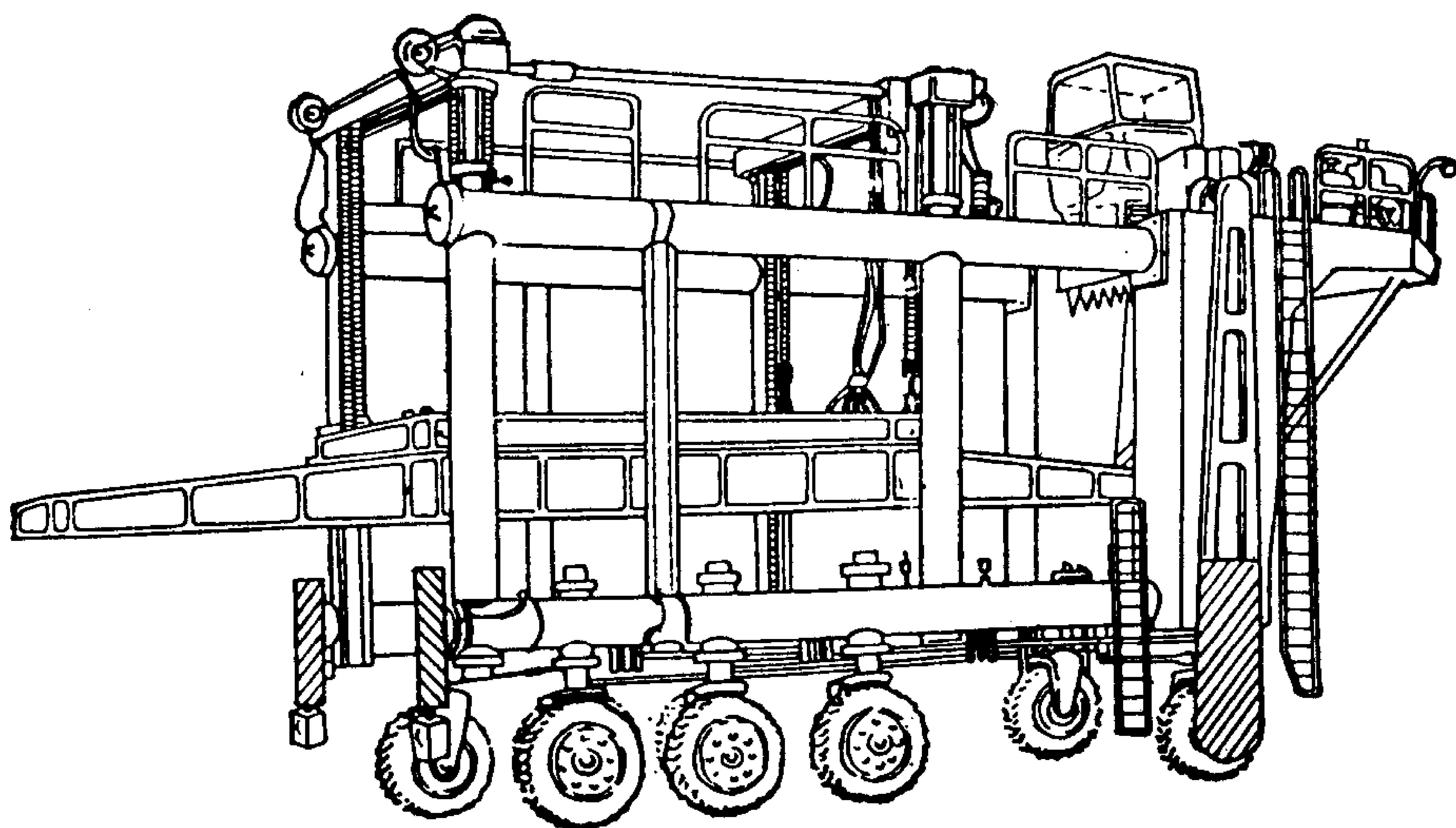


图 5.10.4-3　集装箱跨运车

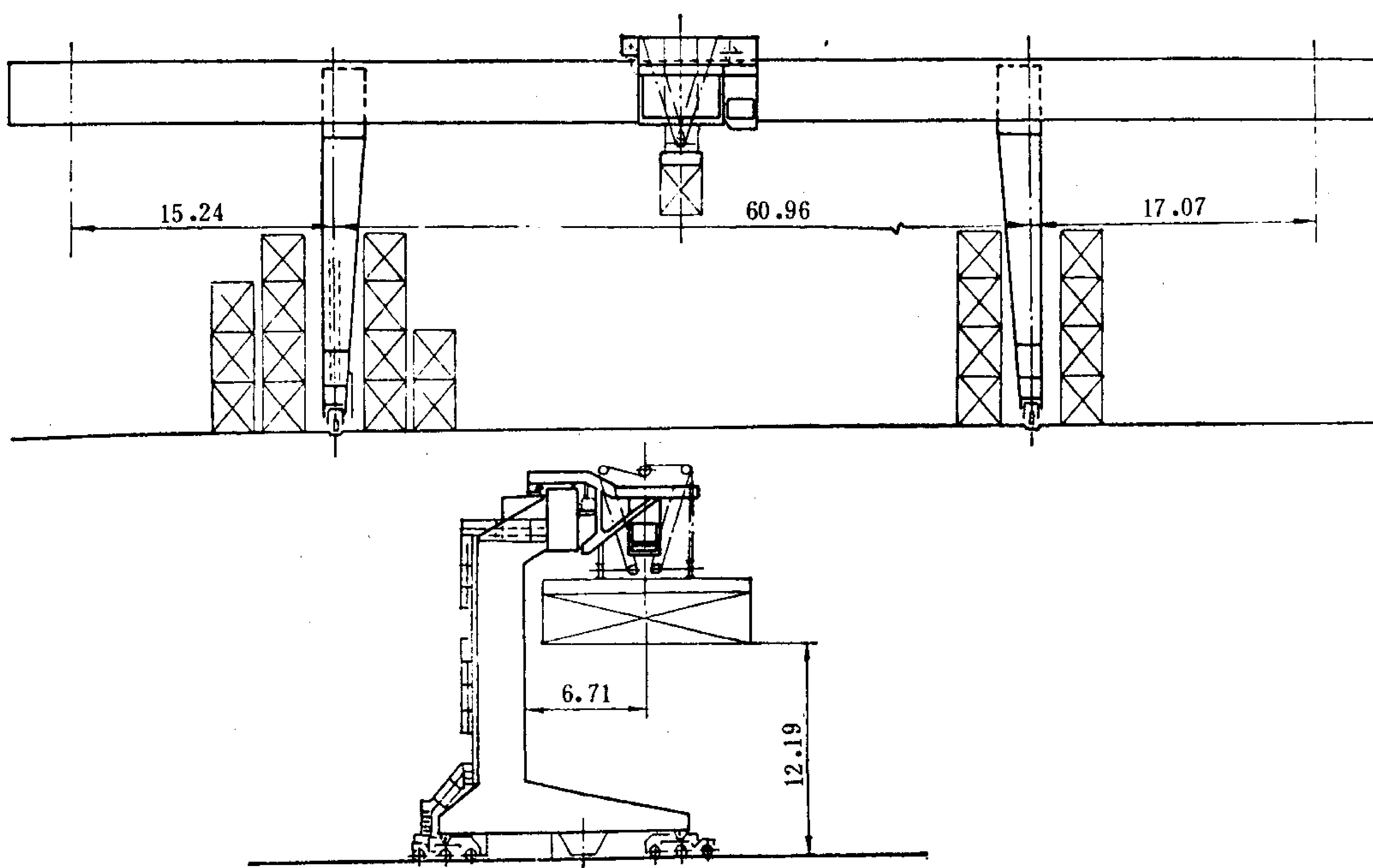


图 5.10.4-4　L 型轨道式集装箱龙门起重机

4.2 集装箱龙门起重机

L型轨道式集装箱龙门起重机是一种单梁式结构，它比一般双梁式龙门起重机约轻12%～15%，因而轮压较小，机械购置费用和堆场建设费用相应降低。图5.10.4-4所示是美国摩根（Mongan）公司的产品之一。当起重量为37 t时，起升机构的直流电动机功率为2×147.1 kW；小车走行机构的直流电动机功率为2×73.55 kW；大车走行机构的直流电动机功率为4×73.55 kW。

这种特高速半自动化的轨道式集装箱龙门起重机，每小时可装卸48个集装箱。大、小车的行走可用手柄操作，亦可自动控制，但起升运动仍由司机用手柄操纵。

5 集装箱吊具

5.1 用途和型式

集装箱吊具是用来联结吊钩与集装箱的专门工具。其尺寸和起重量取决于集装箱的尺寸和重量，根据国际标准化组织的规定，分为20、25、30 t等3种。

吊具只能吊运一种规格的集装箱时，称为固定式吊具；而当一个吊具可吊运不同规格的集装箱时，就称为可动式吊具。

可动式吊具可以做成组合式的，也可做成自动伸缩式的。其实，组合式吊具是由两个不同规格的固定式吊具组合而成的。

在单一规格的集装箱堆场，常采用固定式吊具；在多种规格的集装箱堆场，常采用组合式或伸缩式吊具。

采用组合式吊具时，上下吊具的联结约需1 min；采用伸缩式吊具时，改变伸缩臂长度的时间约30 s，因此使用时后者比前者方便，生产率高，但其构造复杂、自重较大。

5.2 吊具的构造特点

图5.10.4-5所示为集装箱跨运车上采用的20英尺固定式吊具。图5.10.4-6所示为40英尺吊具，它没有独立的转锁液压缸，只能与20英尺吊具联用，通过20英尺吊具上的转锁液压缸和40英尺吊具上的转锁拉杆联合作业。

在40英尺吊架上虽无转锁液压缸，但有一套构造与20英尺吊架相同的转锁装置。当20英尺吊具锁住40英尺吊具时，20英尺吊具上的转叉机构4的一个圆杆下端方孔套在40英尺吊具的转叉方头上，20英尺上的液压缸6使连杆转动，从而带动下面40英尺吊具的转销旋转。

为了使20英尺吊架便于对准，在40英尺吊架的相应部位设有靠座2。

实际工作时，吊具的纵向中心线与堆放在地面的集装箱中心线可能不一致，在不改变跨运车位置时，要求集装箱吊具在空间的位置能稍作调整，以便对准。采用图5.10.4-5中的侧移液压缸10能达到这个目的。液压缸尾部固定在吊架3上，活塞杆端固定在伸臂12上，后者插在吊架两侧边端部的方孔内，其两头放于跨车门架的垂直导槽内。通过分别控制2个液压缸（图5.10.4-5）的进出油方向，便可使吊架平移或在平面内偏转。如图5.10.4-7所示，当2个侧移液压缸都是从a进油、b出油，且当二者的进油量相等时，吊具沿A向平移，反之向B向平移。如果仅其中的一个侧移液压缸工作，则使吊具偏转。

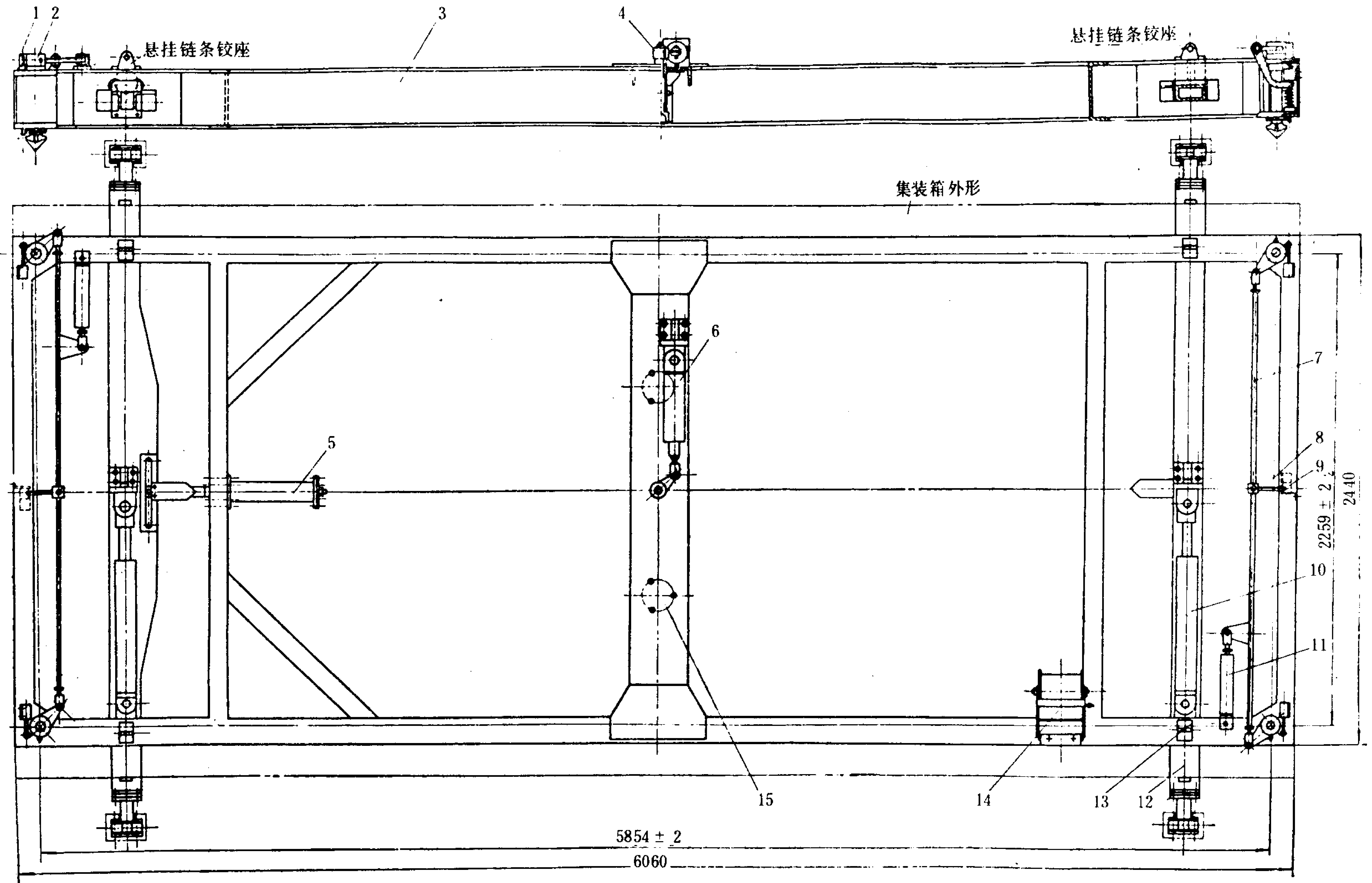


图 5.10.4-5　20 英尺集装箱吊具

1-行程开关；2-转锁装置；3-20 英尺吊梁；4-转叉机构；5-缓冲装置；6-40 英尺吊具转锁液压缸；7-转锁拉杆；8-开关拨杆；9-开关；10-侧移液压缸；11-转锁液压缸；12-可动伸臂；13-起升链条连接铰座；14-管线支架；15-电气插座

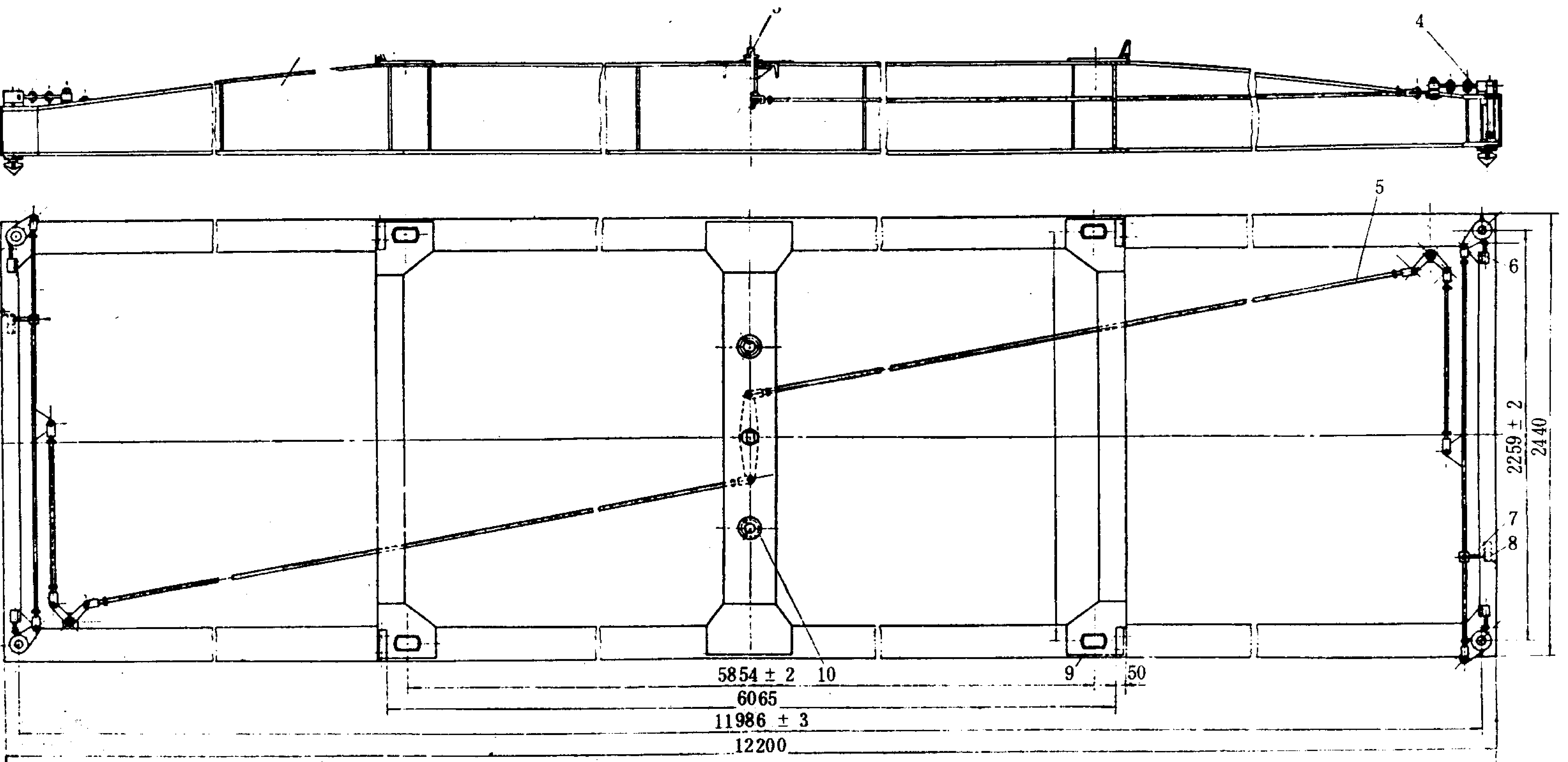


图 5.10.4-6　40 英尺集装箱吊具

1-40 英尺吊梁；2-靠座；3-转叉头；4-转锁装置；5-转锁拉杆；6-行程开关；7-开关拨杆；8-开关；9-锁孔；10-电气插座

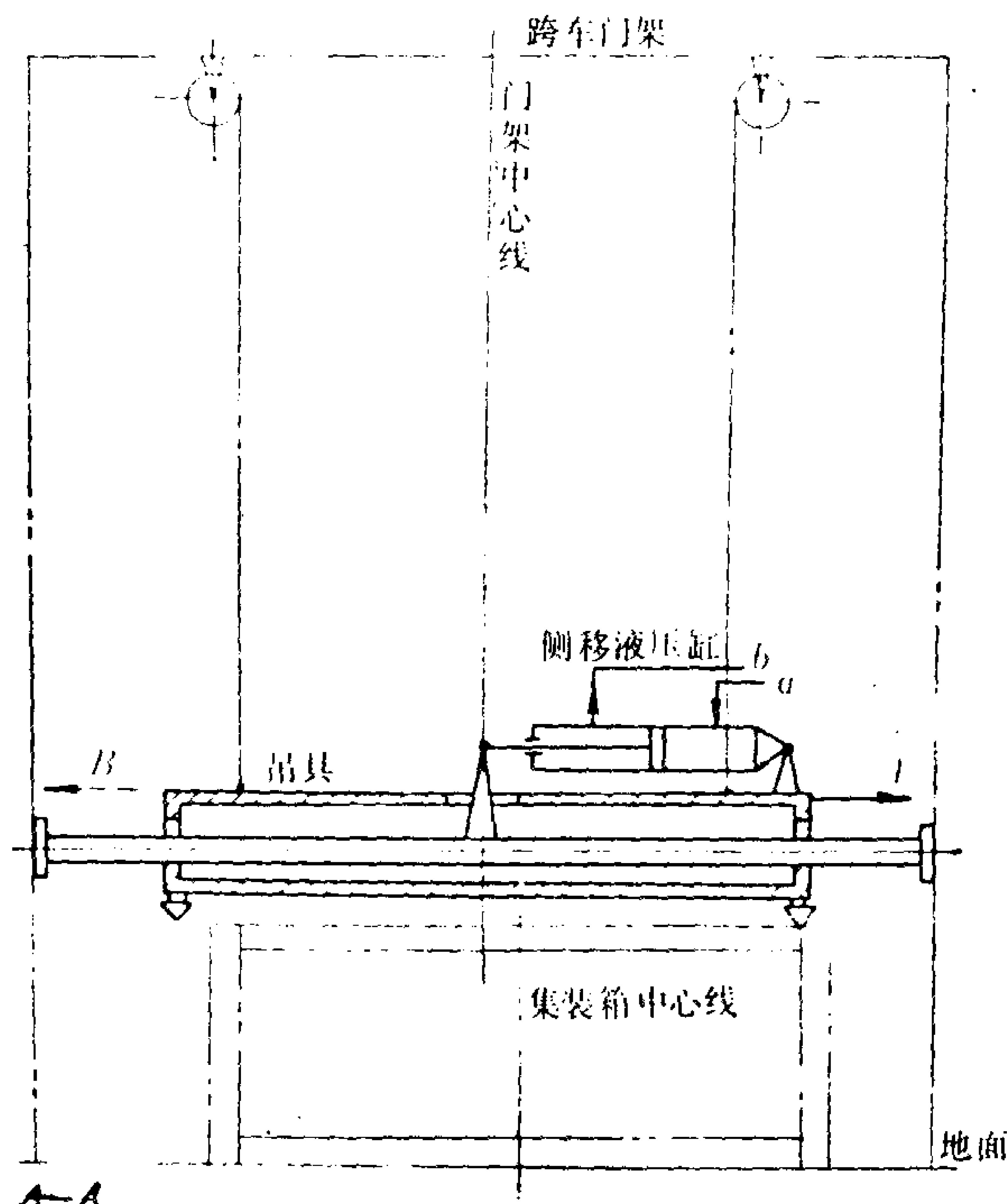


图 5.10.4-7　吊具侧移示意图

经平移或偏转后，吊具上的升降链条已发生偏斜，应在集装箱离地后使链条恢复铅直状态。这可通过液压回路中的电液旁通阀，使液压缸的a、b两腔旁通来实现。

吊具与集装箱对准放下时，四个转销便插入集装箱顶角件的吊孔中，此时行程开关接通，司机室的指示灯亮，司机就可拉动转销阀，使转销旋转 90°。当四个转销全部就位时，另一指示灯亮，司机就可提升集装箱。集装箱离地后，由于转销头插在角件的孔内不能自行旋转，因而保证了锁紧安全。

当组合式集装箱吊具下面的 40 英尺吊具工作时，应使上面的 20 英尺吊具的转销始终锁住 40 英尺吊架。液压系统中的吊具变换阀能实现这个联锁，它只能使 40 英尺的转销液压缸通油，而 20 英尺的转销液压缸油路被阻断。

伸缩式集装箱吊具伸缩臂的伸缩动作可由液压缸或链条传动来完成。图 5.10.4-8 为一伸缩式吊具的总图。吊具长度的改变采用后一种方法。带有双出轴的伸缩臂液压缸 6 通过链条系统 14 和 15 推出或拉进推杆 13 和 16，从而使伸缩臂移动，改变各自的外伸长度。

5.3　导向爪装置

图 5.10.4-9 所示为伸缩式吊具的导向爪装置。导向爪 6 的摆动是靠摆动液压缸 1 实现的。导向爪呈喇叭形，可使吊具在 200 mm内自行对准集装箱。

控制导向爪的液压装置系统见图 5.10.4-10。

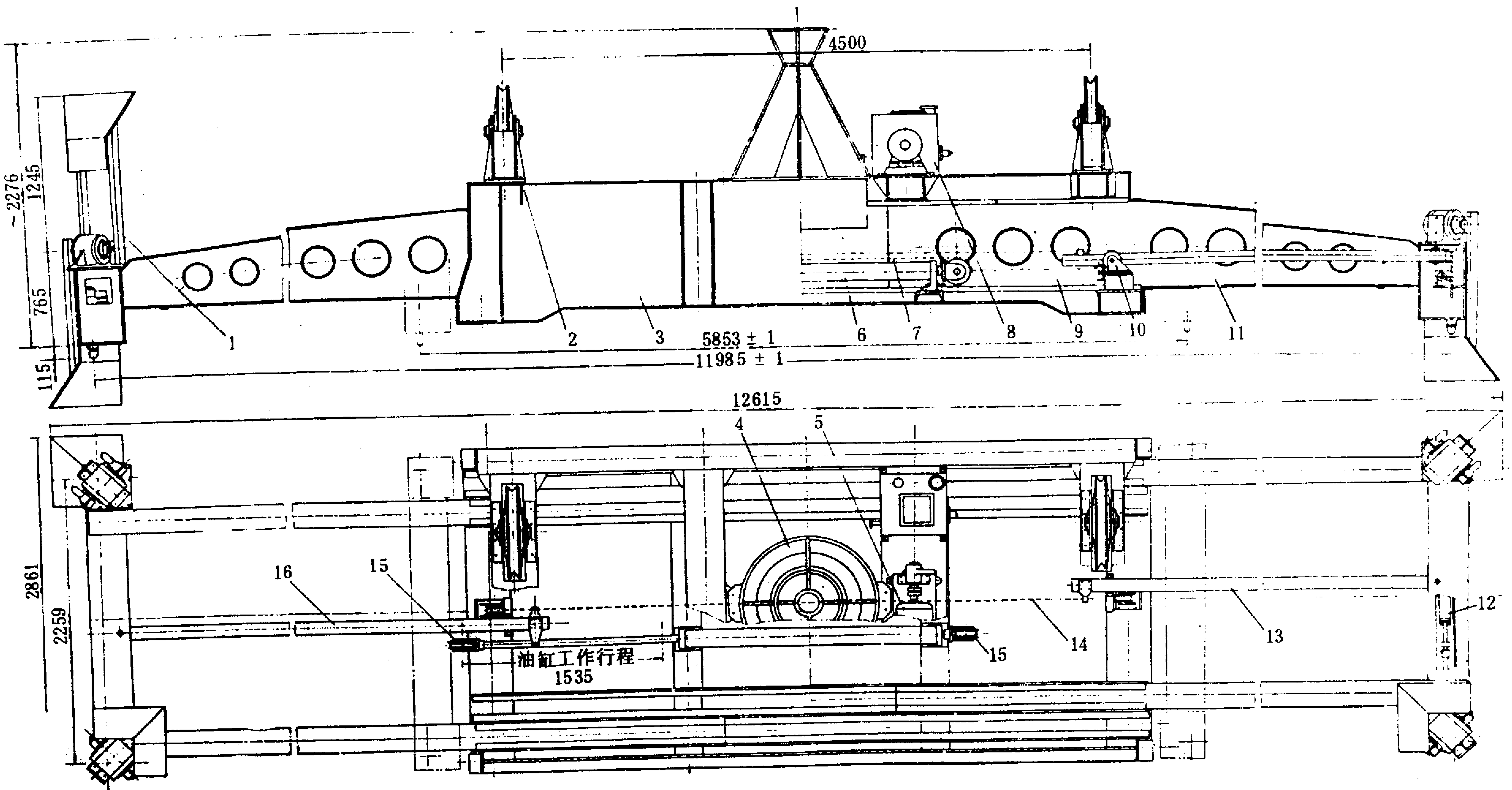


图 5.10.4-8　伸缩式集装箱吊具

1-导向爪装置；2-起升滑轮；3-吊梁；4-电缆筐；5-油泵；6-伸缩液压缸；7-伸缩缸链条；8-油箱；9-推杆链条；10-固定链轮；11-伸缩臂；12-转锁装置；13、16-推杆；14、15-链条系统

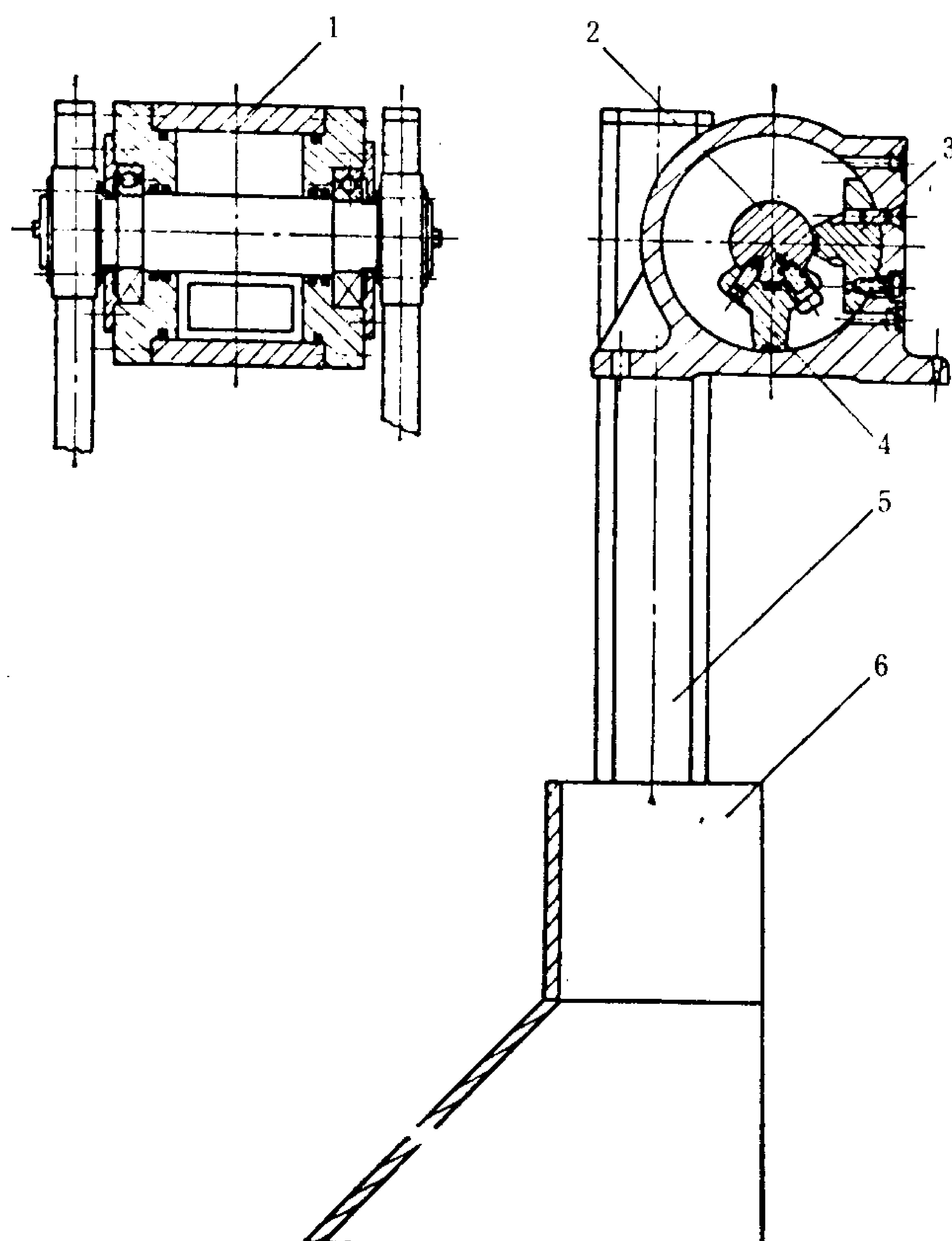


图 5.10.4-9　导向爪装置

1-摆动式液压缸；2-回转轴；3-固定叶片；4-回转叶片；5-导向爪臂；6-导向爪

5.4　减摇装置

现代集装箱装卸桥小车的运行速度很高（约 120 m/min 以上），小车制动时，如不采取措施，由钢丝绳挠性悬挂的吊具必将产生很大摇摆，使装卸生产率大受影响。为此，在集装箱装卸桥上都设有特殊的吊具防摇装置。图 5.10.4-11 示出“日立”型减摇装置，图 5.10.4-12所示是它的液压系统原理。

由图 5.10.4-12 可见，当电磁阀 12-1 处于n位时，油泵 7-1 卸荷，此时电磁阀 12-2 处于n位，使油泵 7-2 向系统供油，而电磁阀 14 在中位，油路不通。由于吊具的摇摆，其中的两根钢丝绳放松，两根张紧。于是与张紧钢丝绳相连的液压马达转为油泵工况。这时阀 5 处于m位，而溢流阀 19 的调定值又很高(16 MPa)，加上阀 18 和阀 13 的作用，因此能产生很大扭矩，使张紧钢丝不致松出。另两根放松的钢丝绳，由于油泵 7-2 的供油作用而收绞。如此往复几次，摇摆动作即能迅速衰减而停止。

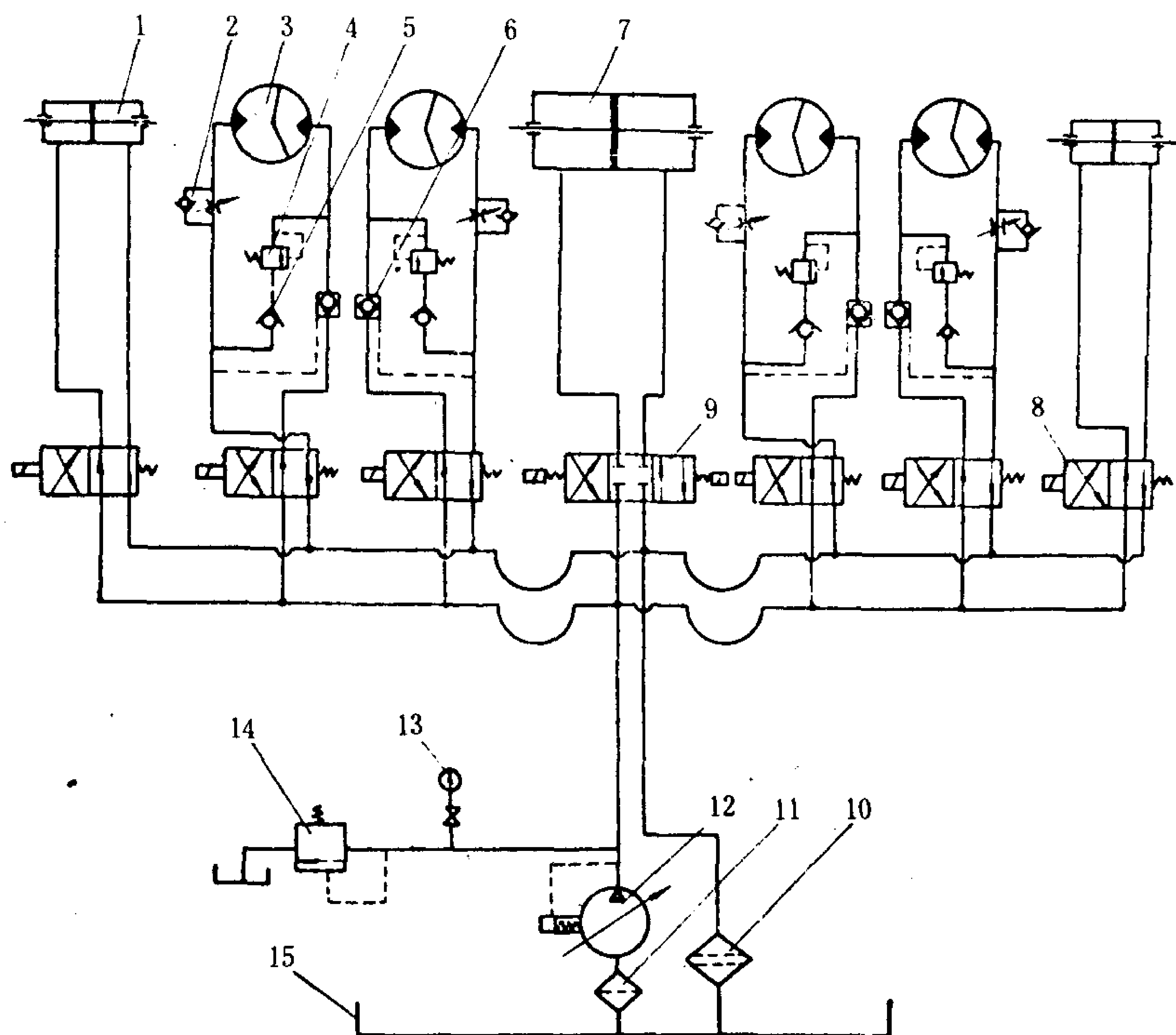


图 5.10.4-10　伸缩式集装箱吊具的液压系统图

1-转销双出轴液压缸；2-可调式单向节流阀；3-导向臂摆动液压缸；4-缓冲阀；5-单向阀；6-液控单向阀；7-伸缩臂双出轴液压缸；8-二位四通电磁阀；9-三位四通电磁阀；10-精滤油器；11-粗滤液器；12-变量叶片泵；13-压力表；14-高压安全阀；15-油箱

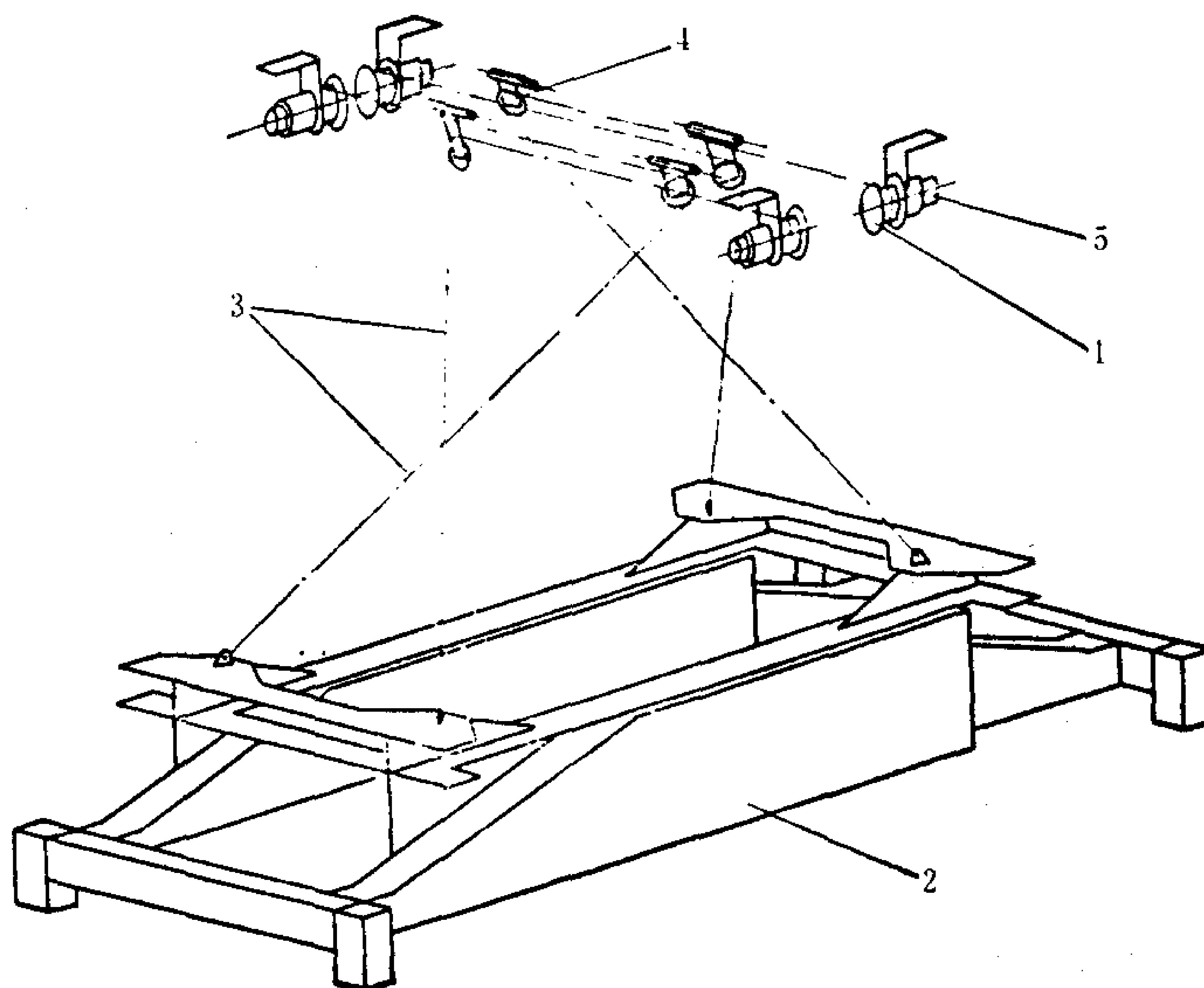


图 5.10.4-11　"日立"型减摇装置

1-减摇卷筒；2-起吊上架；3-减摇钢丝绳；4-滑轮；5-液压马达

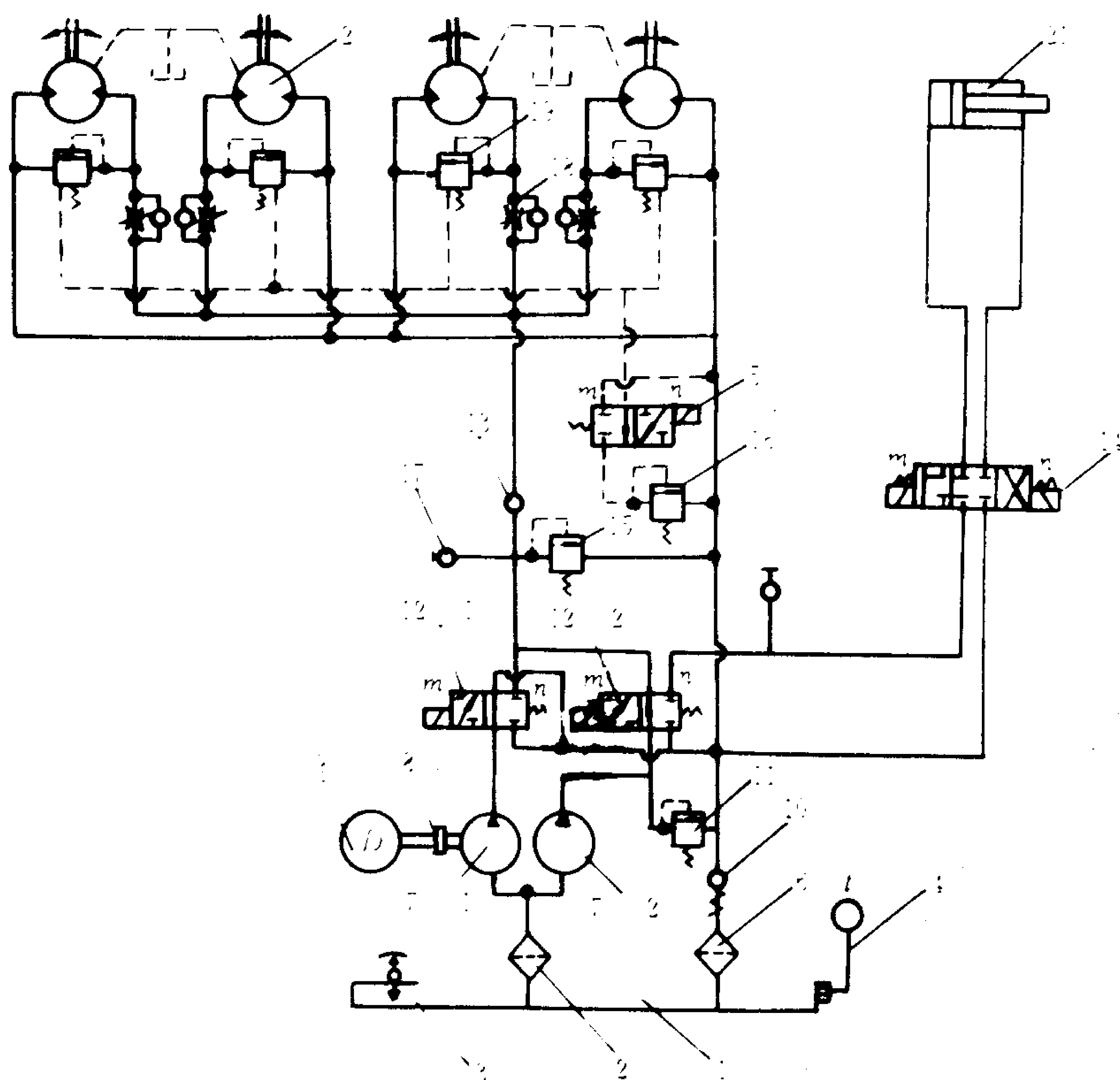


图 5.10.4-12 “日立”型减摇液压系统原理

1-油箱；2、6-滤器；3-透气孔；4-油标尺和油温计；5-电磁阀；7-叶片油泵；8-链条联轴器；9-电动机；10-背压阀；11、15、16、19-溢流阀；12-电磁阀；13-单向阀；14-电磁阀；17-快速接头；18-单向节流阀；20-液压马达；21-差动油缸

当吊具起升时，电磁阀 12-1 处于m位，电磁阀 12-2 处于n位，电磁阀 14 处于中位，两个油泵共同向系统供油。由于吊具正在上升，减摇钢丝绳都是放松的，因此由四个减摇卷筒进行收绞。此时，电磁阀 5 处于n位，系统压力决定于阀 16，即工作压力为 3 MPa。

当吊具下降时，阀 12-1、12-2 皆处于n位，阀 14 处于中位，阀 5 处于n位，系统工作压力为 3 MPa，4 个液压马达均转为油泵工况，并经过各自的溢流阀 19 将油旁通。这时吊具无论停于任何位置，钢丝绳都始终张紧。

差动油缸 21 的作用是使行走小车能作$\pm 5^{\circ}$偏转，便于吊具能很快对准集装箱。此时，阀 12-2 处m位，由泵 7-2 供油。

该系统采用的液压马达为低速大扭矩马达，排量 304 mL/r，额定压力 21 MPa，最高压力 25 MPa，额定扭矩 88×9.8 N · m，最大流量 145 L/min，最高转速 450 r/min。

“住友”型减摇装置(见图 5.10.4-13)是一种交叉钢丝绳减摇装置，由力矩马达、减摇卷筒、制动器等组成。卷筒 3 通过齿轮 4 、卷筒轴 2 、超越离合器 8 与制动器 1 连接。处于常制动状态。放出钢丝时，力矩马达 7 即产生力矩。力矩马达 7 通过小齿轮 5 、齿轮 6 与卷筒 3 连接。超越离合器装在卷筒与卷筒轴之间。当卷筒收绞时，超越离合器不带动卷筒轴转动，而放出钢丝时，则通过超越离合器带动卷筒轴转动。这种减摇装置可很快消除由于小车行走和大车行走使集装箱吊具产生的纵向和横向摇摆。当吊具摆动时，一边钢丝绳张紧，制

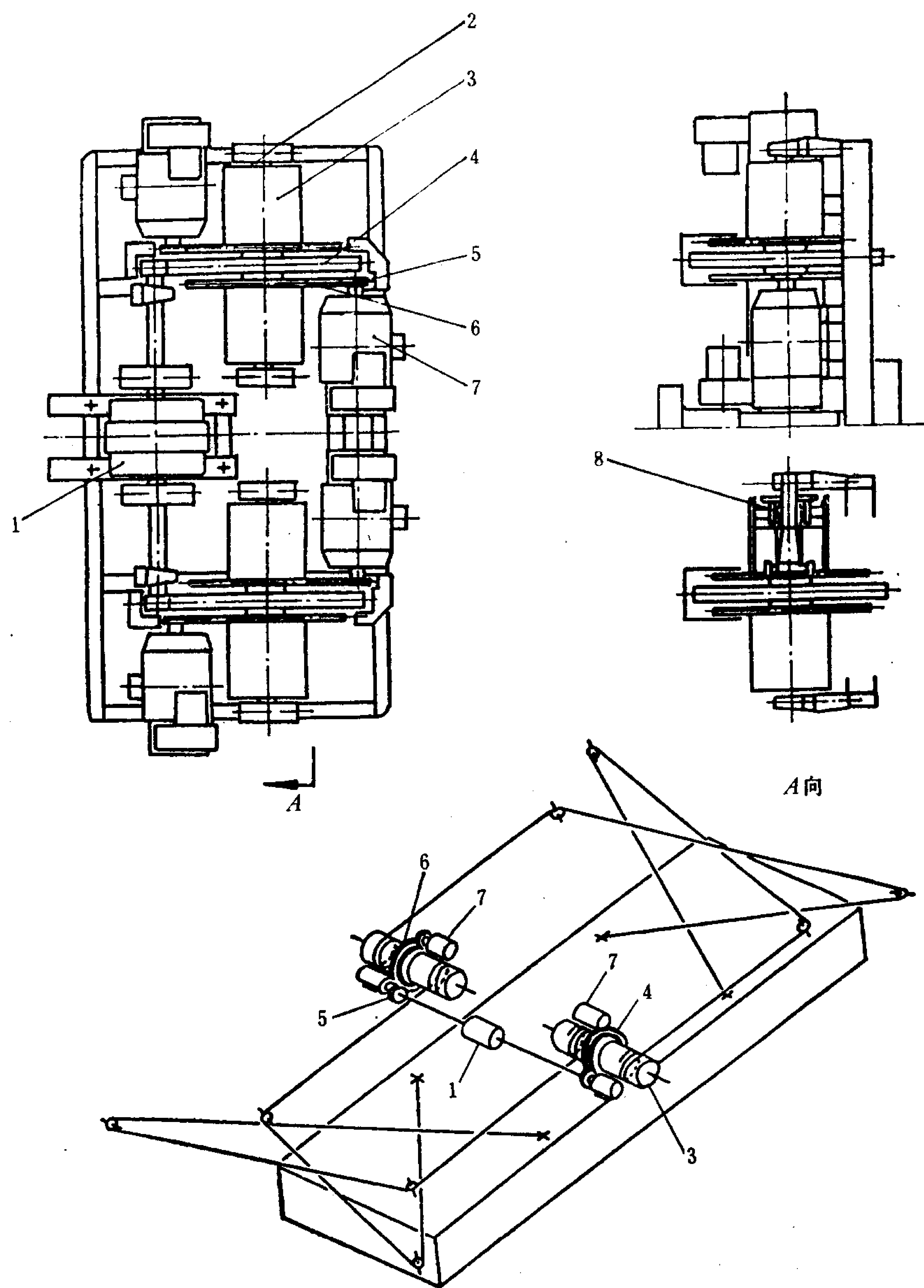


图 5.10.4-13 “住友”型减摇装置

1-常闭制动器；2-卷筒轴；3-卷筒；4-齿轮；5-小齿轮；6-齿轮；7-力矩马达；8-超越离合器

动器受张紧力的作用便自动松绳，而另一边松驰的钢丝绳则由力矩马达收卷。

第5章 吊 艇 机

1 概 述

吊艇机又称救生艇绞车，或称起艇卷扬机，其功用是将艇和艇架从固定位置放出舷外或从舷外恢复至固定位置；将艇放落水面或从水面卷扬至原定位置。图5.10.5-1为救生艇降落示意图。

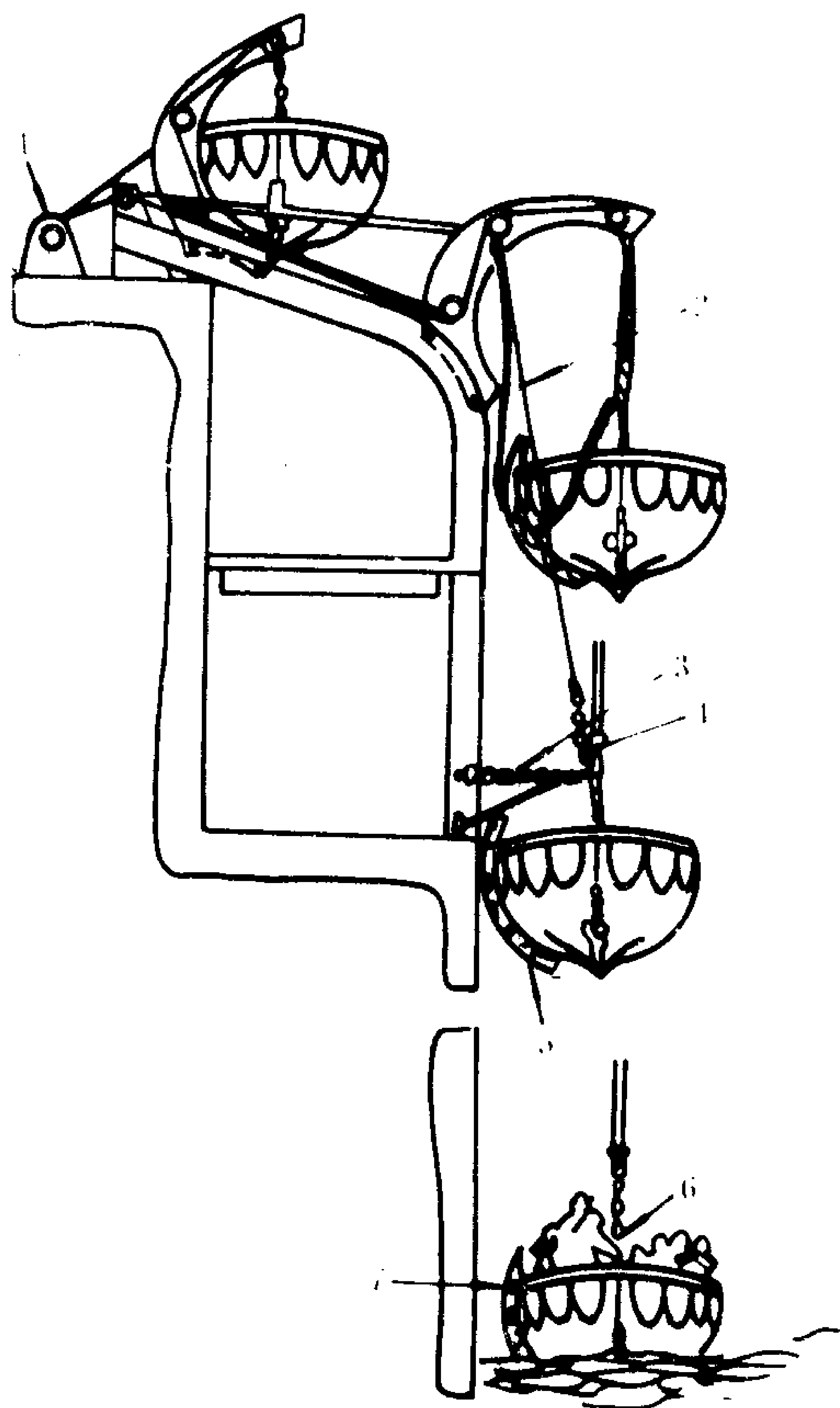


图5.10.5-1 放艇

1-电动绞车；2-稳索；3-松紧索；4-活钩；5、7-滑座；6-解脱吊艇索

吊艇机通常包括原动机、传动机构和刹车装置3部分。

根据动力来源，吊艇机分为人力和机动两类，后者又包括电动、气动等型式。

人力驱动的吊艇机只容许用于起落较小的艇每部绞车一般只宜2人同时操作，每人作用在400 mm半径的手摇柄上的力不应超过160 N，如总负荷超过这一限制，则应采用机动绞车。

电动吊艇机的动力常与绞车相固联，并由主配电盘供应电源。若以气动马达为动力，则该装置可视情况采用固定式或移动式装置。

选择起艇绞车时，除满足艇和吊艇架的总负荷要求外，尚须保证艇的安全降落速度为0.4～0.6 m/s，或者说其降艇时间应小于其母船(指配置该救生艇的船舶）的横摇周期，以免在放艇时因船的横摇而使救生艇与船侧碰击损毁。

吊艇机的传动机构一般均以齿轮或蜗轮蜗杆传动。为使设于2个艇架上的吊艇索的线速相同，在每部绞车上设2个卷筒，且由同一轴传动。

刹车装置是艇绞车的重要组成部分，它在放艇时能使之限速和匀速。为了在动力中断时也能放艇，须同时装备人力和自动刹车。

起艇绞车的布置应与艇相互配合。当使用单独的起艇绞车时，救生艇的2个艇架共用1台原动机工作。若绞车附装于艇架之上，则每只艇架均单独设置1部，但2部绞车应有相同速度。此外，吊艇机的动力还可借助于起货机来获得。这时每只艇可专设1钢丝绳绞车，这种绞车具有3个卷筒，其中1个卷筒上绕的钢丝绳通过滑轮与起货机相连接，其余2个卷筒分别与2只艇架的吊艇索相连接。

救生艇是吊艇机的工作对象。机动救生艇已普遍为各类船舶所采用，尤其是油船、客船以及航行于高纬度的货船，还逐渐以封闭艇来替代敞口艇，使人员生命安全得到更可靠的保障。

开敞式救生艇的型式见表5.10.5-1。

表 5.10.5-1　　　　开敞式救生艇型式（CB*795—85）

类　　型		代号	
		钢质	玻璃钢
划桨救生艇		GH	BH
机动救生艇	第 1 级	GJ 1	BJ 1
	第 2 级	GJ2	BJ 2

注：①第 1 级机动救生艇航速≥6 n mile/h；
　　②第 2 级机动救生艇航速≥4 n mile/h；
　　③代号：G—钢质，B—玻璃钢，H—划桨，J—机动。

开敞式救生艇的主要规格见表 5.10.5-2。

表 5.10.5-2　　　　开敞式救生艇的主要规格（CB*795—85）

型　　号	主要尺度m			吊钩间距	立方容积	核定乘员	最大总重 G kg	
	艇长 L	艇宽 B	艇深 H	E m	V m^3	P 人	钢质	玻璃钢
GH-5.5，BH-5.5	5.5	1.90	0.80	4.50	5.35	14	2210	2030
GJ 2-5.5，BJ 2-5.5					4.40	11	2440	2260
GJ 1-5.5，BJ 1-5.5					3.90	10	2590	2410
GH-6.0，BH-6.0	6.0	2.00	0.85	5.00	6.53	18	2750	2460
GJ 2-6.0，BJ 2-6.0					5.58	15	3010	2720
GJ 1-6.0，BJ 1-6.0					5.08	14	3230	2940
GH-6.5，BH-6.5	6.5	2.15	0.90	5.50	8.17	25	3490	3080
GJ 2-6.5，BJ 2-6.5					7.22	22	3810	3410
GJ 1-6.5，BJ 1-6.5					6.72	21	3960	3560
GH-7.0，BH-7.0	7.0	2.30	0.95	6.00	9.79	32	4390	3940
GJ 2-7.0，BJ 2-7.0					8.84	29	4710	4260
GJ 1-7.0，BJ 1-7.0					8.34	27	4780	4330
GH-7.5，BH-7.5	7.50	2.50	1.05	6.50	13.34	46	5920	5460
GJ 2-7.5，BJ 2-7.5					12.44	43	6210	5740
GJ 1-7.5，BJ 1-7.5					11.94	43	6440	5970
GH-8.0 A，BH-8.0 A	8.00	2.60	1.10	7.00	15.58	54	6690	6240
GJ 2-8.0 A，BJ 2-8.0 A					14.63	50	6890	6430
GJ 1-8.0 A，BJ 1-8.0 A					14.18	50	7120	6670
GH-8.0 B，BH-8.0 B	8.00	2.85	1.20	7.00	17.52	60	7380	6920
GJ 2-8.0 B，BJ 2-8.0 B					16.57	56	7560	7190
GJ 1-8.0 B，BJ 1-8.0 B					16.12	56	7790	7320
GJ 2-8.5，BJ 2-8.5	8.50	3.00	1.20	7.50	18.64	60	8140	7700
GJ 1-8.5，BJ 1-8.5					17.19	60	8360	7920
GJ 2-9.0，BJ 2-9.0	9.00	3.20	1.20	8.00	21.19	72	9530	9110
GJ 1-9.0，BJ 1-9.0					20.79	72	9750	9330

对于用作通信联络、接送人员、维护保养、航道测量、运送作业器材、补给供应品的工

作艇兼救生艇的军用辅助船舶和海上工程作业船舶，根据交通部标准（JT 4521—83）规定，其主要规格见表 5.10.5-3。

表 5.10.5-3　　工作艇兼救生艇的主要规格（JT 4521—83）

艇型号	核定乘员或相当的载重量①				计算长度	型宽	型深	吊钩中心距	总容积	总重 G kg	
	核定乘员　人		载重量　kg		L	B	H	C	V	钢质艇	玻璃钢艇
	钢质艇	玻璃钢艇	钢质艇	玻璃钢艇	m	m	m	m	m^3		
6.0	—	10	—	750	6.00	2.00	0.85	5.0	6.33	—	2350
6.5	6	14	450	1050	6.50	2.15	0.90	5.5	7.62	2486	2730
7.0	12	18	900	1350	7.00	2.30	0.95		9.13	3141	3100
7.5	14	20	1050	1500	7.50	2.40	1.00		10.61	3540	3340
8.0	22	26	1650	1950	8.00	2.60	1.05	6.5	12.95	4571	4021
8.5	26	32	1950	2400	8.50	2.70	1.10		15.10	5258	4571
9.0	30	36	2250	2700	9.00	2.80	1.15		17.33	6050	5600

① 核定乘员或相当的载重量，是以 2105 C 柴油机做为艇机进行核算的，若选用其他型号艇机，应对该值进行修正。

机动救生艇的结构与一般救生艇并无多大差异，按要求在艇机的前方应装置水密肋板，艇机应设有耐火材料制造的防护罩，排烟管应有适当包扎，尾轴和其他转动部分亦应有防护罩。

艇机为内燃机，功率一般在 14.7 kW（20 HP）左右，转速为 1500 r/min 左右，经齿轮箱减速后由离合器传至推进器，并应设有倒车装置。为保持艇机随时可用，除采用蓄电池组起动外，尚应安装一套手摇起动装置，还应备有低温（冷）起动液（乙醚），以便在环境气温为 258 K（−15℃）时，亦能在 2 min 内起动发动机。

机动救生艇应能在纵倾 10°和横倾 10°的情况下正常运转，循环水泵能自动引水。当水浸至曲轴中心线水平面时，应仍能运转。

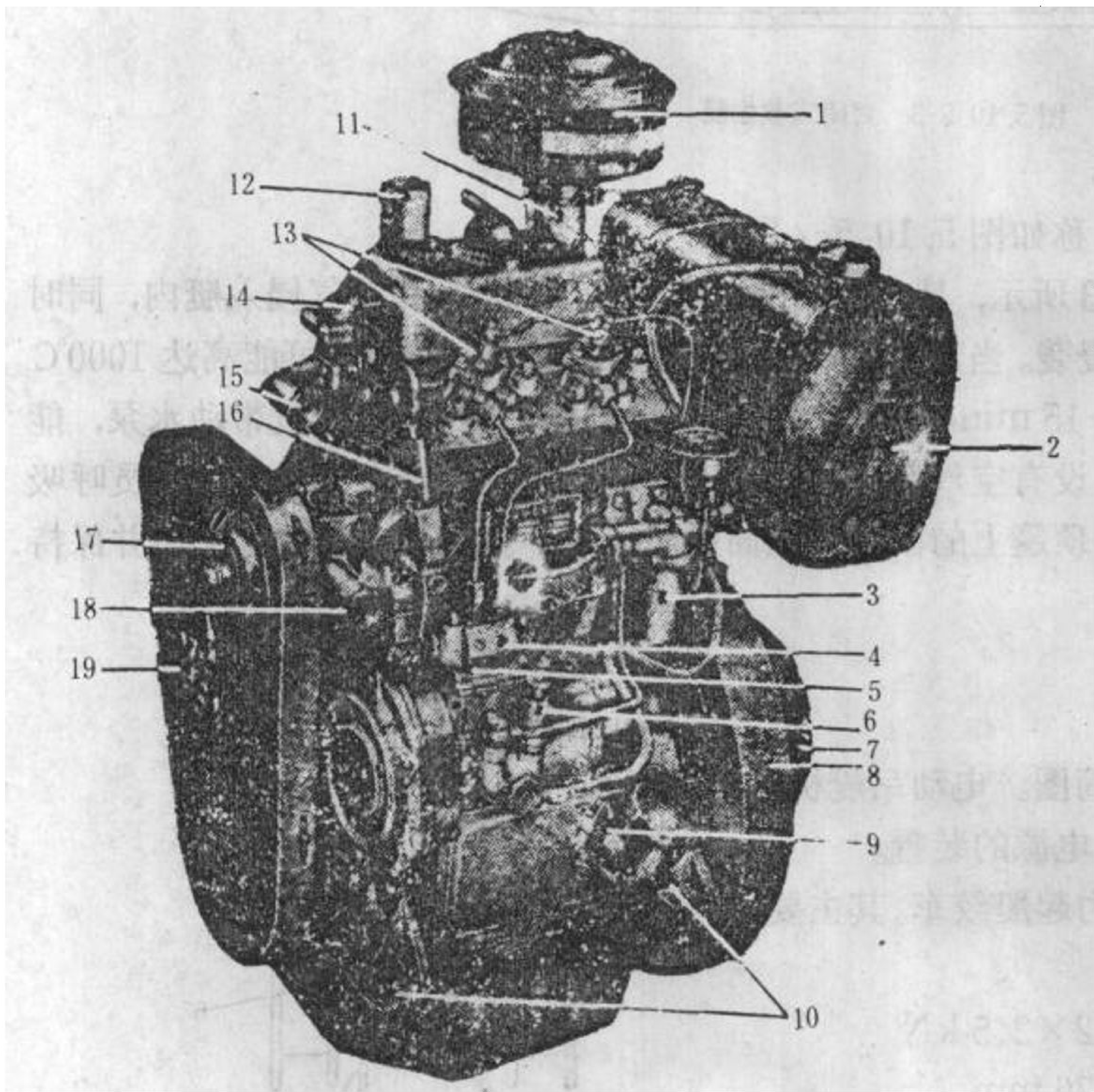


图 5.10.5-2　艇用 20 HP柴油机

1-空气滤清器；2-燃油箱；3-燃油滤清器；4-喷油泵；5-停车摇臂；6-手动油泵；7-调速器；8-惯性轮；9-测机油标尺；10-底座；11-进气管；12-排烟管；13-喷油器；14-减压手柄；15-冷却水出口；16-调速手柄；17-水泵；18-冷却水进口；19-充电发电机

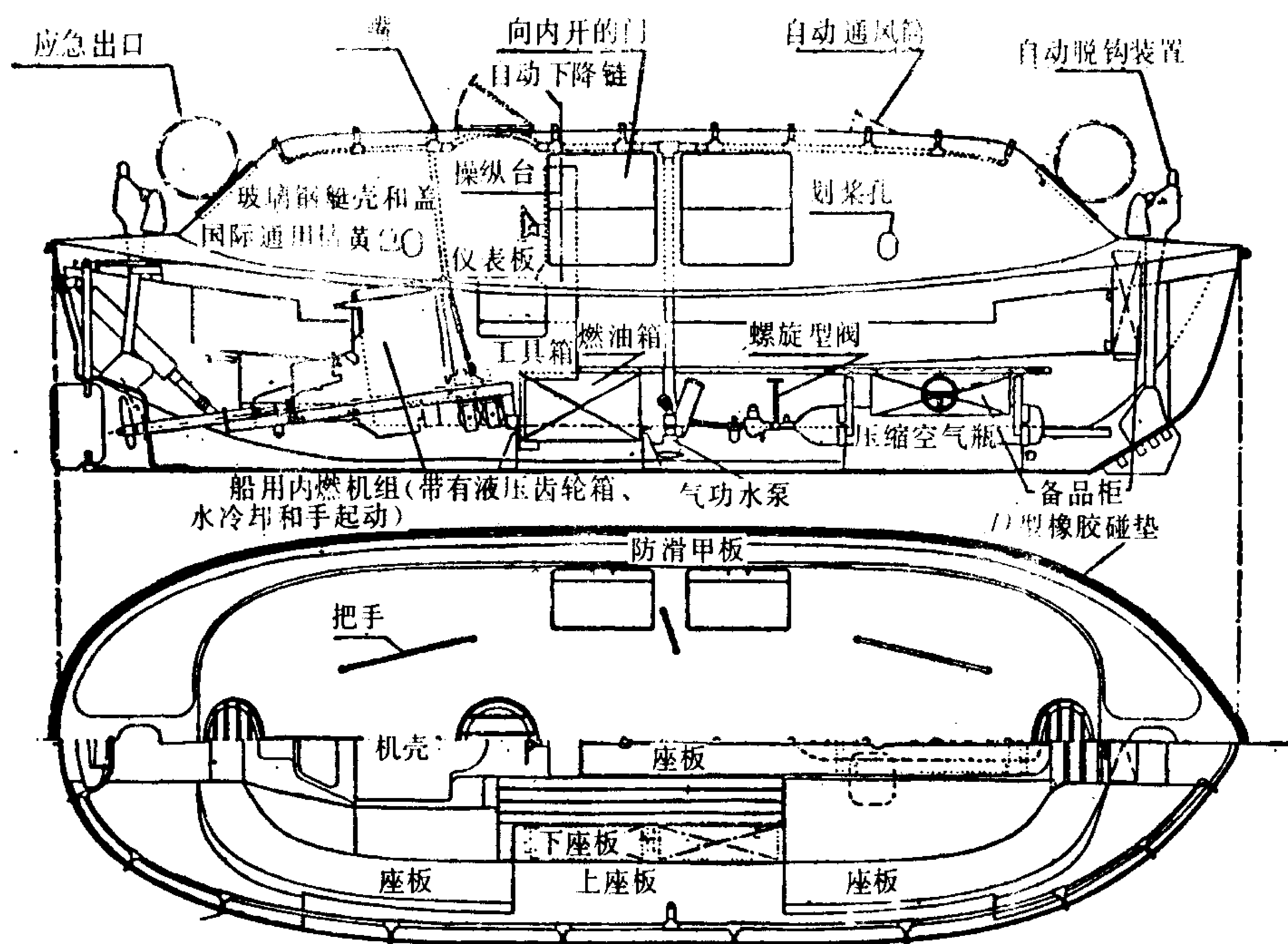


图 5.10.5-3 封闭式救生艇

机动救生艇艇机的各部分名称如图 5.10.5-2 所示。

封闭式救生艇如图 5.10.5-3 所示，具有封闭的固定顶篷，以防烟和热气侵入艇内，同时可使乘员免遭风、雨、海水等的侵袭。当遇难船舶周围形成火海时，海面温度可能高达 1000℃ 左右。封闭艇应能坚持航行 10～15 min的航程，以便冲出火海。这是因为艇机带动水泵，能对艇壳洒水降温的缘故。艇内还设有空气系统，在通过火区时供柴油机吸气和艇内乘员呼吸使用。当艇正常航行时，可打开顶篷上的菌形通风筒通风换气，但通过火区时应关闭并保持密封。

2 吊艇机的结构

图 5.10.5-4 为电动吊艇机简图。电动吊艇机当使用手动装置时应有自动切断电源的装置。

图 5.10.5-5 示出 0.5 t 人力起艇绞车。其主要特性如下：

绞车 2 个卷筒上的总拉力	2×2.5 kN
麻索周长	76 mm
起艇速度	2.43 m/min
每只手摇柄上的作用力	150 N
传动比	7.5

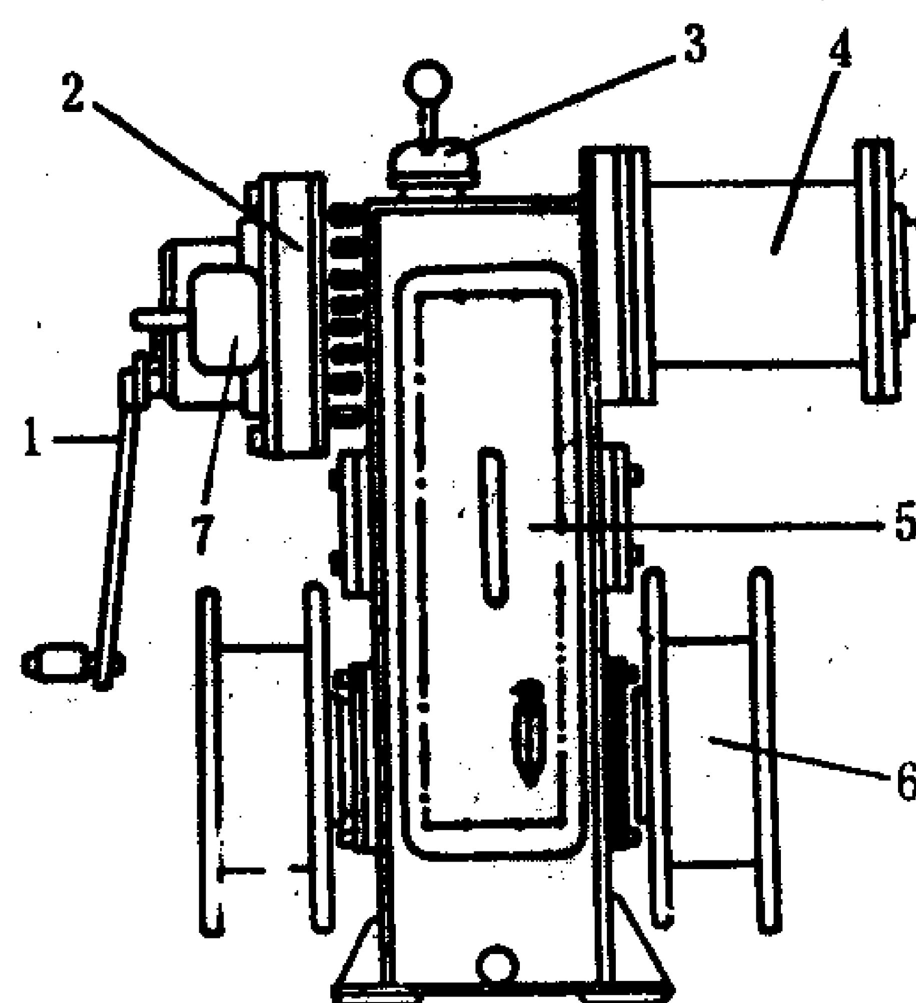


图 5.10.5-4 电动吊艇机

1-手柄装置；2-制动调速器；3-手动齿轮离合器；4-电动机；5-减速器；6-吊艇钢丝绳卷筒；7-制动重锤

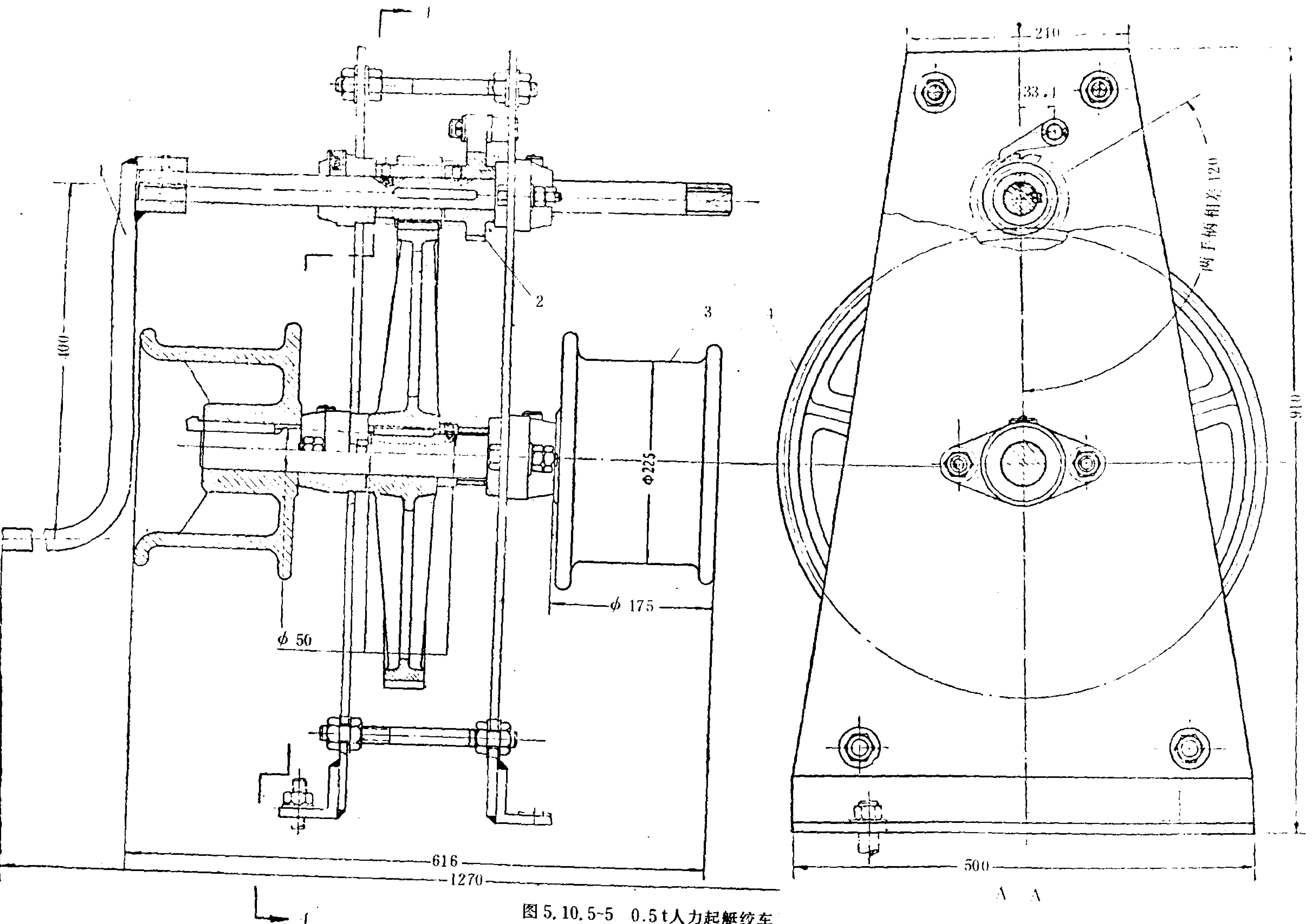


图5.10.5-5　0.5t人力起艇绞车

1-手摇柄；2-棘轮；3-卷筒；4-减速齿轮

3 吊艇机主要型式及其特性值

3.1 主要型式及其特性值

表 5.10.5-4 列出我国船舶专业标准 CB 116—60《起艇卷扬机的型式和特性值》。

表 5.10.5-4 吊艇机型式和特性值

序号	型号	拉力 t	规定负荷速度 m/min	卸艇速度 m/min	钢丝绳直径 mm
1	TDZ 2.5 TDJ 2.5 TJ 2.5	2.5	10	50	13
2	TDZ 4 TDJ 4 TJ 4	4			17.5
3	TDZ 6.3 TDJ 6.3 TJ 6.3	6.3			21.5

注：①TDZ—直流式；TDJ—交流式；TJ—机械传动。
②钢丝绳直径仅供设计时参考。

3.2 救生艇绞车

国家标准 GB 4445—84 对救生艇绞车规定了手摇式和重力式（机械储能式）艇架的放艇、收艇以及翻艇用绞车的设计、结构、安全、性能和验收试验的要求。绞车的原动机，可以是电动的、液压的或气动的。

本标准对下列专用名词术语的定义是：

（1）工作负载（Q）——在放艇、收艇以及艇架翻进和翻出时，卷筒上钢丝绳所承受的最大拉力。

（2）试验挂重负载——绞车制动装置能制动住的静负载，其值为 $1.5Q$。

（3）动力制动负荷——当救生艇满载并按规范要求的速度下降停止时绞车卷筒上所承受的负载。

（4）起升负载（Q_1）——当救生艇只载 2 名人员起升时绞车卷筒上所承受的负载。

（5）起升负载（Q_2）——当救生艇只载 2 名人员连同艇架翻进时绞车卷筒上所承受的负载。

（6）调速器调定负载（Q_3）——当救生艇满载下降时绞车卷筒上所承受的负载。

（7）公称规格——与以kN表示的工作负载相同。

动力驱动的绞车应将负载 Q_1 以 ≧0.05 m/s的艇速升起，无动力的绞车则以 ≧0.005 m/s 升起。

绞车的公称规格见表 5.10.5-5。

表 5.10.5-5　**救生艇绞车的公称规格**

公称规格	工作负载 kN	试验挂重负载 kN	钢丝绳最小破断负载 kN	推荐钢丝绳直径 mm
12.5	12.5	18.8	37.5	11.0*
16.0	16.0	24.0	48.0	11.0*
20.0	20.0	30.0	60.0	11.0
25.0	25.0	37.5	75.0	13.0*
31.5	31.5	47.3	94.5	15.0*
40.0	40.0	60.0	120.0	17.5*
50.0	50.0	75.0	150.0	17.5
63.0	63.0	94.5	189.0	19.5
80.0	80.0	120.0	240.0	21.5
100.0	100.0	150.0	300.0	26.0
125.0	125.0	187.5	375.0	28.0
160.0	160.5	240.0	480.0	32.5*

注：①表中的破断负载和推荐直径是指绞车用 2 根钢丝绳时的单根数据。

②表中有＊者，钢丝绳的公称抗拉强度为 1550 MPa（155 kgf/mm²），其余均为 1700 MPa（170 kgf/mm²）。

绞车和卷筒与救生艇和起艇装置的相对关系图，如表 5.10.5-6 中图所示。其他方式的绞车装置也是允许的。

4　气胀式救生筏起卸装置和登乘滑梯

气胀式救生筏一般是在抛落过程中拉开气阀，使筏在入水后充气上浮，遇难者则先跳入海中，然后进入筏内以待援救。这在寒冷地区和大风浪中往往很难达到援救的目的。图 5.10.5-6示出一种气胀式救生筏吊杆。借助这种装置，可使气胀式救生筏先在甲板上膨胀并满载乘客后再吊放入海。

气胀式救生筏吊杆的收放筏操作，是半自动的，如图 5.10.5-7 所示。放筏时，吊臂固定在舷外，操作者只需将吊筏索端的自动钩挂到贮存架上的救生筏顶篷吊环上，然后使救生筏充气膨胀，利用两根牵索将筏靠在艇甲板的舷边，乘员登筏后，使艇下降到水面。当筏到达水面后，吊筏索端的自动钩脱开。由于吊杆机构中的弹簧和齿条的作用(图 5.10.5-8)，吊筏索自动收回，利用控制索再将自动钩挂到下一只待放的筏上。

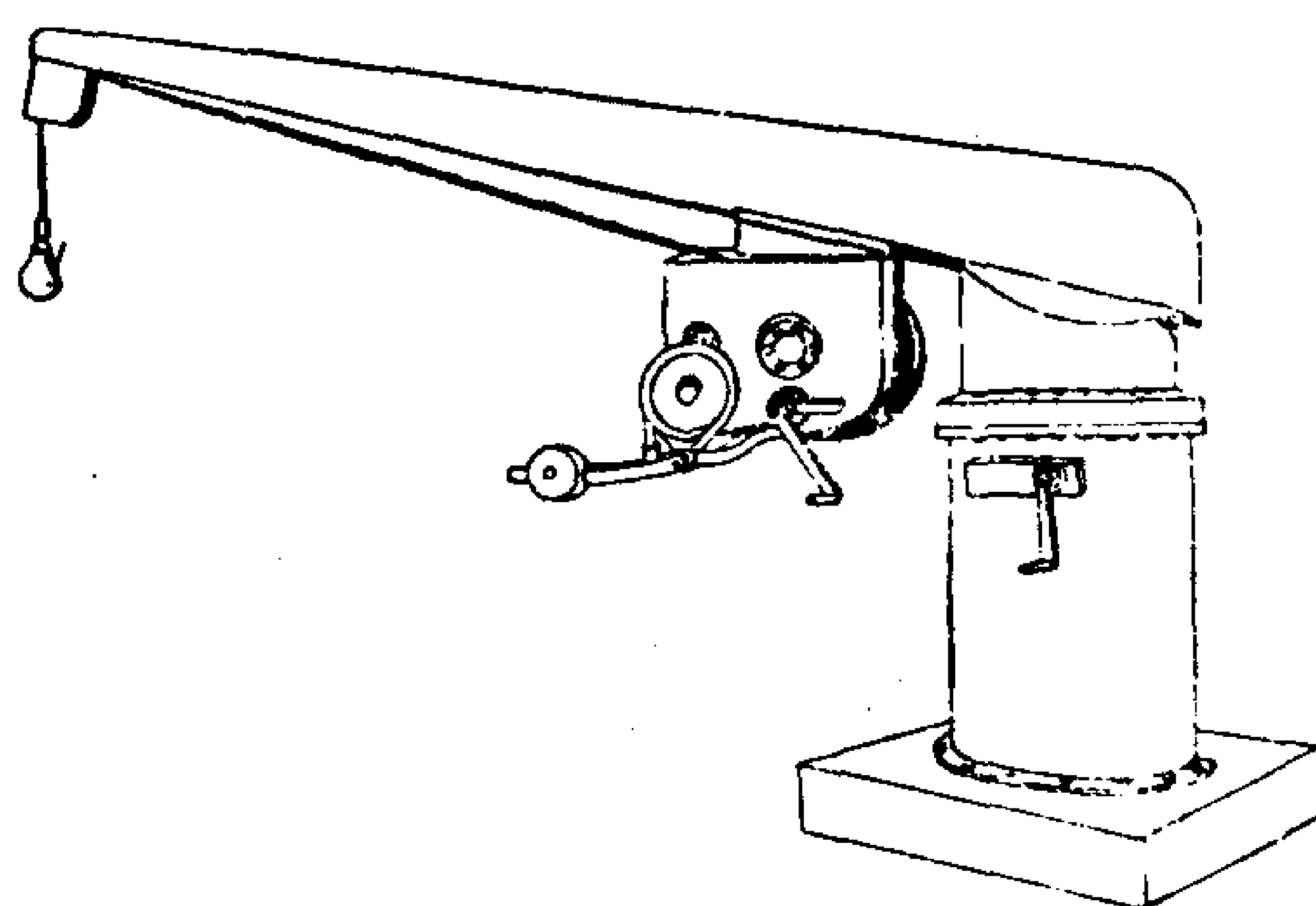


图 5.10.5-6　气胀式救生筏吊杆

气胀式救生筏吊杆自动起放机构的特性，应控制在以下范围内：筏的下降速度 18～27 m/min；空钩上升速度 60～90 m/min。

船舶除了采用上述吊架式降落救生筏的办法以外，近年来，还研制和应用了气胀式救生筏的登乘滑梯。如图 5.10.5-9 所示，它能保证船上人员连续撤离。国外许多试验表明，在恶劣天气（如 7 级风）和船舶横倾达 20°时，滑梯

表 5.10.5-6　　绞车和卷筒与救生艇和起艇装置的相对关系（GB 4445—84）

轴径	减速箱布置和卷筒位置	固定方法：甲板	固定方法：架	固定方法：天花板	卷筒布置和左右式		
双卷筒	垂直				左式　右式 观察者		
	斜置						
	水平						
单卷筒	垂直向下				分离式 左式　右式 观察者	分开式 左式　右式 观察者	对称式 左式　右式 观察者
	斜置向下						
	水平						
	斜置向上						
	垂直向上						
		侧视图			俯视图		

注：×-刹车轴；←近滑轮和下降方向；(◎)-卷筒轴。

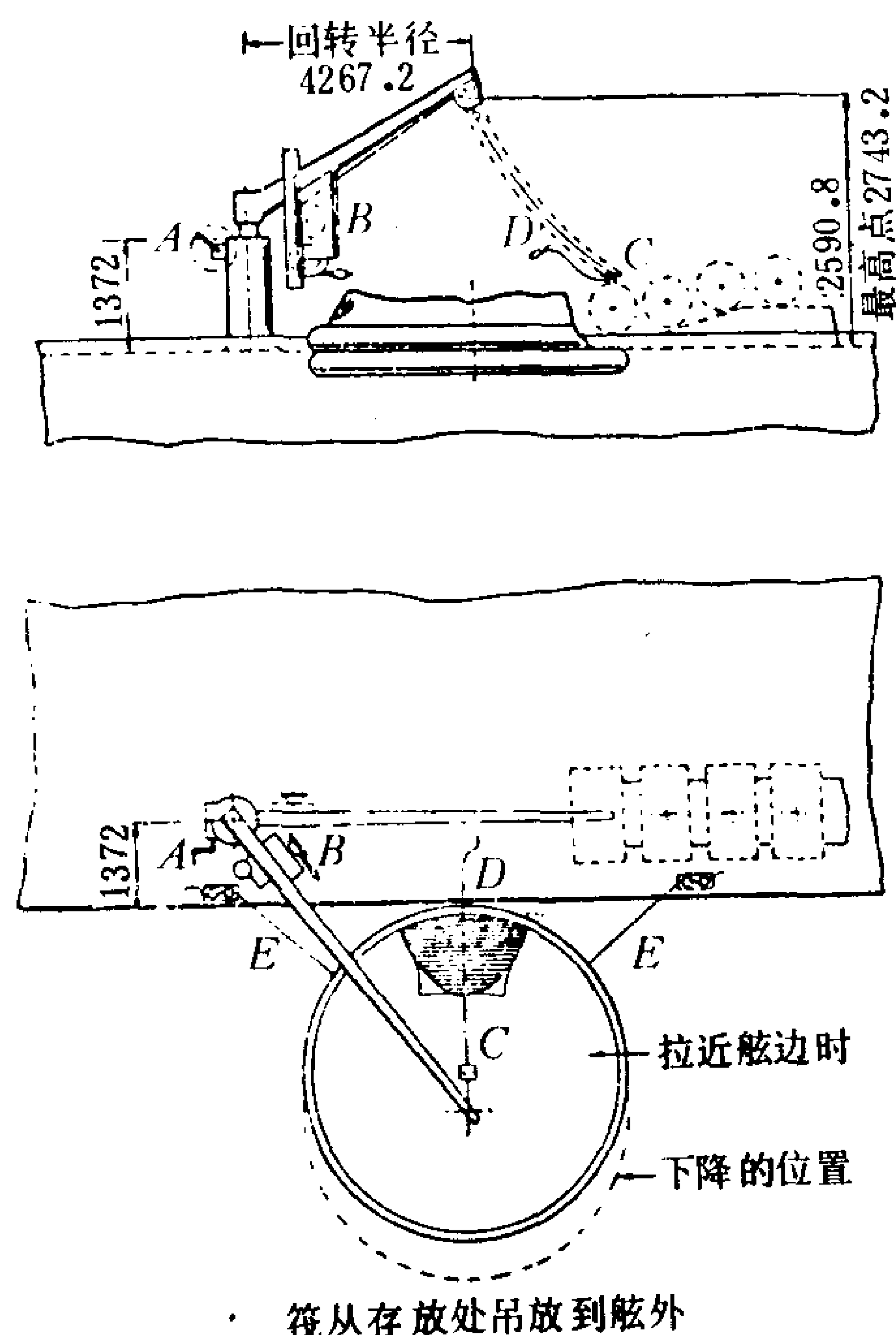


图 5.10.5-7 救生筏的操作

A-吊杆的摇手柄；*B*-筏绞车和自动起筏装置；*C*-自动脱钩装置；*D*、*E*-牵索

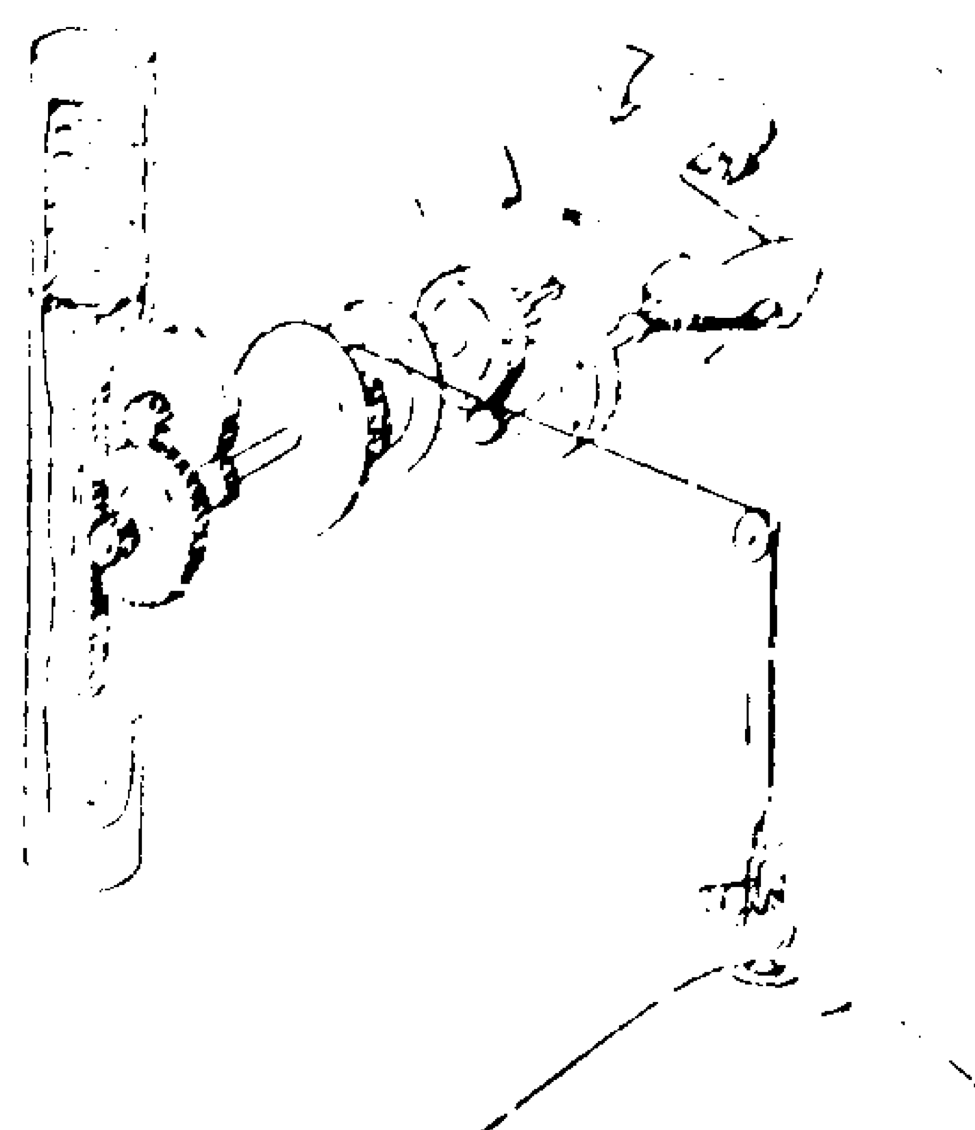


图 5.10.5-8 吊卸机构示意图

可安全使用，甚至在 45°横倾时在船的高舷侧仍可运用滑梯撤离，而在低舷侧，旅客则可由滑梯直接走上登乘平台。滑梯的设置数目因船而异，可为 1 ~ 6 个。为了适应海上的风浪和水流的不同情况，若能在滑梯的舷旁绞接处，设一转盘以便滑梯可在 180°范围内转动，则更为理想。

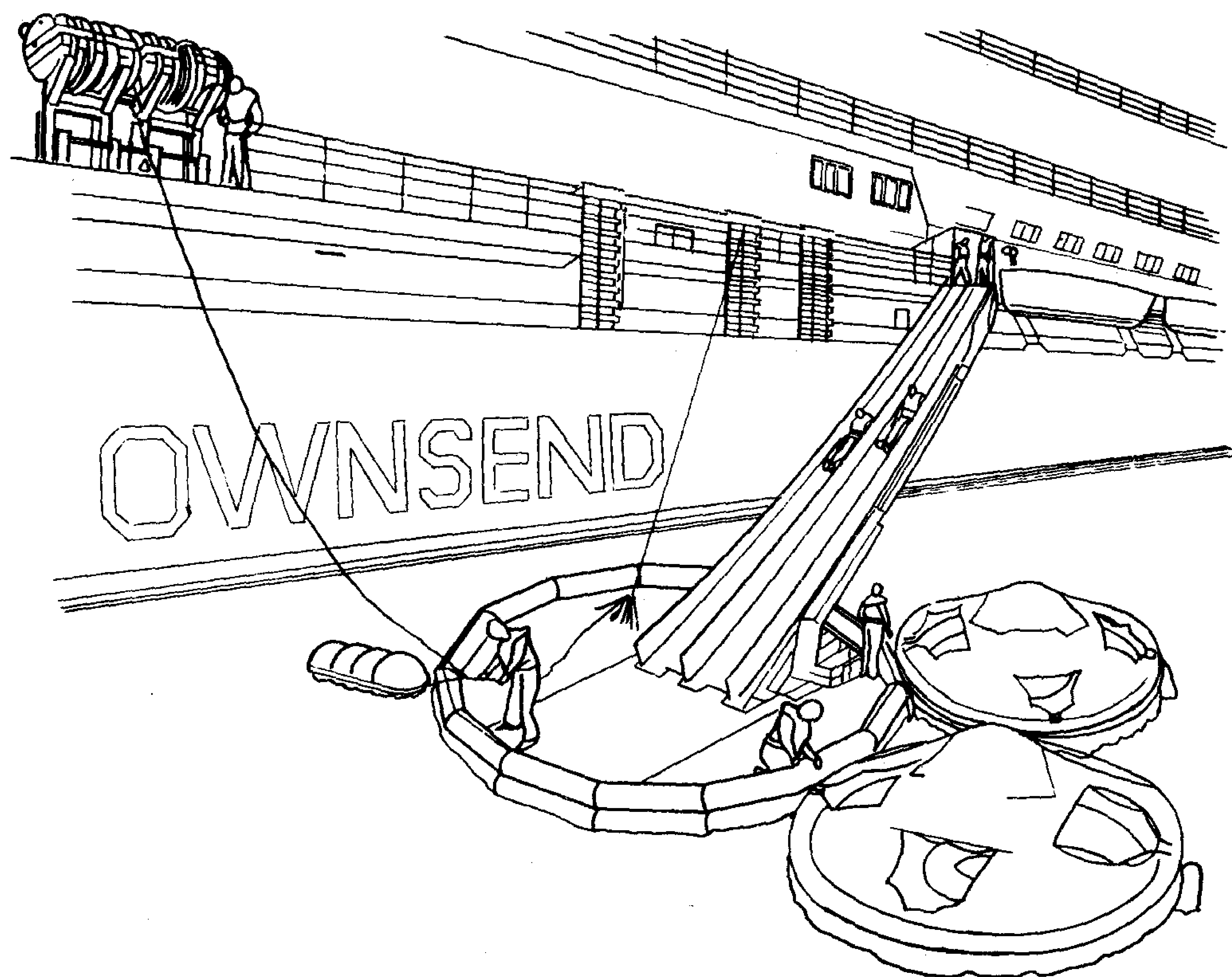
图 5.10.5-10 所示为 6 个救生筏登乘滑梯分两舷对称布置的某客船实例。

根据丹麦VIKING公司资料，吊架降落系统与 MES (Marine Escape Slide) 救生滑梯系统的比较见表 5.10.5-7。若在大型客船上采用较长的滑梯，则造价要比吊架降落系统高。从重量、存放地位和成本等方面看，选用定员人数越多的气胀救生筏则越经济。《国际海上人命安全公约（SOLAS)》83 修正案已不规定救生筏定员的上限。因此，在国外，例如英国的 R. F. D公司和丹麦的 VIKING 公司等厂商均已生产 40 人以上的救生筏，与登乘滑梯配套使用。

表 5.10.5-7 **滑梯系统优点**

项　目	吊架降落系统	MES 系统
容纳人数	350	360
救生筏数	14（定员 25 人）	8（定员 45 人）
吊架/MES 装置数	3	1
协助疏散的船员人数	9	7
操纵救生筏的额外船员数	8	0

舟山汽车轮渡站的“舟渡 1 号”与“舟渡 2 号”已从日本引进气胀滑梯装置。“舟渡 2 号”采用的是 TS-3 B型双气柱式气胀滑梯。该气柱长度 8.3 m，登乘位置离水面高度为5.5 ~6.5 m，下部连接一个 4 ×3 m的双层胎气胀登筏平台，滑梯滑板面宽约 0.6 m，额定运送人员 250 人，整套装置（包括存放箱等）重约 0.5 t。该系统的气柱用压缩空气充胀，登筏平台则用 CO_2钢瓶充气。为了节约压缩空气，滑梯气柱的进气口处装有空气引射器，在压缩空



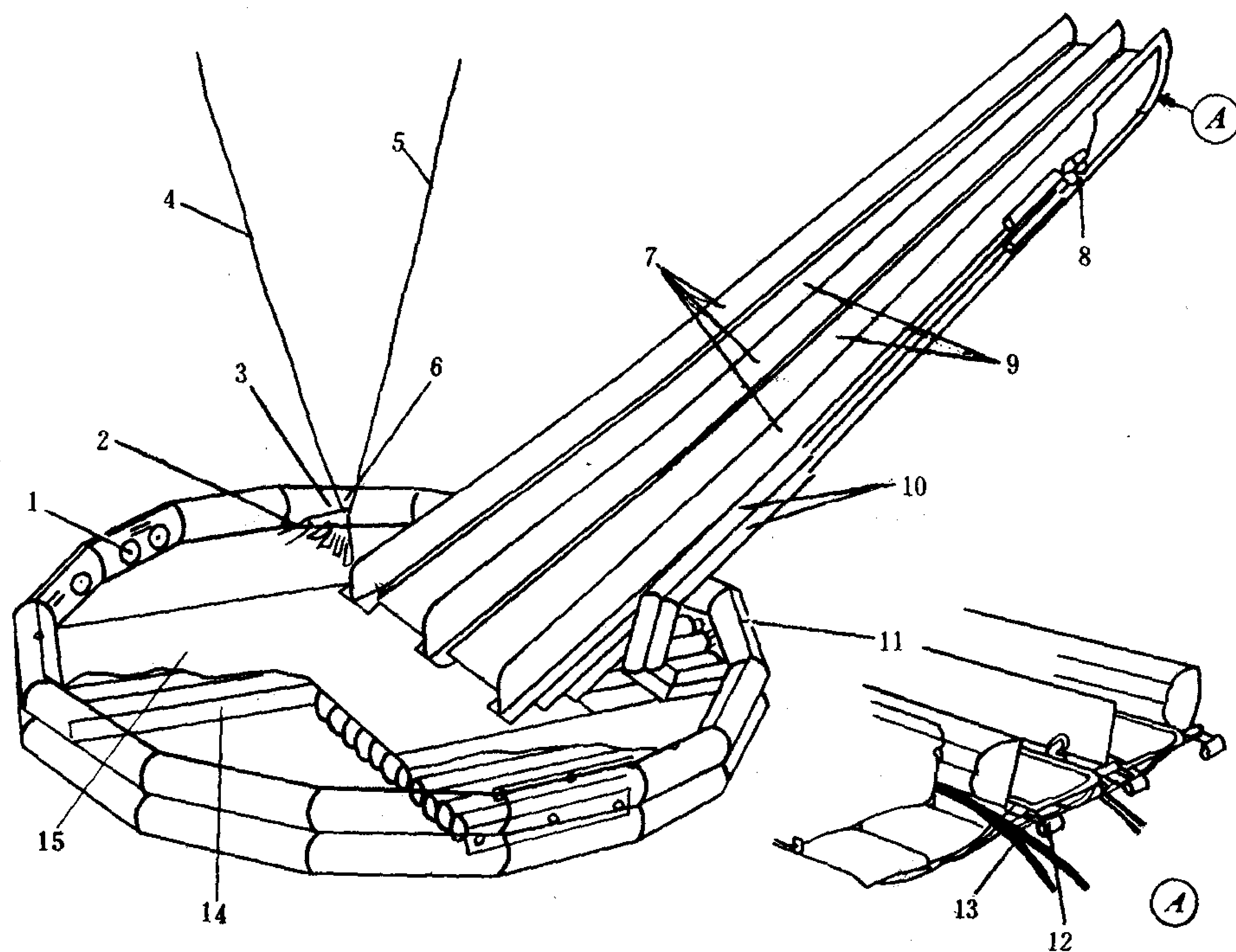


图 5.10.5-9　救生筏登乘滑梯

1-环形补板；2-保持缆；3-首缆固定装置；4-救生筏保持缆；5-首缆；6-防护缆组件；7-导管；8-充气系统；9-滑道；10-互相连接的导管；11-扶手绳；12-滑动附件；13-软管；14-铺板底管；15-网眼甲板铺板

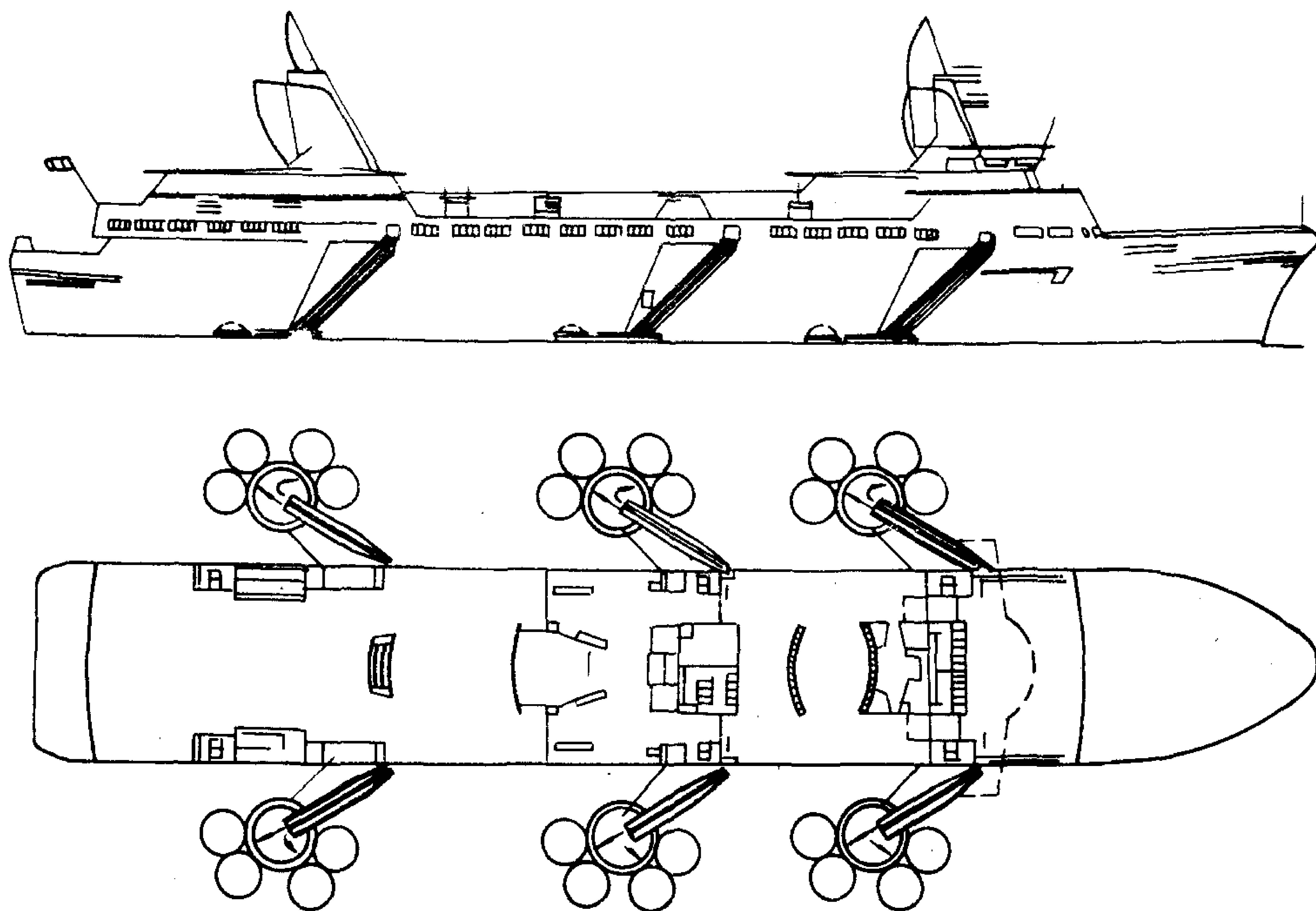


图 5.10.5-10 某客轮救生筏登乘滑梯的布置实例

气充入气柱的同时，还可抽吸一部分大气进入气柱。

5 自由抛落式救生装置

世界海事组织（IMO）对救生设备不断提出新的要求，因此使救生装置的设计和制造面临许多新课题。例如布置救生、救助设备与艇甲板的矛盾问题，5 kn 航速安全放艇问题，放艇处要考虑螺旋桨距离问题，提高放艇速度问题，放艇的同步安全脱钩和水下自由漂浮问题，横倾 20°纵倾 10°安全放艇问题等。传统的重力式吊艇装置要满足 SOLAS 83 年修正案的这些要求，是相当困难的。在这种情况下，安装在船尾中线处的自由抛落式救生装置则应运而生，并在油船上获得推广应用。其特点如下：

（1）由于艇架安装在船尾中线处，并使艇滑道与水平成 35°夹角，借重力自由滑入水中，因此能满足在纵倾 10°、横倾 20°时的安全放艇要求。

（2）放艇时艇的走向与船的航向背道而驰，所以不存在艇受母船螺旋桨干扰和 5 kn航速放艇是否安全的问题。

（3）放艇操作由艇尾的单一挂钩执行，不存在不能同步脱钩的危险。

（4）单一脱钩还具有当船舶下沉、艇入水时能够自由漂浮、自动脱离母船的功能。

（5）放艇速度遵循沿抛物线自由下落规律，因而将大大超过 SOLAS 公约中规定的要求，因为自由落体速度（若不计滑道阻力）等于$\sqrt{2gH}$，而公约规定的速度$v=0.4+(0.02\times H)$。

（6）因救生艇设在船尾中线处，所以全船可以只设 1 套，不必在左右舷各设 1 套。这不仅可降低成本，而且能节约甲板面积，有利于其他设备的布置安排。

（7）价格比较便宜，采用自由抛落式救生装置比重力式救生装置可减少投资约 1/4。

其功能如下：

（1）它可以在 3 种状态下放艇。在一般情况下，利用设于滑道尾端的龙门架借起重绞车将艇渐渐放入水中。在应急状态下，采用自由抛落。船舶遇难沉没时，依靠救生艇的浮力可使漂浮状态的艇与下落止动钩自动脱开，脱离遇难船舶。

（2）遥控操作时，利用龙门架。放艇时，船员可以直接在艇内遥控起重绞车的制动器或在登艇平台的遥控把手处操作。

（3）自由抛落时，可以在艇内操作下落止动钩，将艇抛入水中。

（4）救生艇两舷上的钢质滑板与铜球直接接触，当艇自由抛落时，二者之间产生滑动摩擦。铜与钢摩擦可防止发生火花，而且铜球不易腐蚀。

（5）满载抛艇处的水深应＞9 m。由于滑道的约束，艇将以 35°角射入水中。当滑道末端距水面 20.5 m时，艇尾离开滑道到艇首入水约 3 s；艇入水到艇全部出水也是 3 s。艇抛入水中时艇尾与船舶尾部之间的距离约 6 m左右。

（6）用于 40 人、满载重量为 12.6 t的救生艇所需绞车主要有：龙门架起幅绞车，最大负荷为 117.6 kN；起重绞车，最大负荷为 78.4 kN；使艇体在滑道上移动的牵引绞车，最大负荷为 107.8 kN。

6　对救生设备的有关技术要求

国际海事组织（IMO）A 520（13）决议（1983 年 11 月 17 日通过）规定，船上应设有使所有人员能在最短时间内（客船为 30 min，其他船舶为 10 min）弃船撤离的救生设备，并对救生设备提出下列要求：

1）能在－30～＋65℃的整个气温范围内存放而不致损坏。并且，当使用中可能浸及海水时，须能在－1～＋30℃的海水中保持其工作性能。

2）所有救生设备应备有操作、检查、维修和性能试验的说明书和指南，其具体内容包括目的，操作说明，物理性能，操作规程，检查、维修、拆换和专人使用的要求，操纵试验、性能标准和调整方法，寻找故障的程序。

3）20000 总吨和 20000 总吨以上货船的机动救生艇筏，应能在船舶以 5 kn航速前进时释放下水。等等。

4）机动救生艇上的推进装置，能由人工或 2 个独立电源起动。此装置在环境气温为－15℃时（可采用辅助起动设施），在发动机起动操作程序开始后 2 min之内起动。

5）自扶正式救生艇的推进装置在艇倾覆期间的翻转位置时应具有运转能力，并在转至正浮位置时能继续转动；除非在翻转时自动停车，而在转至正浮位置时易于再起动。艇的翻覆应不致引起油大量地溢至艇内。

6）救生艇应能保持至少 6 kn航速航行 24 h。

7）进行救生艇发动机的运转和油耗试验时，将救生艇装上等于其属具和核定乘员质量的重物，起动发动机，操纵救生艇至少达 4 h以证明其运转是否良好。应通过试验证明，救生艇能以 2 kn的速度拖带一只载足其核定乘员和属具的 25 人的救生筏，以不少于 6 kn的速度航行一段时间以确定其油耗并证实燃油箱具有所要求的容量

在进行冷机起动试验时，可将发动机移出艇外，但发动机应装上在艇上所用的全部附件和传动装置。

将发动机置于－15℃的冷冻室内并使其停留直至各部件的温度都达到了该室的温度。试验时，测量燃油、滑油以及冷却液（如有的话）的温度。将发动机起动3次，头两次使发动机运转至营运速度。每次起动后使发动机停下来直至其各部件再回复到该室温度。第3次起动后，使发动机连续运转至少10 min。在此期间，对传动装置通过其齿轮箱的各个档位进行操纵。

进行发动机离水试验时，如果发动机是一台水冷机，应模拟救生艇离开水面的情况使其怠速工作至少5 min。试验结束时发动机不得损坏。

浸机试验时，将发动机水平放置，浸水至其曲轴中心线的水平，使其运转至少5 min。试验结束时发动机不得损坏。

发动机倒置试验是将发动机及其燃油箱固定于一个可绕相当于救生艇纵轴的轴线旋转的架子上。在发动机下面设置一个盘子收集漏油以便测量。按下述程序进行试验：

（1）起动发动机，全速运转5 min；

（2）停机，顺时针转过360°；

（3）起动发动机，全速运转10 min；

（4）停机，逆时针转过360°；

（5）起动发动机，全速运转10 min，然后停机；

（6）使发动机冷下来；

（7）起动发动机，全速运转5 min；

（8）将运转中的发动机顺时针转过180°，保持于180°的位置达10 s，然后顺时针再转过下一个180°以完成一周；

（9）如果发动机是设计或自动停止的，则重新起动发动机；

(10)使发动机继续全速运转10 min；

(11)使发动机冷下来；

(12)重复8的过程，以逆时针转动发动机；

(13)重复10和11的过程；

(14)将发动机顺时针转过180°并停机。再转过下一个180°以完成顺时针的一周；

(15)起动发动机，全速运转10 min；

(16)重复14的过程，但以逆时针转动发动机；

(17)起动发动机，全速运转10 min，然后停机；

(18)拆开发动机检查。

试验期间，发动机不应过热、工作失效，或当任何一次倒置时，漏油不得超过250 mL。拆开时发动机应无过热或过度磨损的迹象。

7 救生设备的检查和试验

1）救生设备的布置、安装、数量和种类应满足国标GB 3471—83的要求，并与设计图纸相符合。

2）艇架装船后应做吊重试验。试验负荷为安全工作负荷的2倍。吊重时间应不少于10 min。艇架试验的数目，由验船部门按实际情况决定。

3）检查救生艇收起后艇体与艇架的紧固和贴合情况，艇体不得突出舷外。

4）艇架制动器和系艇索应操作简便。

5）将吊艇机空车运转 0.5 h，检查其运转情况。

6）每副吊艇架装船后应作艇的降落试验。其内容为：

（1）试验吊艇架在救生艇载有放艇船员重量时（一般为 2 人）应能转出舷外。艇在船外的位置，当船正浮时，艇的中部舷缘与船壳间的距离至少应为 300 mm；对装有艇滑架者，则艇滑架的边缘与船壳间的距离至少为 80 mm；如船旁装有突出护舷木，则与护舷木间的距离至少为 150 mm。

对于装有重力式吊艇架的船舶，应在相同结构的吊艇架中，抽一副吊艇架连同救生艇，在船舶横倾 15°情况下，做转出舷外和降艇试验。试验时，船舶的横倾可采用将艇架放置与船舶正浮降艇时艇架位置成 15°的方法进行。

（2）在救生艇载有放艇船员重量的情况下，做艇的降落和起升试验 2 ～ 3 次，以检验吊艇装置工作的可靠性。同时测定电动机的起动电流、工作电流和绝缘电阻，其电阻值应≥1 MΩ。

（3）试验吊艇架、吊艇索、吊艇机以及一切其他装置。当救生艇收起时，应能复原。同时检查限位开关以及联锁装置动作的可靠性。检查手动收艇装置的工作情况。

（4）在救生艇载有试验重量的情况下，做艇的降落试验。

试验重量＝0.1×（空艇质量＋滑车和钢索质量）＋1.1×（属具质量＋核定乘员数×75 kg） (5.10.5-1)

试验时应检查：吊艇架、吊艇索以及一切其他装置的强度和艇安全降落的可靠性。在降落速度（18～36 m/min）范围内，进行突然刹车，以检查整个装置的强度和吊艇机制动装置的可靠性。

（5）检查吊艇索、救生索的长度，保证在船舶任一舷横倾 15°时均能达到最小轻载水线。

（6）检查将艇贴靠并系留在船舷的设备情况。

（7）吊艇机的制动器如为露天置放，则在进行上述试验中，须在制动器上洒水，以试验在不良天气情况下是否仍能安全可靠。

（8）装有联动脱钩装置的救生艇应作脱钩试验。

7）机动和机械推进的救生艇装船前应进行航行试验。

8）救生筏应能可靠固定，并便于抛投入水。同时应按规定进行救生筏的降落试验，并做脱钩装置的动作试验。

9）救生艇内的属具应该齐备，放置合理。

10）检查救生衣、救生圈以及抛绳设备的数量、种类和固定情况。

11）吊艇试验记录表见 GB 3471—83 的有关附录。

第 6 章　舷梯和货舱平台升降机

1　舷梯概述

舷梯是供人员上下舰船的一种通道。其中最简单的是绳梯，但攀登比较困难。通常，金属结构的舷梯由梯架、梯步、栏杆扶手和吊梯装置组成。其结构材料，目前以采用轻合金者居多。以下主要介绍后者。

舷梯在使用中，通常保持与水平成 45～50°夹角，应便于收放，不用时收起放于舷旁特设的凹入处。

舷梯的宽度应保证在携带少量物品时行走方便，一般为 600～700 mm；梯步间垂直距离

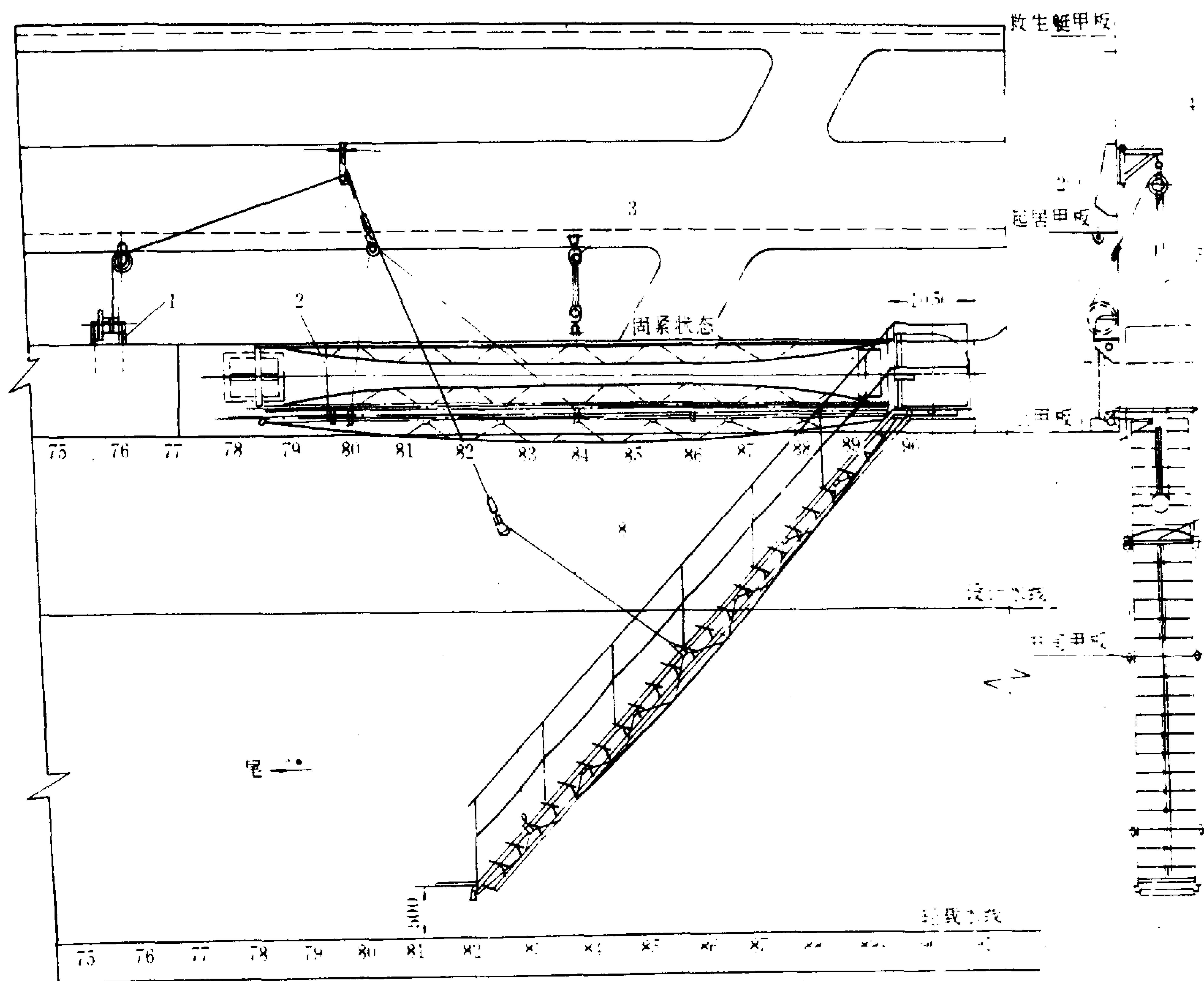


图 5.10.6-1　普通舷梯装置

1-吊梯绞车；2-紧固索；3-收藏索具；4-梯吊臂；5-收放索具；6-梯吊架；7-舷梯；8-支承钢索

为 250～300 mm。梯步有固定和活动两种。

舷梯放置处不得装有污水管出口，且应与救生艇收放处所保持一定距离。在布置舷梯时，梯应朝船尾方向倾斜。

收放舷梯的时间一般都很充裕，所以过去多用手动操作。在现代化船上，主要采用电动操纵，但为防火安全起见，则应改用气动或液压马达驱动。

图 5.10.6-1 所示为一普通舷梯装置。

2 舷梯绞车

舷梯绞车分手摇和电动两类。手摇绞车一般有蜗轮传动和齿轮传动两种型式。其摇手柄应可拆卸，以减少绞车所占位置。摇手柄最好设有固定器，以免工作时滑出。棘轮是保证舷梯固定吊放于要求高度上的装置，采用弹簧手柄控制。

设计手摇舷梯绞车时，应考虑到作用于手柄上的力一般不大于 80 N。

图 5.10.6-2 所示为一电动舷梯绞车，其负荷为 6.37 kN，电机功率 2.7 kW，转速 837 r/min，采用 3 级减速，传动比为 1 ∶ 65，钢丝绳直径 13 mm，钢丝绳长度 35 m，平均收绞速度 10 m/min，利用电磁刹车制动。电动机借离合器与齿轮连接，当电动机损坏时，可用人力操纵，施于摇手柄的力为 86 N。

3 舷梯试验

舷梯装置在使用前应经下列试验：

1）舷梯本体结构的强度试验

装配后的舷梯，每隔一踏步以及上下平台上应放置质量为 150 kg的负荷作强度试验，如踏步为单数，在踏步上应多放 150 kg。强度试验应进行 2 次：第一次将舷梯下平台吊至满载水线；第二次将下平台搁在码头上，其倾斜角不得大于 60°。每次试验时间为 30 min。当负荷卸除后，舷梯不得有永久变形和卡住视象。

2）舷梯吊杆和滑轮组强度试验

在悬挂于吊杆上的滑轮组上加以试验负荷，经 30 min后，将此负荷在极限高度内起卸 2 次，然后检查吊杆和滑轮组，若无变形即为合格。

试验负荷＝2 ×（75×梯步数＋梯身质量） kg （5.10.6-1）

此外，还应进行检查舷梯起卸和转动是否灵活以及船舶航行时舷梯的固紧装置是否牢靠的试验。

4 货舱平台升降机

平台升降机是滚装船上普遍应用的一种装卸设备，多采用剪刀叉机构或垂向滑轨机构借油缸来驱动。油缸有端绞式、中绞式或固定式，缸数将视起重量和结构布置而定。图 5.10.6-3 a）为日本 KAYABA厂生产的一种双缸端绞剪刀叉式汽车型平台升降机，b）为单缸中绞剪刀叉式汽车型平台升降机。图 5.10.6-4 所示为一起重量可达 65 t的 8 油缸组合式剪刀叉型平台升降机。图的右上角为另一种结构型式。

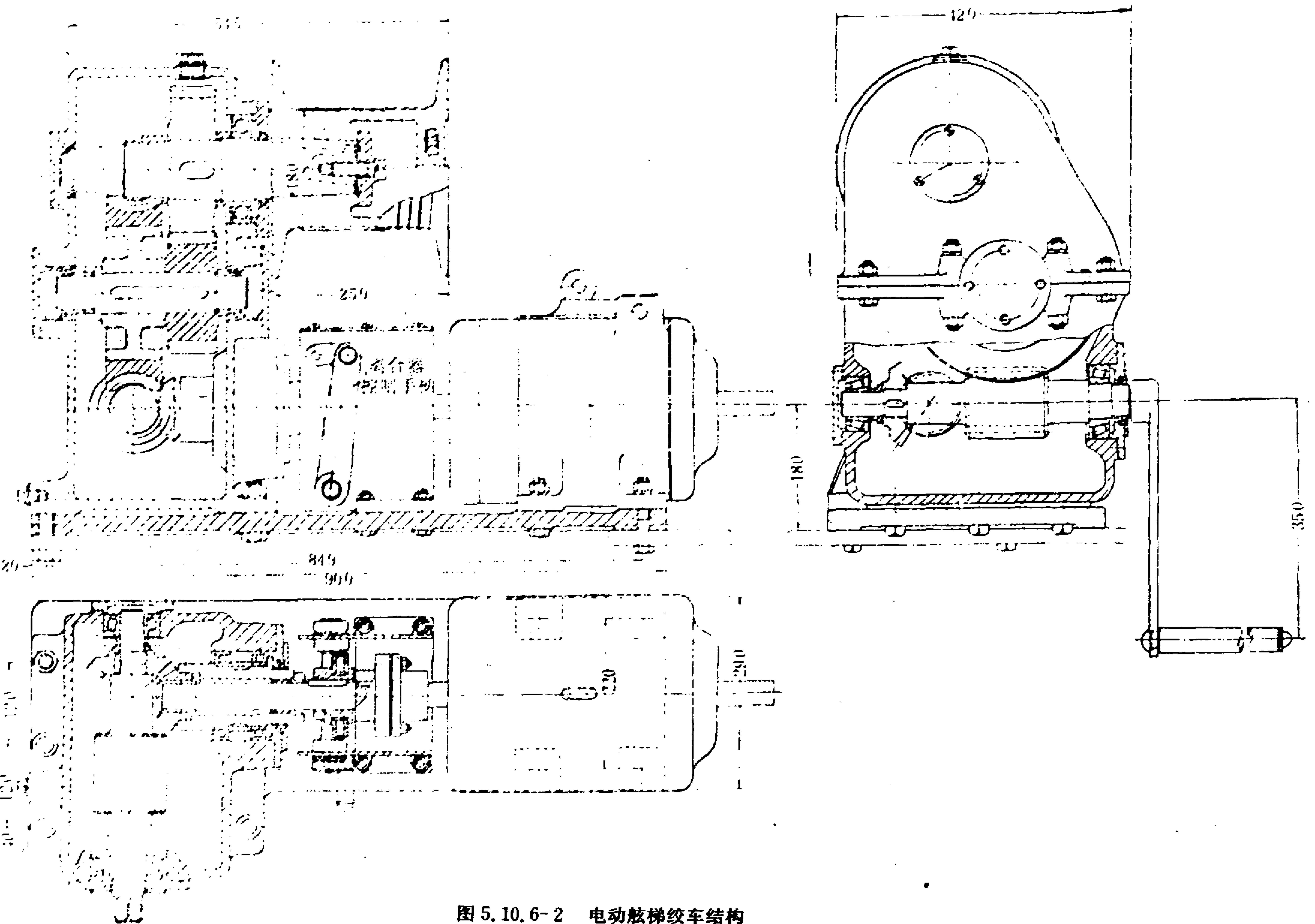
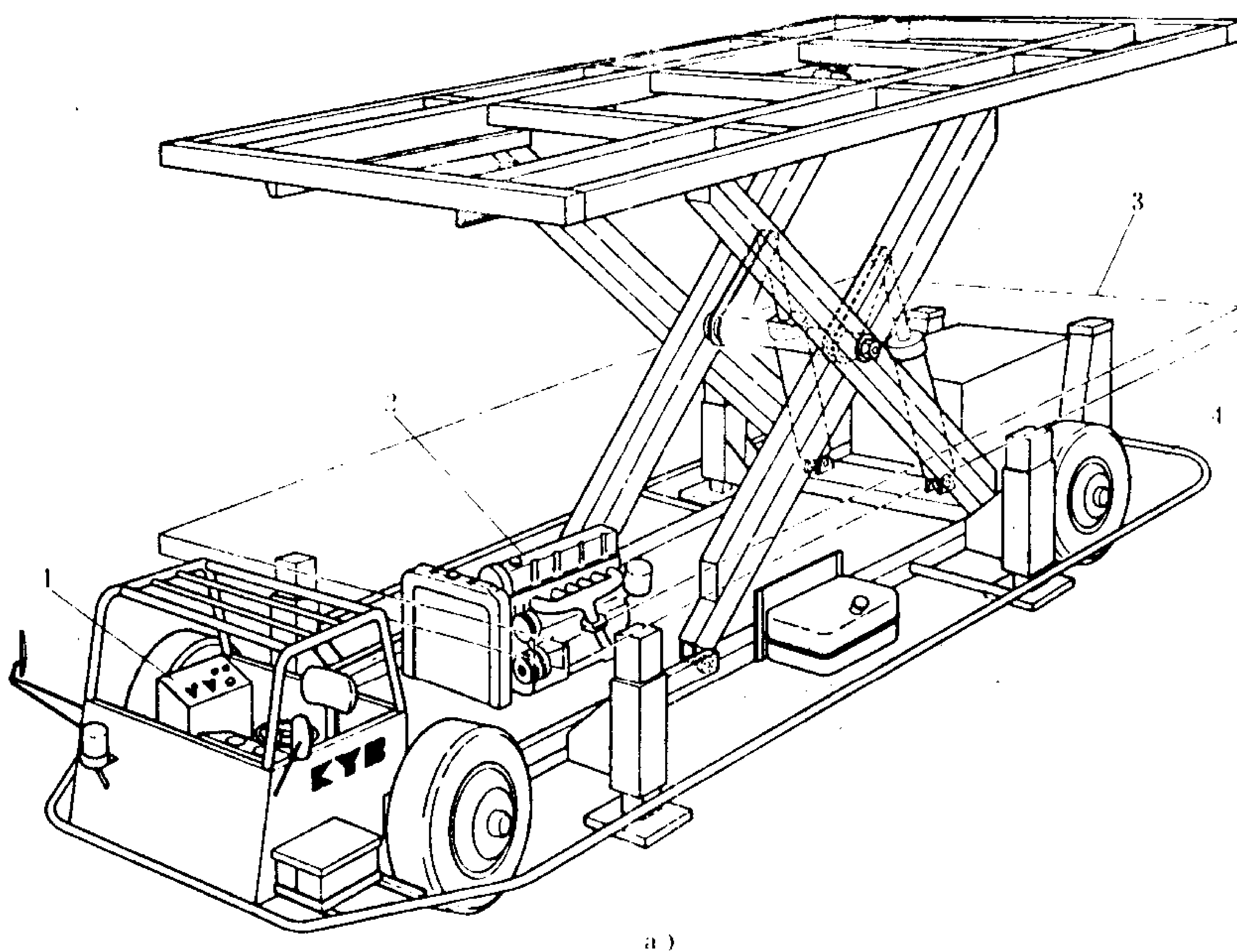
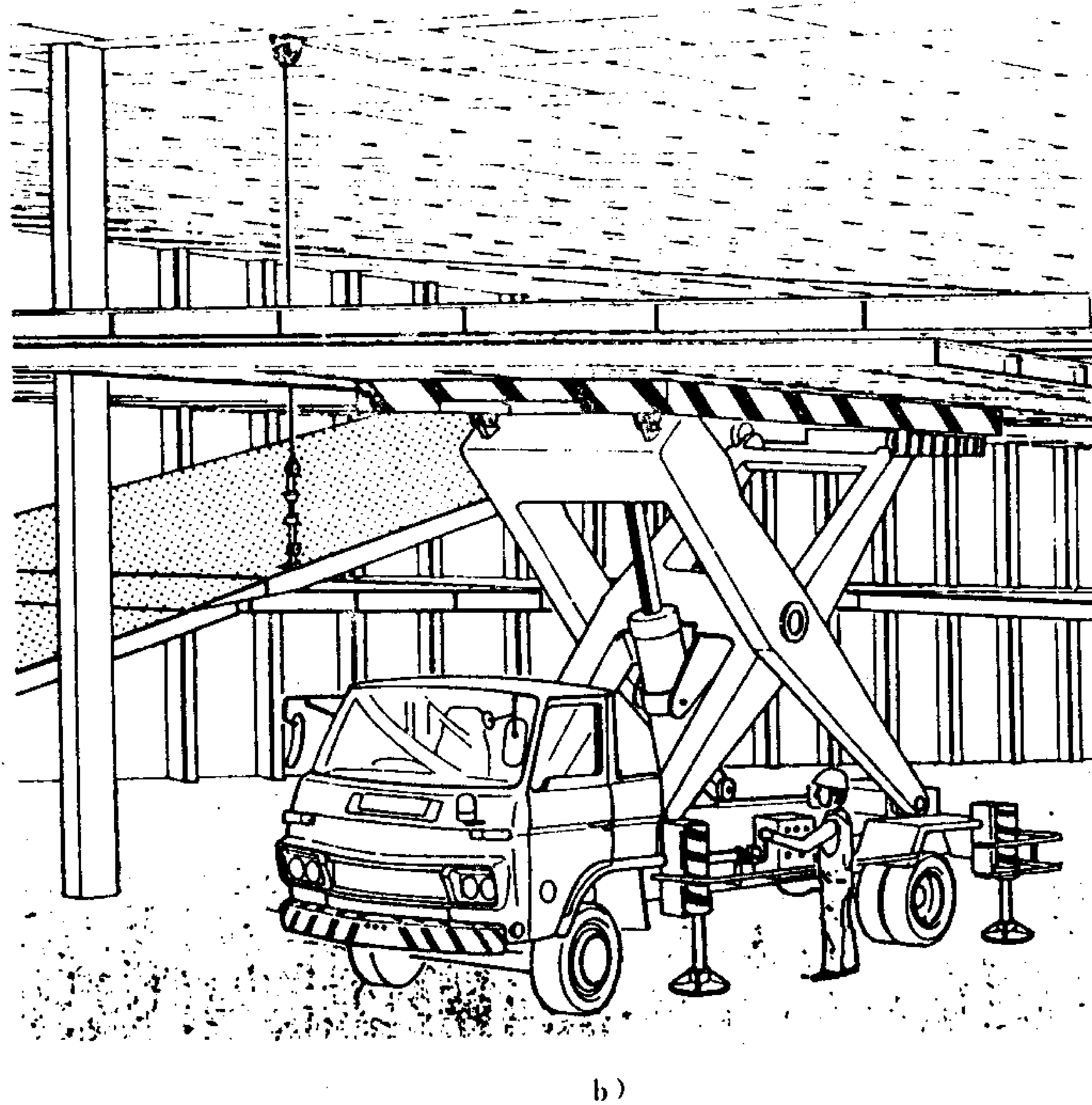


图 5.10.6-2　电动舷梯绞车结构



a)



b)

图 5.10.6-3　汽车型平台升降机

1-控制台；2-发动机；3-平台收藏位置；4-液压驱动

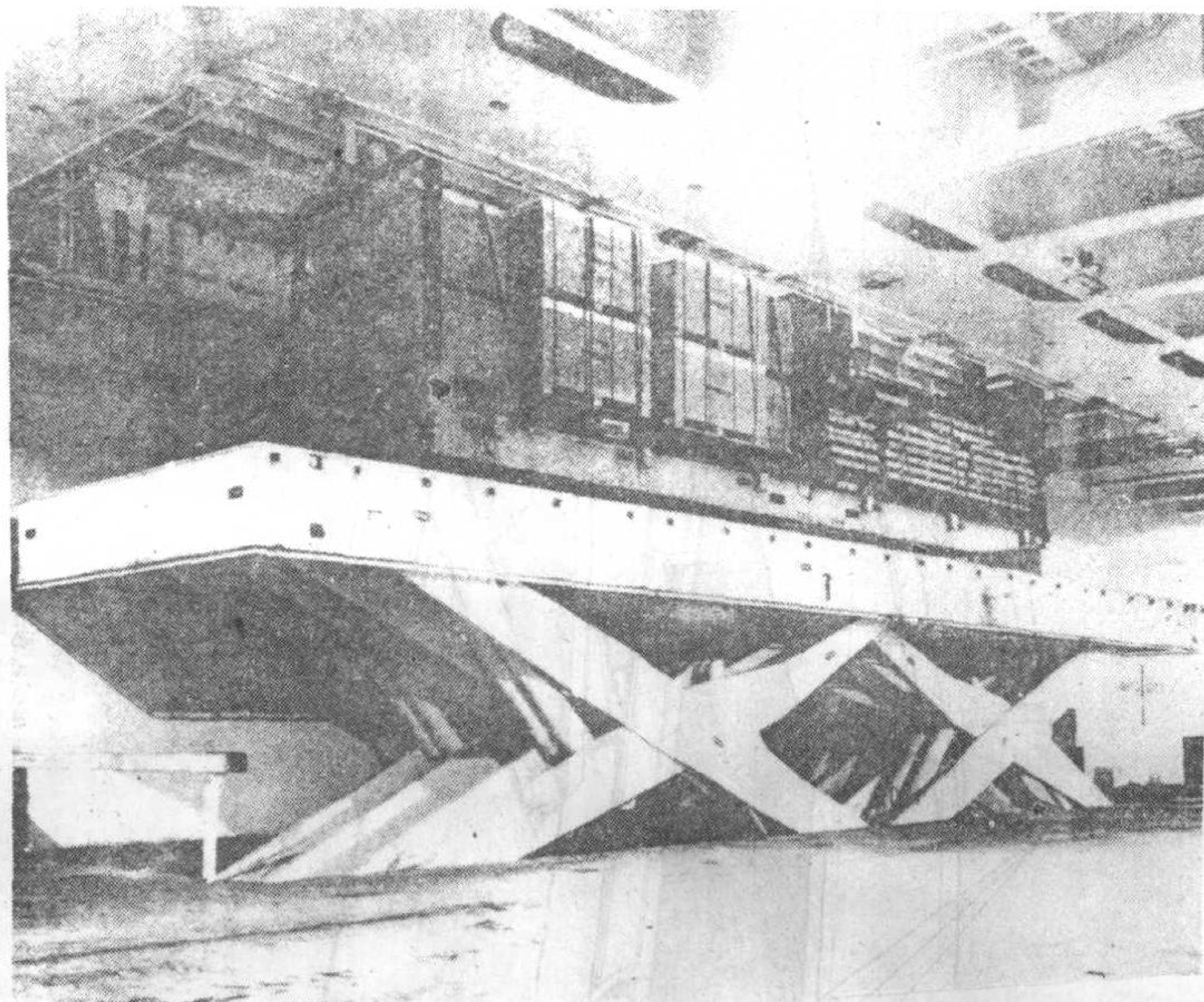


图 5.10.6-4　组合式剪刀叉型平台升降机

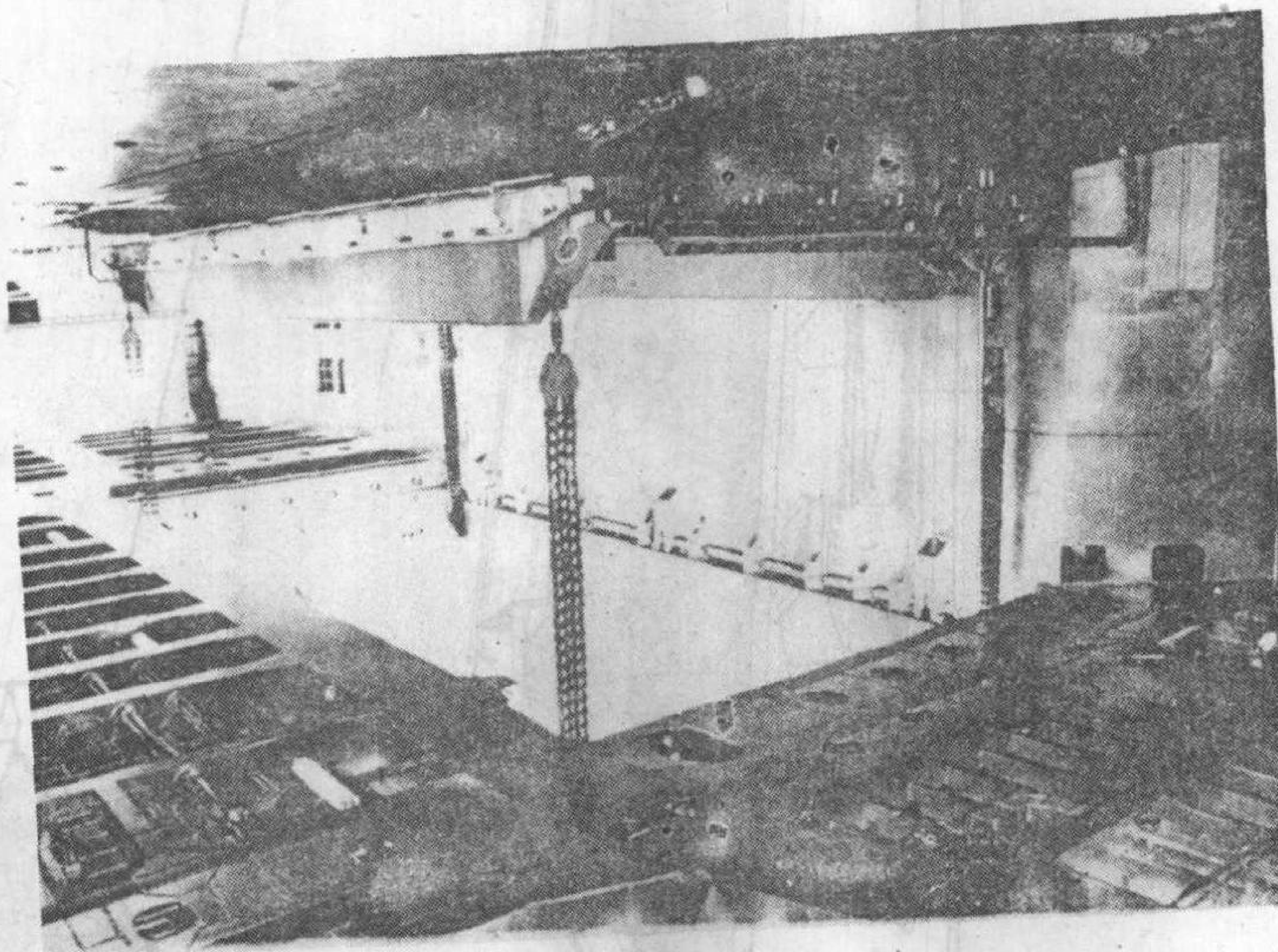


图 5.10.6-5　4 角悬吊式升降平台

图 5.10.6-5 示出 4 角悬吊式升降平台，起重量可达 160 t。

垂向滑轨式升降平台见图 5.10.6-6，它是单侧支承，在顶部位置停放时要保持水密，常用规格为长约 18 m，宽 3.2 m，承载 50 t。

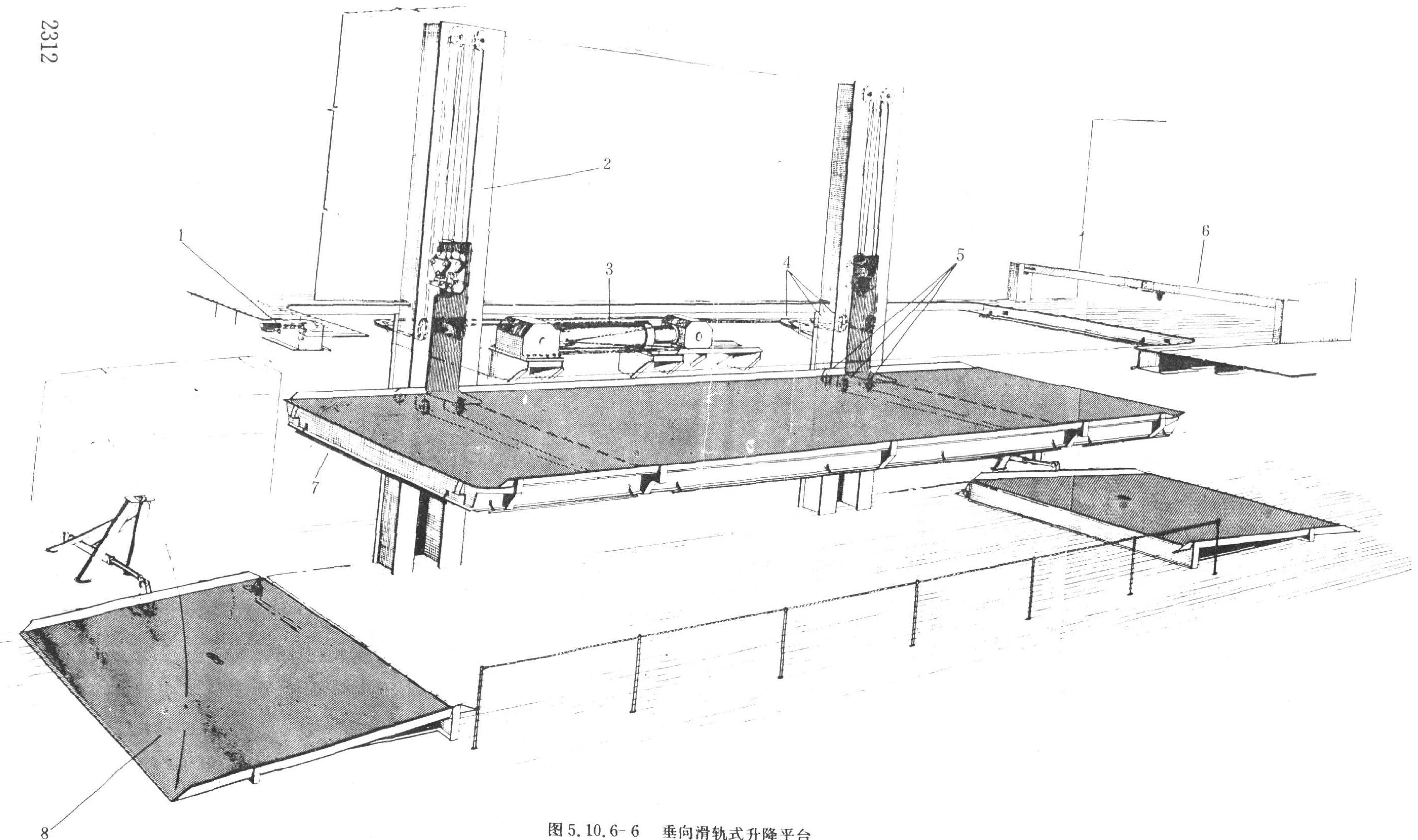


图 5.10.6-6　垂向滑轨式升降平台

1-液压锁；2-操纵钢丝绳；3-导板绞车；4-滑轮；5-导轮；6-自动防护梁；7-电气保安把手；8-液压控制舌板

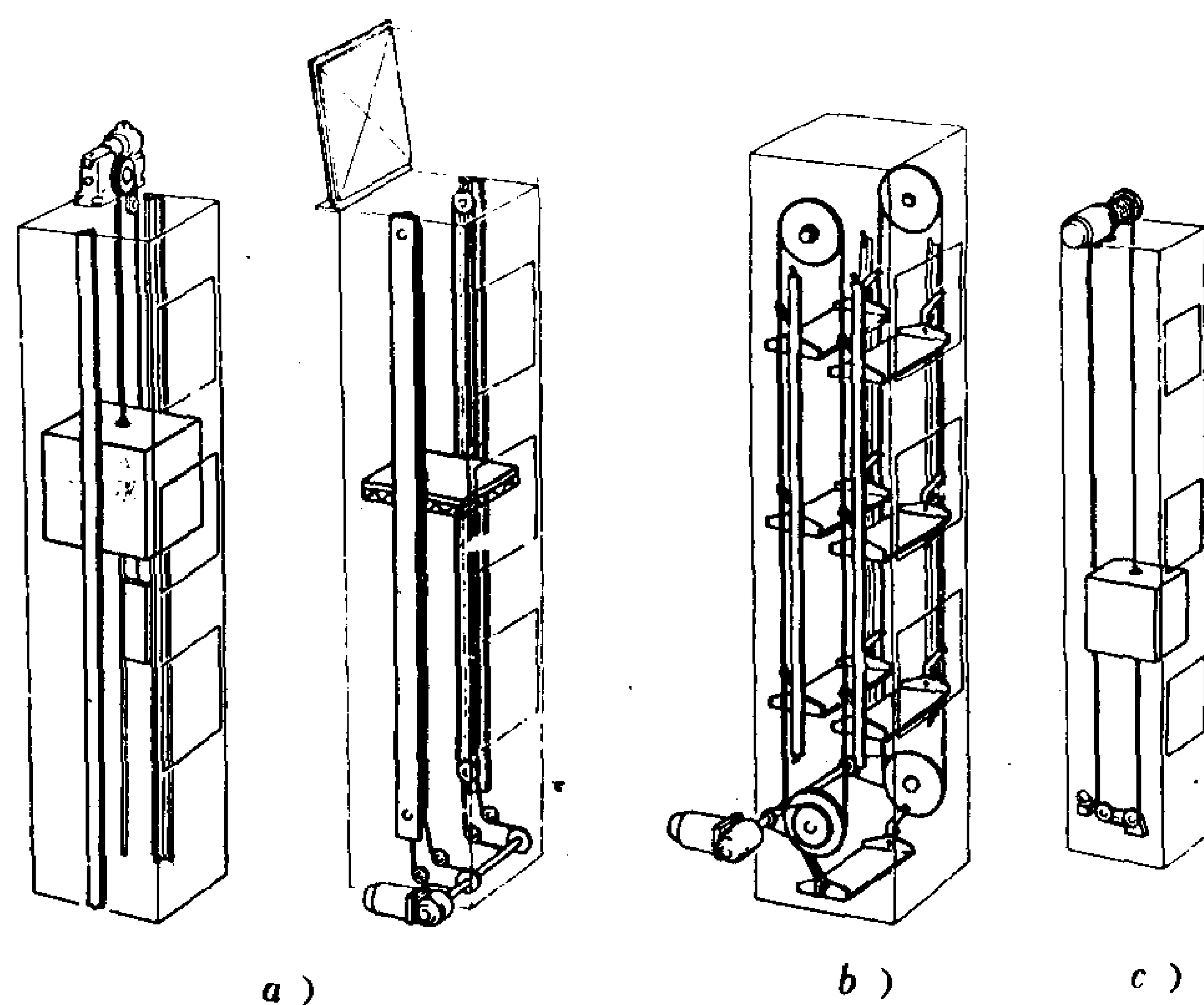


图 5.10.6-7　电梯
a）重型电梯；b）通用型连续运转式电梯；c）轻型电梯

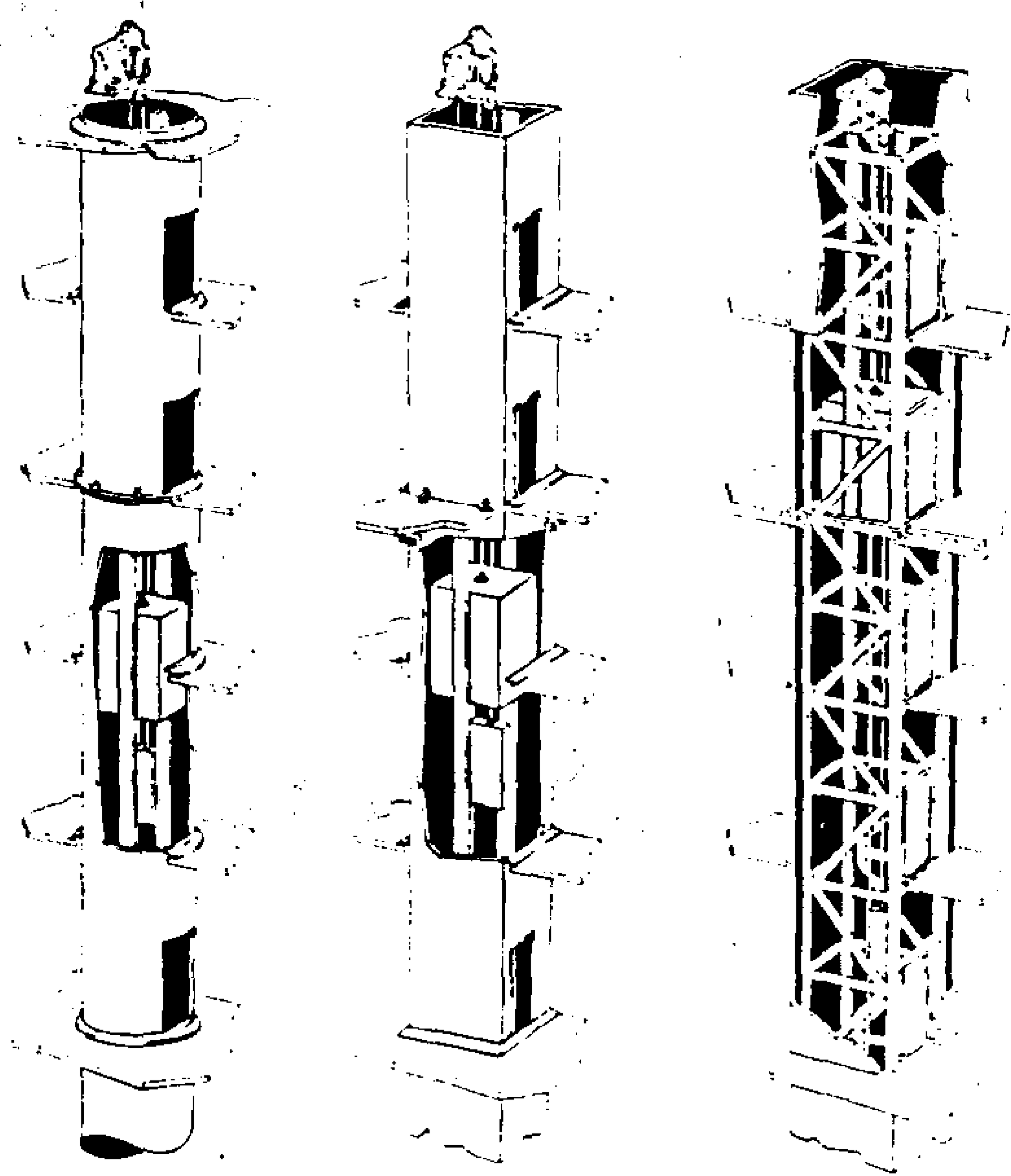


图 5.10.6-8　AEG标准型乘客电梯

图 5.10.6-7 示出德国 AEG 公司生产的各种电梯装置，图 5.10.6-8 示出其标准型乘客电梯。

第7章　船用门、跳板和货舱盖启闭装置

1　船用门

1.1　概述

船用门是指因船舶本身的安全要求和人员、物品等分隔的需要而在舱室进出口设置的一种启闭设施。

船用门按其密性可分为水密门和非水密门两大类，但常用的还有半水密门，其型式和结构与水密门无异，惟结构较轻且旋紧把手数量较水密门少。

按开关型式，船用门可分为铰链式和滑动式两种。前者开闭简便，使用安全。后者常用

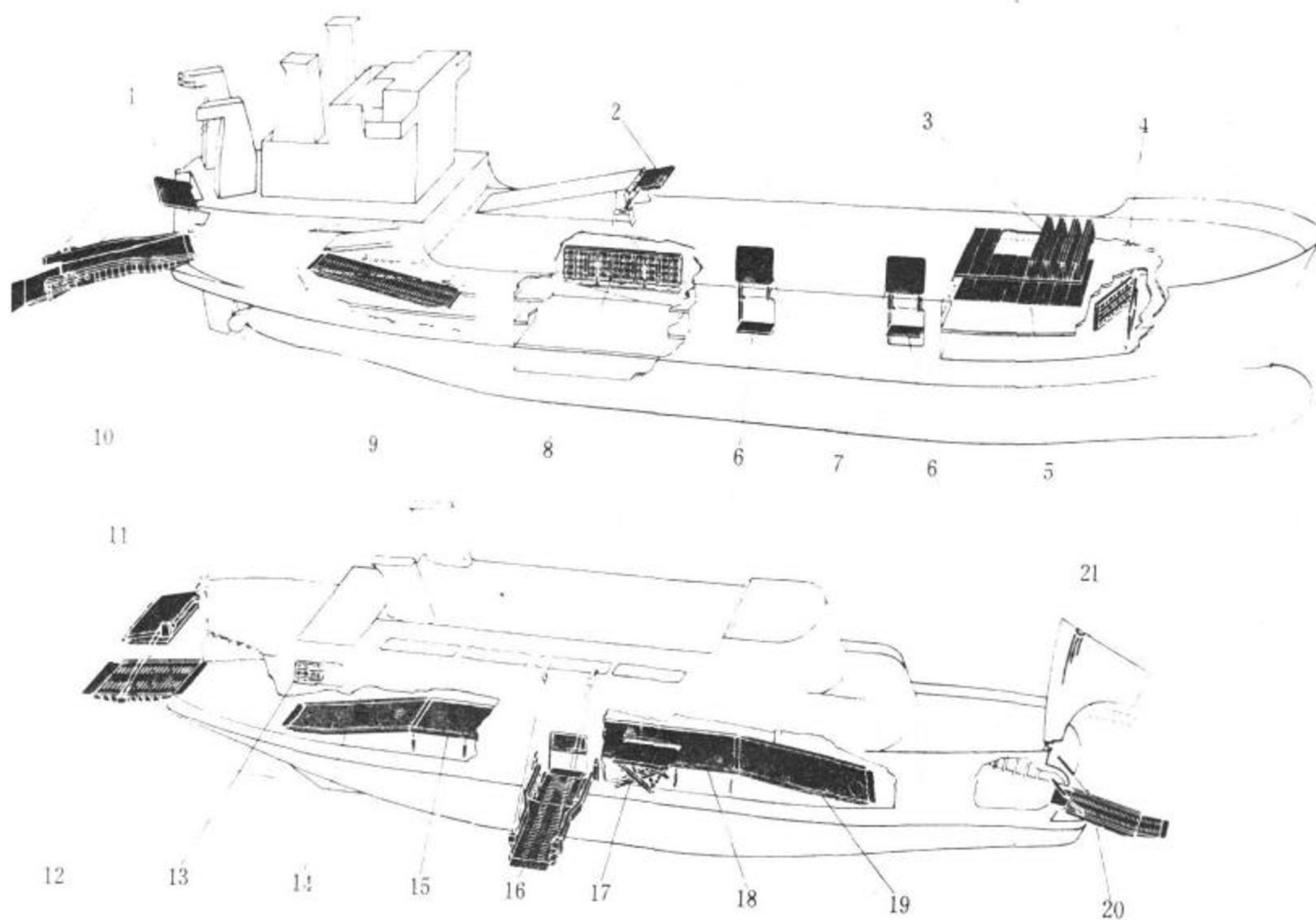


图5.10.7-1　滚装船上的门和跳板

1、11-尾门；2-顶门；3、5-折叠式舱盖；4-隔舱壁门；6-升降台；7-边门；8-跳板盖；9-内跳板；10、12-尾跳板；13-边门；14、19-接引跳板；15、18-停车甲板；16-舷侧跳板；17-剪式升降平台；20-首跳板；21-掀起式首结构

于有特殊要求或受地位限制的处所。

防火门是船用门的一种特殊型式，按舱室开口的水密程度，分为水密型和非水密型，其结构性能与该防火区域的技术要求相适应。

根据船舶的有关建造规范，如载重线规范、抗沉性规范、消防规范以及国际海上人命安全公约等的法规条文，船用门的材质、结构、尺寸、数量、位置、性能、开向、关闭速度等，都应符合相应的规定，例如，水密门的启闭操纵应满足下列要求：

1）绞链式水密门的链扣应在隔堵两面均可操纵。

2）滑动式（横动或竖动式）水密门，手动操纵的，在门旁和隔堵甲板以上均应有操纵机构；动力操纵的，则既可集中（远距离）控制，亦可于门旁用动力操作，并设有联锁装置，在门旁和隔堵甲板以上均应配置手动操纵机构。

3）一切水密门均须在所有控制处设置该门开启或关闭的指示器。

现代滚装船上各种门和跳板的布置见图 5.10.7-1。

1.2 船用门结构实例

铰链式水密门如图 5.10.7-2 所示，主要由门板、门框、铰链和紧密关闭装置构成。这类铁门分为水密型和半水密型两类。水密铁门应满足水密舱灌水试验要求，而半水密铁门则只在一定条件下作冲水和泼水试验时不漏水即可。二者在结构上基本无大差异，惟门板厚薄和把手数目不同而已。

图 5.10.7-3 示出手动液压式水平滑动型水密门。

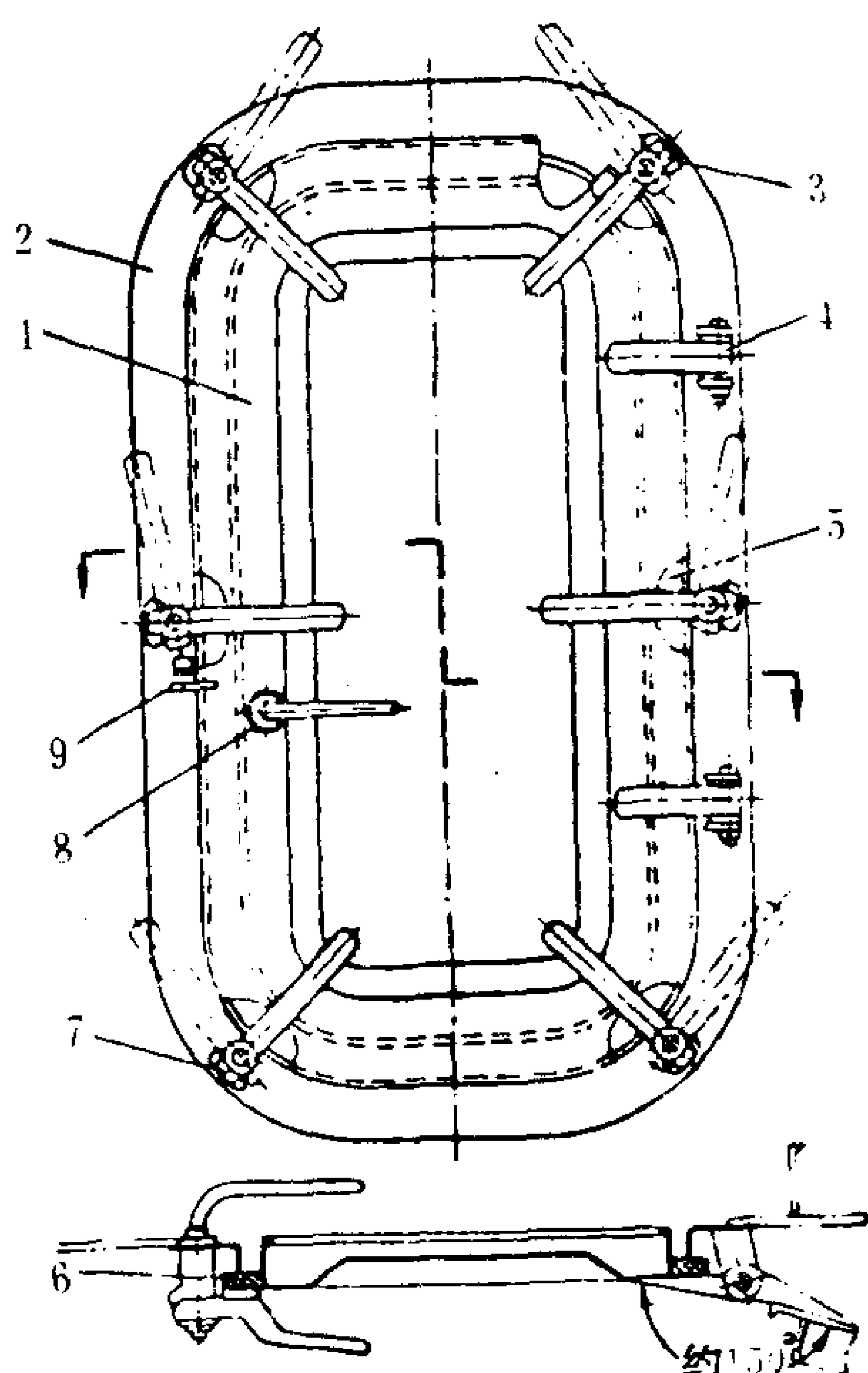


图 5.10.7-2　铰链式水密门

1-门板；2-门框；3、7-楔形把手；4-铰链；5-楔垫块；6-橡皮；8-把手；9-锁眼环

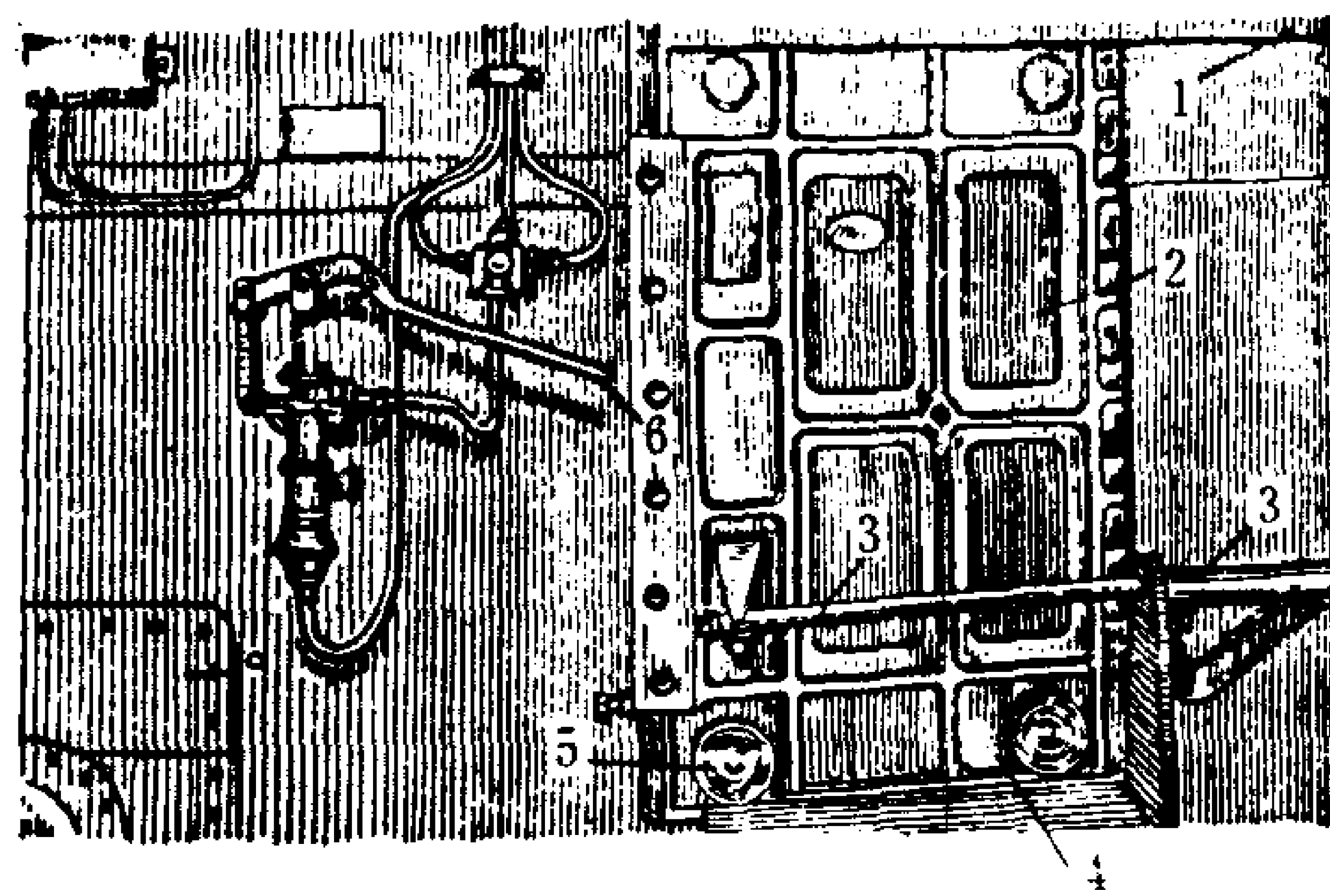


图 5.10.7-3　手动液压式水密门

1-框架；2-门板；3-液压油缸；4-活塞杆；5-滚轮；6-手动油泵

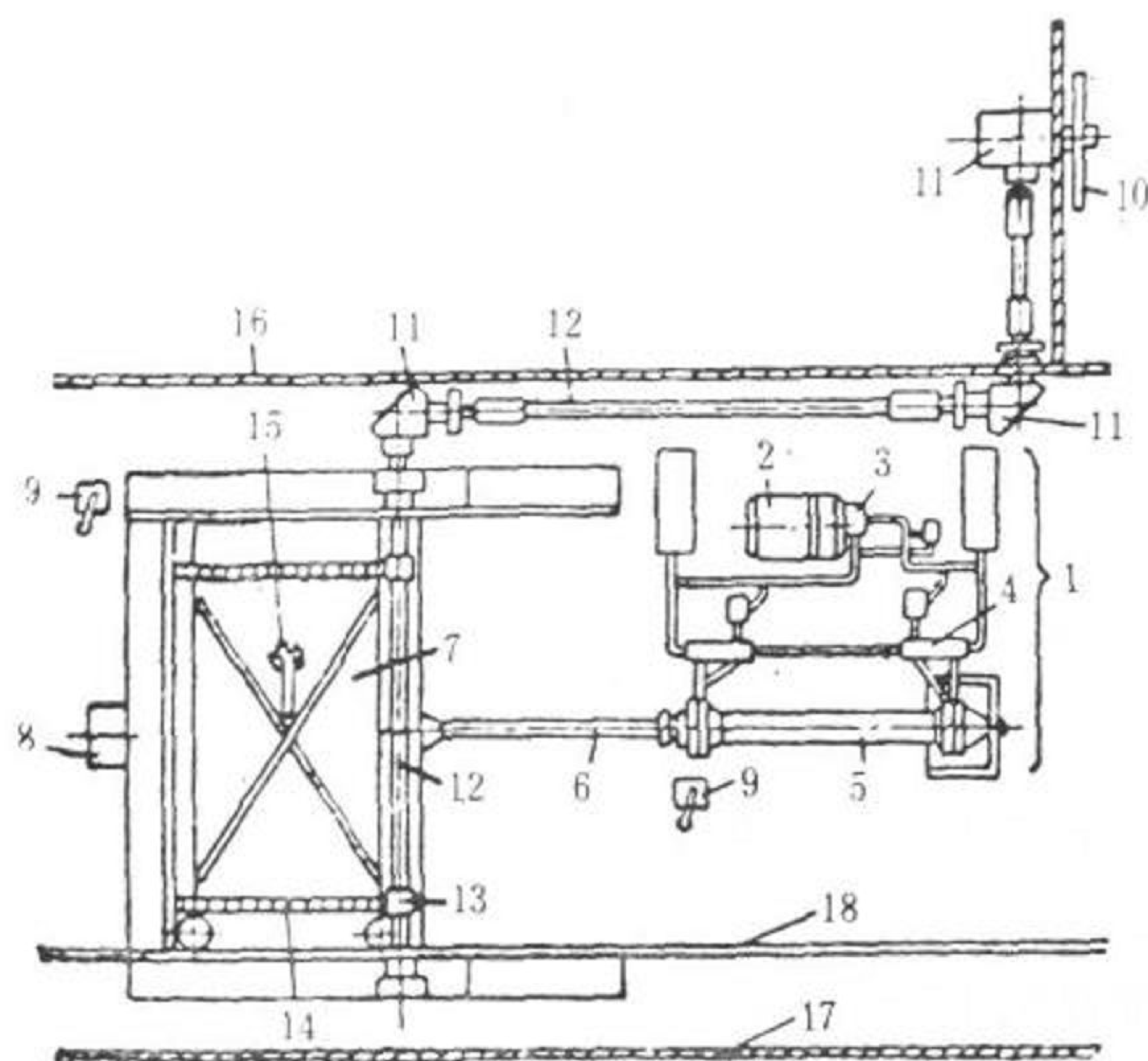


图 5.10.7-4　电液式滑动水密门

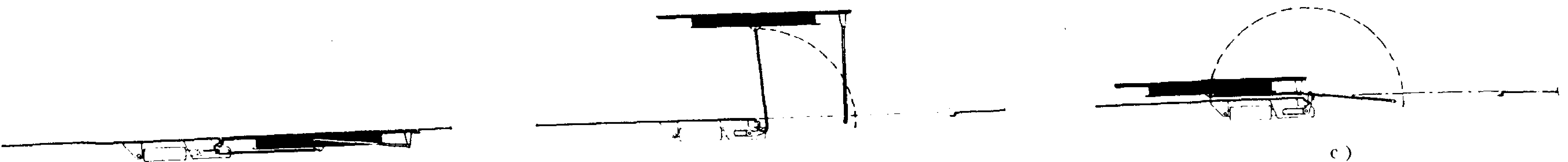
1-液压站；2-电动机；3-液压泵；4-阀；5-动力油缸；6-活塞杆；7-滑动门；8-手动操纵转换装置；9-门止动器；10-手轮；11-齿轮箱；12-轴；13-齿轮；14-齿条；15-扳手；16-甲板；17-舱底；18-机舱花铁板

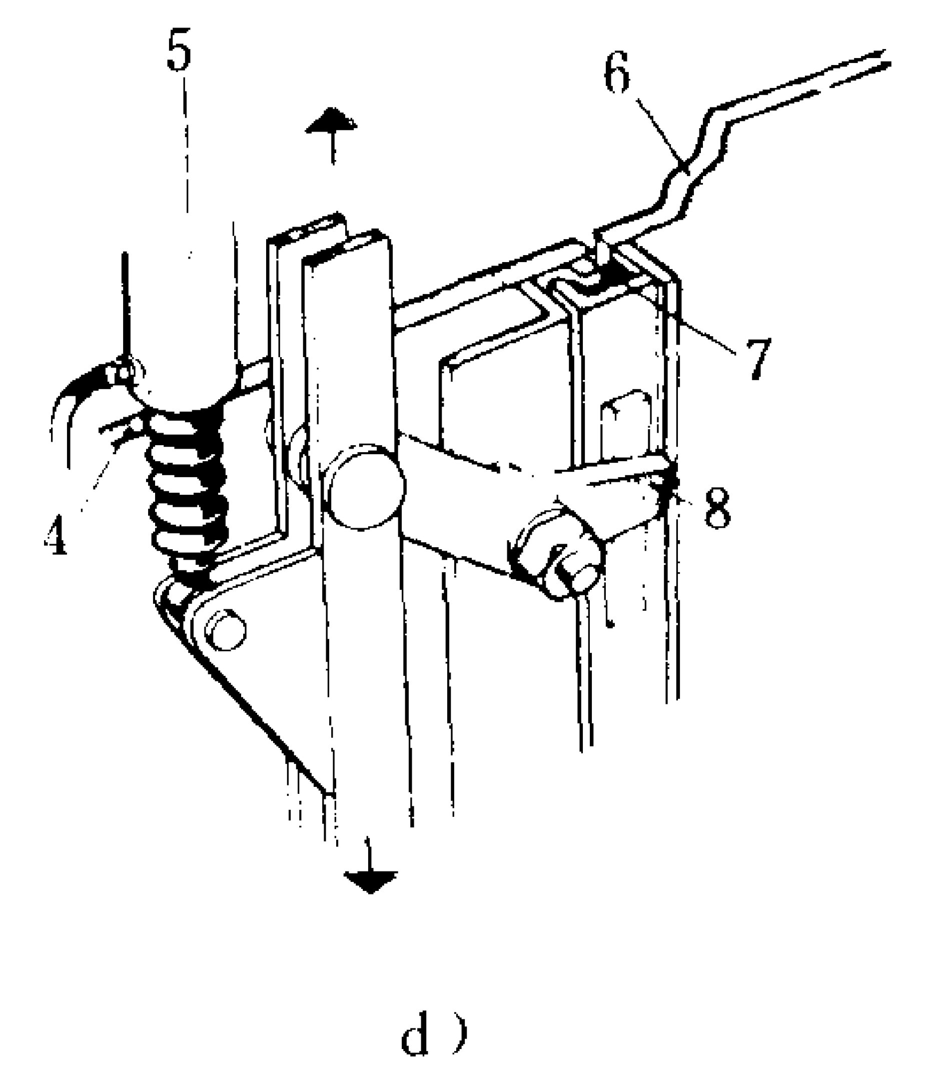
动力式水平滑动水密门有电动式和电液式两种，后者如图 5.10.7-4 所示。

滚装船上的顶开门结构见图 5.10.7-5。舷门装置示于图 5.10.7-6，图的上方表示这种平行四边形机构的动作原理。



图 5.10.7-5　顶开门结构





1
2
3

c）　图 5.10.7-6　舷门

a）门的关闭状态；b）开启中；c）门已全开；d）密封和锁紧装置；e）总图

1-动作油缸；2-控制阀；3-软管；4-舷门；5-锁紧油缸；6-舷板；7-橡皮密封；8-夹板

2 跳板

- 跳板
  - 首跳板
    - 舷向双开门式（图 5.10.7-7）
    - 顶向单开门式
      - 折门式（图 5.10.7-8）
      - 非折门式（图 5.10.7-9）
  - 舷跳板（图 5.10.7-1）
  - 尾跳板
    - 定向式（图 5.10.7-10、图 5.10.7-11）
    - 非定向式
      - 单舷转动式（图 5.10.7-12）
      - 双舷转动式（图 5.10.7-13）

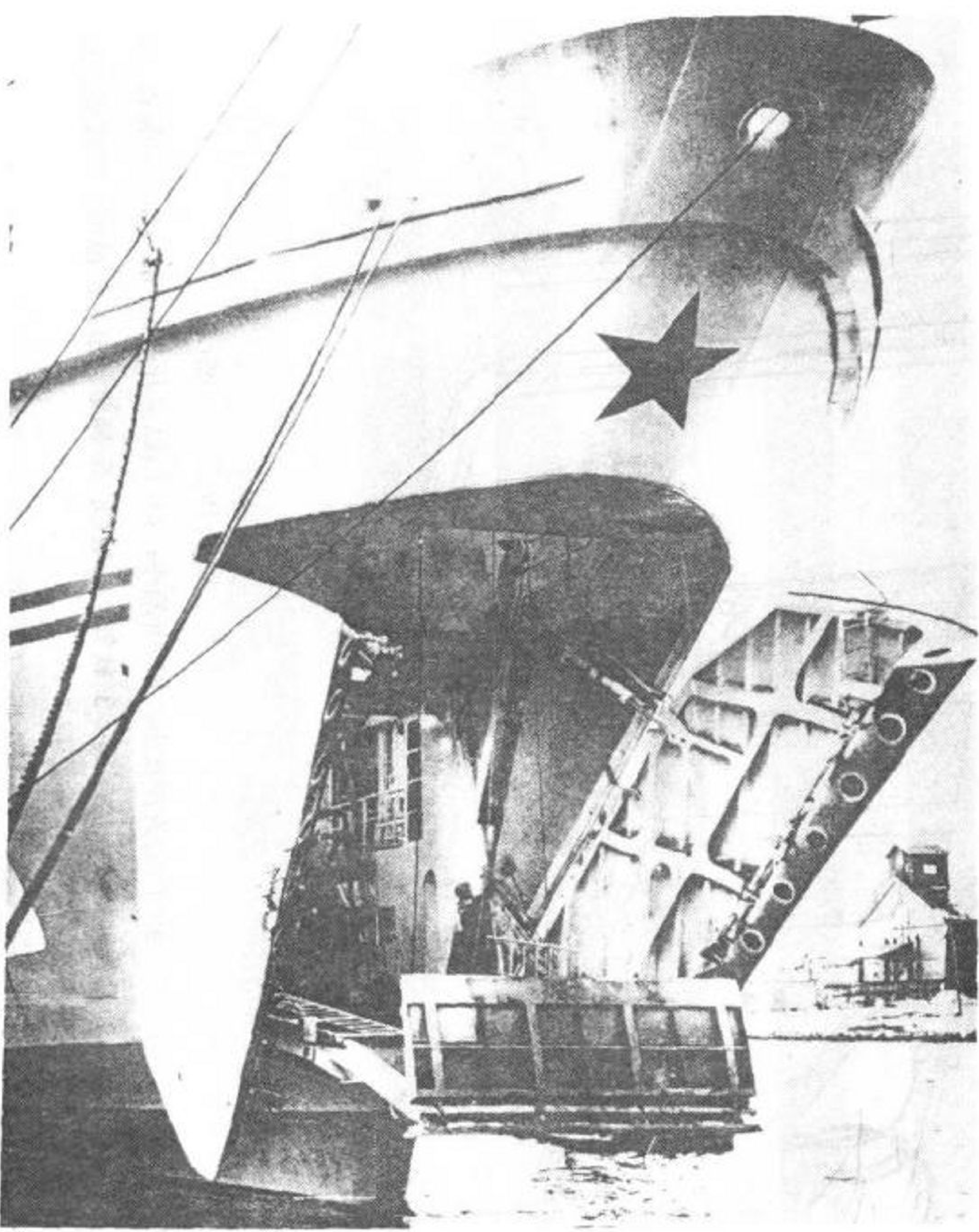


图 5.10.7-7 舷向双开门式首跳板

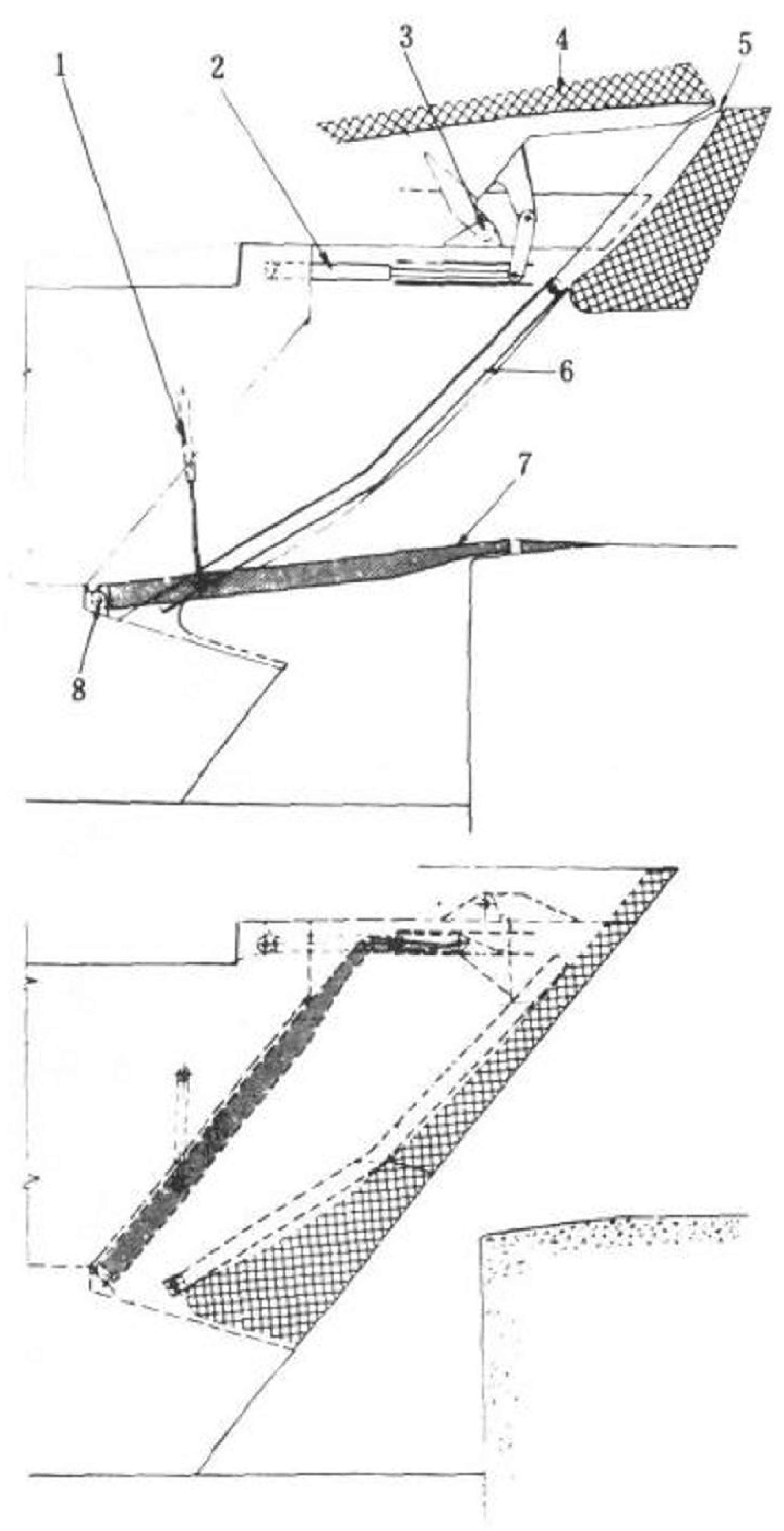


图 5.10.7-8 顶开折门式首跳板

1-跳板收放油缸；2-开门油缸；3、5、8-绞链；4-门；6-导轨；7-跳板

图 5.10.7-11 所示是日本造 KAYABA型（Reg. no. 0448. 50）产品，其中A级尾跳板总长 49.7 m；道宽 12 m/26.4 m；工作范围在水平线上 2.8 m，水平线下 7.47 m；允许通行 65 t铲车。B级尾跳板总长 36 m；道宽 7.5 m/15 m；工作范围在水平线上 2.1 m，水平线下 5.5 m；允许通行 65 t铲车。

图 5.10.7-12 所示为单舷转动式尾跳板，其尺寸规格如图所示，长度单位为m。

图 5.10.7-13 所示是日本造 KAYABA型（Reg. no. 0448. 51）产品，主要数据如图所示，设计负荷可允许通行 65 t铲车，主要由尾门、滑道盖、内滑道、固定滑道、升降平台、尾跳板等组成。

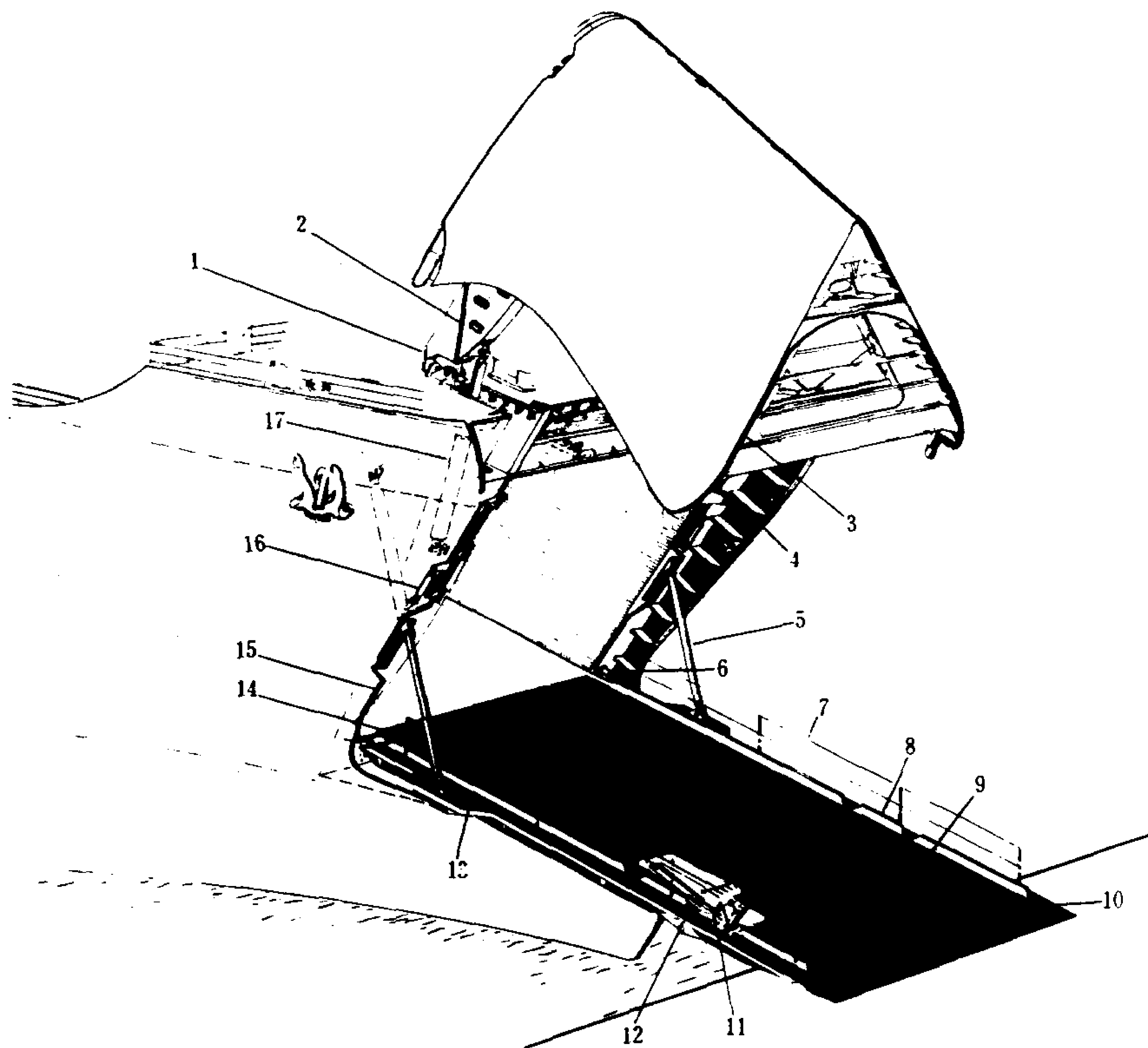


图 5.10.7-9 顶开单门式首跳板

1-液压锁；2、12-铰链；3、13-压条；4-胶垫；5-跳板收放油缸；6-破冰油缸；7-栏杆；8-侧护板；9-防滑路面；10-跳板；11-液压连杆机构；14-内密封边；15-垫片；16-液压楔；17-开门油缸

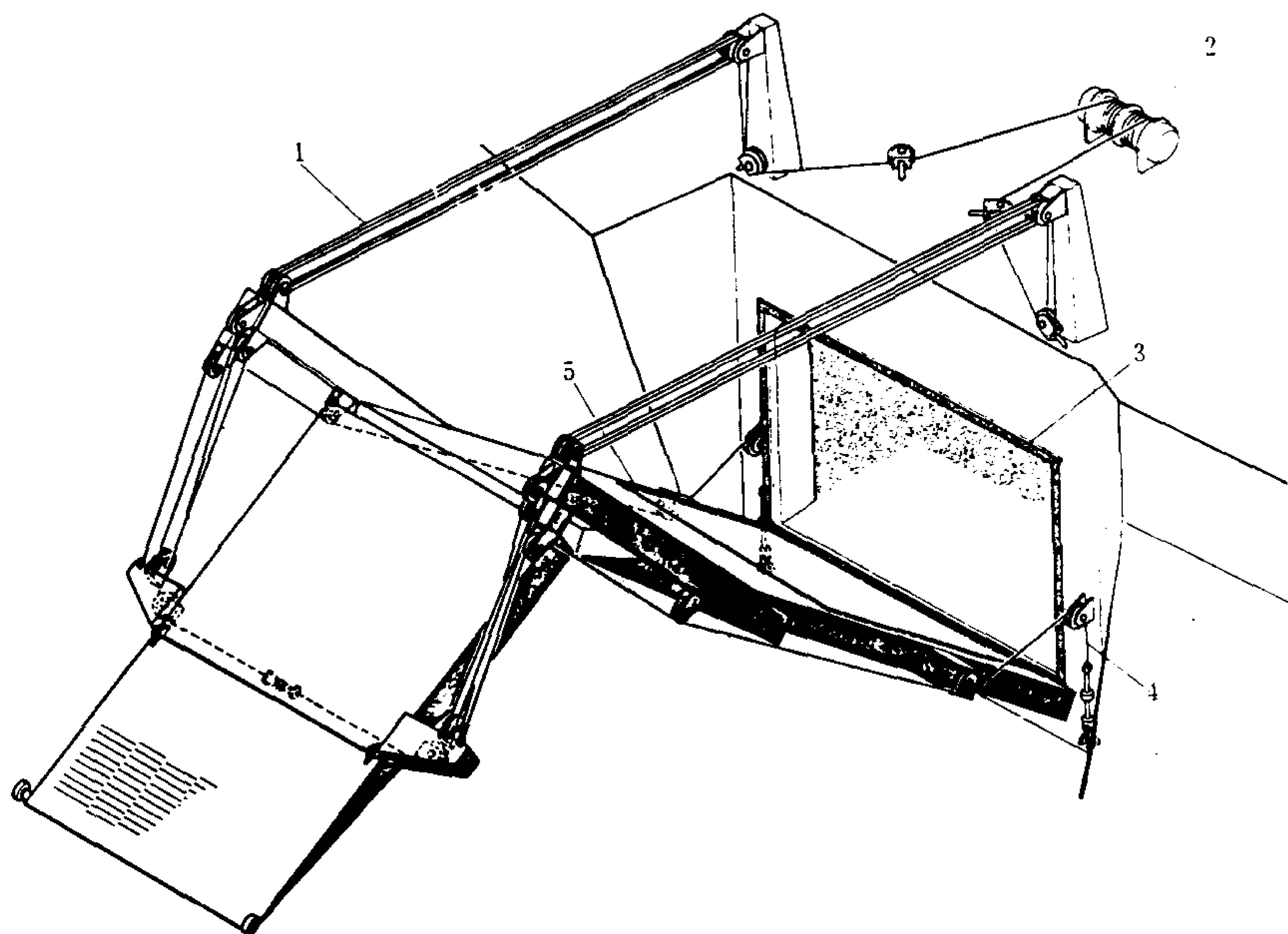


图 5.10.7-10 定向式尾跳板

1-收放钢丝绳；2-收放铰车；3-胶垫；4-控制钢丝绳；5-压条

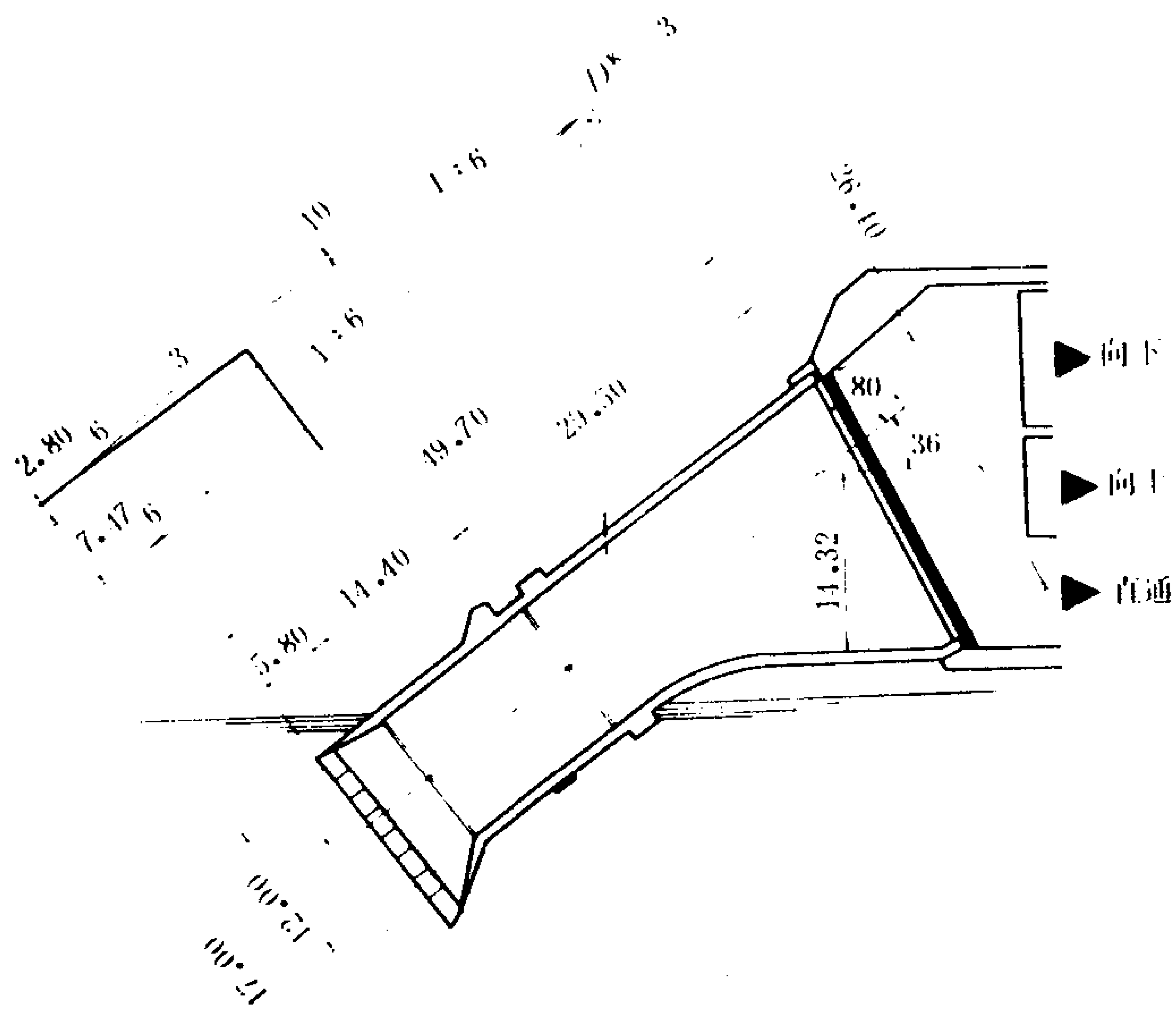


图 5.10.7-11　定向式尾跳板

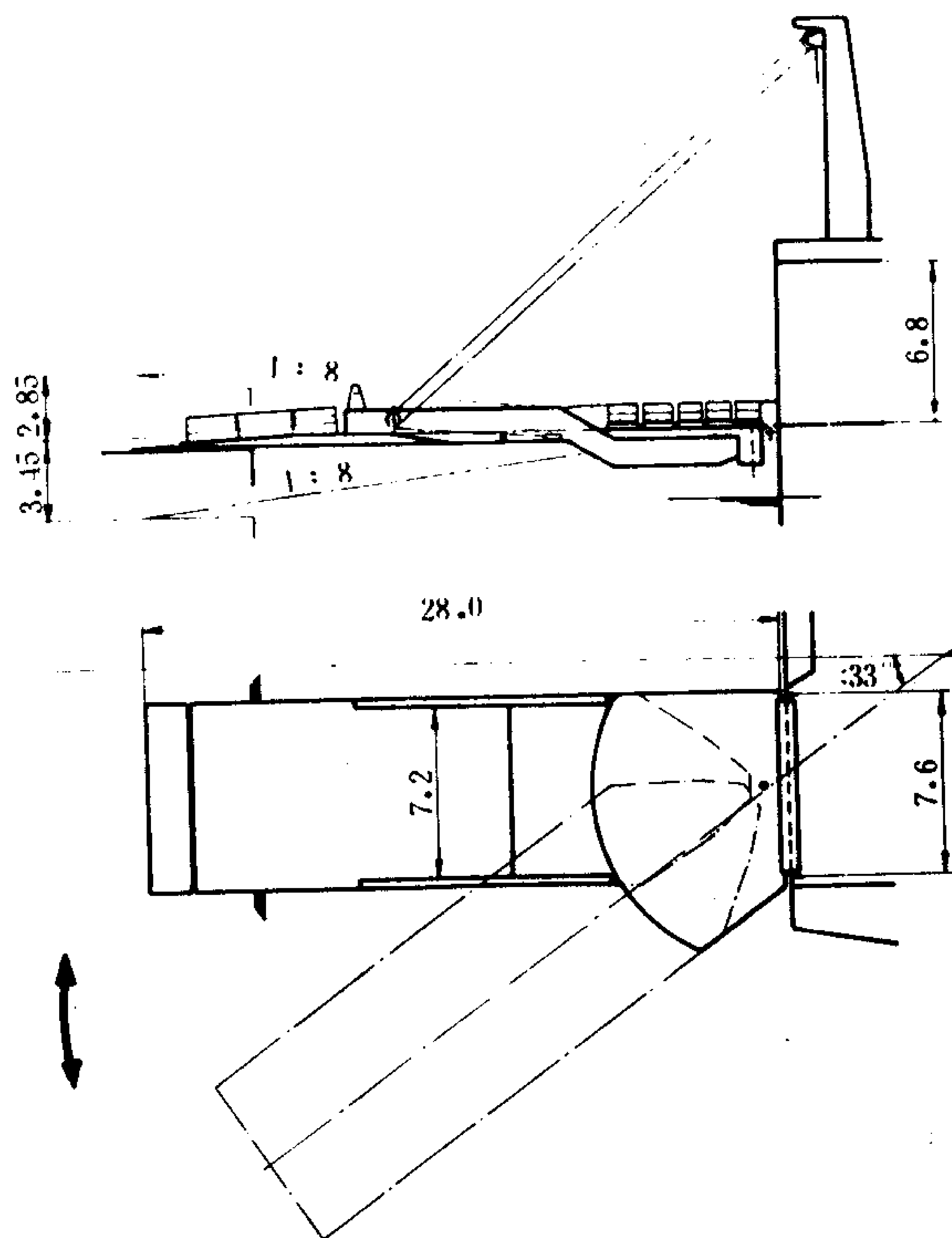


图 5.10.7-12　单舷转动式尾跳板

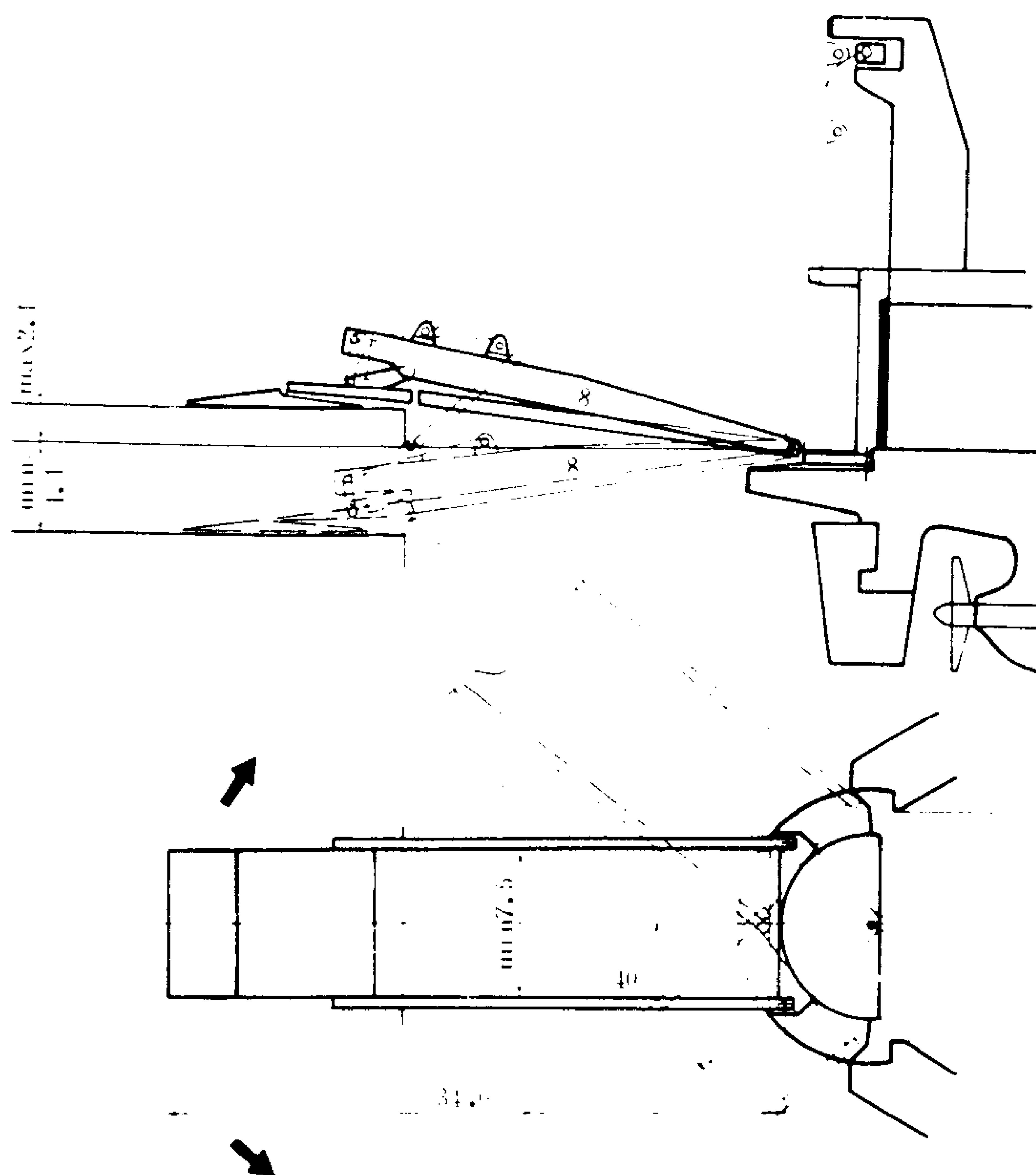


图 5.10.7-13　双舷转动式尾跳板

3　货舱盖启闭装置

3.1　概述

设计适合载货要求的货舱口、配置优良的货舱盖，对于确保船舶的营运性能和缩短停泊时间具有重要的意义。但直至二次世界大战期间，这一点仍未引起人们足够的重视。当时美国制造的C3型货船，其货舱尺寸为 21 m×21 m，而货舱口仅 7 m×10 m，大部分空间被甲板所遮蔽。若按现代观点加以改装，使舱口尽量扩大，则其装卸时间可缩短 30%～50%。

冷藏船货舱口的尺寸远较实际可能的开口尺寸为小，目的在于减少冷量损失。一般冷藏货舱口对于船宽的相对宽度为 0.24～0.3，开口长度与货舱长度之比约为 0.32～0.35。通常．矿砂船的舱口相对宽度可达 0.7。

货舱盖是货舱的密封装置，应能防止波浪和雨水浸入舱内。在中间甲板上也需设置货舱盖，以便分隔货物并防止下层货物被压损，见图 5.10.7-14。

此外，货舱盖应能启闭迅速，收藏地位小，操作简便，劳动强度低并保证工作人员安全。在某些情况下，货舱盖尚须满足部分开启的要求。

3.2　货舱盖的分类和结构

货舱盖按其机械化程度分为传统型、过渡型和机械化三种。

传统型货舱盖是一种单片拼合式木质结构，由手工逐片进行操作。过渡型货舱盖是以整

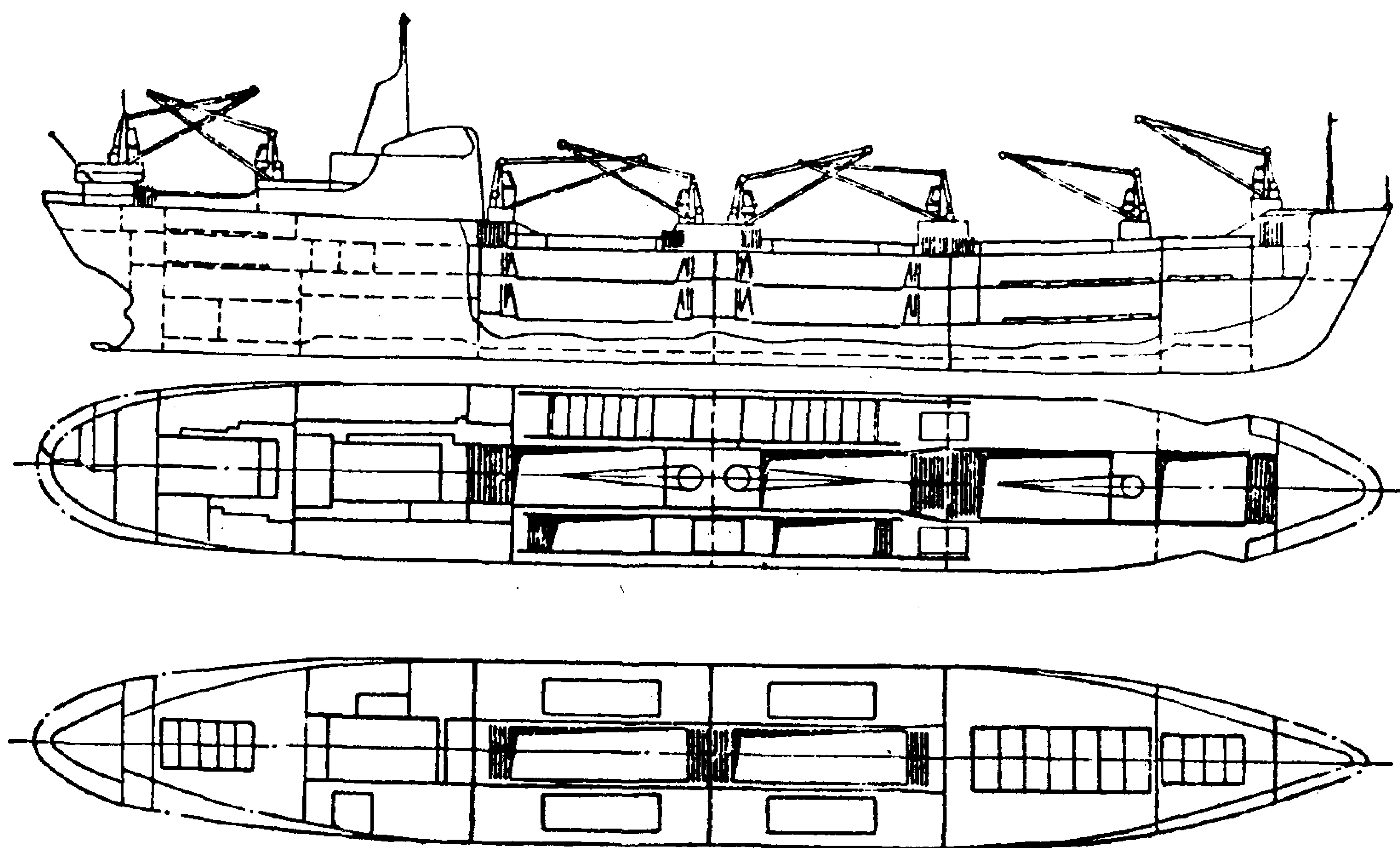


图 5.10.7-14　货舱盖布置图

块钢质盖板代替小块木质盖板，通常由起货设备逐块吊放。机械化货舱盖的主要特点是其启闭能借专用的动力设备连续进行。

机械化货舱盖可分为滚动型和铰链型两类。滚动型有滚动式和平移式，铰链型有普通铰链式、折叠式和卷叠式。

3.3　货舱盖装置实例

3.3.1　滚动式货舱盖装置

它由盖板、水密装置、滚轮装置、导向曳行装置和压紧装置 5 部分组成，一般布置如图 5.10.7-15 所示。

1）盖板

为使启闭舱盖能连续进行，各舱盖板间可用牵引链或连接杆加以连接。操作时，利用起货机的收绞使盖板靠滚轮在轨道上滚动，并依次推动相邻盖板，直至最后在导引板的导引和重力作用下，转成垂直支挂式放置状态为止。关闭时，在牵引链的牵引下，使盖板上的滚轮与引板接触，盖板在导轮、导板的约束下由垂直逐渐转为水平，使衔接轮与前块盖板上的衔接轮座吻合。此后即继续沿舱口围板水平材滚动，直至首端盖板与止动器相碰。为防止在海浪冲击或船舶摇摆时盖板发生移动，航行时应用压紧器将盖板紧固在舱口围板水平材上。盖板接头处以及盖板与水平材接合处均有橡皮水密装置，且在盖板顶上沿接缝长度方向设置压紧楔，以使贴接良好，避免漏水。

导轮通常安装在距盖板后缘为 0.55～0.65 盖板宽度处，后部滚轮则应尽量靠近后缘，约 250～400 mm，并应保证各盖板上的导轮和滚轮在两舷的相对位置相同，以使运行平稳，避免发生撞击。各零件沿舱口宽度方向的相对位置对保证盖板正常运动有重要意义。尤其是滚轮容许的侧向位移不得小于导轮与导板间的容许偏差。各部件的侧向相对位置见图 5.10.7-16。

2）水密装置

图 5.10.7-15　滚动式货舱盖装置

1、2-导向滑轮；3-钢丝绳；4-缓冲器；5-引板；6-导板；7-侧向导轨；8-末端舱盖板；9-滚轮；10-导轮；11-螺旋压紧装置；12-牵引链；13-衔接轮；14-中间舱盖板；15-首端舱盖板；16-止动器；17-压紧楔

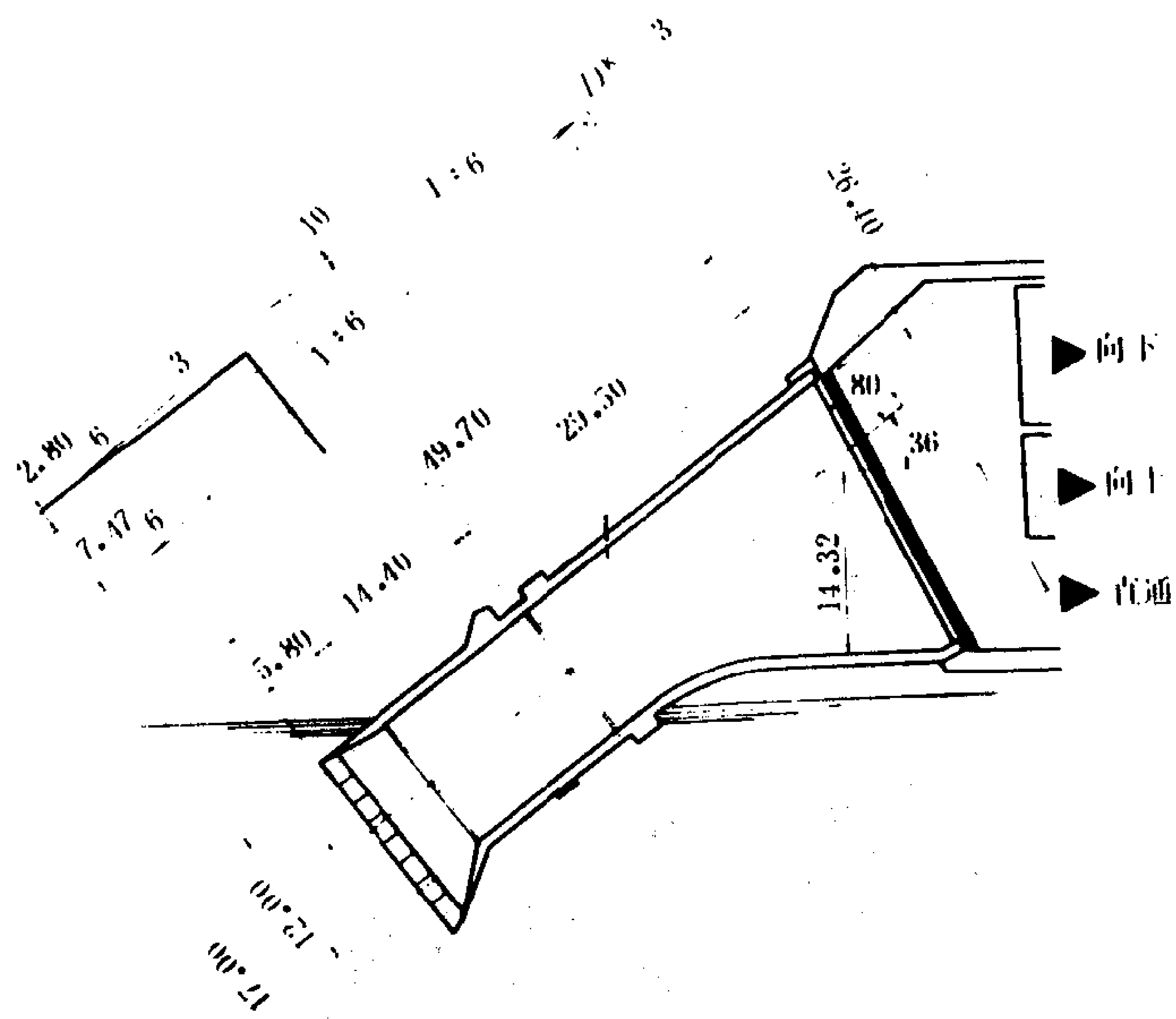


图 5.10.7-11 定向式尾跳板

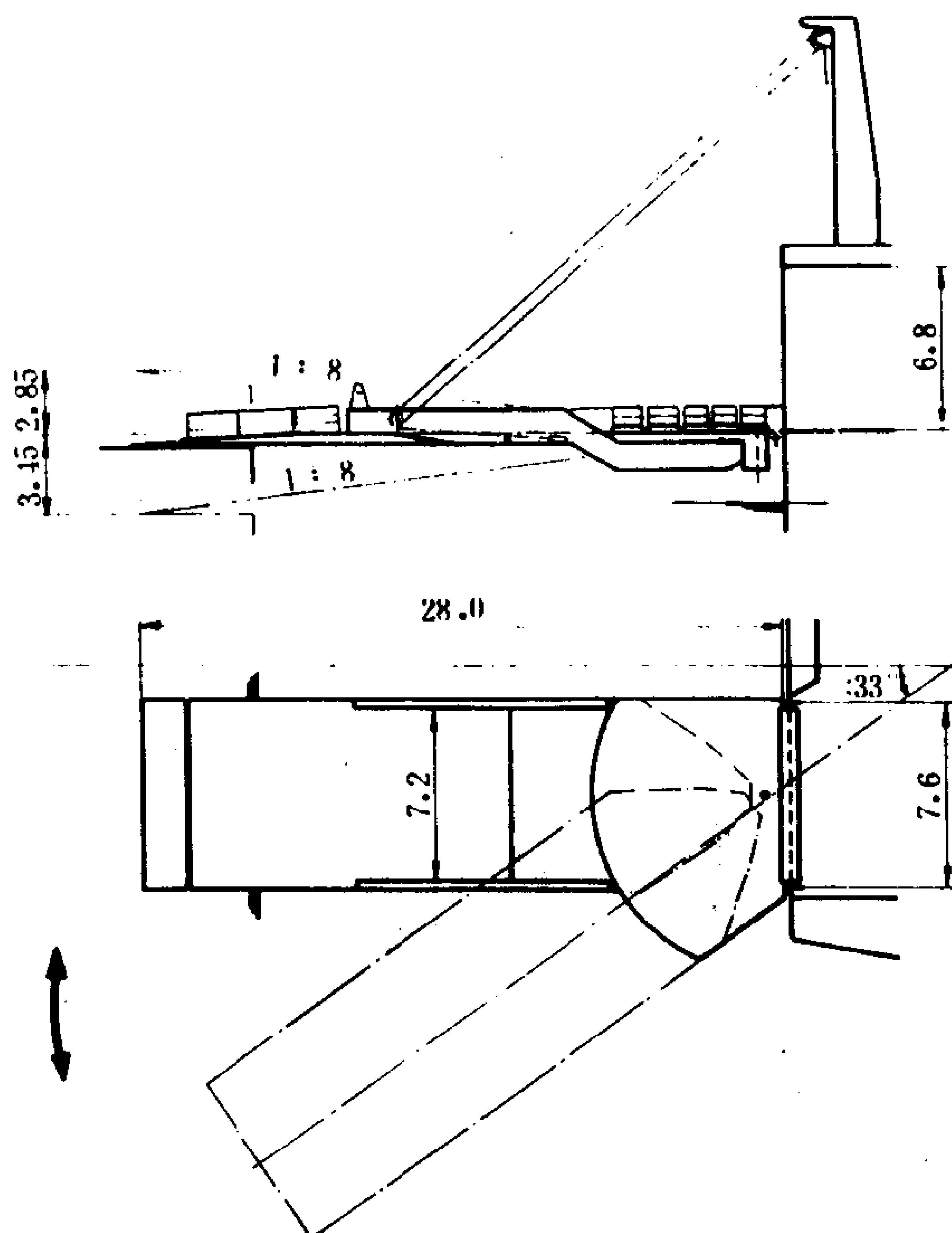


图 5.10.7-12 单舷转动式尾跳板

它包括升降机构和滚轮两部分。升降机构能使盖板升降，降落时可保证舱盖的水密，升起后可满足滚轮沿水平材的滚动要求。起升高度 $S\approx35\sim45$ mm，以便与压紧橡皮的方钢边缘保持足够间隙。滚轮装置有升降机构和滚轮连成一体的，也有分开的。此外，各盖板上的升降机构也还有是联动的。

升降机构和滚轮连成一体的滚轮装置有偏心式和杠杆式两种。

偏心式滚轮装置如图 5.10.7-19 所示。滚轮 1 承套在偏心轮 2 上，拔出插销 4，用手杆 5 将偏心轮旋转 180°，再将插销装上，如a）图所示，起升操纵即告完成。

杠杆式滚轮装置如图 5.10.7-20 所示。用千斤顶将盖板抬起后，滚轮自然下降，继而逆时针转动锁紧凸轮至图示的缺口朝上位置，杠杆则被锁定。图中的点划线表示盖板升起的情况。

升降机构和滚轮分开的滚轮装置有螺旋式和弹簧式两种，如图 5.10.7-21 所示。其特点

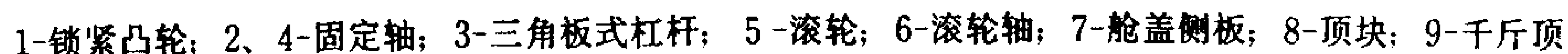
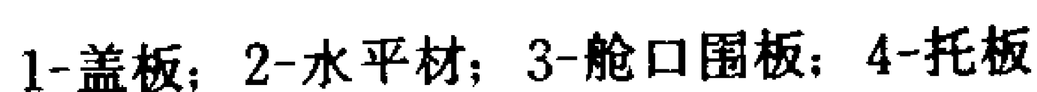


图 5.10.7-20　杠杆式滚轮装置

1-锁紧凸轮；2、4-固定轴；3-三角板式杠杆；5-滚轮；6-滚轮轴；7-舱盖侧板；8-顶块；9-千斤顶



a）　　　　b）

图 5.10.7-21　滚轮装置

a）螺旋式；b）弹簧式

1-盖板；2-水平材；3-舱口围板；4-托板

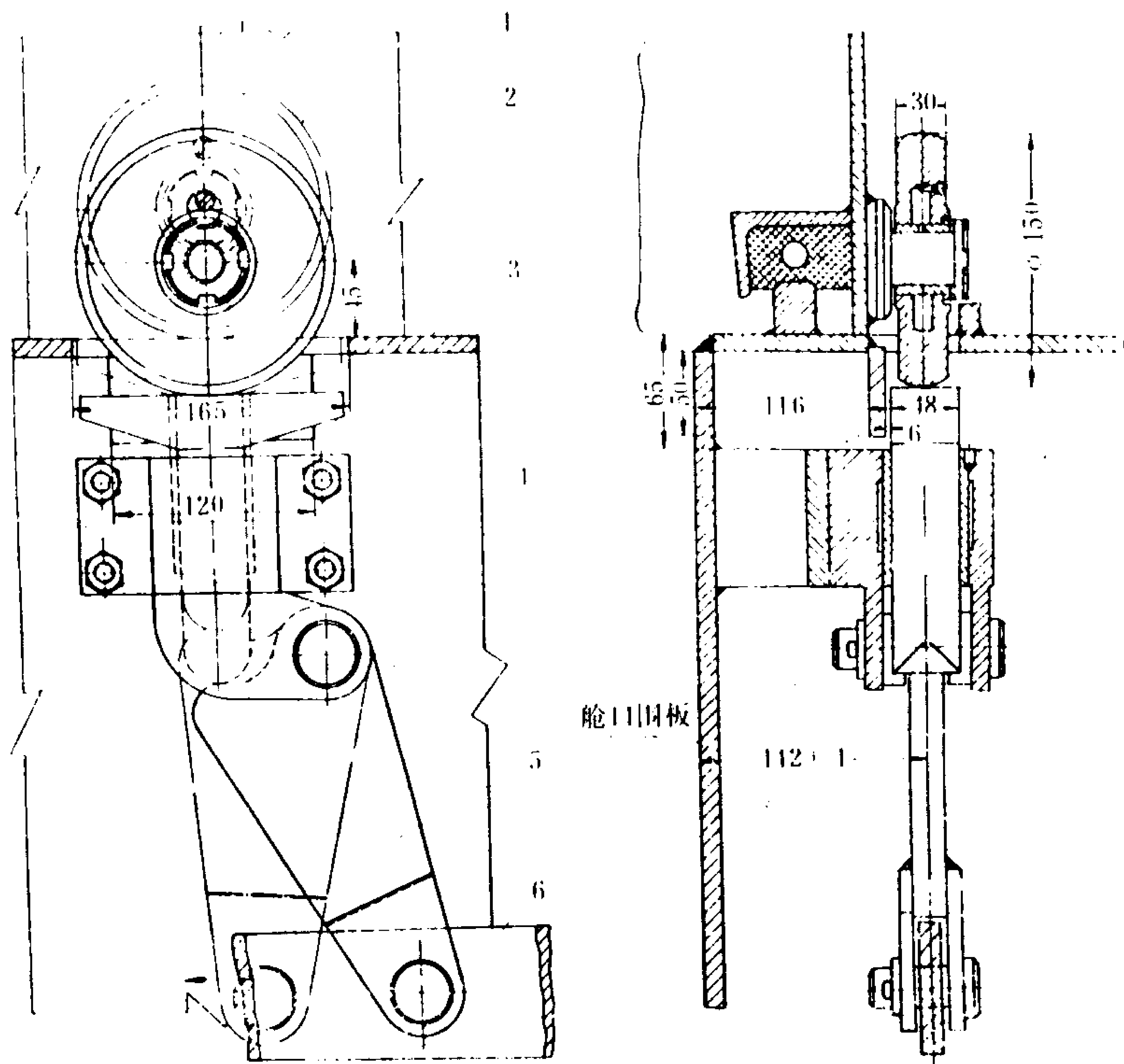


图 5.10.7-22　拉杆式滚轮装置

1-舱盖侧板；2-滚轮；3-水平材；4-托板；5-顶板；6-拉杆

是滚轮本身不作升降动作，而是通过螺纹机构使支承滚轮的托板进行升降，但因操纵不便，很少被采用。

联动升降机构有拉杆式和凸轮式两种。图 5.10.7-22 示出拉杆式的一种，当拉杆向左拉动时，全部滚轮托板同时升起。拉杆的拉动可借螺纹杆机构或液压油缸操纵。凸轮式升降机构示于图 5.10.7-23，利用蜗轮蜗杆带动凸轮轴控制滚轮托板的升降运动。

曳行装置和压紧装置亦属货舱盖启闭装置的组成部分。前者包括衔接轮、导轮、牵引链、导板和引板。后者包括压紧器和压紧楔。压紧器用来将盖板坚固于舱口围板水平材上，压紧楔则使相邻两盖板沿其接缝保持齐平一致，以保证整个货舱盖装置的水密性。

3.3.2　平移式货舱盖装置

平移式货舱盖一般设在露天甲板上，在舱口尺寸不大且其两侧有足够的甲板面积时常被采用，但应用较多的还是在大型矿砂船或散粮船上。为了便于装卸，它们对舱口都有特别要求。图 5.10.7-24 示出叠置的平移式货舱盖装置。其舱口围板端板呈阶梯状，上下两层盖板分别沿上下轨道滚动。其曳索的连接方法能使两舷的盖板同时动作。下部盖板借上部盖板上的凸缘与其挡块接触而被带动。各盖板的移动可利用集中式多油缸的液压起升机构来完成。

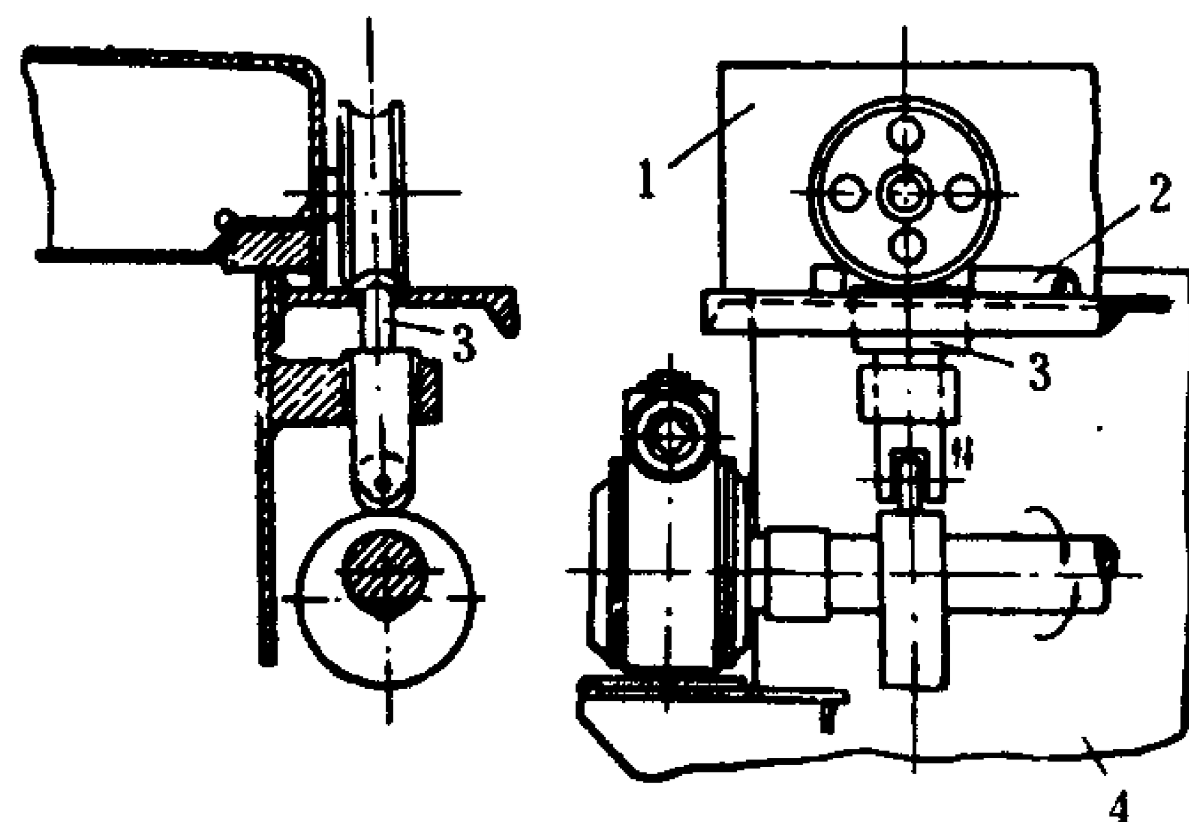


图 5.10.7-23　凸轮式滚轮装置

1-舱盖侧板；2-导轨；3-托板；4-舱口围板

3.3.3　普通铰链式货舱盖装置

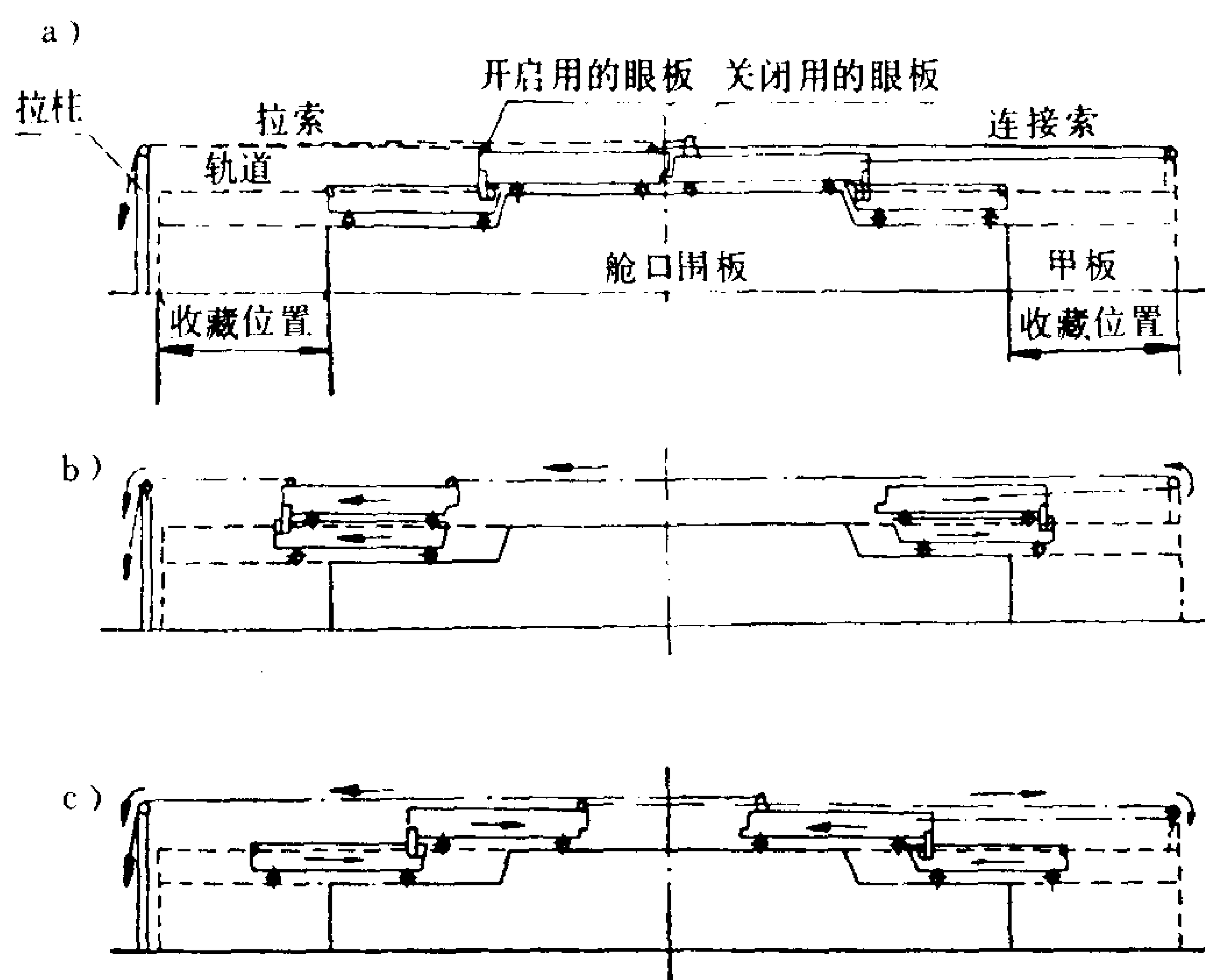


图 5.10.7-24 叠置的平移式货舱盖装置

a）开闭装置；b）开启；c）关闭

这是最简单可靠的一种舱盖装置。每个货舱口都有一块或几块分别用铰链和舱口围板连接的盖板，板间则没有铰链。其缺点是开启后所占高度很大，甚至妨碍起货机作业。它一般用于中间甲板，可以实现舱口的部分开启。

3.3.4 折叠式货舱盖装置

这种货舱盖宜用于舱口长度较大的场合，它与普通铰链式的主要区别在于两块（甚至 3 块、 4 块）盖板之间设有铰链，以便可折叠成“∧”、“N”或“M”形。

图 5.10.7-25 示出螺旋油缸式“∧”形液压舱口盖。图 5.10.7-26 为日本KAYABA公司生产的螺旋油缸结构图。表 5.10.7-1 为其参数。当从中央油孔进油而从两侧油孔排油时，左右活塞便相互作相向直线运动，从而使具有左右螺旋线的螺杆发生扭转，并在两相邻盖板间产生开摺动作。方向由进、排油方向确定。螺旋油缸的工作油压约为 7 MPa。该结构十分紧凑，不占甲板面积，但制造困难，使用并不广泛。

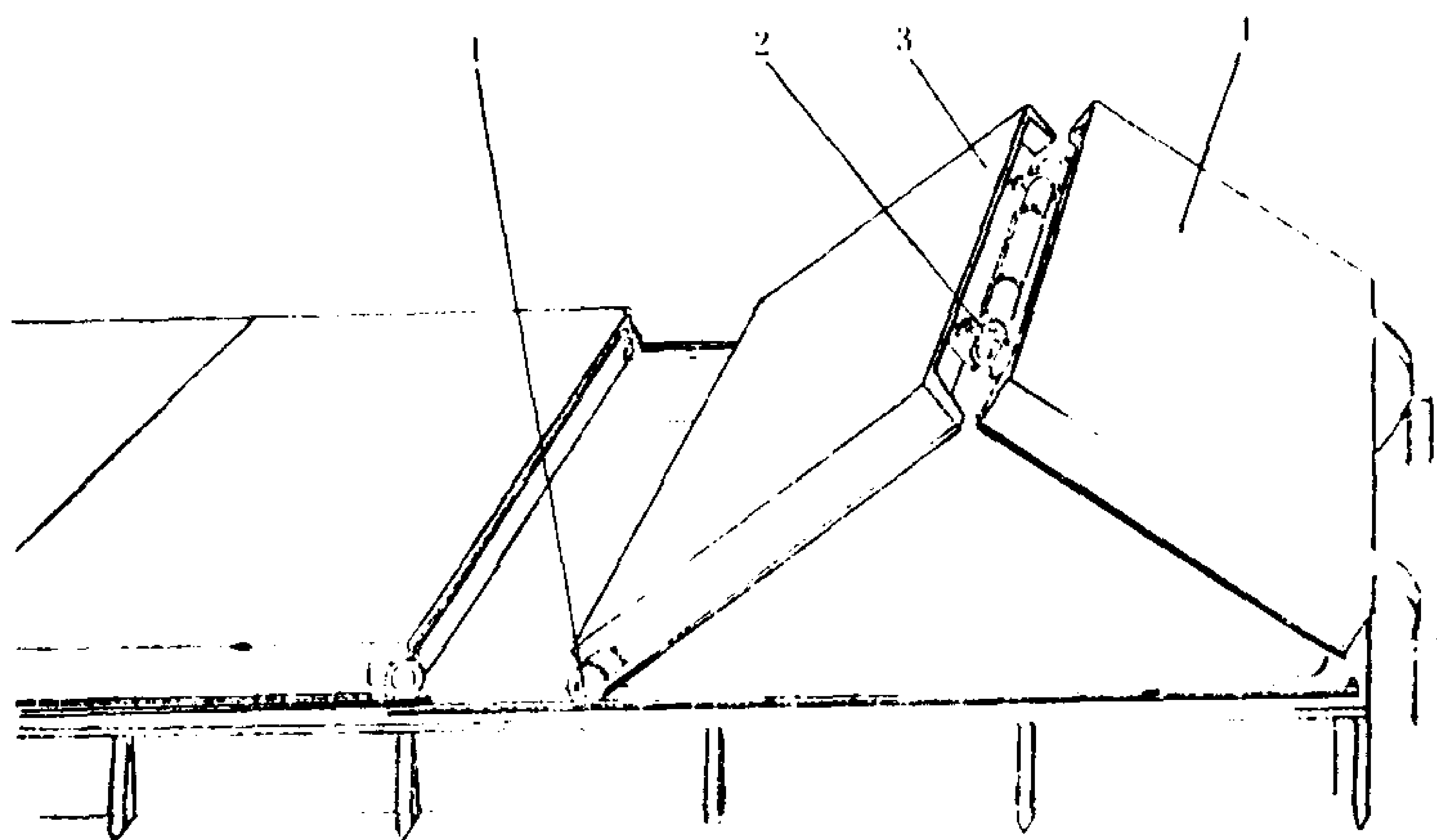


图 5.10.7-25 螺旋油缸式“∧”型液压舱口盖

1-滚轮；2-螺旋油缸；3、4-舱盖板

表 5.10.7-1　　KAYABA螺旋油缸性能参数

型　号	输出扭矩 kN·m	工作油压 MPa	最大转角 度	工作油量 L	总油量 L	重量 kg	长度 mm	最大直径 mm
TH-0218	22	14.5	183-3	7.59	20	380	2040	200
TH-0418	44.8	14.5	183-3	16.8	28	650	2704	245
TH-0618	75	14.5	184-3.6	28.3	40	700	2704	273
TH-1018	120	14.5	183-3	45.6	65	900	3392	292
TH-1518	160	14.5	183-3	61	85	1200	3636	318
TH-2018	200	14.5	183-3	77.1	105	1500	3916	343
TH-3018	300	14.5	183.2-3.1	116.5	155	1950	4328	386
TH-0209	22	14.5	95-3	4.1	6	260	1518	200
TH-0409	44.8	14.5	93.2-1.3	8.35	15	500	1924	245

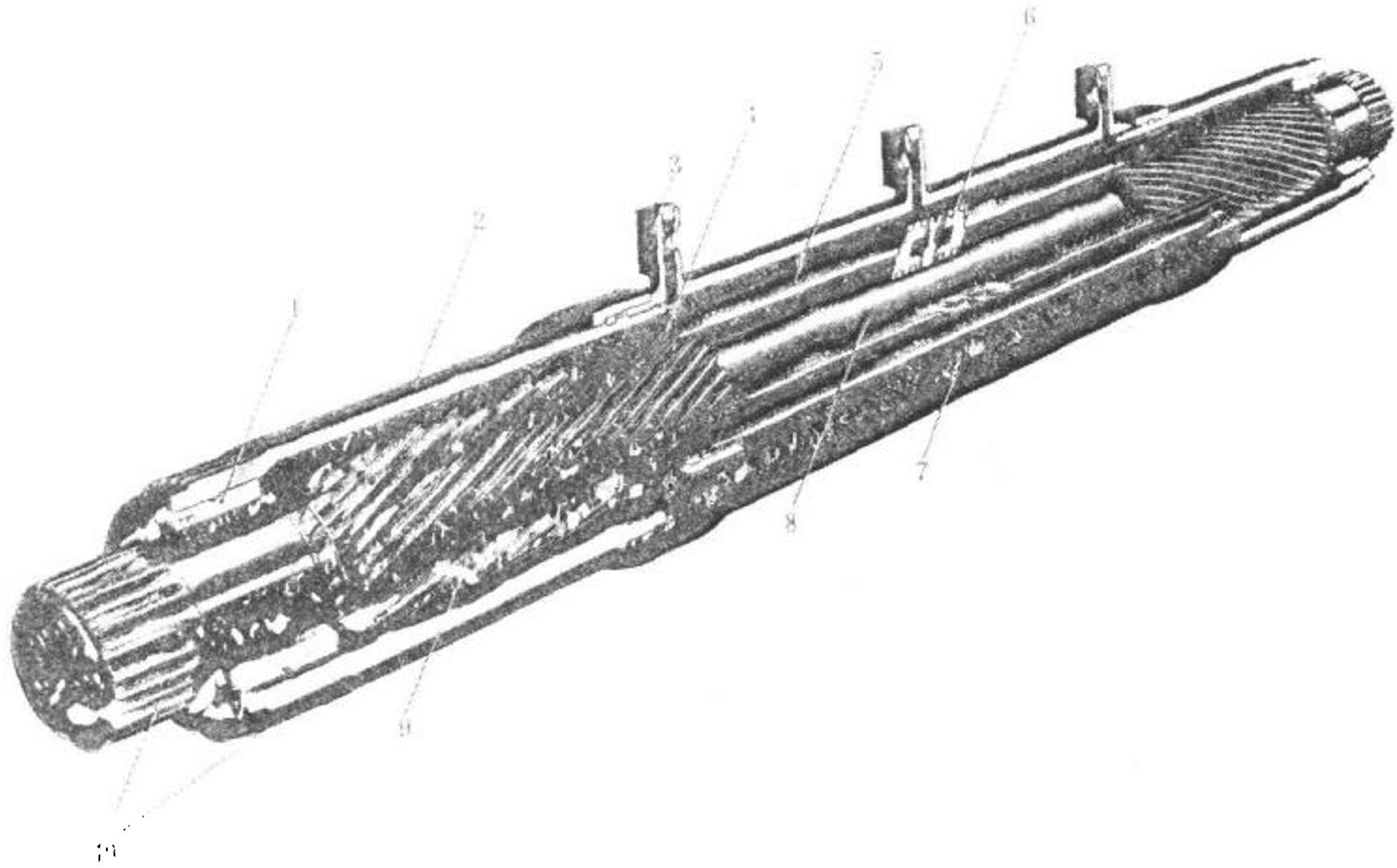


图 5.10.7-26　螺旋油缸结构

1-带密封环和刮油环的轴承；2-具有内侧直齿槽的导向油缸；3-油路接头；4-带有外侧直齿槽和内侧螺旋槽的轴套；5-连接管；6-活塞；7-油缸；8-中央轴；9-转轴；10-用于铰接的直齿槽

图 5.10.7-27 示出油缸内置式液压铰链货舱盖装置，其启闭油缸设在舱盖板下方介于两盖板之间，滚轮的升降则由另外的油缸控制。

油缸外置式货舱盖装置如图 5.10.7-28 所示。每个舱口平行设置 2 个工作油缸，通过液压系统使活塞杆外伸时进行开舱，缩入时关舱。

集中制液压舱盖系统曾在国产 16000 t煤、矿两用船上获得应用。如图 5.10.7-29 所示，系统设有 2 台电动液压泵，互为备用，亦可并联运行。油泵为 63 MCY 14-1 型定量轴向泵，由 17 kW的JO_2H-62-4 型交流电动机带动。

16000 t煤、矿两用船共有 5 个货舱，依驾驶台分为“前二后三”。通过换向阀 5 和 6，可以使系统具有足够的生命力，并满足各种工况要求。单向节流阀 9 的节流限速作用，能使关

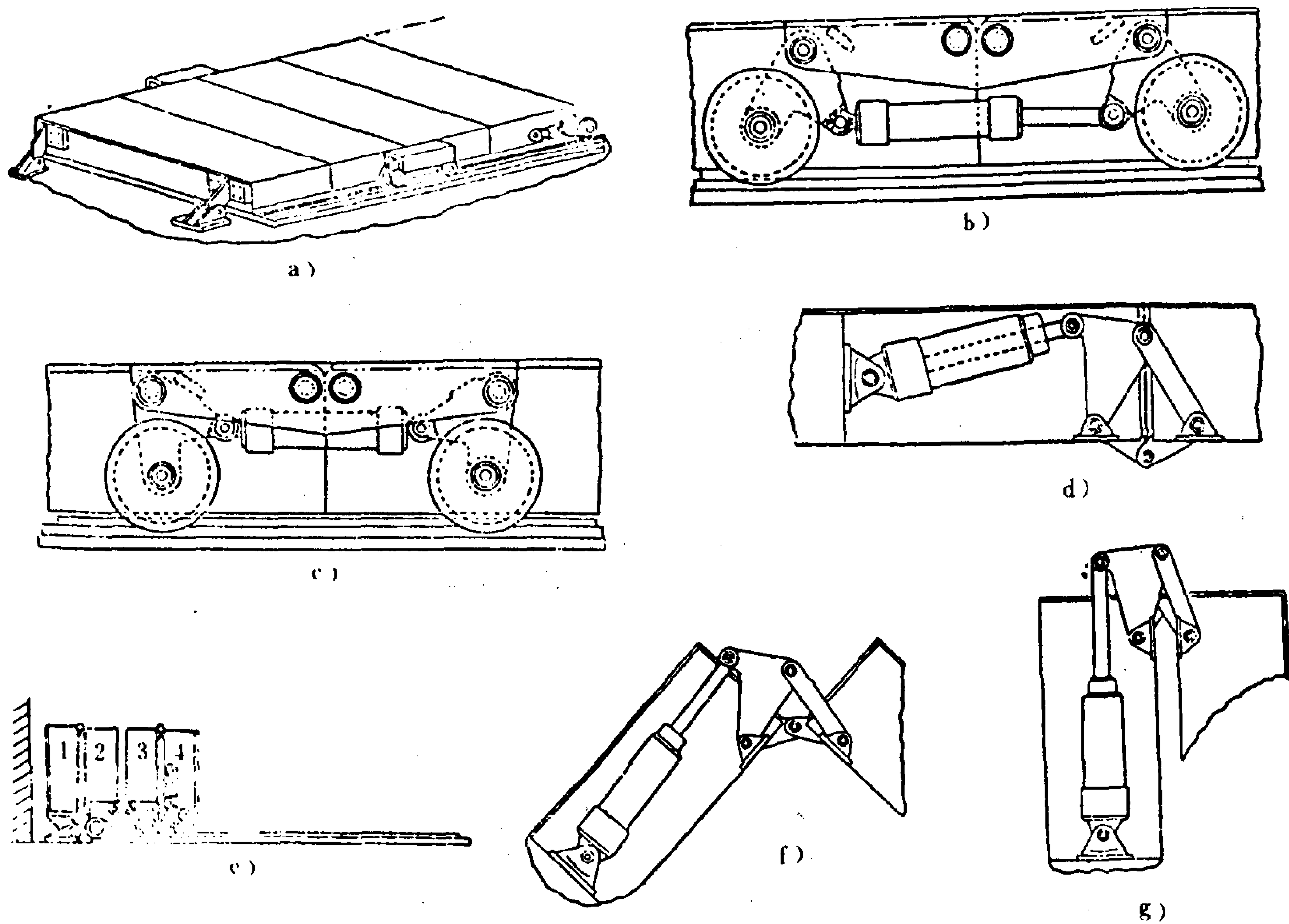


图 5.10.7-27　液压铰链式货舱盖装置

a）装置图；b）降落滚轮；c）起升滚轮；d）开闭器装置；e）开舱后的收藏状态；f）开启过程；g）开启完毕

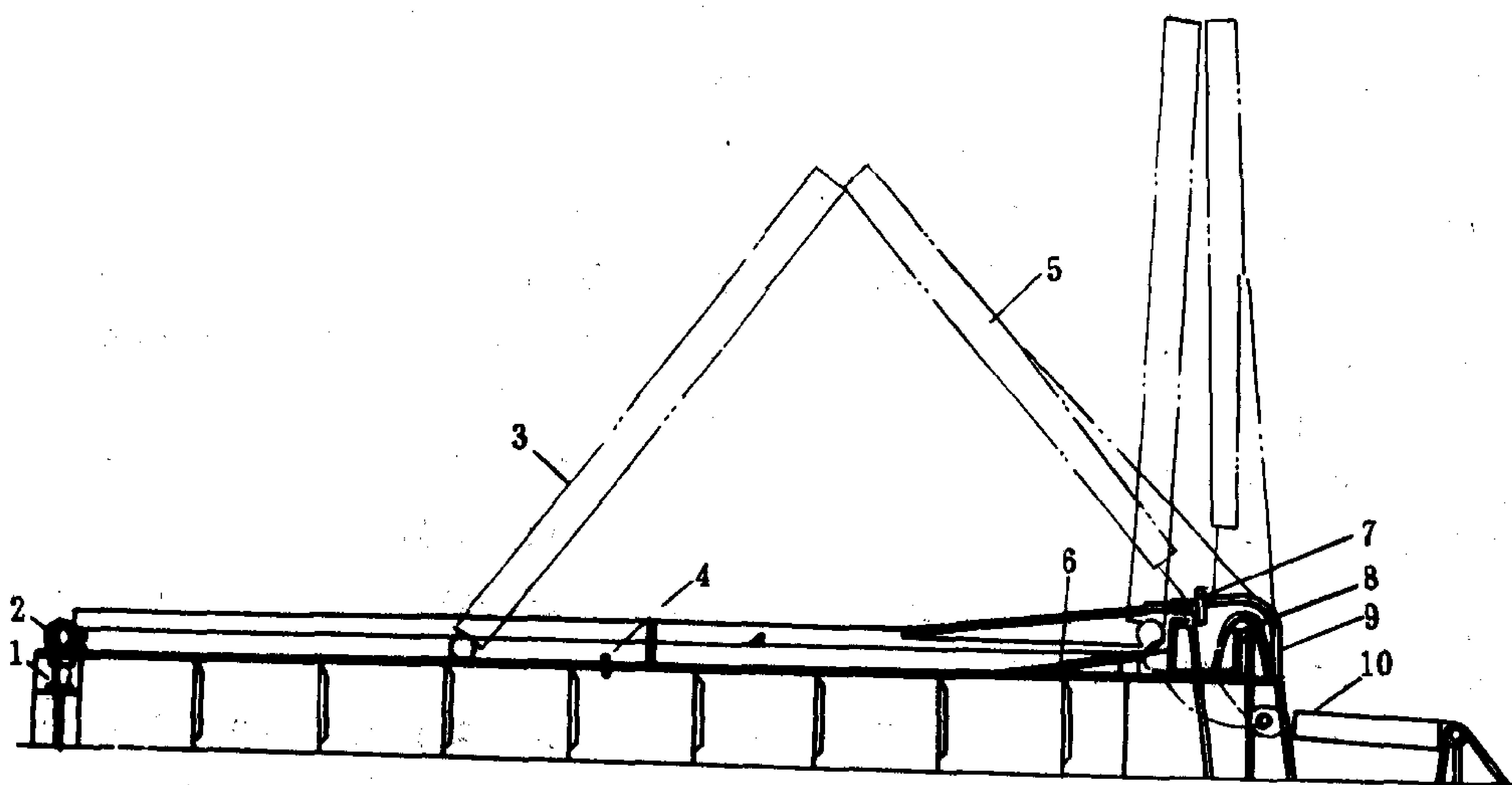


图 5.10.7-28　油缸外置式货舱盖装置

1-起顶油缸；2-滚轮；3、5-舱盖板；4-夹紧装置；6-斜坡滑板；7-固定装置；8-支承轴；9-杠杆臂；10-油缸

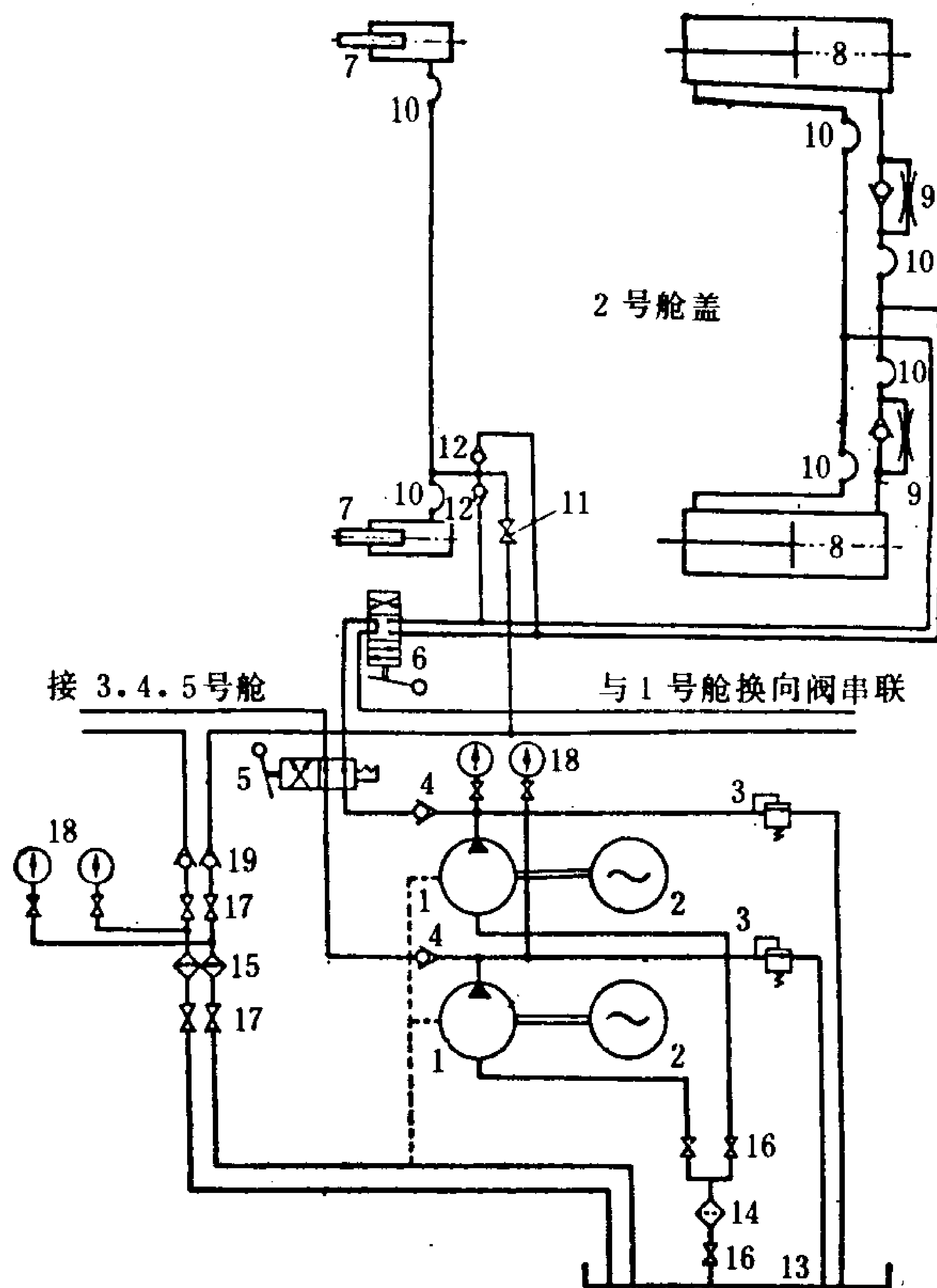


图 5.10.7-29 集中制液压舱盖系统

1-液压泵；2-电动机；3-溢流阀；4、12、19-单向阀；5、6-手动换向阀；7-支顶油缸；8-舱盖板油缸；9-单向节流阀；10-橡皮软管；11、16、17-截止阀；13-油箱；14-粗滤器；15-细滤器；18-压力表

舱动作平稳进行。系统结构简单，工作可靠，维修保养方便，而且与起货机系统无关，不管采用哪种动力或结构型式的起货设备，亦不论船上是否装设起货设备，皆可应用。

图 5.10.7-30 表示一种日本 KAYABA 型液压货舱盖。8 块舱盖分为前后两组，可形成两个"M"形结构，4 只油缸布置在舱口四角的侧面。

图a）表示正在"开舱"位置，机械臂 3 置于最小仰角（即靠在甲板上），油缸 6 的进油推活塞杆外伸，通过铰接点 7 顶动舱盖板ⓐ，使ⓐ绕支点 8 转动。一旦将盖板ⓐ推至终极位置（如图c所示），可用相应的挂钩将其钩住。此后，改变油缸 6 的进排油方向，使其以端铰 7 为支点而收缩，扬起机械臂 3，当触及拨轮 11 之后，盖板ⓒ、ⓓ因受其间铰链和铰板装置 9 的制约而收拢，在油缸收缩至终端位置（机械臂达最大仰角）时，4 块盖板ⓐ、ⓑ、ⓒ、ⓓ相互贴靠。此时机械臂起制动作用（图b），以防ⓓ板上的滚轮 12（图c）沿斜坡滑板下滑而关舱，当然也可加机械制动予以钩住。显而易见，这种舱口的开度可随意变化。关舱时，斜坡滑板起了关键作用。4 块舱盖上每边仅用了 2 个滚轮。这种装置非常紧凑，操作灵便，并可防止货舱因液压系统漏油而污染货物。

此外，还有卷叠式货舱盖装置。其特点是，开启时借驱动装置转动货舱口端部甲板上的卷筒轴，盖板即依次 4 块一组地卷绕到卷筒上，并使后一组依次叠置在前一组之上。关舱时只要卷筒反转即可。这种装置曾在法国、英国和日本的某些船上采用过，但属少数。其缺点是盖板数目过多，要用大量铰链连接，制造、安装、维修不便。冬天在盖板缝隙里结冰，很难除掉，会影响工作。

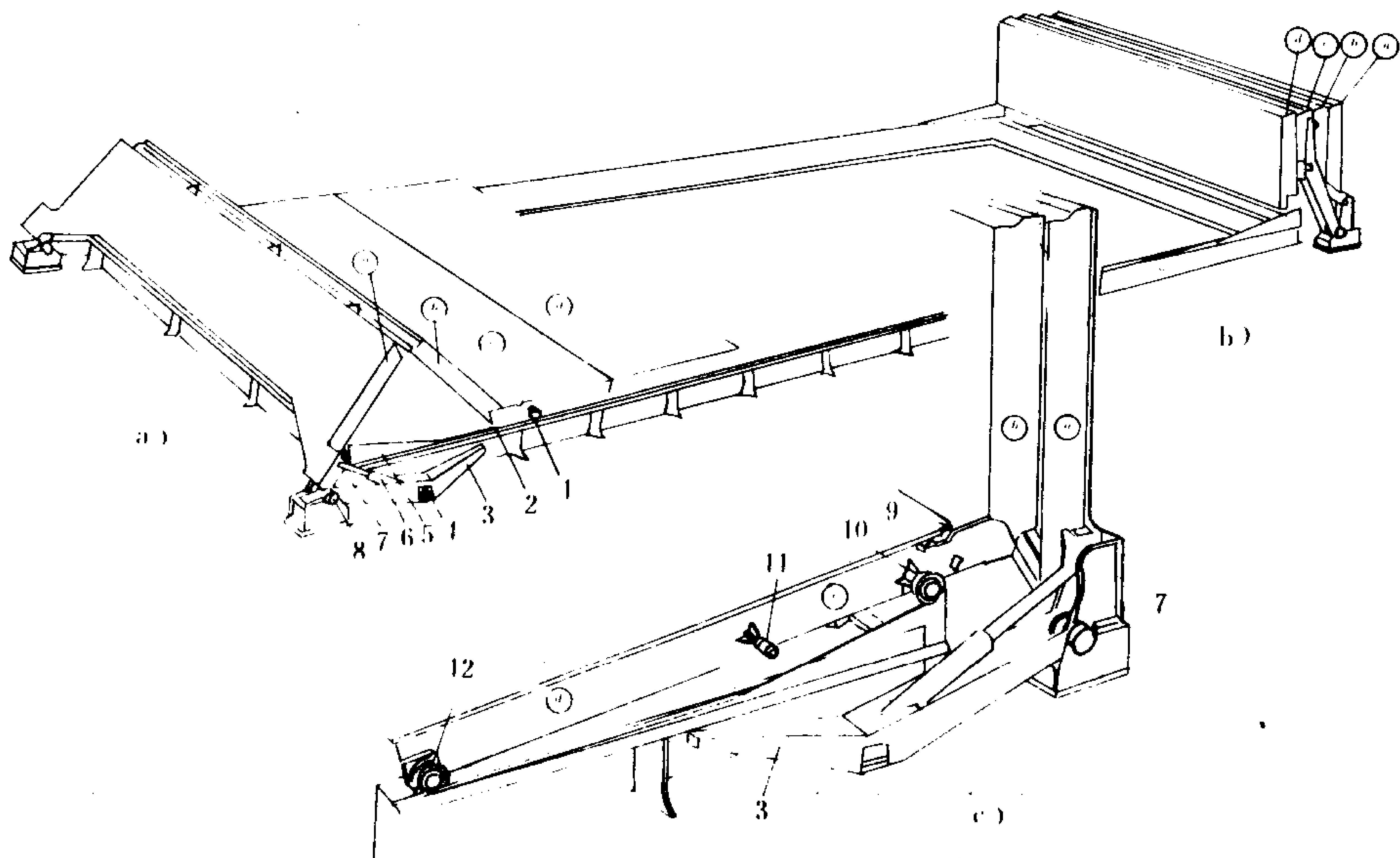


图 5.10.7-30 KAYABA型液压货舱盖

1-滚轮；2-滑轨；3-机械臂；4-油缸端铰；5-斜坡滑板；6-油缸；7-活塞杆端铰；8-机械臂端铰；9-铰板装置；10、12-滚轮；11-拨轮

3.4 货舱盖的保养

货舱盖的保养，见表 5.10.7-2 和表 5.10.7-3。

表 5.10.7-2　　普通舱盖的保养

项　　目	保　养　要　求	注　意　事　项
舱盖上的快速夹具	1. 铰链定期注油 2. 螺纹端部加油 3. 拉杆和垫圈清除油泥和锈 4. 调节松紧 5. 检查支座磨损情况	1. 拉杆螺纹端部或橡皮垫不要涂油漆 2. 橡皮垫不得用燃油清洁
行走轮和平衡滚轴	1. 定期加油 2. 及时更换 3. 磨损零件每 6 个月拆下彻底清洗 1 次	1. 轮轴或轴承勿涂油漆
橡皮	1. 保持清洁 2. 对航行严寒地带的船舶应使用涂料，防止橡皮贴在压缩杆上 3. 更换损坏部件	1. 勿涂油漆 2. 勿用钢件代替橡皮

续上表

项　　目	保　养　要　求	注　意　事　项
压缩杆、轨道和沟槽	1. 保持清洁无锈 2. 装货后予以清扫 3. 装货后检查有无损坏 4. 检查升降轨道磨损情况	1. 对损坏勿置之不理 2. 新油漆的压缩杆不要马上关闭舱盖，防止开舱盖时橡皮和压缩杆粘住
交叉连接楔耳	1. 用滑油抹滑杆表面 2. 弹簧或楔耳丢失时应补齐 3. 检查楔耳下的钢件磨损变形情况	1. 勿涂油漆
传动链和牵引链	1. 保持无油漆和污泥 2. 轻度加油 3. 保持松紧适当	1. 技术人员不在时勿自行调整
排泄阀	1. 按规定检查工作情况 2. 如损坏及时更换	1. 必须关严，防止滴漏 2. 勿油漆螺纹
钢件	1. 生锈部分用钢丝刷除锈后涂油漆	1. 勿要轻视关键部位生锈 2. 如无特别措施，对高强度钢勿施焊
操作	1. 工作前检查各部位有无障碍	1. 障碍未排除前不得操作

表 5.10.7-3　　对液压式舱盖的保养

项　　目	保　养　要　求	注　意　事　项
油源装置	1. 定期检查油位 2. 通过认可的过滤器加足油 3. 使用合适的液压油	1. 勿低于要求的油位 2. 勿加未经过滤的油 3. 未经许可勿将油混合使用
过滤器	1. 定期清洁和更换过滤芯	1. 勿使液压油旁通过滤器
油压安全阀	1. 检查调整的正确性	1. 未经主管人同意不得调整
控制阀	1. 检查是否工作有效 2. 更换磨损部件 3. 工作轴定期加油	1. 勿用已磨损的阀盘或有缺陷的弹簧阀 2. 勿用油漆涂操作轴
流量调节阀	1. 在工作中检查其有效性	1. 技术人员不在，勿进行调整 2. 勿涂油漆
管系	1. 检查渗漏予以修理 2. 损坏部分要更新 3. 换新管后冲洗管系 4. 调整管夹松紧	1. 勿以未经冲洗的管子进行更换 2. 勿随意焊接管子
软管	1. 检查损坏和渗漏情况	1. 勿用损坏的软管 2. 勿上油漆

第 8 章　检验和试验

1　一般规定

对船舶起重设备的技术要求，将因船舶的用途和其他各种实际因素而有所不同。本章主要说明我国规范对于安装在民用船舶上供装卸货物用的起重设备的有关规定。

通常，船舶起货设备的设计、制造、改装、检验和试验，均应符合验船部门的有关规定。中国船级社（中华人民共和国船舶检验局）颁布的《船舶起货设备规范》（1981）中规定的各种检验和试验，适用于安全工作负荷为 1 t和大于 1 t的起货设备。安全工作负荷小于 1 t的起货设备，可由制造厂或用船部门参照该规范自行负责检验和试验。

起货设备的活动零部件的试验，由制造厂或试验单位按照相应规范的规定进行，并出具试验证明书。

船舶起货设备的电气设备和金属结构件及其零部件的材料、焊接均应符合中国《钢质海船入级与建造规范》或其他被认可的规范的有关规定。

根据规范规定：船舶起货设备是指船上用于装卸货物的吊杆装置、绞车和起重机（包括浮式起重机）等。其固定零部件是指永久连接于吊货杆、桅或起重柱、甲板、上层建筑和船舶其他构件上的起重设备零部件，如眼板、吊货杆座、吊货叉头、箍环和嵌入滑轮等。而活动零部件是指从起货设备中可以整体拆出而无损坏的零部件，如链条、三角眼板、吊货钩、滑车、卸扣、转环、钢索索节、有节定位索和松紧螺旋扣等。

轻型吊货杆通常是指单杆安全工作负荷等于和小于 10 t的吊杆，重型吊杆是指安全工作负荷大于 10 t的吊杆。安全工作负荷是起货设备能够安全吊起的最大许用负荷，即吊货钩所承受的最大许用负荷（货物重量加上吊货工具如吊举横梁、抓具和起货电磁铁等的重量）。

绳索中作动索用的钢索应柔软，含有纤维芯，且不得少于 6 股，由抗拉强度为 1400～1700 MPa的钢丝制成。一般宜采用由 0.6～2 mm钢丝制成 6 股 24 丝钢索。作静索用的钢索应镀锌，并含有纤维芯，由抗拉强度同上而直径不小于 1 mm的钢丝制成。纤维索仅允许用作轻型吊货杆上通过滑车组的摆动稳索或双杆操作时通过滑车组的吊货杆头部的牵索。纤维索应有足够的强度。为了便于用手抓持，一般宜采用圆周长为 60～100 mm的纤维索。

对于固定零部件和活动零部件在制造、安装、装配等方面都有相应的规定。如不准使用铸造的吊货钩、吊环和卸扣。安全工作负荷为 10 t和 10 t以下的吊货钩的钩尖应有遮蔽，以防绳索滑出和避免吊货时钩住结构的突出部分。转环应能自由旋转，并能防止松脱。在吊货钩上宜附有重物（如平衡锤），或安装一段吊货短链，以免绞车在空转时起货索互相纠缠。

起货绞车的卷筒和鼓轮等均应结构合理。轻型吊货杆用的千斤索绞车卷筒，必须配备棘轮。当卷筒停止转动或发生故障时，棘轮应即起作用。绞车应设制动器，其有效制动力应不小于安全工作负荷的 1.5 倍。电动绞车的制动器在电源中断时，应能自动制止货物落下。液压绞车的制动器在系统失压时，应能自动抱闸。

此外，起货设备还应设有各种限位装置、负荷限制器、各种指示器、运行安全装置、应急装置和照明装置等。

根据试验目的和内容的不同，试验可分为装船前试验和装船后试验、静态试验和动态试

验、零部件试验和整机试验。在各项检验和试验中，如发现起货设备有不符合规范规定或技术状况不良时，应停止继续使用和试验。

2 起货设备单个构件的检查和试验

起货设备在装船前和在制造过程中必须进行各种试验。其中，每个活动零部件应按表5.10.8-1中规定的试验负荷进行试验，未经试验的活动零部件不得使用。经过修理的活动零部件同样应按上述要求重新试验。

表 5.10.8-1　　　　试　验　负　荷

零件名称	许用负荷 t	试验负荷 t	零件名称	许用负荷 t	试验负荷 t
卸扣、吊货钩、环、转环、多饼滑车、三角眼板、有节定位索、松紧螺旋扣	25 和以下	2 倍许用负荷	卸扣、吊货钩、环、转环、多饼滑车、三角眼板、有节定位索、松紧螺旋扣	95	135
	30	55		100	145
	35	65		110	155
	40	70		120	165
	45	75		130	175
	50	85		140	190
	55	90		150	200
	60	95		160	215
	65	100		170	230
	70	110		180	240
	75	115		180 以上	1.33 倍许用负荷
	80	120	链条（长环链或短环链）		2 倍许用负荷
	85	125			
	90	130	单饼滑车（不带索环）		4 倍许用负荷
			单饼滑车（带索环）		6 倍许用负荷

活动零部件的拉力试验可以用试验机或悬挂重物的方法进行。保持试验负荷的时间应不少于 5 min。经拉力试验后的活动零部件，应进行外部检查，必要时可拆开检查，如未发现缺陷，即认为试验合格。

桅柱、吊杆应按有关规定进行静弯曲试验。新制的吊货杆轴线的制造挠度不应超过其长度的 1/1500，臂架轴线的制造挠度不应超过其长度的 1/1000。

吊货杆、臂架、桅柱等金属结构件的焊缝表面应均匀，不得有裂纹、焊瘤、坡口、气孔、夹渣以及未填满的凹陷。焊缝内部质量，可能时应以射线透视或超声波探伤检查。透视长度对横缝应不少于其总长度的 25%，且应包括每一个交叉点；对纵缝可以抽查。如采用其他方法检查，须经验船部门同意。

3 起货设备的检验

3.1 初次检验

起货设备在船上装妥后，应按有关规范进行检验和试验，试验前应作仔细检查。起货设备的活动零部件，如无合格标记，不准参加试验。起货设备试验时，吊货杆应放置在经验船部门审查批准的设计图纸所规定的仰角位置，如吊货杆不具备在该仰角下工作的实际条件，则放置在实际可能达到的最小仰角位置；起重机臂架应放置在设计所规定的最大和最小幅度

位置。上述试验时的仰角或幅度应载入有关证书。

通过起货机的空转试验，可以检查其装配质量和运转可靠性。

每台起货机应在空载（中速）情况下做半小时倒、顺车试验。

起重机在进行吊重试验前，必须进行空载试验。首先，按额定转速进行单独和联合的旋转、变幅、升降等动作试验。再试验旋转、变幅、起升高度等限位装置，以检验信号装置和保护联锁装置的可靠性。对于门座式起重机，应进行运行试验，并试验行程限位装置的可靠性。

起货设备吊重试验的具体要求如下：

（1）试验时，将吊杆置于计算角度位置（轻型吊杆置于与水平成15°仰角，重型吊杆则为25°），如吊杆不具备在该仰角下工作的实际条件，则可置于实际可能达到的最小仰角位置。

（2）将等于表5.10.8-2规定的试验负荷的重物吊离甲板50～100 mm，保持悬挂时间不少于10 min。此时应仔细观察起货设备各构件的受力状态并注意有无不正常的声响。

（3）将吊货杆连同试验负荷从一舷转至另一舷来回各1次；对回转吊杆和起重机，应按设计所许可的范围进行缓慢回转不少于2次。

表5.10.8-2　试验负荷

安全工作负荷W_s　t	试验负荷　t
<20	$W_s\times1.25$
20～50	W_s+5
>50	$W_s\times1.1$

注：对工作压力有限制的液压起货设备，如不能以125%安全工作负荷作为试验负荷，则可按其可能达到的最大负荷进行试验，但不得小于安全工作负荷的1.1倍。

（4）将可带荷重进行变幅的吊杆和起重机连同试验负荷缓慢进行变幅不少于2次，变幅范围应达到但不超过设计规定。

（5）将载有试验负荷的起货绞车作不少于2次的刹车试验。刹车试验应在试验负荷快速下降约3 m距离时进行。制动滑程应小于$V/100$ m，V表示每分钟下降的米数。

（6）起重绞车的电动机和液压马达应做失电和液压失压试验。此时，关闭绞车电动机和液压马达，使试验负荷保持在悬挂位置，同时用人工释放装置做安全释放。

（7）对回转吊杆和起重机，应按设计要求用安全工作负荷进行单独和联合的变幅、回转、升降等试验。

双杆操作的吊杆经单杆试验后，尚须进行双杆试验，试验负荷为双杆安全工作负荷的1.25倍。试验时，将吊货杆放置在设计位置，然后将试验荷重从舷外吊入舱内，再从舱内吊回舷外，来回不少于3次。

每船具有相同结构和布置的吊杆时，其抽验数目，当总数为3对以下时至少试验1对；4～6对时至少2对，并依此类推。在试验中如发现问题，则应逐对进行试验。

在进行空载试验和吊重试验时，要检查各运动部件有无异常发热、敲击等现象；液压和蒸汽系统有无漏泄；检查电动机的起动电流、工作电流、电压、绝缘电阻和转速；检查泵和液压马达的工作油压、转速、振动和噪声；检查各种过载保护；检查电气控制设备以及各档调速和电磁控制器的工作情况。

起货设备经试验后，应进行仔细检查。对疑点部分应拆开检查。要测量电动机和控制设备的热态绝缘电阻，其值应≥1 MΩ。

机舱内起重设备的静负荷试验，先是悬挂等于工作负荷的试验重物，保持10～20 min，其弹性变形不应超过跨距的1/600，然后悬挂1.25倍工作负荷的试验重物，同样保持10～20 min，当卸去负荷后，应无永久变形。在进行空载试验时，主要是检查限位和信号装置的可靠

性。用行车吊起 1.1 倍安全工作负荷的重物，保持 10 min。然后进行吊起放下 2～3 次，同时做制动器刹车试验。此外，还应吊起等于工作负荷的重物进行前后、左右各往返一次的运行试验。在上述效能试验结束后，电气设备的热态绝缘电阻应 $\geq 1\ M\Omega$。

3.2 四年度全面检验

四年度全面检验是保持证书的一种必要检验，每 4 年进行一次。这种检验也可用相应的检验，如循环检验来代替。检验范围较广。

全面检验是用目力检查，必要时辅以其他方法如锤击试验。为了对所检查的部件能得出安全可靠的结论，检查应尽量仔细地进行，必要时应将部件或机件拆开。

对于吊货杆和附连于吊货杆、桅或起重柱和甲板上的固定零部件，也应进行全面检查。吊杆装置应按规范要求进行吊重试验。

四年度全面检验和吊重试验完毕后，应在《船舶起货设备检验簿》第一部分签证。

3.3 年度检验

年度检验通常是指每 12 个月至少要进行 1 次的检验。例如对上述有关固定零部件的外部检查，即用目力检查这些零部件是否有变形和缺陷，如裂纹或过度磨损等。应对起重机、绞车和活动零部件进行上述的全面检查和吊重试验。此外，尚须对钢索进行外部检查。以上检验完毕后，应在《船舶起货设备检验簿》上签证。

起货设备遇下列情况时，应申请验船部门进行检验并重新进行吊重试验：

（1）更换或修理重要金属结构件，如吊货杆、桅、桅肩和起重机的塔架、臂架等；

（2）更换或修理各种永久连接于吊货杆、桅、甲板、上层建筑以及船舶其他构件上的固定零部件；

（3）起货设备经过改建或变更起货设备的安全工作负荷；

（4）其他情况。如使用部门要求或验船部门认为必要时。

这时，吊重试验应按规范有关规定进行，但可按照具体更换或修理的项目进行单杆或双杆的吊重试验；单杆吊重试验，经验船部门同意，可使用弹簧或液压测力计。

在特殊情况下，年度检验可由船上负责起货设备的人员（船长或大副或轮机长）对起货设备和机械（如绞车等）按规范要求进行检验，并在《船舶起货设备检验簿》上作相应签证。

4 保养检查和不允许存在的缺陷

起货设备的活动零部件是指从该设备中可以整体拆出而无损坏的零部件，如链条、三角眼板、吊货钩、滑车、卸扣、转环等。这些活动零部件以及钢索在每次使用前，均应由船上职能人员进行检查，但在最近 3 个月内经检验部门检验合格者可以例外。对于发现有断丝的钢索，则每月应至少检查 1 次。

在检查中，当发现下列各项缺陷时，必须及时采取更新等措施予以克服：

（1）规范所指的固定或活动零部件，如最大磨损超过原尺寸的 10%，或发生裂纹，或有显著变形者，均不得使用。

（2）吊货钩钩尖开口部分的伸张度，超过其原有间距的 15%时，必须换新。

（3）钢索在其 8 倍直径的长度内，发现有 10%的钢丝断裂或钢索有过度磨损、腐蚀和其他显著损坏者，必须换新。

（4）起货设备的制动装置，当制动衬垫有显著磨损，在摩擦表面上开始显露固定衬垫的铆钉时，不准继续使用。

（5）绞车的齿轮上有损坏的牙齿或弯折的轮缘，或轮毂和轮辐上有裂纹时，均不准继续使用。

（6）其他有关零部件的显著变形、磨损或对功能的实现有障碍者，皆需按规范要求处理。

5 起货设备的标记和证书

按照规范规定进行试验和检验合格的活动零部件，应由制造厂或试验单位打上标记，并出具试验合格证明书。

标记应包括下列各项：（1）零件许用负荷（t）；（2）试验年月；（3）零件编号；（4）制造厂或试验单位的钢印。

规范要求标记应打在最明显的部位，以便检查，并对打标记的部位作了具体规定。对于小尺寸零件打标记有困难时，允许不打零件编号和试验日期。

起货设备经初次检验和试验合格后，应在吊货杆和臂架上离根部约 50 cm处打上标记。营运中船舶的起货设备经改建或变更安全工作负荷并经检验和试验合格后，应在上述处所打上新的标记。

标记应包括下列各项：（1）安全工作负荷（t）；（2）试验年月；（3）试验时吊货杆与水平所成的仰角或臂架幅度；（4）验船部门钢印。

吊杆装置的标记格式见图 5.10.8-1，起重机的标记格式见图 5.10.8-2，图中的吨数和幅度为主、副钩的安全工作负荷及其相应的幅度。

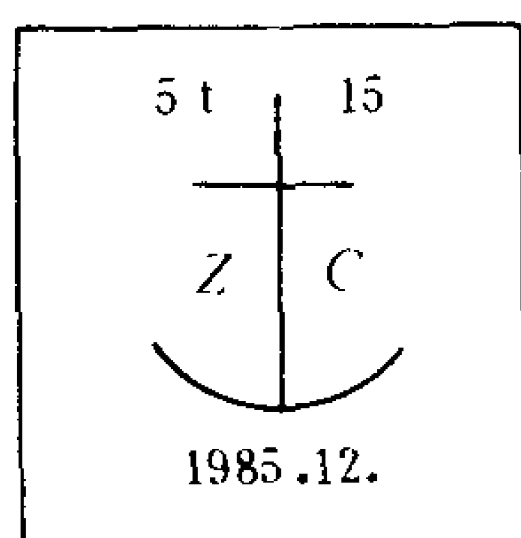


图 5.10.8-1 吊杆装置的标记格式

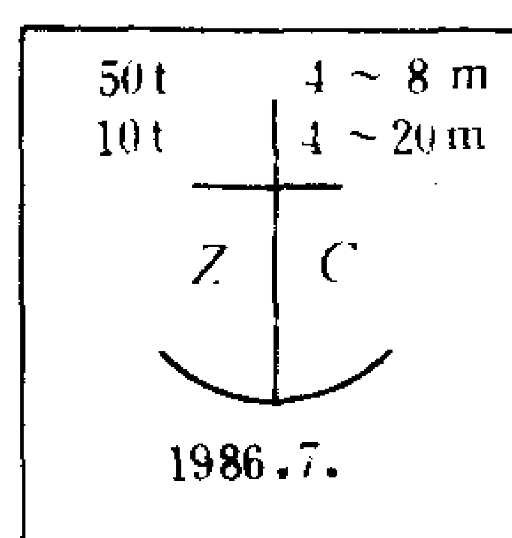


图 5.10.8-2 起重机的标记格式

船舶起货设备经验船部门检验和试验（包括吊重试验）合格后，签发规定格式的有关技术文件：（1）适用于吊杆装置和起重机的《船舶起货设备检验簿》；（2）适用于吊杆装置的《船舶起货设备检验和试验证书》；（3）适用于双杆操作式吊杆的《船舶起货设备双杆使用检验证书》；（4）适用于起重机的《船舶起货设备检验和试验证书》；（5）《船舶起货设备活动零部件检验和试验证明书》。

经修理或更换的活动零部件和使用的钢索应具有制造厂或试验单位试验和检验合格的证明书，并附于《船舶起货设备检验簿》内。

附件：中华人民共和国船舶检验局《船舶起货设备检验簿》和《证书》样本。

第一部分

PART Ⅰ

吊货杆及连接于吊货杆、桅和甲板的

Quadrennial Thorough Examination and Annual Inspection of

如所有吊货杆和上述零部件系在同一日期内进行检验，则第（1）栏内只需填上

If all the derrick booms and above-named gear are thoroughly examined or "All derrick booms and above-named gear". If not, the parts which have been

（1）所检验的部件位置和说明及其标记和号码 Situation and description of gear examined or inspected with distinguishing number or mark (if any)	（2）船舶起货设备检验和试验证书编号 Number of certificate of test and examination	定期检验 Quadrennial Thorough Examination 兹证明第（1）栏所述部件业经按照本局船舶起货设备规范规定进行定期检验，并未发现影响安全工作的情况，但第（3）栏所注明的除外。 This is to certify that the gear shown in col. (1) was thoroughly examined in accordance with the provisons of the Rules for Cargo Handling Gear of Ships promulgated by this Register of Shipping and that no defects affecting its safe working condition were found other than those shown in col. (3).		
		日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	（3）备注（注明日期并签章） Remarks (To be initialled and dated)

固定零部件的定期检验和年度检验

Derricks and Permanent Attachments to the Derricks, Masts and Decks

"所有吊货杆和上述零部件"，否则所指日期内所检验的零部件应分别填明之。

inspected on the same date, it will be sufficient to enter in col. (1)

thoroughly examined or inspected on the dates stated must be clearly indicated.

年度检验　　Annual Inspection

兹证明第（1）栏所述部件业经按照本局船舶起货设备规范规定进行年度检验，并未发现影响安全工作的情况，但第（4）栏所注明的除外。

This is to certify that the gear shown in col. (1) was inspected in accordance with the provisions of the Rules for Cargo Handling Gear of Ships promulgated by this Register of Shipping and that no defects affecting its safe working condition were found other than those shown in col. (4)

日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	（4）备注（注明日期并签章） Remarks (To be initialled and dated)

第二部分
PART II

起重机、绞车及其附
Annual Thorough Examination of

第（1）栏内应将经检验的机械和设备详细填明。如所有绞车
Col. (1) should show clearly the machines and gear
their accessory gear have been thoroughly examined, it

(1) 所检验的机械及其附属设备的位置和说明及其标记或号码 Situation and description of machinery and gear examined with distinguishing number or mark (if any)	(2) 船舶起货设备检验和试验证书编号 Number of certificate of test and examination	兹证明第（1）栏所述起重机/绞车及其附属设备况，但第（3）栏所注明的除外。 This is to certify that the machinery and, provisions of the Rules for Cargo Handling defects affecting its safe working condition		
		日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date

属设备的年度检验

Cranes, Winches and Accessory Gear

及其附属设备均经全部检验，只需填明“所有绞车及其附属设备。”
which have been thoroughly examined. If all the winches with
will be sufficient to enter “All winches and accessory gear”.

业经按照本局船舶起货设备规范规定进行年度检验并未发现影响安全工作的情 gear shown in col. (1) was thoroughly examined in accordance with the Gear of Ships promulgated by this Register of Shipping and that no were found other than those shown in col. (3).				(3) 备　注 (注明日期并签章) Remarks (To be initialled and dated)
日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	

活动零部件
Annual Thorough

活动零部件系指链条、卸扣、吊货钩、滑车、环、

The loose gear means: chains, shackles, cargo hooks, blocks, rings, swivels,

(1) 标记或号码 Distinguishing number or mark	(2) 所检验的活动零部件的名称和规格 Description of loose gear thoroughly examined including dimensions	(3) 船舶起货设备检验和试验证书编号 Number of certificate of test and examination	兹证明第(1)和(2)栏所述活动零部件业 但第(4)栏所注明的除外。 This is to certify that the gear described of the Rules for Cargo Handling Gear of safe working condition were found other	
			日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date

的年度检验

Examination of Loose Gear

转环、三角眼板、有节定位索、松紧螺旋扣和索节。

triangle plate, preventer guy with pitched clips, rigging screws and rope sockets.

经按照本局船舶起货设备规范规定进行年度检验，并未发现影响安全工作的情况，

in col. (1) and (2) was thoroughly examined in accordance with the provisions
Ships promulgated by this Register of Shipping and no defects affecting its
than those shown in col. (4).

日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	日期、检验人员的职务和签章 Signature and position of responsible person and date	(4) 备注 (注明日期并签章) Remarks (To be initialled and dated)

格式 Form C 124



中华人民共和国船舶检验局
REGISTER OF SHIPPING OF THE PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA

起货绞车证书
CERTIFICATE OF CARGO WINCH

编号 No. ______

产品编号 Serial No. ______ 制造厂名 Manufacturer ______

订货方 Purchaser ______ 型式认可证号 Cert. No. of type approval ______

用 于 Intended for ______ 图纸批准号 Approval No. of drawing ______

产品明细
Particulars

型式 Type ______ 起升速度 Hoisting speed ______ m/min.

额定负荷 Rating load ______ t 卷筒直径 Diameter of drum ______ mm

钢缆直径 Diameter of wire rope ______ mm

主要件材料 Material of main components ______

原动机 Prime mover ______

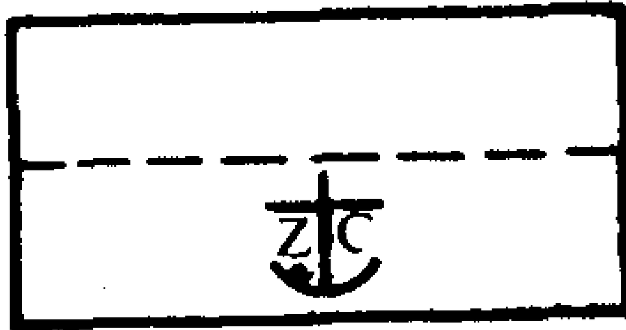
出厂试验（带上、下单滑轮）
SHOP TEST (with head & foot single sheaves)

项目 Item	额定值 Rating	变速档 Variable speed I	II
工作负荷试验 Working load test			
试验负荷 Test load	kN	kN	kN
起升速度 Hoisting speed	m/min	m/min	m/min
输入功率/压力 Input power/pressure	kW/MPa	kW/MPa	kW/MPa
超负荷试验 Overload test			
试验负荷 Test load	kN	kN	kN
静态试验 Static test	持续 10 分钟 for 10 min		
动态刹车滑移距离 Travel distance on operation of the brake	mm	mm	mm

兹证明上述起货绞车经本验船师检验和试验，符合 ______ 规范和批准图纸，可装船使用。

THIS IS TO CERTIFY that the above-mentioned cargo winch has been inspected and tested by the undersigned and found to be in compliance with the ______ Rules and the approved drawings. and that it is fit for use on board vessels.

______ 上标有 is stamped with



签发日期 Date of issue ______ 验船师 Surveyor ______

格式 Form Z-4-2 A

中 华 人 民 共 和 国 船 舶 检 验 局

REGISTER OF SHIPPING OF THE PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA



编号
No.

船舶起货设备检验和试验证书

CERTIFICATE OF TEST AND EXAMINATION OF SHIP'S CARGO HANDLING GEAR BEFORE BEING TAKEN INTO USE

船 名 Name of Ship ______________________ 船籍港 Port of Registry ______________________

兹证明下列各吊杆及其所属零部件和绞车均已按照本局船舶起货设备规范规定于______年___月___日在______港进行了吊重试验，试验后经详细检查并未发现损伤和变形，各吊杆的安全工作负荷见下表第（4）栏。

This is to certify that the following derricks and accessory gear, and winches were tested on the ______ day of ______ 19 ___ at ______ Harbour in accordance with the provisions of the Rules for Cargo Handling Gear of Ships promulgated by this Register; that no injury or permanent deformation was found upon a careful examination after the test; and that the safe working load of the said derricks and gear, and winches is as shown in column (4) of the table below.

(1) 吊杆和绞车的位置、说明及其号码或标记 Situation and description of derricks and winches with distinguishing number or mark (if any)	(2) 试验时吊杆与水平线的角度 Angle to the horizontal of derrick boom while the proof load was applied	(3) 试验负荷(kN) Proof load applied (kN)	(4) 安全工作负荷(kN) Safe working load (kN)

19___年___月___日 签发于______________

Issued at ___, on the ___ day of ___ 19 ___

中华人民共和国船舶检验局________办事处

The ________________ Office of

the Register of Shipping of the People's Republic of China

格式 Form Z-4-3

中 华 人 民 共 和 国 船 舶 检 验 局

THE REGISTER OF SHIPPING OF THE PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA



编号
No.

船舶起货设备检验和试验证书

CERTIFICATE OF TEST AND EXAMINATION OF SHIP'S CARGO HANDLING GEAR BEFORE BEING TAKEN INTO USE

船 名 Name of Ship ____________ 船籍港 Port of Registry ____________

兹证明下列各起重机及其所属零部件均已按照本局船舶起货设备规范规定于____年___月___日在____港进行吊重试验，试验后经详细检查并未发现损伤和变形，各起重机的安全工作负荷见下表第（4）栏。

This is to certify that the following cranes and accessory gear were tested on the ___ day of ______ 19 __ at ______ Harbour, in accordance with the provisions of the Rules for the Cargo Handling Gear of Ships promulgated by this Register; that no injury or permanent deformation was found upon a careful examination after the test; and that the safe working load of the said cranes and accessory gear is as shown in column (4) of the table below.

(1) 起重机的位置、说明及其号码或标记 Situaton and description of cranes with distinguishing number or mark (if any)	(2) 试验时起重机的臂架幅度 (m) Radius of jib cranes at which the proof load applied (meters)	(3) 试验负荷 (kN) Proof load applied (kN)	(4) 安全工作负荷(第二栏所指臂架幅度下) (kN) Safe working load at the radius of jib cranes shown in col. (2) (kN)

19 ___年___月___日 签发于____________

Issued at ___, on the ___ day of ___ 19 ___

中华人民共和国船舶检验局________办事处

The ______________ Office of

the Register of Shipping of te People's Republic of China

参考文献

〔1〕708所《船舶科技简明手册》编写组：船舶科技简明手册，国防工业出版社，1977

〔2〕〔日〕日本海上集装箱协会、集装箱运输业务手册编委会：集装箱运输业务手册，人民交通出版社，1986

〔3〕赖维铁：人机工程学，华中工学院出版社，1983

〔4〕Gallin, Hiersig, Heiderich: Ships and Their Propulsion Systems, Derelopments in Power Transmission, 1983

〔5〕D.W.Smith, C. Eng. M. I. Mar: Marine Auxiliary Machinery-6th edition, London

〔6〕袁福昌：集装箱装卸机械，技术标准出版社，1981

〔7〕起重机设计手册，机械工业出版社，1980

〔8〕IMO 第13届会议（1983年11月7～18日）决议513—557

〔9〕CB*795—85，开敞式救生艇型式和基本尺寸

〔10〕JT 4521—83，工作兼救生艇

〔11〕GB 4445—84，救生艇绞车

〔12〕М.М.Валдаев: Гидравлические приводы судовых палубных механизмов, Издательство «Судостроение»1973

〔13〕А.Н.Гурович等：Судовые устройства (справочник для конструкторов и проектировщиков), Издательство «Судостроение»1967

〔14〕汪育才、刘连山：液压舵机与液压起货机，人民交通出版社，1984

第 11 篇　船舶减摇和侧推装置

第 1 章　船舶减摇装置

1　船舶在波浪中的摇荡和减摇装置的作用

1.1　船舶在波浪中的摇荡

1.1.1　船舶的摇荡自由度

船舶在水中的摇荡运动共有 6 个自由度：纵摇、首摇、横摇、升沉、横荡和纵荡，见图 5.11.1-1。其中，对于船舶设备、船员、旅客和货物有不良影响的是纵摇、升沉和横摇，而以横摇的影响为最大。因为在恶劣的海况下，船舶横摇 30～40°是常见的事。

1.1.2.　波浪的特性

1）波倾角量

如图 5.11.1-2 所示，设一波浪由波峰到波谷的高度为h，波长为L，则波倾角θ°以下式表示：

$$\theta=180h/L \qquad (^{\circ}) \qquad (5.11.1\text{-}1)$$

θ称为波倾角量。海况越恶劣，波倾角量越大，船的摇摆也越激烈。

2）横摇力矩

当船舶遭遇到一个波长大大超过船宽、波倾角量为θ°的横浪时，就受到了波浪给予的一个横摇力矩，其大小相当于船在静水中倾斜θ°角时所产生的复原力矩。因此在考虑船舶横摇问题时，把它作为在静水中的倾斜来对待最为简单。

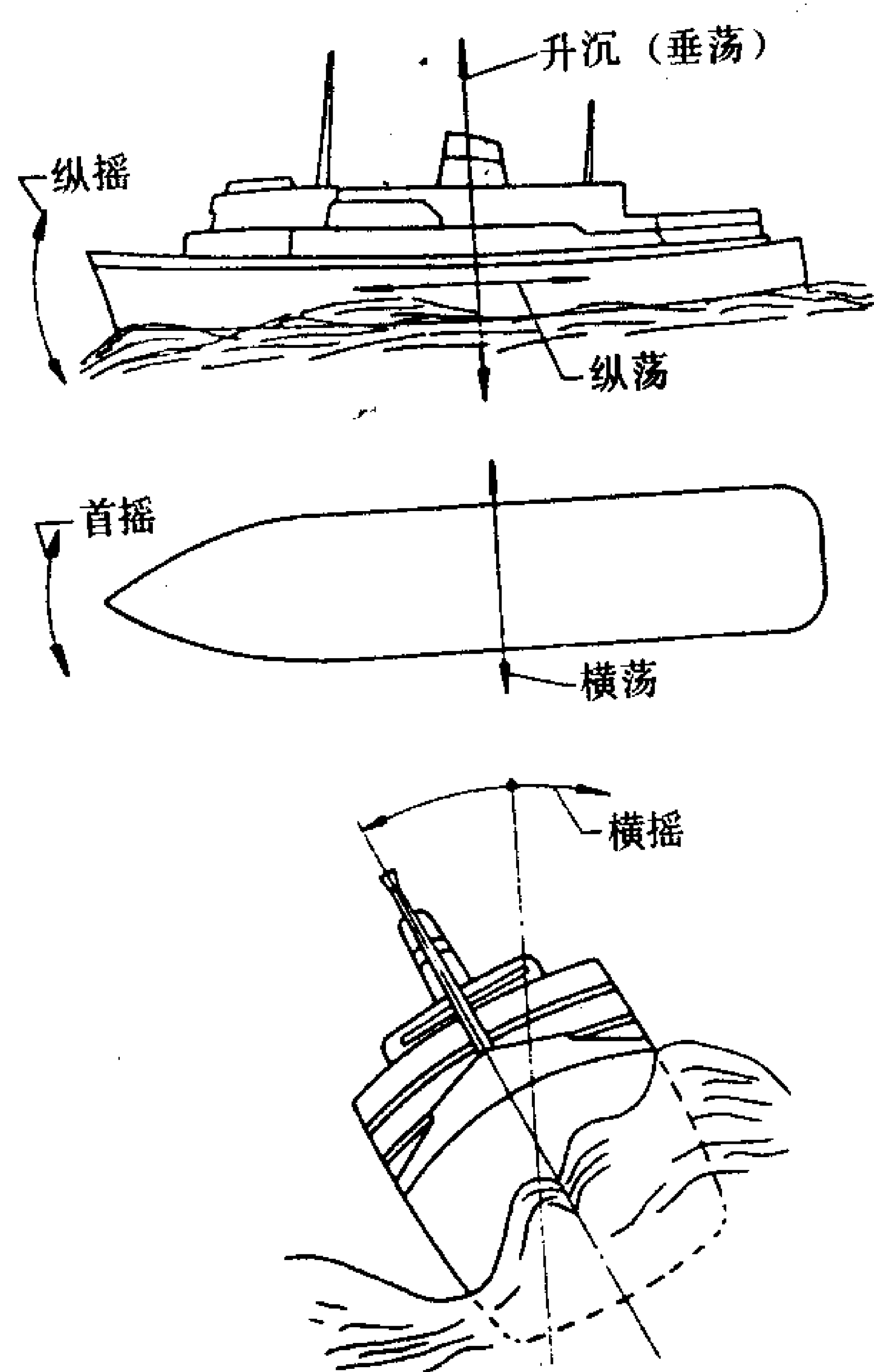


图 5.11.1-1　船舶摇荡

图 5.11.1-3 示出船舶在静水中倾斜θ°角时的受力平衡图。作用于重心位置G上的船舶重力（即排水量）产生一个相对于稳心M的复原力矩，力图使船舶恢复水平状态。此复原力矩的大小为

$$M'=W\cdot\overline{GM}\cdot\sin\theta^{\circ} \qquad \text{N}\cdot\text{m} \qquad (5.11.1\text{-}2)$$

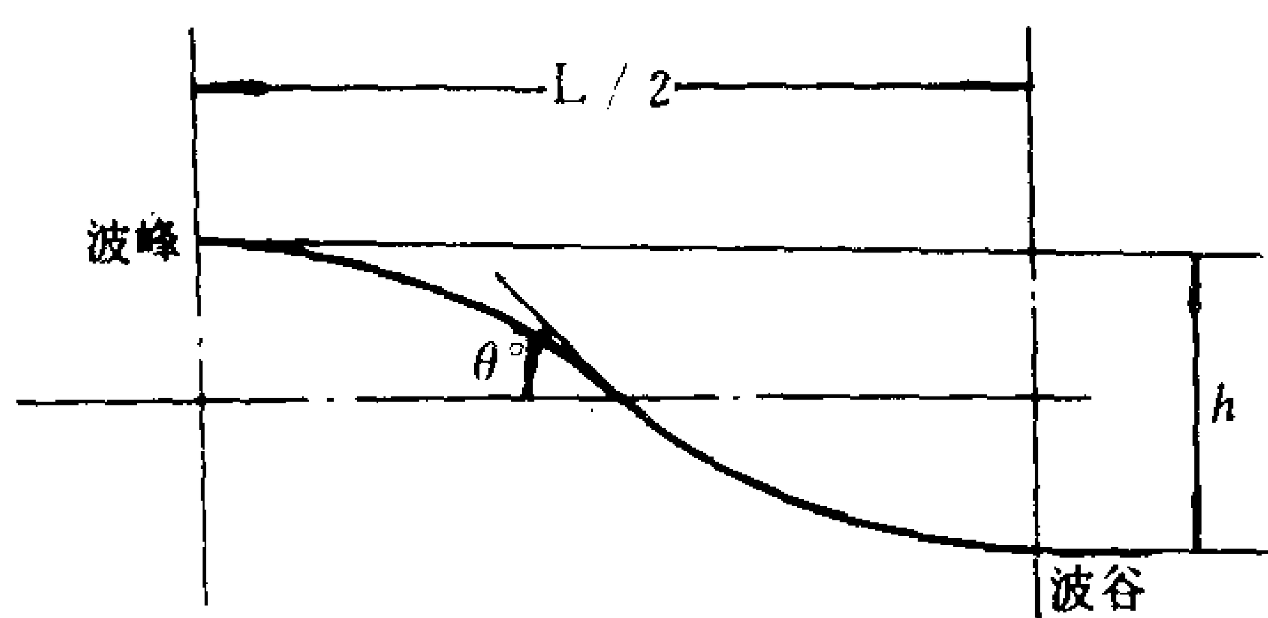
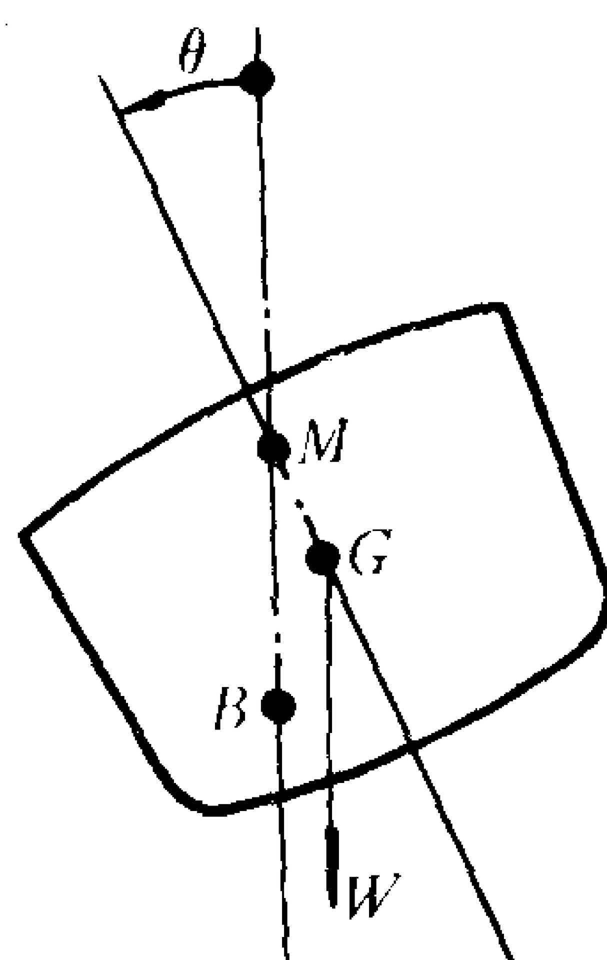
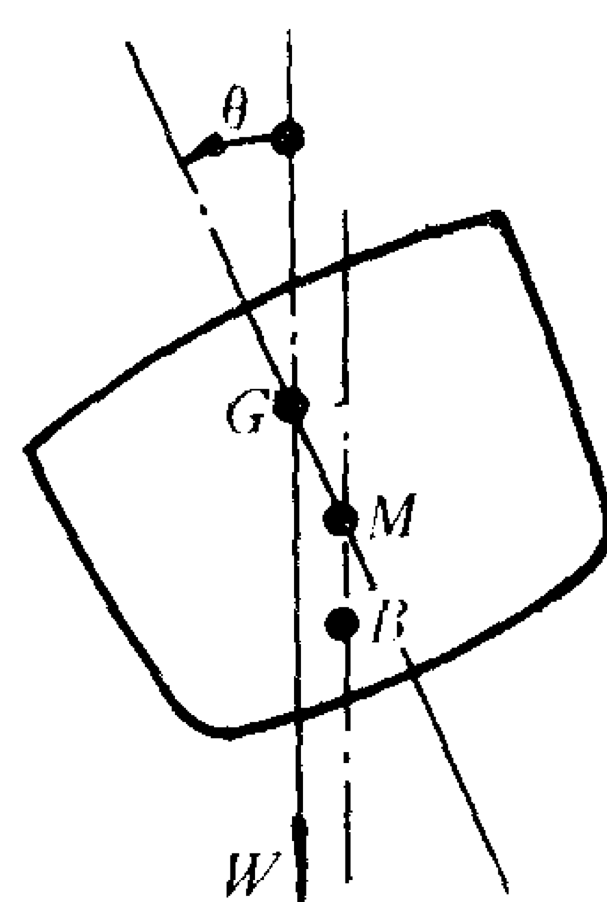


图 5.11.1-2 波倾角



稳定船



不稳定船

图 5.11.1-3 船舶在静水中倾斜时的受力

当θ角不大时，上式可近似写成

$$M' = W \cdot \overline{GM} \cdot \theta^\circ/57.3 \qquad (5.11.1\text{-}3)$$

式中： W——船舶重力，N；

$\overline{GM}$——船舶稳心高，即重心至稳心的距离，m。

$\overline{GM}$是表示船舶稳性的重要指标。如G位于M下方，这种船舶称为“稳定船舶”，$\overline{GM}$为正。这时，$\overline{GM}$越大，复原力矩M'也越大，船舶稳性越好。但是，过分增大$\overline{GM}$会使船的横摇固有频率增加，横摇特性变差，感受不良。如G位于M的上方，$\overline{GM}$为负，船舶重力将产生一个相对于稳心的倾覆力矩，使船倾覆，这种船舶称为“不稳定船舶”。显然，这种情况必须加以避免。

当船舶遇到波倾角量为θ°的横浪时，波浪产生的力矩使船舶横倾，力图使船舶中线与波面垂直。此力矩在数值上与船在静水中倾斜θ°时的复原力矩相等，称为横倾力矩M。

$$M = W \cdot \overline{GM} \cdot \theta^\circ/57.3 \quad \text{N} \cdot \text{m} \qquad (5.11.1\text{-}4)$$

3）遭遇周期

遭遇周期即波浪作用于船舶的周期。它不仅是波浪的速度和周期的函数，也是船的速度、航向与波浪夹角的函数，并可写成：

$$T_0 = L/\left(1.25\sqrt{L} - 0.515 v\cos\beta\right) \quad \text{s} \qquad (5.11.1\text{-}5)$$

式中：L——波浪波长，m；

v——船速，n mile/h；

β——首尾与波浪的夹角

1.1.3 固有横摇周期

处于水中的船舶，就象一个弹簧质量系统，具有自己固有的横摇周期，并可表示为：

$$T = CB/\sqrt{\overline{GM}} \quad \text{s} \qquad (5.11.1\text{-}6)$$

式中：C——由船型决定的经验系数，对商船通常为$C = 0.72 \sim 0.80$；

B——船宽，m。

1.1.4 放大系数

如果船舶受到与其固有横摇频率相同的周期性横浪的作用，船舶就要产生共振现象，横摇角度不断增大。这时尽管由于船体等的阻尼作用，横摇角度不会无限增大，但却明显地比遭遇其他频率波浪时为大。而当遭遇到周期为无限长的长浪时，船舶的横倾角就与波倾角一致。实际上，当波浪周期大于船舶固有横摇周期3倍时，船舶的横摇角即可与波倾角大致一致。而当波浪周期极短时，船舶不产生摇摆。共振时的横摇值与长周期时的横摇幅值之比称为放大系数。它与船体的阻尼强弱有关，见图5.11.1-4。

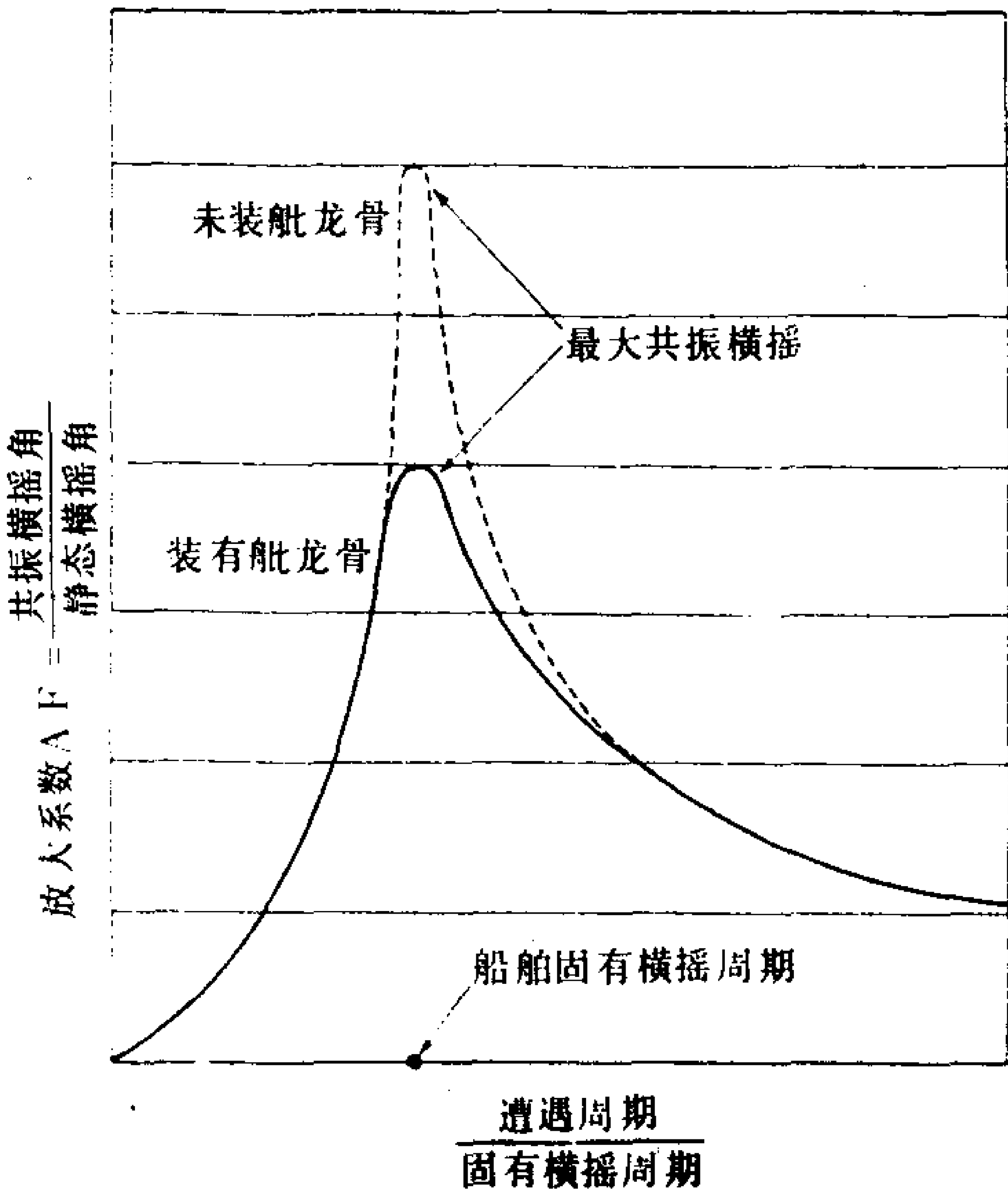


图5.11.1-4 放大系数

1.2 减摇装置的任务和效果

1.2.1 减摇装置的任务

船舶的摇摆以横摇的不良影响为最大，但采用减摇手段所能获得的效果也最佳。因此到目前为止，船舶的减摇装置主要以减轻横摇为目的。而纵摇和首摇，因程度较轻，减摇的必要性不大，且摇摆力矩巨大，减摇的效果和经济性均很差，所以在船上没有专门为此而使用减摇装置，仅有的极少数研究，也是为了提高船舶的推进性能、稳定性能和适航性能。

1.2.2 减摇装置的效果

设置减摇装置是为了减轻船舶横摇，以获得以下各种利益：

1）在客船上，减轻乘客晕船，提高客船特别是远洋客船的舒适性；

2）在汽车运输船上，防止汽车或装载物的碰撞和翻倒，提高货主和船东对船的信赖；

3）使船在恶劣海况下也能航行，提高船舶的营运率和航期保证；

4）横摇减轻后，减少了船舶的偏航，还能避免因激烈摇摆引起的船速下降，节约燃料；

5）在货船和集装箱船上，可减少或避免货物和集装箱的移位，减少货损；

6）可改善船员的工作环境，保证船员的工作效率；

7）可改善飞机在母舰上的接口条件，减少了飞机在起飞、降落以及在甲板上移动过程中倾翻的可能性，提高了飞机装载舰的作战能力；

8）可改善舰炮和导弹发射基准面的稳定度，提高命中率。

1.3 减摇装置的能力

为了平衡波倾角量为θ°的波浪所作用于船舶的横摇力矩，减摇装置必须具有与该力矩相等的减摇力矩，即

$$M' = W \cdot \overline{GM} \cdot \theta^\circ / 57.3 \quad \mathrm{N \cdot m} \qquad (5.11.1\text{-}7)$$

实际上，减摇装置所具有的减摇力矩是有限的。通常把减摇装置的最大减摇力矩所能克服的波浪波倾角θ°，作为衡量减摇装置能力的标志，并称为减摇装置的当量波倾角，或“减摇

能力”，亦即

$$\theta=57.3M'/(W\cdot\overline{GM}) \quad (^\circ) \qquad (5.11.1\text{-}8)$$

减摇水舱的减摇能力一般为 2 ～ 3°。减摇鳍能力较大，对客船通常是 5°，军舰大约 7°，集装箱船和货船在 5°以下。

实际上，任何减摇装置都不可能完全克服横摇，总有一定的剩余横摇，并可用减摇率R来表示。它等于未减摇时的横摇角与剩余横摇角之差对于未减摇时横摇角的百分比，即

$$R=(1-\varphi_s/\varphi_{us})\times 100\% \qquad (5.11.1\text{-}9)$$

式中：φ_s——剩余横摇角；

φ_{us}——未减摇时的横摇角。

从图 5.11.1-8 中可以看出，只有在共振周期时才具有较高的减摇率，而在其他情况下R值都较低。因此，在共振周期之外，减摇性能都用减摇效果的绝对值即剩余横摇角来表示。一般，剩余横摇角是 3°。

当遭遇的波浪大于减摇装置的能力时，没有被减摇装置抵消的那部分波浪作用力，将使船舶的横摇大于设计的剩余横摇。

2 减摇装置的种类

减少船舶横摇有两个途径：一是增加船体横摇阻尼，二是增加复原力矩或减少横摇力矩。减摇装置可根据是否为其提供动力而分为被动式和主动式两类，见表 5.11.1-1。

表 5.11.1-1 **减摇装置种类**

主动型	减摇水舱	减摇重锤	减摇陀螺	减摇鳍	舵减摇	减摇防侧倾联合水舱
被动型	减摇水舱	减摇重锤	舭龙骨	破浪卫		

2.1 舭龙骨

船舶的横摇尤其是共振时的横摇受船体阻尼的影响极大，见图 5.11.1-5。最便宜和最古老的横摇阻尼设备是舭龙骨。如果舭龙骨的安装占船长的 30%～35%以上，且具有足够的宽度，它就能提供适当的阻尼。图 5.11.1-6 示出由定期班轮A和客货船B的船模试验得出的舭龙骨减摇效果的百分比。A船船长 192 m，排水量 26,000 t，稳心高 0.9 m，航速 22 kn。B船船长 152.4 m，排水量 16,500 t，稳心高 1.52 m，航速 17 kn。

舭龙骨的另一特点是在包括零速在内的各种船速范围内都能有效地增加船体的横摇阻尼，加上它的结构简单，对船体和航速影响不大，因此为各种船舶所普遍采用。

2.2 被动式减摇水舱

被动减摇水舱可分为两种，一种是自由液面式，另一种是U字形管式。

2.2.1 自由液面式减摇水舱

图 5.11.1-7 示出布朗-NPL被动减摇水舱的工作原理。它靠船舶横摇时造成水在水舱中向左右舷作往返流动来减轻船舶横摇。假设船开始向右横摇，那么，只有在它向右倾斜一定的角度之后，水舱中的水才开始向右舷流动，如图 5.11.1-7 a）所示。经过一小段时间后，船向右倾斜至最大角，此时船舶的自然复原力矩作用在船上，使船开始复原并向左摇动。但是水舱里的水继续向低处流，并积聚在水舱的右舷一边，见图 5.11.1-7 b）。由于绝大部分水

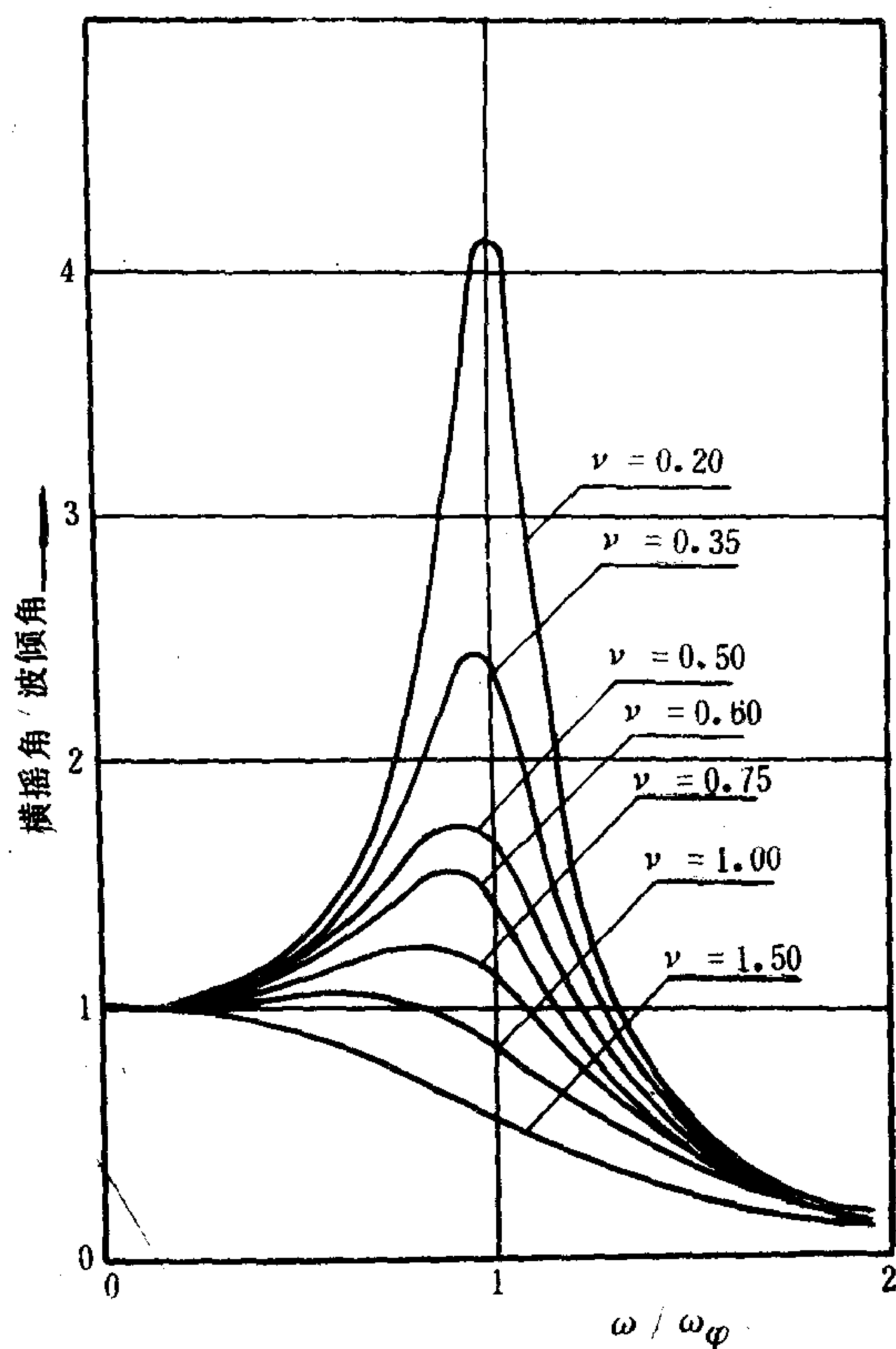


图 5.11.1-5 阻尼系数对规则横波横摇响应的影响

ν-船体阻尼；ω-船体横摇固有角频率；ω_φ-遭遇波浪角频率

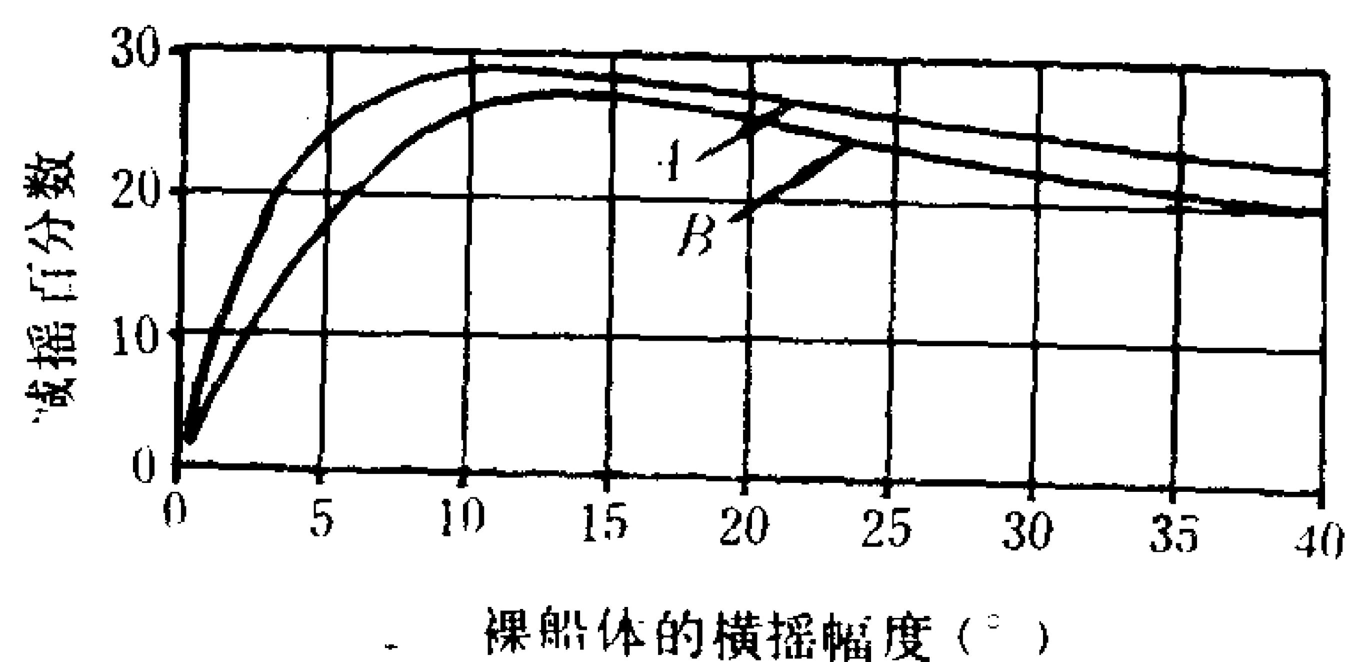


图 5.11.1-6 从船模试验推导的舭龙骨减摇百分比

A-舭龙骨长度占船长 32%；B-舭龙骨长度占船长 30%

在右舷，它的重力产生一力矩阻碍船向左舷摇动。

当船越过正浮位置继续向左摇动时，聚集在水舱右舷的水开始向低处流动即返回左舷。当船横摇到左舷最大角度时，水舱中的水在左、右舷的分布基本均匀，对船不产生力矩，见图 5.11.1-7 c）。此时，船舶将在自然复原力矩推动下向右回摇。而当它又一次通过正浮位置时，水继续向左舷移动并聚集在左舷（图 5.11.1-7 d），正好与图 5.11.1-7 b）时的情况相反。此后，船又继续向右横摇，而积聚在左舷的水一直产生一个阻碍船向右横摇的力矩，直至船向右横摇到图 5.11.1-7 a）的情况后，又开始新的循环。

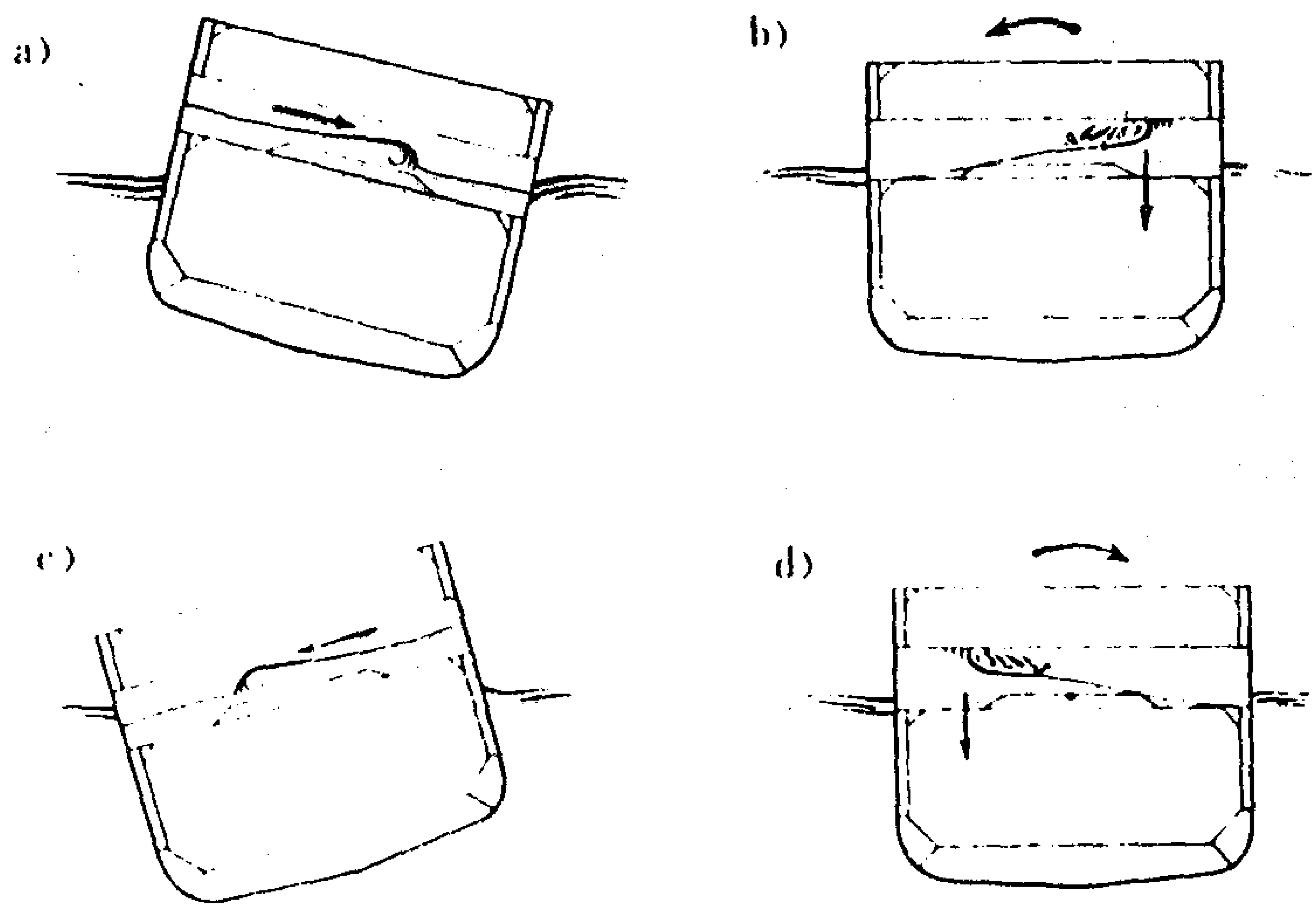


图 5.11.1-7 被动减摇水舱工作原理

a）船向右倾斜，水向右流动；b）船向左横摇，聚集在右舷的水产生阻碍船向左横摇的重力矩；c）船向左横摇至最大角，水在舱中均匀分布，不产生重力矩；d）船向右横摇，聚集在左舷的水产生阻碍船向右横摇的重力矩

水舱中水的惯性也影响着船的横摇。如果水舱在横摇中心之上，水的惯性产生的力矩就会加强水重力矩的作用。而水舱在横摇中心之下时，则会削弱水重力矩的作用。实际上，当水舱低于横摇中心 20%船宽时，不会有严重影响。而当水舱高于横摇中心时，由于液体运动相位的原因，惯性力矩的作用并不显著。

水舱中水的运动周

期与船舶的固有横摇周期相同，但比船舶横摇角滞后 90°，而与横摇角速度反相。在共振时，船舶横摇角比波浪滞后 90°。此时水舱中水的流动滞后波浪 180°，它所产生的力矩正好与波浪产生的横摇力矩反相。只要水的质量足够大，就能适当平衡波浪的作用，有效地减少船舶的横摇。但当船舶的遭遇周期偏离固有周期时，水舱中水所产生的力矩就不是正好与波浪产生的横摇力矩反相，水舱的减摇效果就不理想。如果偏离固有周期较远，水舱的作用反而会增大船舶横摇。这在长遭遇周期时更为显著，这时，水舱的作用一般可使船的实际横倾增加 25%。从图 5.11.1-8 中可以看出被动水舱的这种响应特性。

水舱的容积应当足够大，以便工作时水舱一边可容纳全部水流，得到最佳的减摇效果。管理上要注意使水舱的装水量等于舱容的一半。水量太多或太少对水舱的响应特性都有不良影响。图 5.11.1-9 示出了这种影响。图中 $h=1$，水量太少；$h=2$，水量为水舱容积的1/2；$h=3$，水量太多。

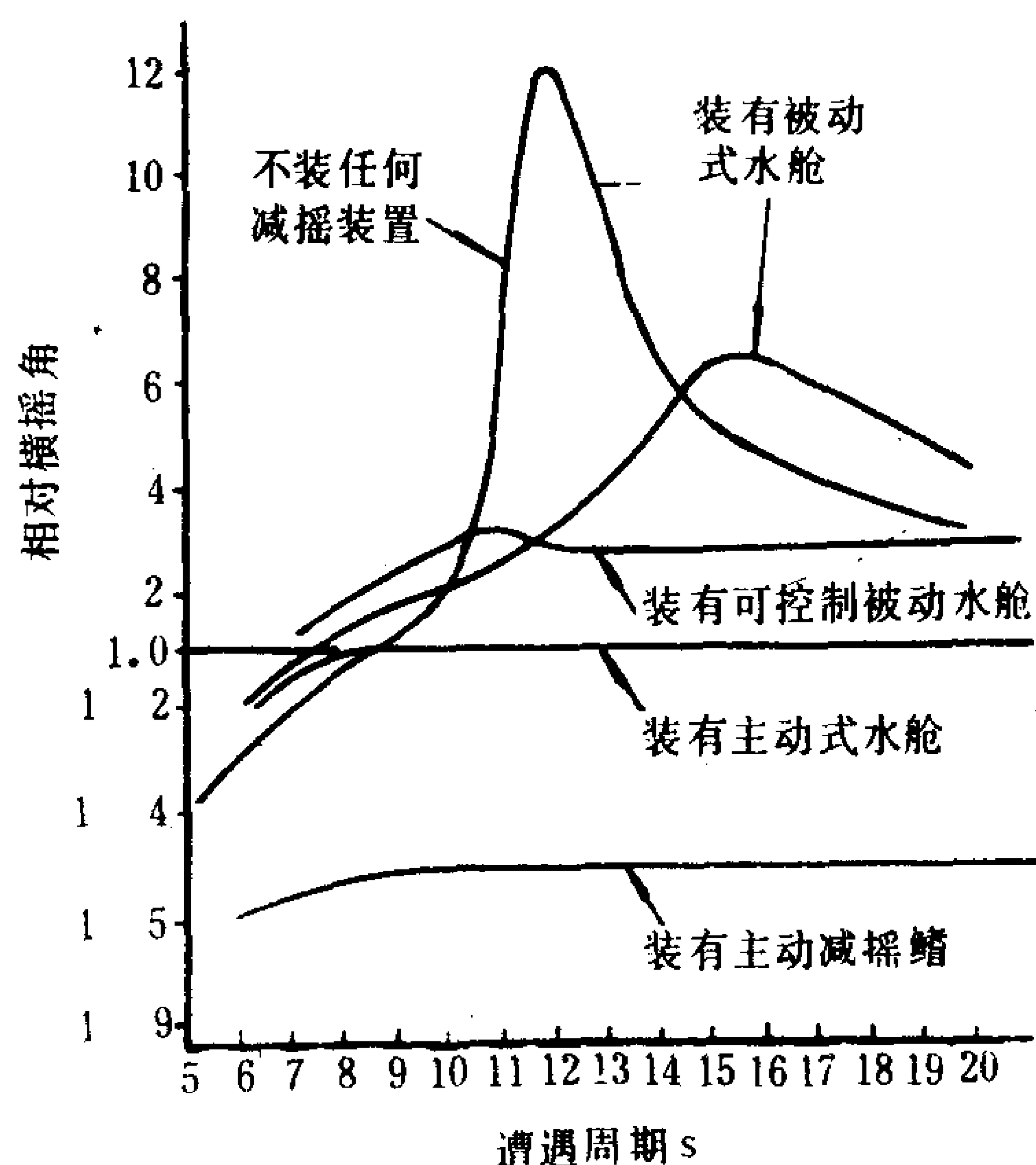


图 5.11.1-8　各种减摇装置的减摇响应特性

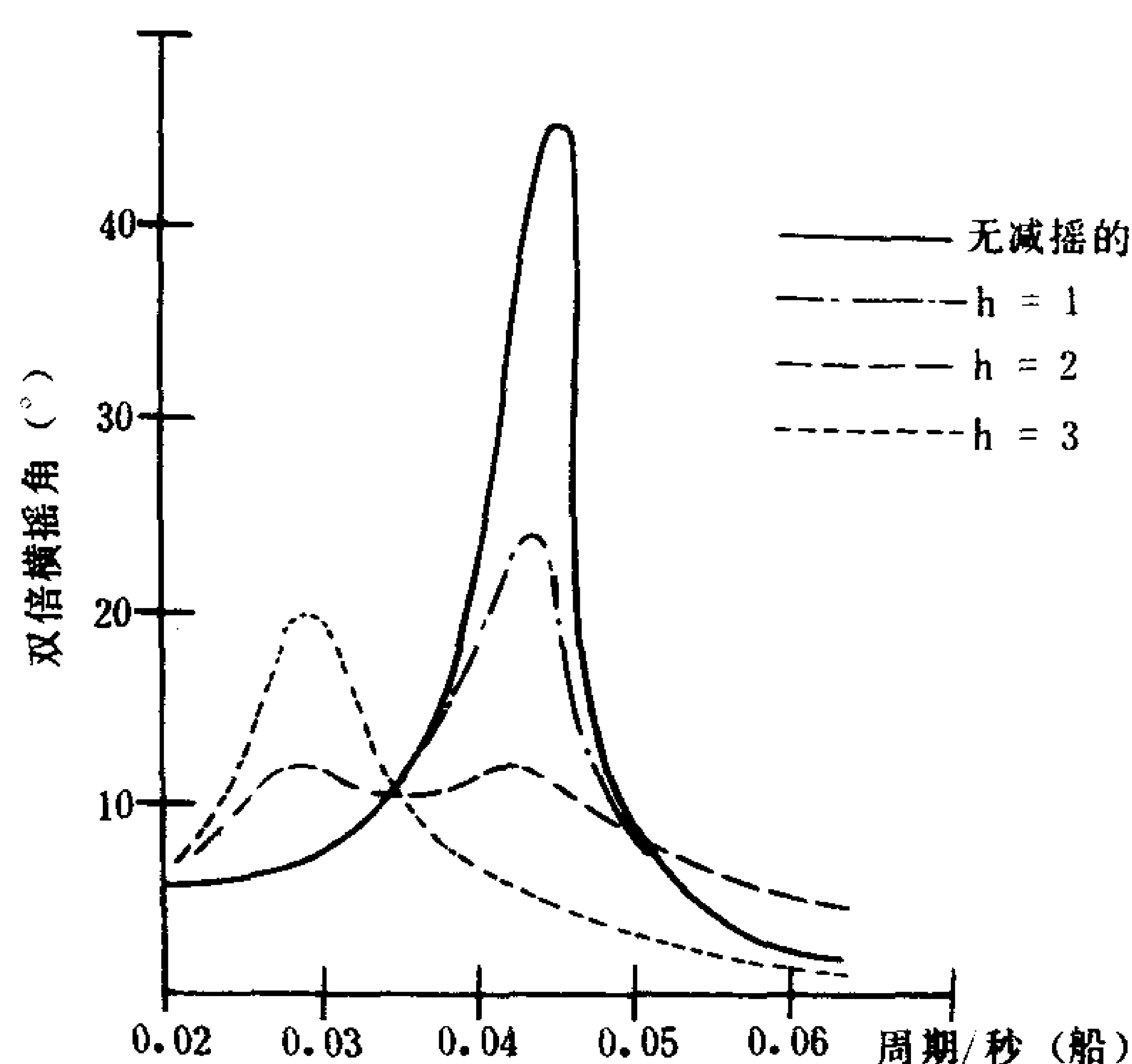


图 5.11.1-9　水量对被动减摇水舱的影响

2.2.2 U形管式被动减摇水舱

1）不可控式U形管被动减摇水舱

不可控式U形管被动减摇水舱，由设在两舷的水舱和连通管组成。其工作方式与自由液面式被动减摇水舱完全相同。差别仅在于水舱离船舶中线较远，水可在水舱中聚集得更高，因此可获得更好的减摇效果。图 5.11.1-10 示出其工作原理。

水舱的重力矩M_W、惯性力矩M_I和减摇力矩M_S分别为：

$$M_W=\rho gAChx \quad \text{N}\cdot\text{m} \tag{5.11.1-10}$$

$$M_I=\rho ACh\ddot{x}y \quad \text{N}\cdot\text{m} \tag{5.11.1-11}$$

$$M_S=(M_W+M_I)\cos\phi \approx M_W \quad \text{N}\cdot\text{m} \tag{5.11.1-12}$$

式中：ρ——液体密度，kg/m³；

h——两舷水舱水压头差，m；

y——移动液体质量中心相对横摇中心的垂直距离，m。当液体质心在船舶横摇中心以下时，$y=0.2B$（B为船宽）；

ϕ——减摇力矩的相位变化，rad；

A——水舱宽度，m；

C——水舱纵向长度，m；

x——移动液体质量中心相对船中线的位移，m；

$\ddot{x}$——移动液体的加速度，m/s^2。

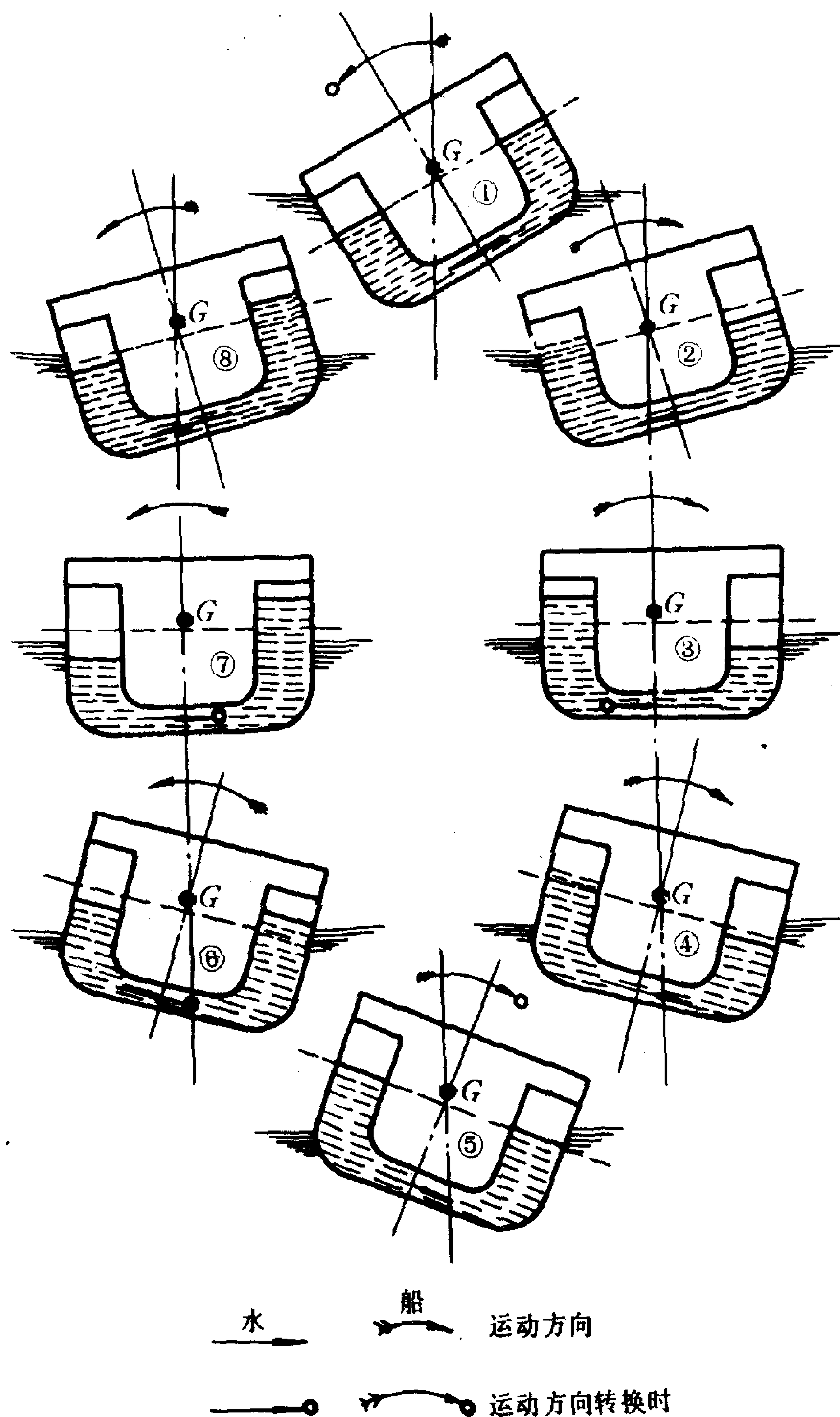


图 5.11.1-10 不可控U形管减摇水舱原理

不可控式被动减摇水舱仅在水舱的周期与船舶的固有周期相同时才能获得良好的减摇效果。但不少船舶如货船、集装箱船等的固有横摇周期会随载货量而变化。为了获得较好的减摇效果，就必须调节水舱的水位，使其周期与船舶的固有周期相一致。

当$\overline{GM}$的变化所引起的船舶固有周期变化很大时，由于水舱水位可调范围的限制，水舱周期的变化难以与之相适应。在这种情况下，水舱的减摇效果就将下降。图 5.11.1-11 示出了$\overline{GM}$减小 25%时的影响。

2）可控式被动减摇水舱

可控式被动减摇水舱通常是封闭的U形水舱，两水舱间的水流和气流可通过控制系统调节，因此水流的流动周期可调范围较大，可适应$\overline{GM}$以及船舶和波浪遭遇周期的较大变化。图 5.11.1-12 是这种水舱的简图。两封闭水舱通过一空气管相联。控制系统感受船舶横摇周期与水舱周期的偏差，自动调节空气连通管上的阀门，控制连通管中的气流，从而控制舱中水的流速，使水的流动周期在较大范围内与横摇周期趋向一致，从而改善了水舱的响应特性（参看图 5.11.1-8）。图 5.11.1-13 示出缪尔海德-布朗（Muirhead-Brown）可控被动减摇水舱系统。

被动减摇水舱中的水会使船舶$\overline{GM}$减少。为了保证船舶的稳性，$\overline{GM}$值的降低一般限制在 25%左右，也就是说水舱中的水量是有限的，并靠船舶横摇时的位置差而流动。所以被动

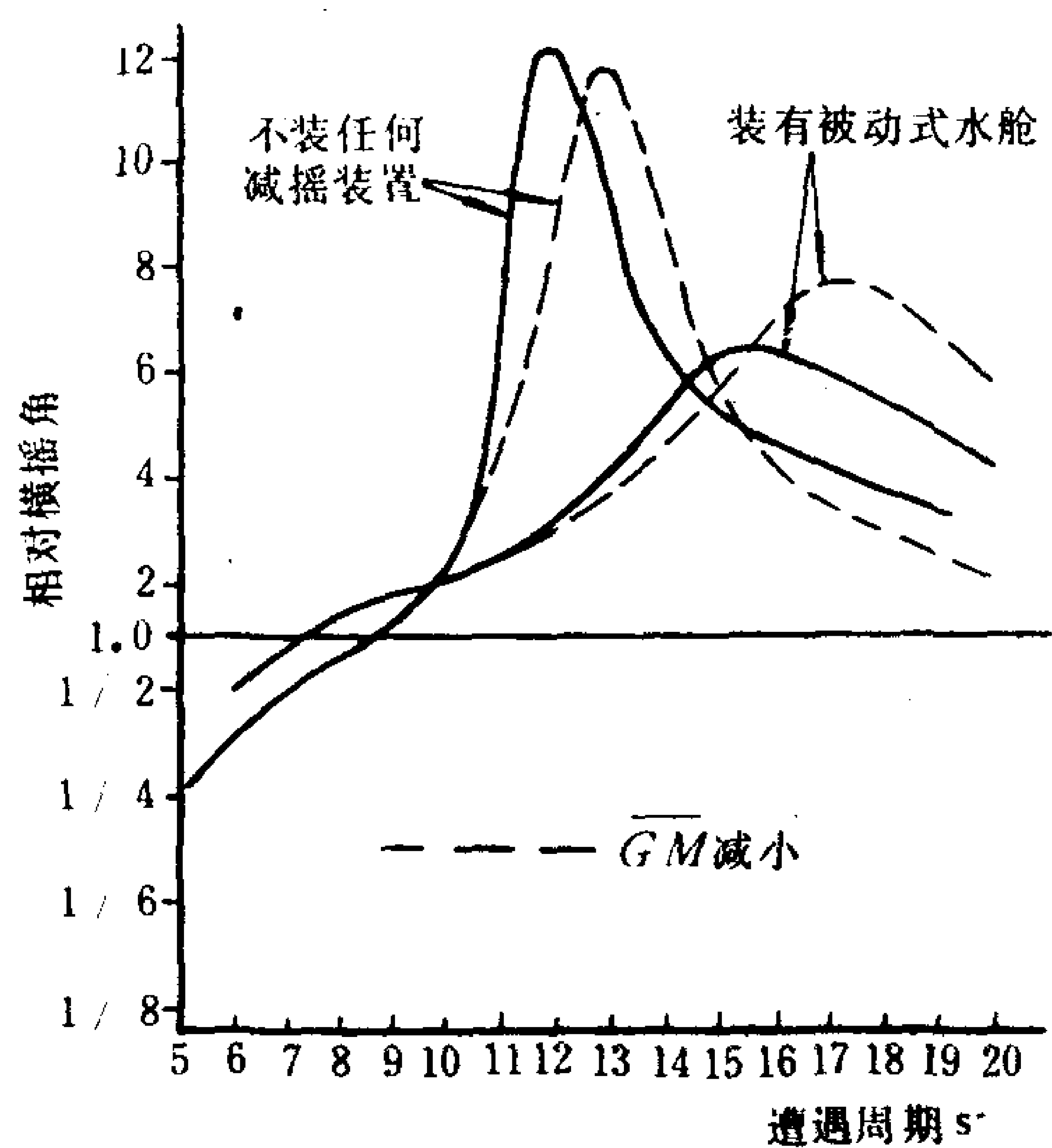


图 5.11.1-11 $\overline{GM}$减小对被动水舱响应特性的影响

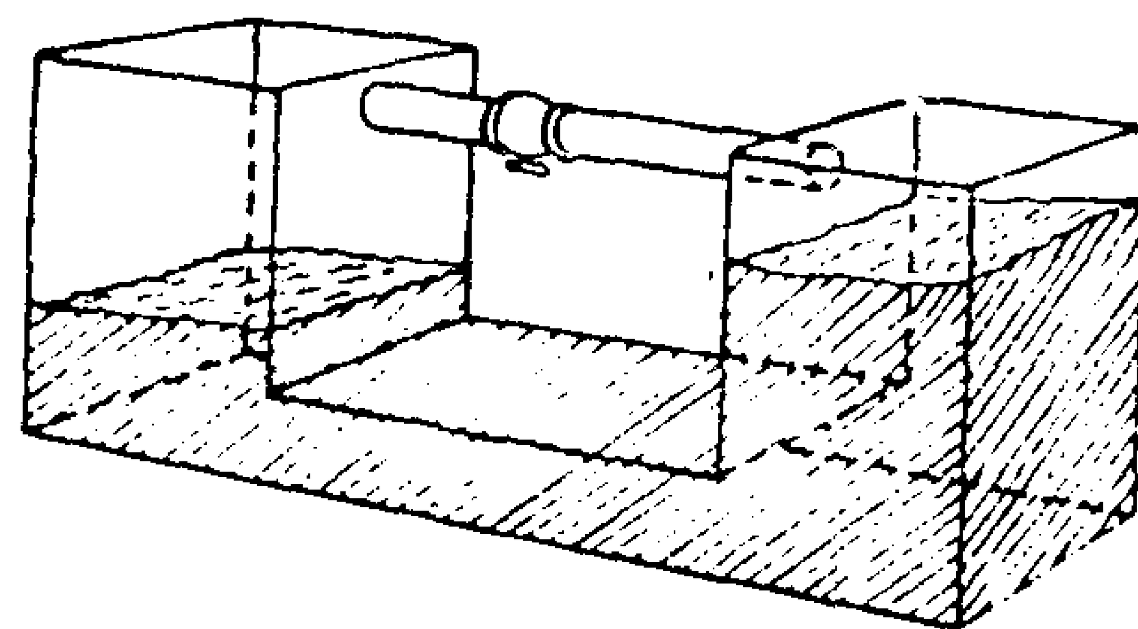


图 5.11.1-12 可控式被动减摇水舱简图

减摇水舱的减摇能力是有限的，很少大于 2～3°，无法应付恶劣海况。因此，被动减摇装置仅适用于中等海况。

2.3 主动式减摇水舱

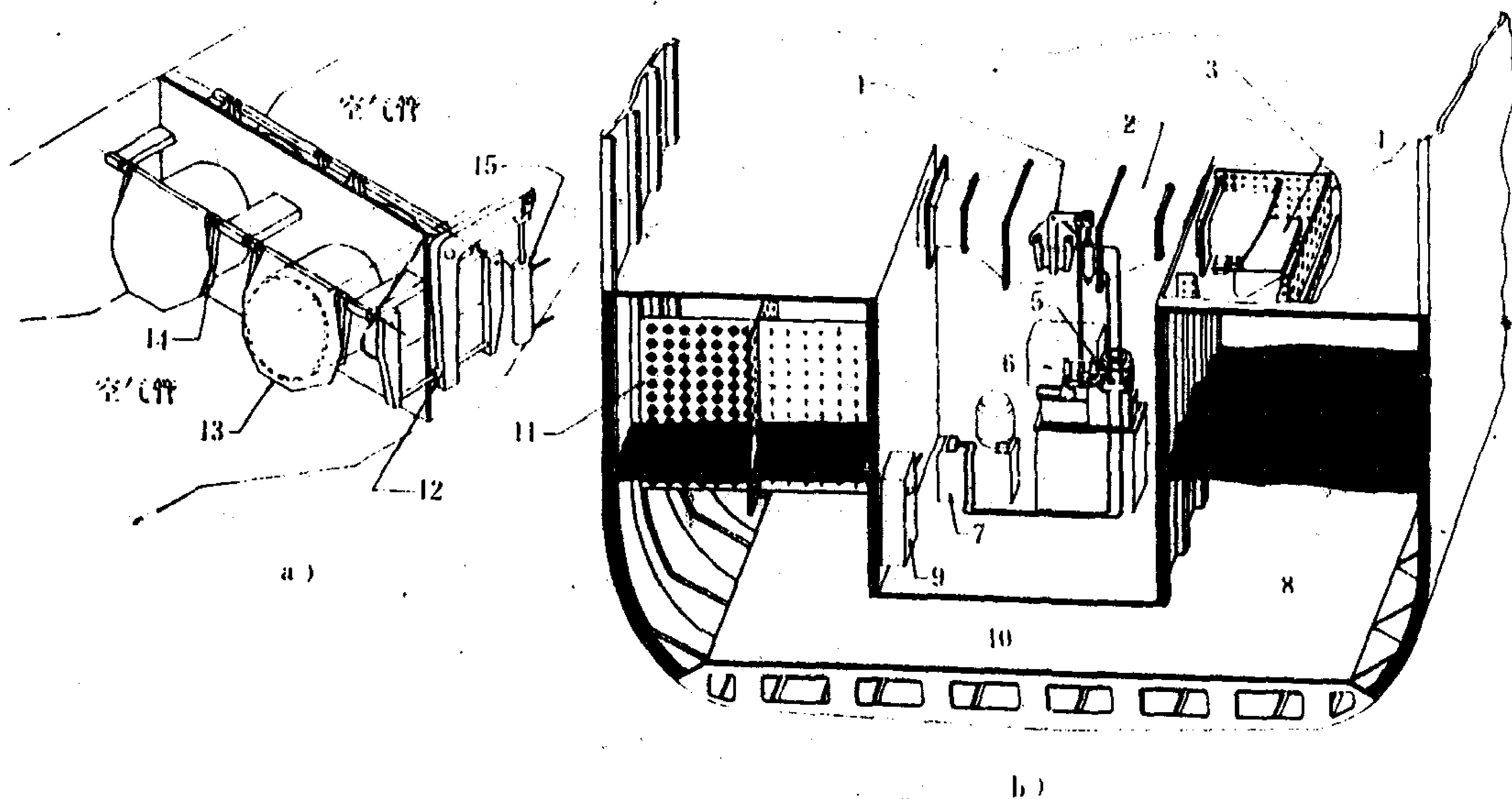


图 5.11.1-13 缪尔海德-布朗可控被动水舱系统

a）空气阀机构；b）水舱布置

1-空气阀机构（详见左图）；2-空气管；3-浮子阀（开启态）；4-防溅挡板；5-方向控制阀；6-陀螺控制机构；7-阀控制用动力源；8-边水舱；9-起动器；10-水流通道；11-隔板(装于各边舱内)；12-调节杆；13-蝶阀；14-阀启闭杆；15-双作用式阀控制用油缸

主动式减摇水舱是在U形被动式减摇水舱的基础上发展起来的。它通过水泵或风机强迫水在水舱间流动，并能形成较高的水位差，因此可在水量有限的条件下获得较大的减摇能力。控制系统可对水泵(鼓风机)、调节阀进行控制，调节水的流量，使装置在很宽的遭遇周期范围内具有良好的减摇效果（参看图 5.11.1-8）。但水泵或风机的功率很大，装置的经济性差，

所以使用不多。图 5.11.1-14 和图 5.11.1-15 表示两种主动式减摇水舱的原理。

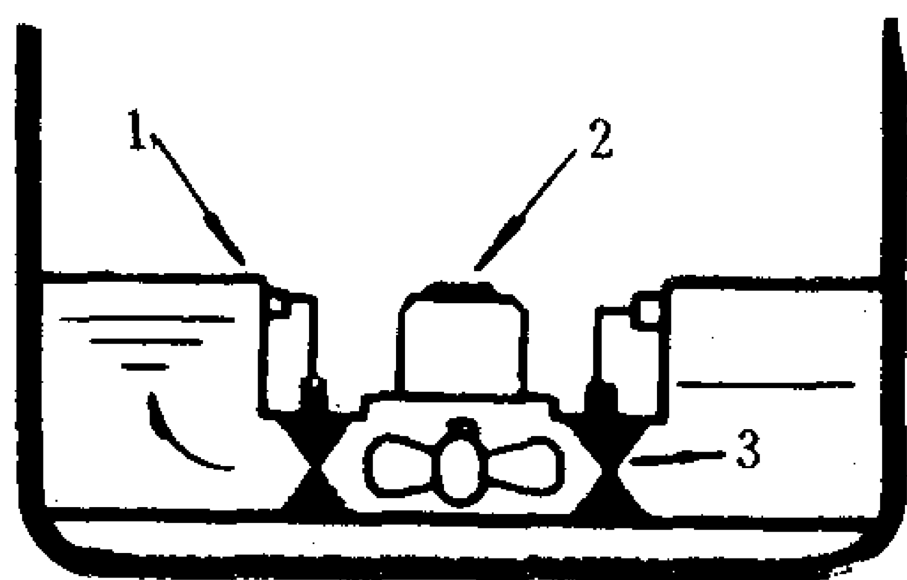


图 5.11.1-14　主动式减摇水舱

1-伺服机构；2-电机；3-阀

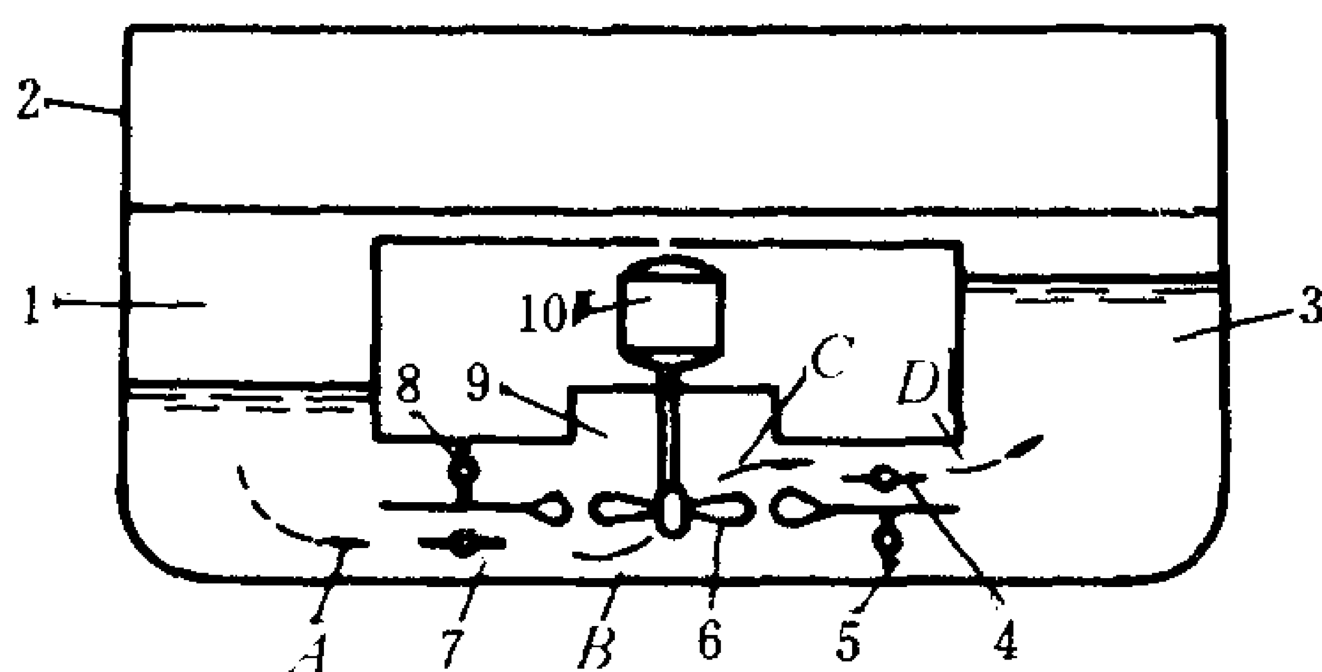


图 5.11.1-15　改进型主动式减摇水舱

1-左舷水舱；2-船体；3-右舷水舱；4、5、7、8-阀；6-水泵；9-泵室；10-电机

2.4　减摇-防倾联合水舱

这是近年来出现的一种新型装置，它兼有被动和主动水舱的优点，并相互弥补了彼此的不足，图 5.11.1-16 所示是其结构简图。

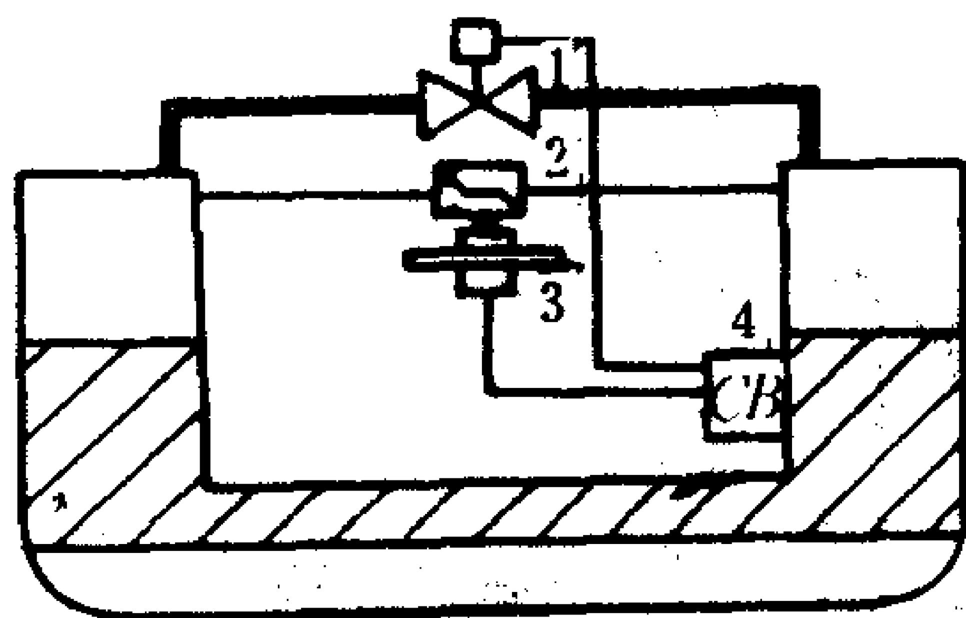


图 5.11.1-16　减摇-防倾联合水舱

1-被动减摇控制阀；2-防倾和主动减摇控制阀体；3-鼓风机；4-控制箱

水舱的固有周期大致等于船舶的最短横摇周期。当船舶处于短横摇周期时，装置以可按被动水舱的方式工作；当横摇周期超出被动水舱的响应范围时，则以主动水舱方式工作，因此能在较大的范围内有效地减摇。主动控制方式还可作为防止船舶倾斜的手段，在船舶向一舷倾斜（如进行装卸）时调整船舶。

以被动方式工作时，装置利用船舶横摇的能量，仅当长周期时才由鼓风机提供动力。因此风机的排量及功率均大大减小，提高了装置的经济性。

2.5　减摇重锤

如在船体最宽处铺设导轨，并在轨上放置重锤，使之能够左右移动，就可利用重力获得减摇力矩，见图 5.11.1-17。

这种装置也是一种质量移动式减摇装置。其工作原理和响应特性与减摇水舱相同，也有主动式和被动式之分。

要获得较好的减摇效果，重锤必须有相当大的质量，因此只适用于小型船舶，现已很少应用。

2.6　减摇陀螺

图 5.11.1-18 示出陀螺减摇装置的工作原理。在船体内装有一个惯性矩很大的陀螺，其框架可绕船体横轴自由摆动。当船体受到波浪的横摇力矩时，陀螺就发生进动，所产生的陀螺反力矩作用于船体，平衡波浪的力矩，减少船舶横摇。

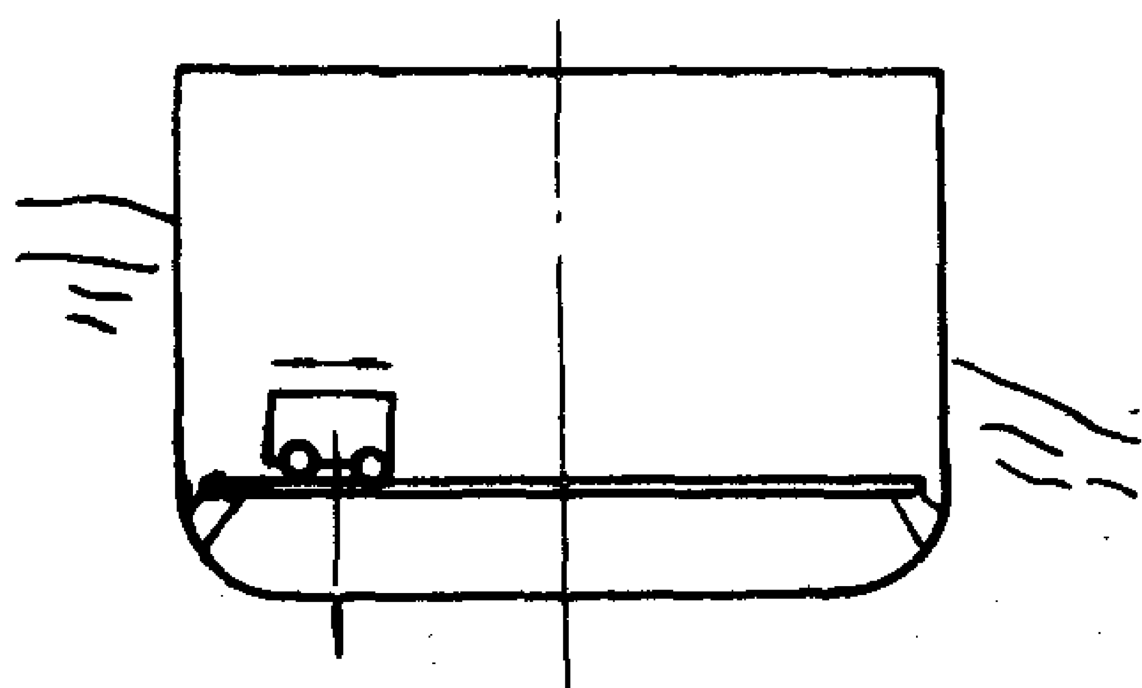


图 5.11.1-17　减摇重锤装置

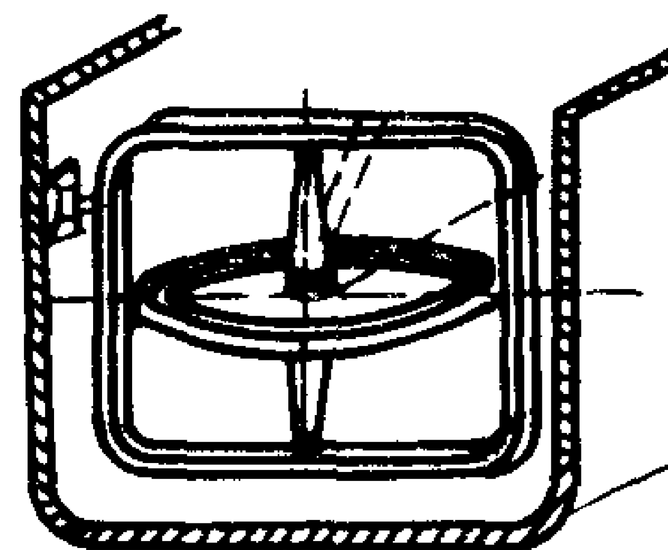


图 5.11.1-18　减摇陀螺装置

陀螺要保持高速旋转需要较大动力，因此不经济，使用不多。

2.7　破浪卫减摇 (paravane)

这是近年来在渔船上使用的一种简单有效的减摇装置。图 5.11.1-19、5.11.1-20、5.11.1-21分别示出了破浪卫的结构、动作和布置。破浪卫是带有尾鳍和拖臂的三角翼，用绕过吊杆端部的缆索在两舷侧水中拖行。当吊杆下摇时，破浪卫下潜，保持拖缆张力；吊杆上摇时，破浪卫被拖向水面，相对水流有一攻角，在拖缆上产生附加的张力。两块破浪卫交替作用，就可减少船舶的横摇。

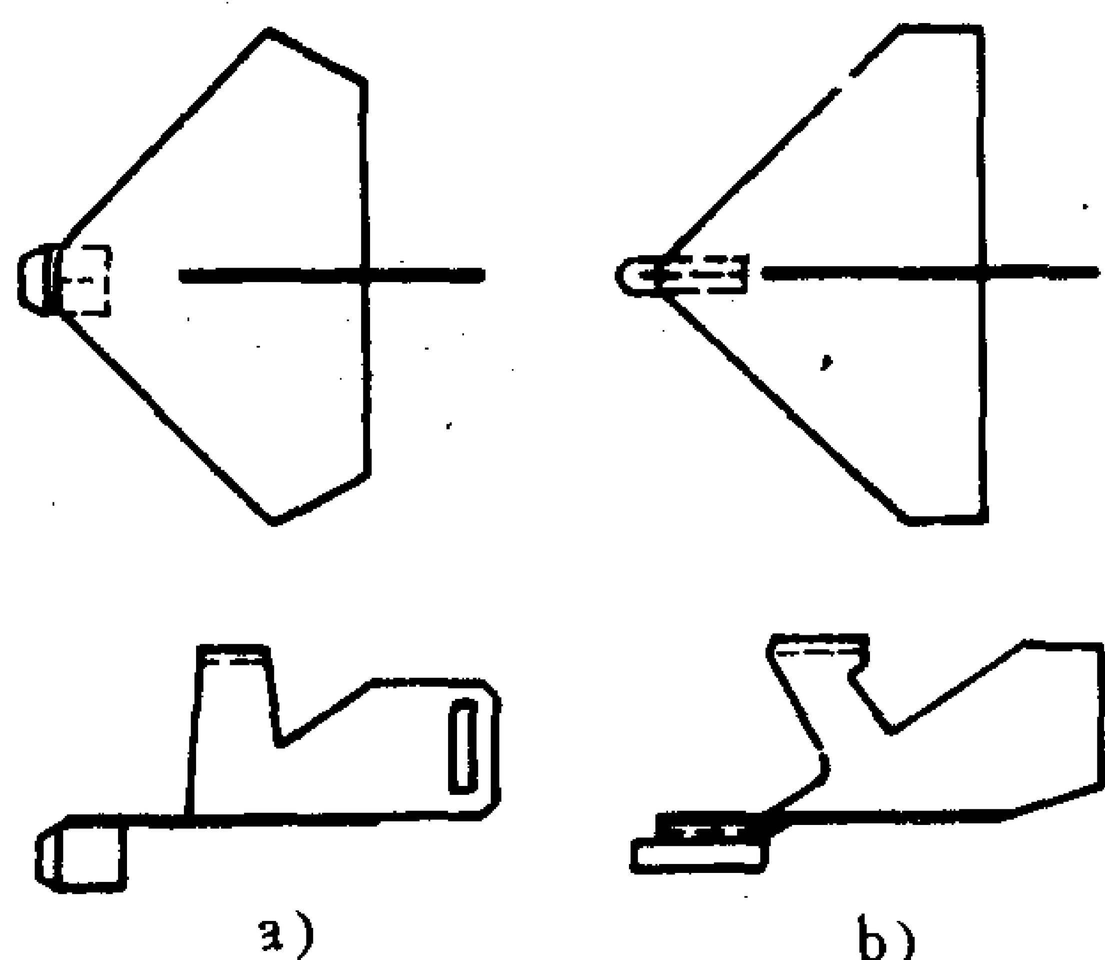


图 5.11.1-19　破浪卫的结构

a) 常用型；b) 特殊型（scarplus号用）

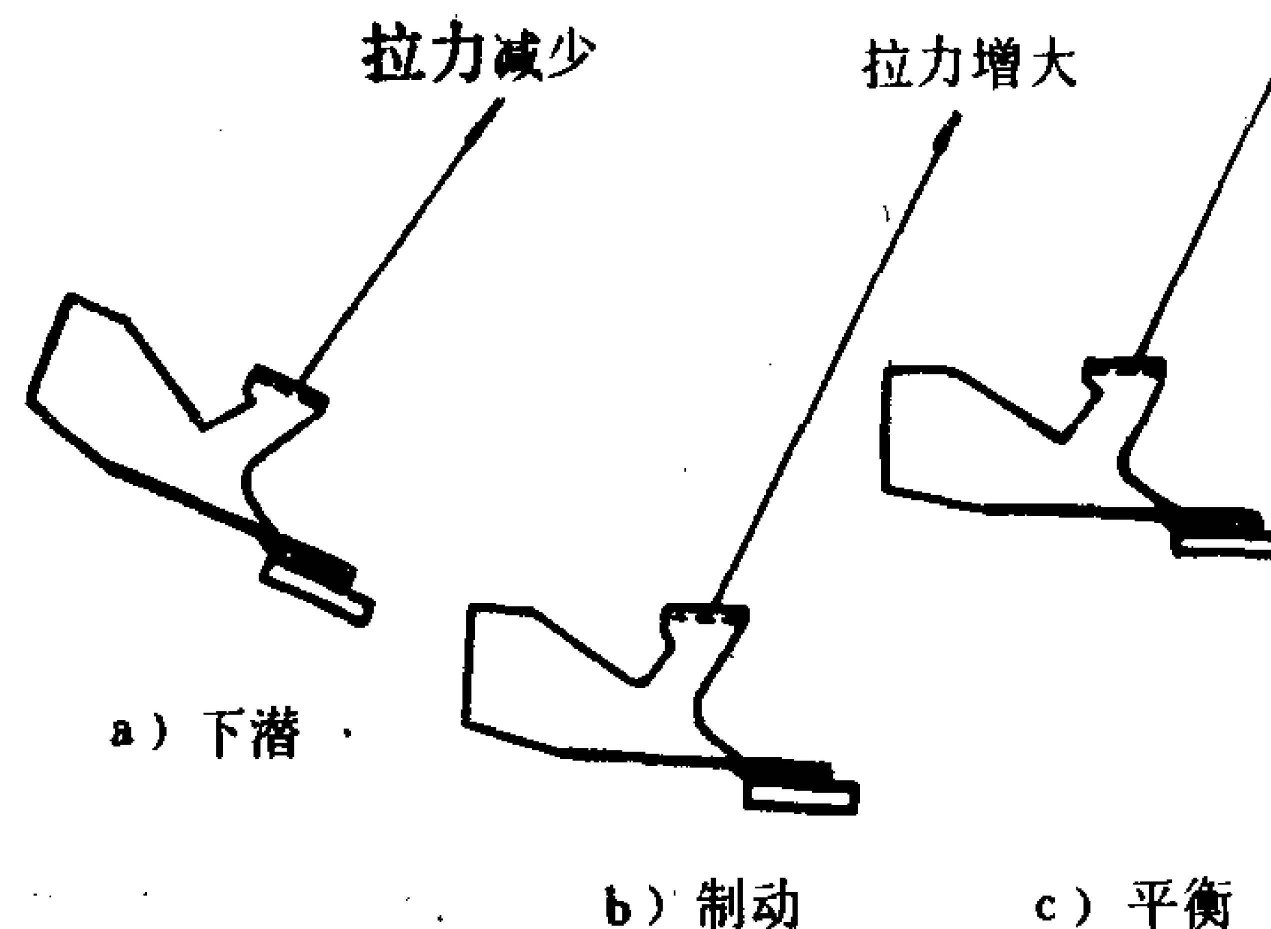


图 5.11.1-20　破浪卫在水中的动作

2.8　减摇鳍

2.8.1　减摇鳍减摇原理

减摇鳍是迄今为止使用得最多、效果良好的减摇装置。减摇鳍是在船中舭部或舭部稍上方伸出舷外的一对或数对鳍片。船舶在航行中，当两鳍向相反方向偏转而具有相反的冲角时，水流就在两鳍片上产生一对反向升力，就会形成一个减摇力矩，减摇力矩等于或大于波浪作用于船的横摇力矩，就能有效地减轻船舶的横摇。图 5.11.1-22 示出减摇鳍减摇原理。

减摇鳍的升力可用舵叶的升力公式计算，即

$$L=\frac{1}{2}\rho A v^2 C_L \quad \text{N}$$

(5.11.1-13)

式中：ρ——水的密度，kg/m³；

A——单鳍面积，m²；

v——作用在鳍上的流速；m/s；

C_L——升力系数。

升力与航速的平方成正比。在低速时，升力很小，减摇作用很差。这是减摇鳍的主要弱点。因此航速低于12 kn的船不适合用减摇鳍来减摇。

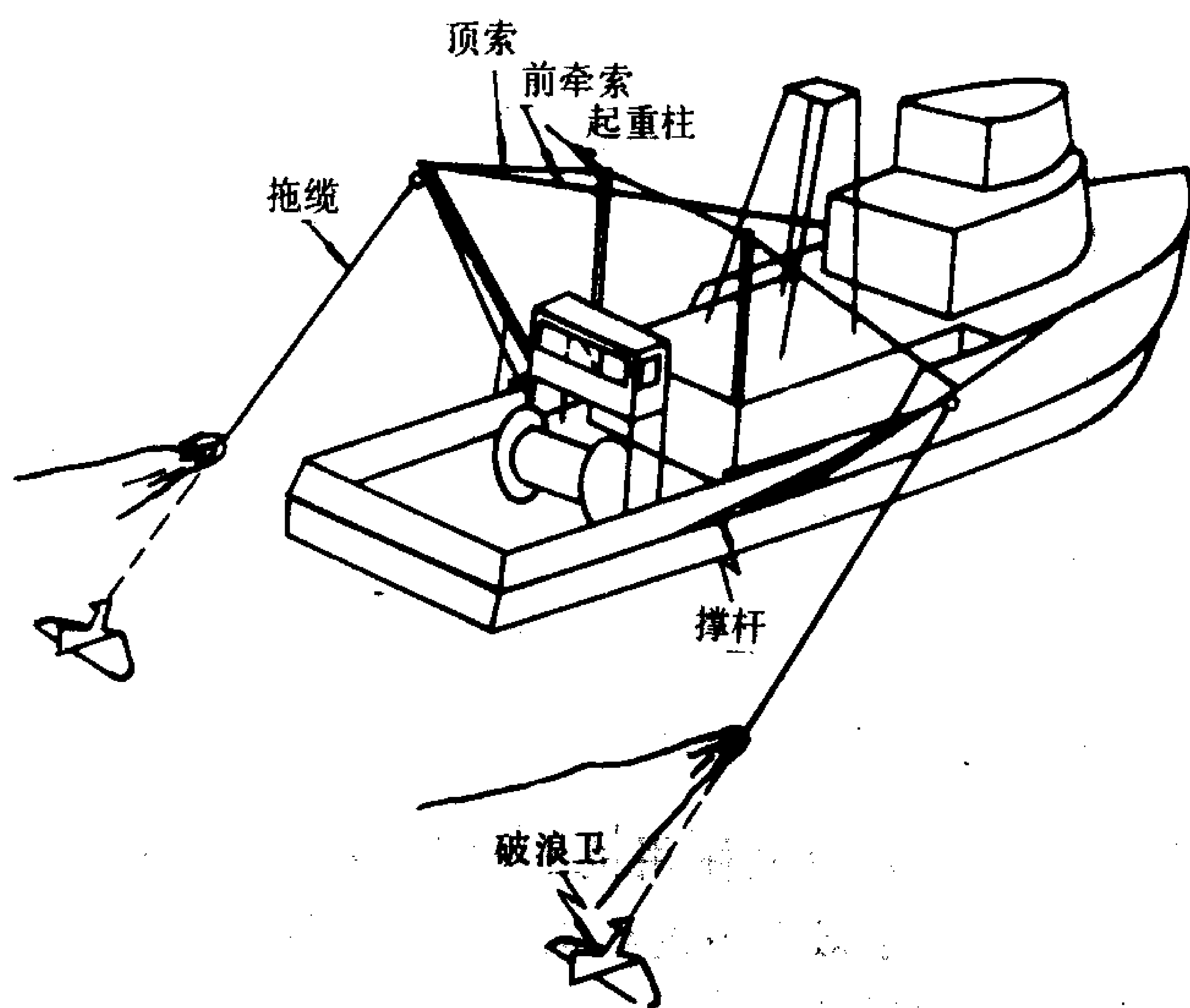


图 5.11.1-21　破浪卫的布置

鳍产生的减摇力矩是：

$$M'=NaL \quad \text{N}\cdot\text{m}$$

(5.11.1-14)

式中：N——鳍数；

a——升力作用点到船舶质心的距离，m；

L——每一鳍产生的升力，N。

鳍的减摇力矩与船舶固有周期无关，不受$\overline{GM}$变化的影响，并在整个遭遇周期范围内具有良好的响应特性，见图 5.11.1-8。

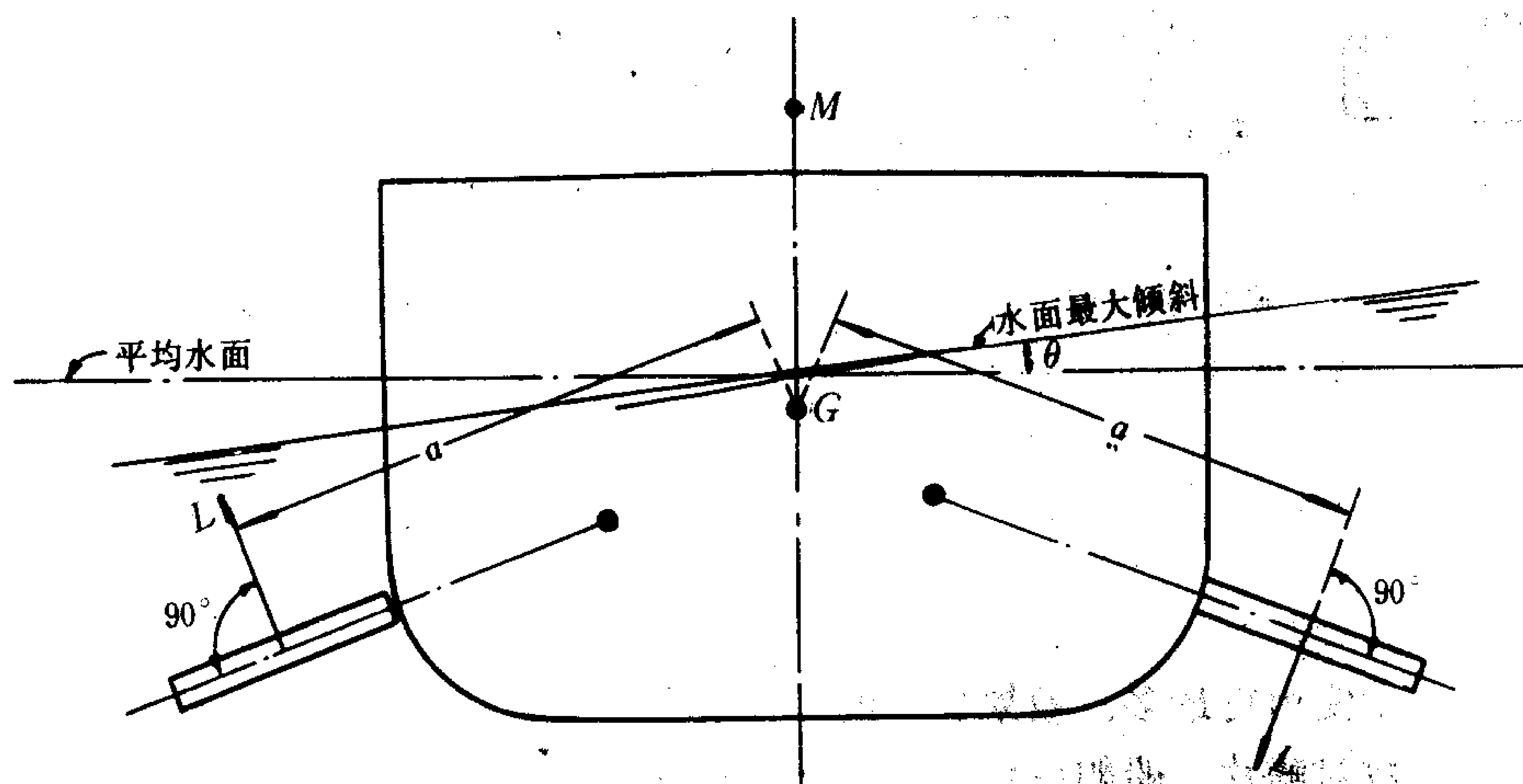


图 5.11.1-22　减摇鳍原理

与其他主动式减摇装置不同，减摇鳍装置的功率不直接用来产生减摇力矩，而是用于控制鳍角，因此所需功率有限，具有很好的运行经济性。

2.8.2　鳍的种类

常用的鳍有无襟翼全可动鳍、带襟翼全可动鳍和部分可动鳍3种，如图5.11.1-23所示。第一种主要用作不可收式减摇鳍。可收式减摇鳍全部采用第二种。襟翼与主鳍面积之比为1：3，转动时的转角比为1：1.5。

部分可动鳍前端固定不动，其余占全面积60%的部分可以偏转，现已较少采用。

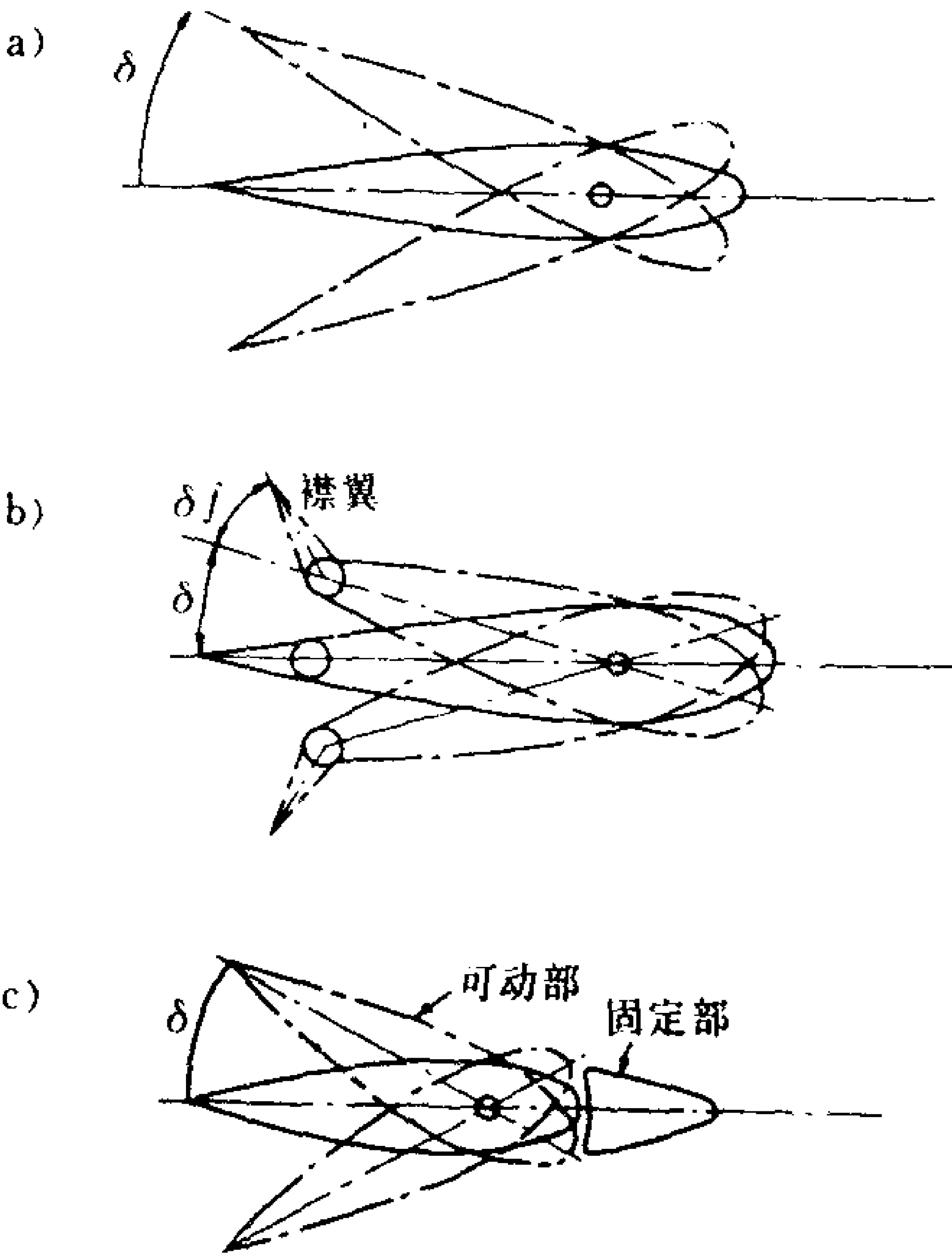


图5.11.1-23　鳍的种类

a）无襟翼鳍；b）带襟翼鳍；c）部分可动鳍

2.8.3　减摇鳍装置的种类

根据能否将鳍收入船内，减摇鳍装置可分可收式和不可收式2类。可收式又有伸缩式和折叠式2种。

1）不可收式减摇鳍

不可收式减摇鳍一直伸出船外，常用在船内空间非常珍贵的船舶上。它在船内设有鳍轴、轴承支架和液压转鳍装置，如图5.11.1-24所示。鳍由两个摆动油缸转动。

鳍由于不能收入船内，为防止靠岸和经过浅水道时被碰伤，一般都装在舭部圆角处，其外端不超出船体边垂线和龙骨线（图5.11.1-25），因此其展弦比较小，限制了减摇能力，一般仅用在小型船舶上。这种鳍装置与可收式相比，结构简单，重量轻，体积小，价格低廉。图5.11.1-26所示的一种新型结构，更加突出了不可收式减摇鳍的这种特点。但是由于不能收入船内，在海况平静时，它的阻力就将影响船速，见图5.11.1-27。

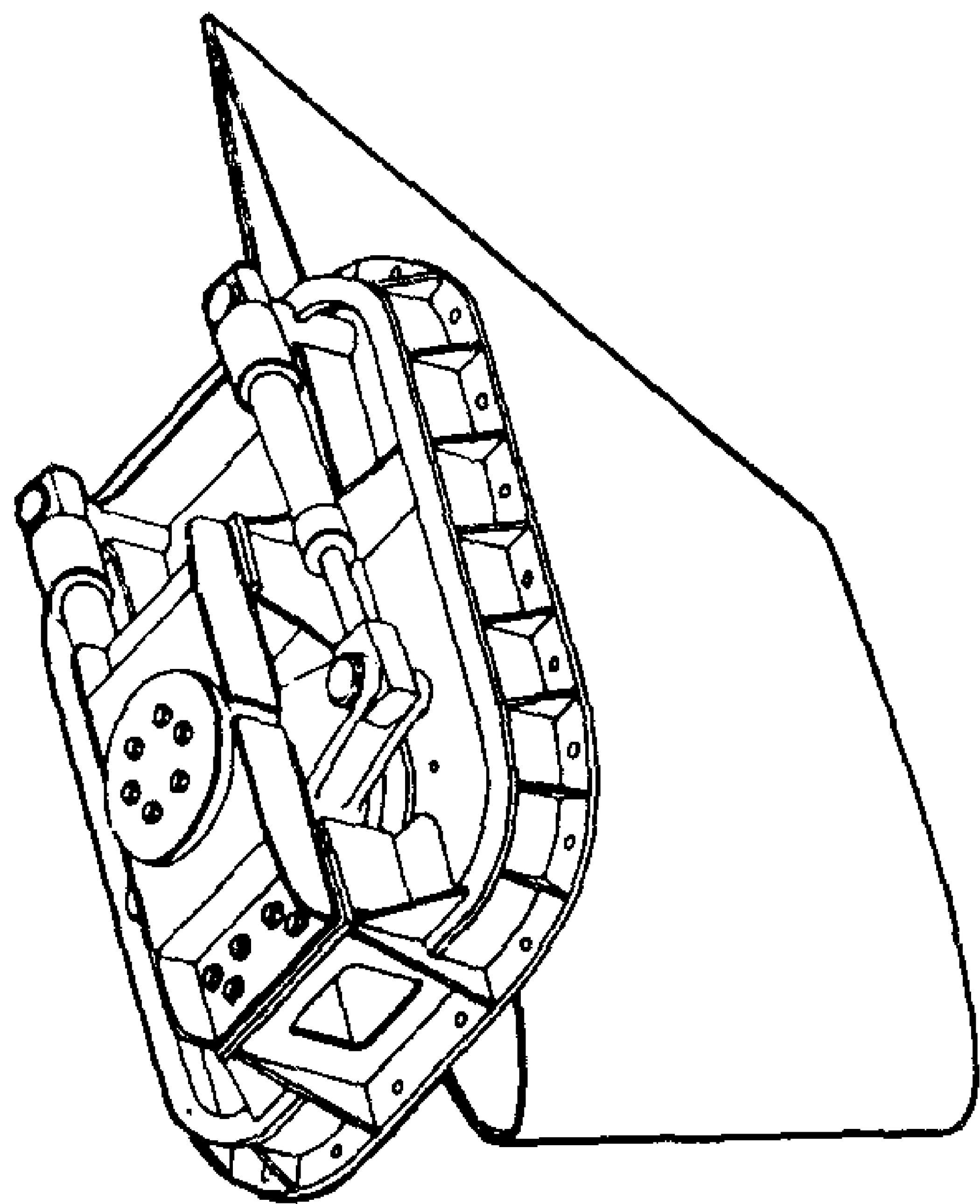


图5.11.1-24　不可收式减摇鳍总装

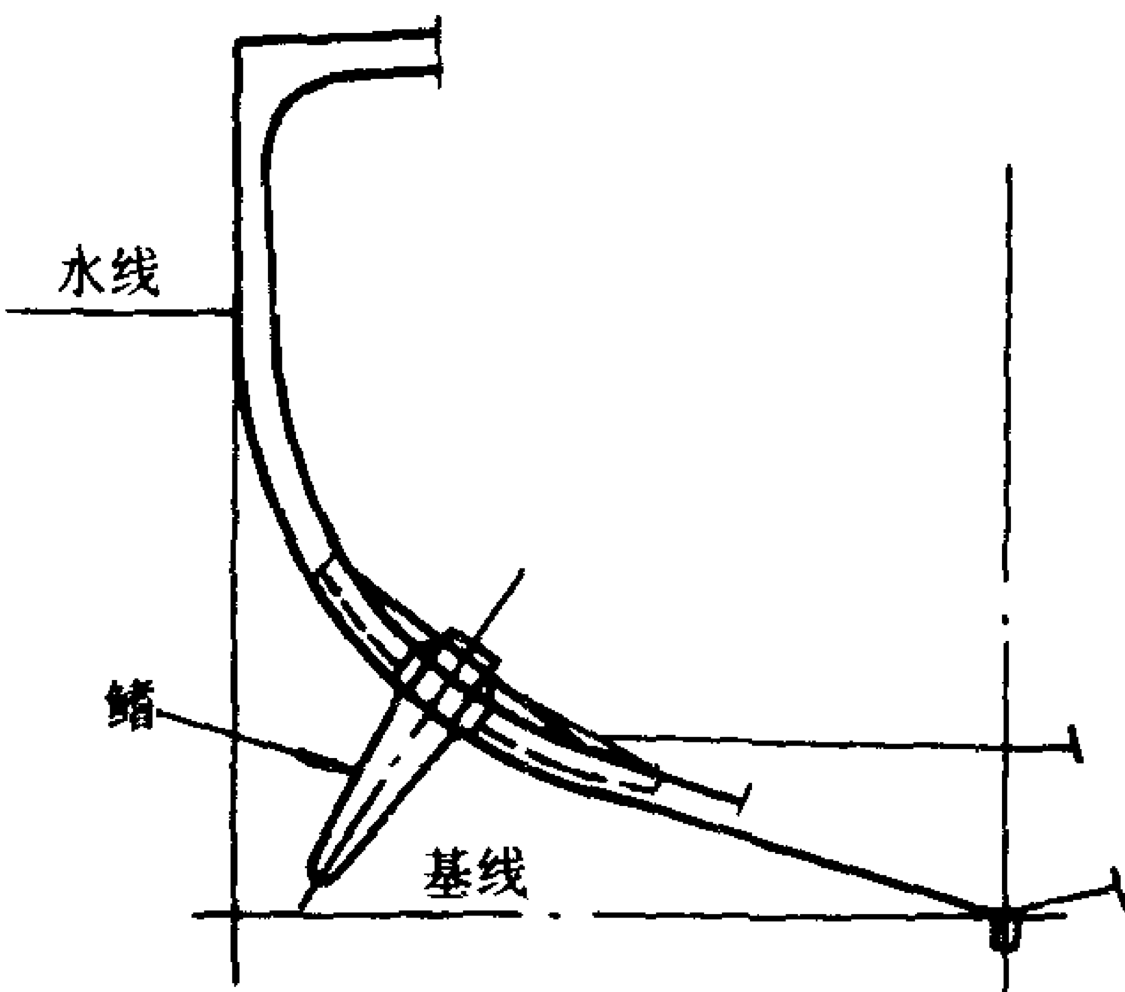


图5.11.1-25　不可收式减摇鳍在船体上的布置

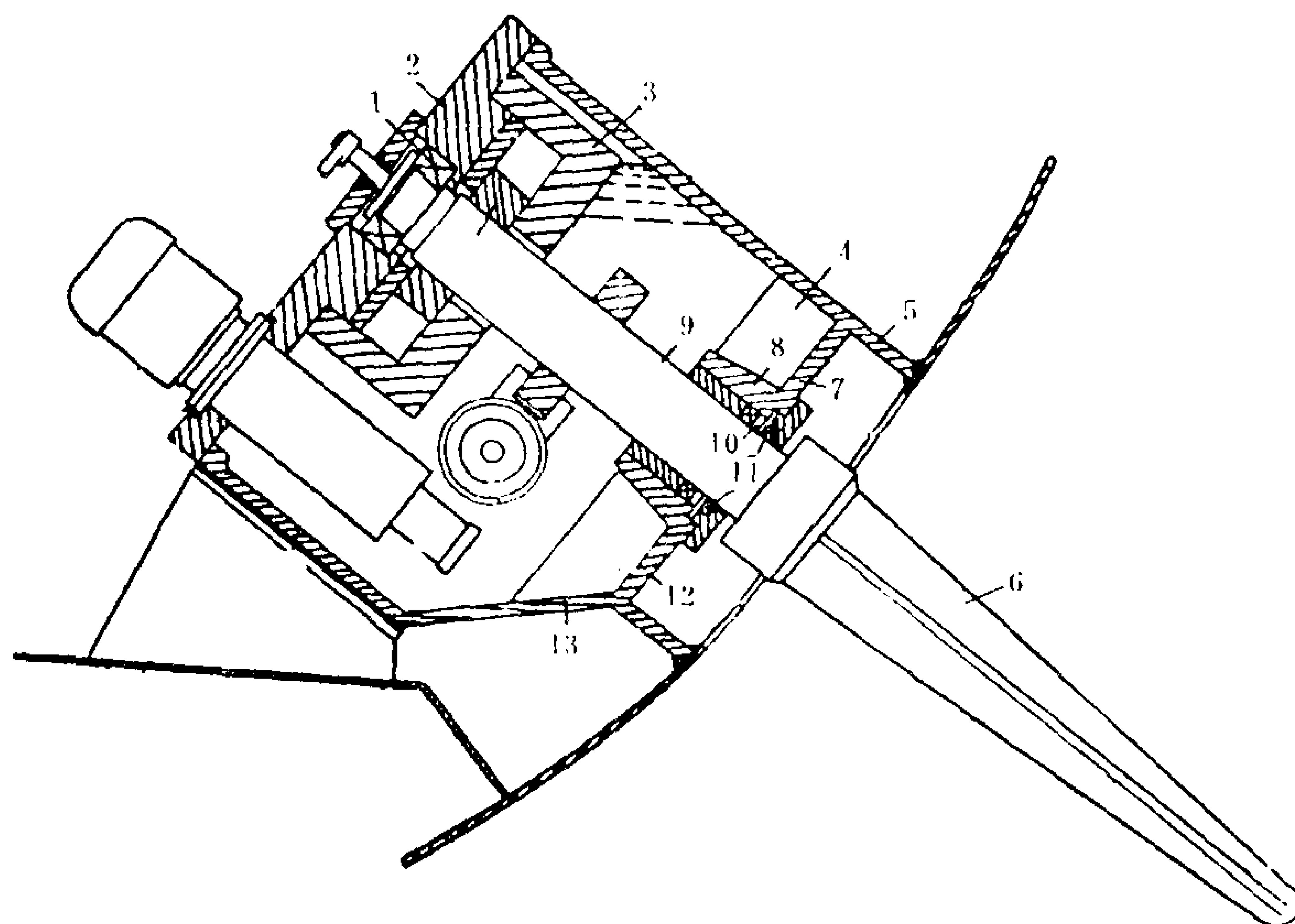


图 5.11.1-26 采用转叶油缸的不可收式减摇鳍

1-轴承；2-盖板；3-转叶油缸；4-油池；5、13-壳体；6-鳍；7、12-轴承架外端板；8-外轴承架；9-鳍轴；10-隔离油腔；11-轴封

2）可收式减摇鳍

（1）伸缩式减摇鳍

图 5.11.1-28 所示为丹尼—布朗（Danny-Brown）伸缩式减摇鳍装置的左舷部分。鳍由键装于鳍轴的外端，鳍轴的内端穿过鳍箱上的填料函，由两个轴承支承：一个靠近鳍的内端，位于鳍箱内上、下导轨之间；另一个位于船体内沿转鳍轴滑动的十字头上。中空的鳍轴作为鳍的伸缩油缸，油缸内装有双作用活塞，活塞杆的内端固定于船体。鳍的转动由类似于转舵机构的液压油缸，通过转鳍轴和滑杆来完成。

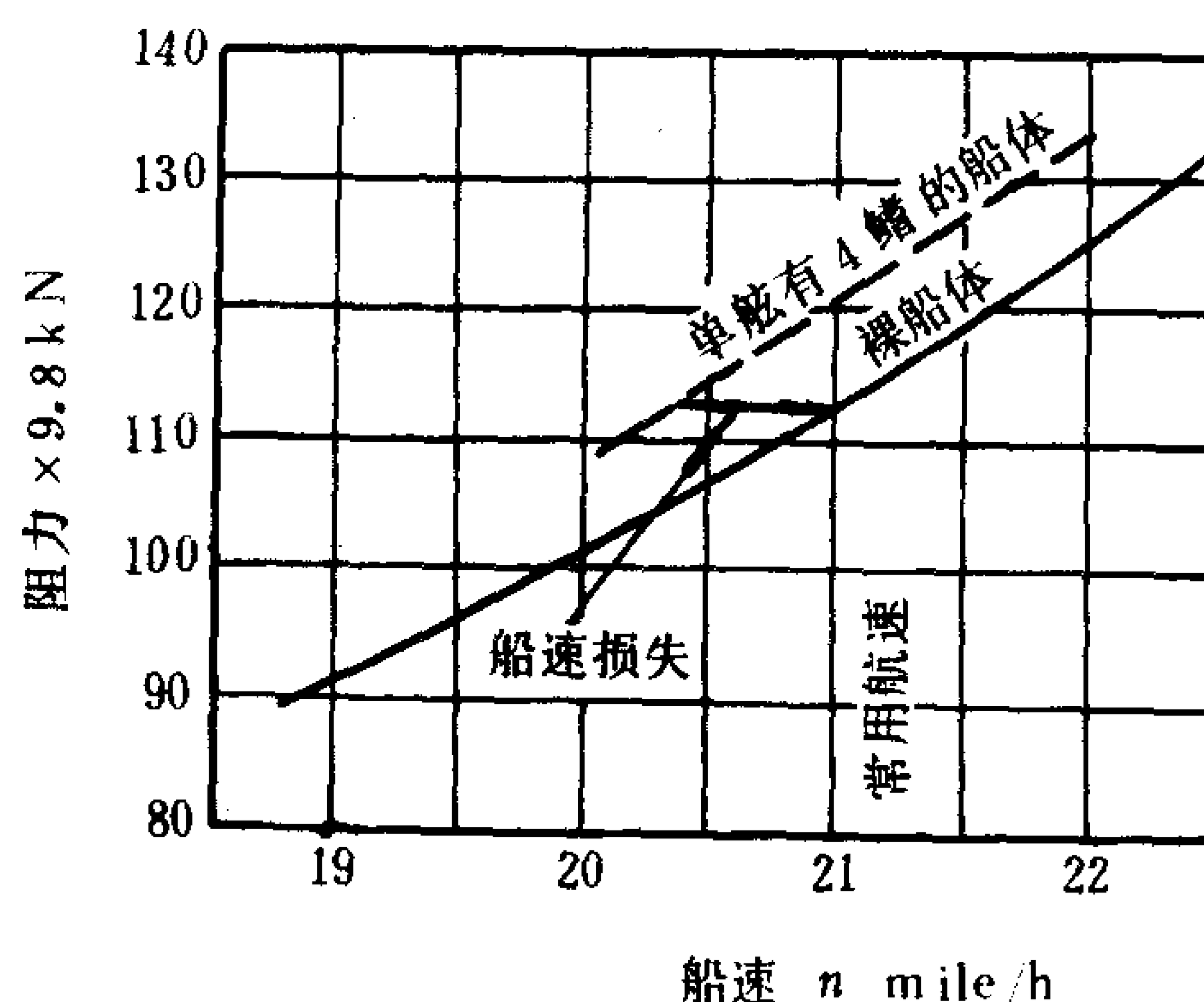


图 5.11.1-27 不可收式鳍在鳍角为零时对船速的影响

在不工作时，鳍可收入鳍箱内，避免被碰撞和阻力增加。这种鳍可有很大的展弦比，因此减摇能力大；缺点是需要在船舱内横跨整个船宽，适用于空间不十分紧张的大型船舶上。

（2）折叠式减摇鳍

折叠式减摇鳍采用将鳍向船首或船尾旋转 90°的方法把鳍纳入位于两舷的鳍箱，因而可以较经济地利用空间，见图 5.11.1-29。图 5.11.1-30 示出折叠式和伸缩式所占空间比较。

折叠式减摇鳍的转鳍动力大多采用转叶油缸。油缸位于鳍箱内，借助上、下耳轴支承于鳍箱上、下隔板之间。上耳轴穿过上隔板上的水密填料箱和轴承伸入船内，并通过传动杆件与鳍的收放油缸相联，以进行鳍的收放，见图 5.11.1-31 和图 5.11.1-32。这种结构的缺点是转鳍油缸浸泡在海水之中，必须完全水密并有良好的防腐蚀性能，它的保养、检修只能在进坞时进行。

图 5.11.1-33 示出一种新型折叠式减摇鳍，其突出特点是将转鳍油缸从鳍箱移入船内，不但避免了以上的问题，还增加了选择转鳍动力的灵活性。

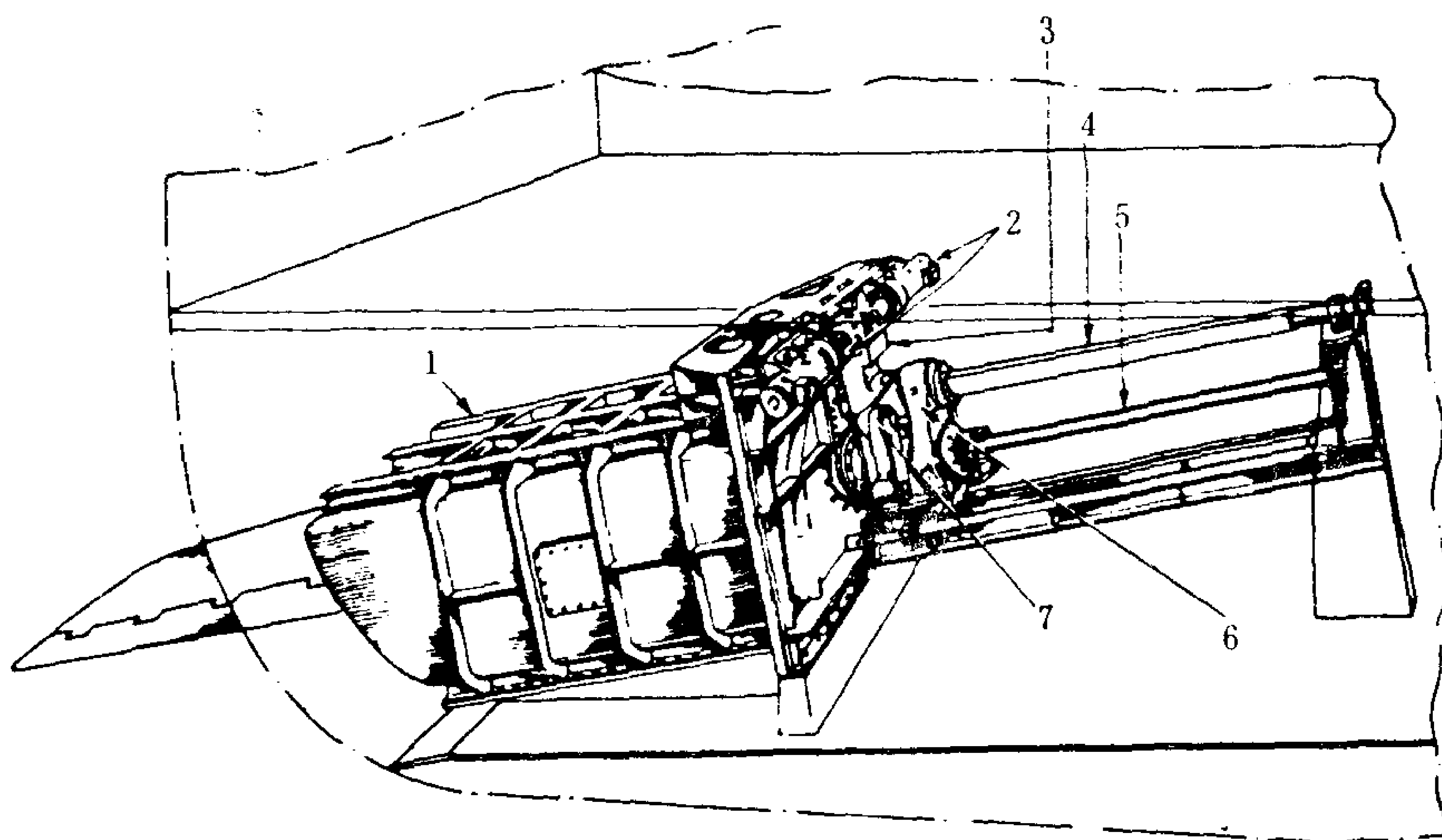


图 5.11.1-28 丹尼-布朗伸缩式减摇鳍布置

1-鳍箱；2-转鳍油缸；3-拨叉式转鳍机构(在工作位置与滑杆啮合)；4-转鳍轴；5-中空活塞杆；6-舵内十字头；7-滑杆

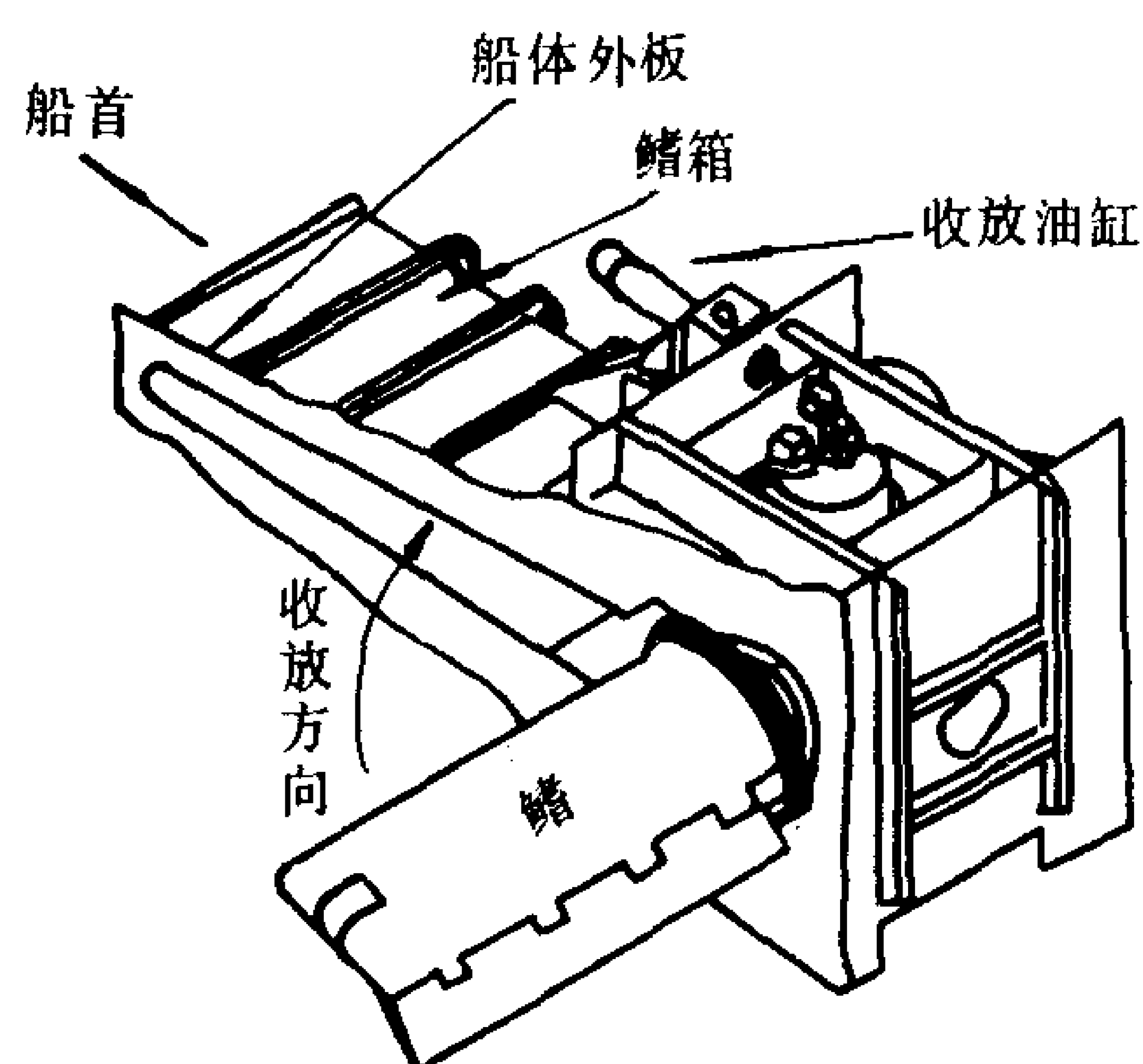


图 5.11.1-29 折叠式减摇装置

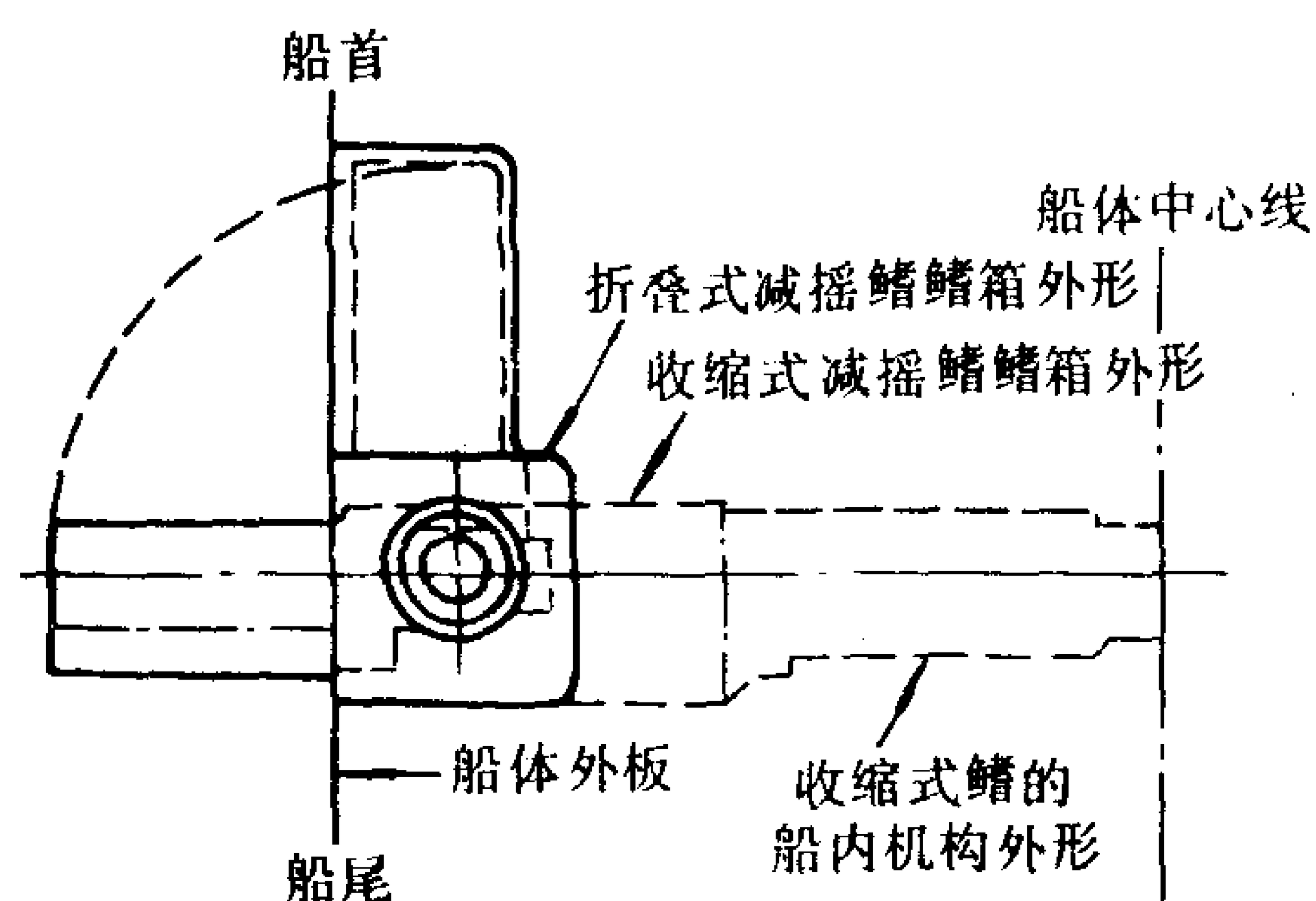


图 5.11.1-30 减摇鳍装置所占空间比较

2.9 舵减摇

虽然人们对利用舵力所产生的横摇力矩（见图 5.11.1-34）来减摇的可能性早就有所认识，但直到近年才进行认真的研究，并已初步证明是可行的。

一般船舶对横摇力矩的响应周期是 8 ～12 s，而对首摇(转向)力矩的响应周期是 30～35 s。这种巨大差别允许将转向和减摇控制信号同时施加给舵，而不致产生不良的相互响应，因此可利用操舵来减少船舶横摇。

舵减摇的最大优点是取消了昂贵的减摇鳍装置，有很好的经济性。此外，只要对舵机加装减摇控制环节，就可使某些现有船舶具备减摇能力。

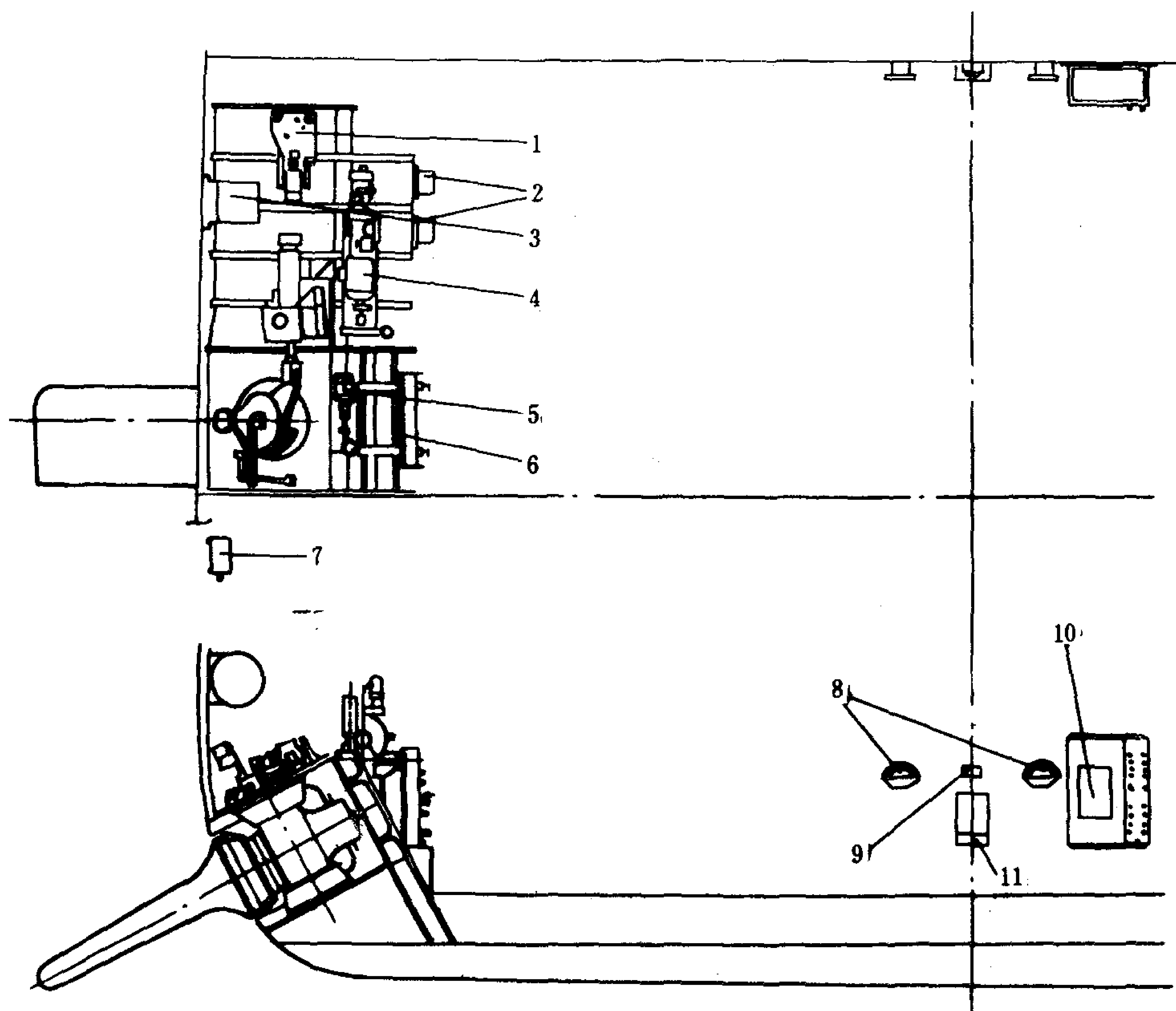


图 5.11.1-31　丹尼-布朗-AEG折叠式减摇鳍布置

1-辅油泵机组；2-主、辅油泵电机起动器；3-主油箱；4-主油泵机组；5-润滑脂注油器；6-液压阀板；7-重力润滑油箱（至少位于水线以上 5 m）；8-鳍角指示器；9-接线盒；10-控制板；11-陀螺控制仪

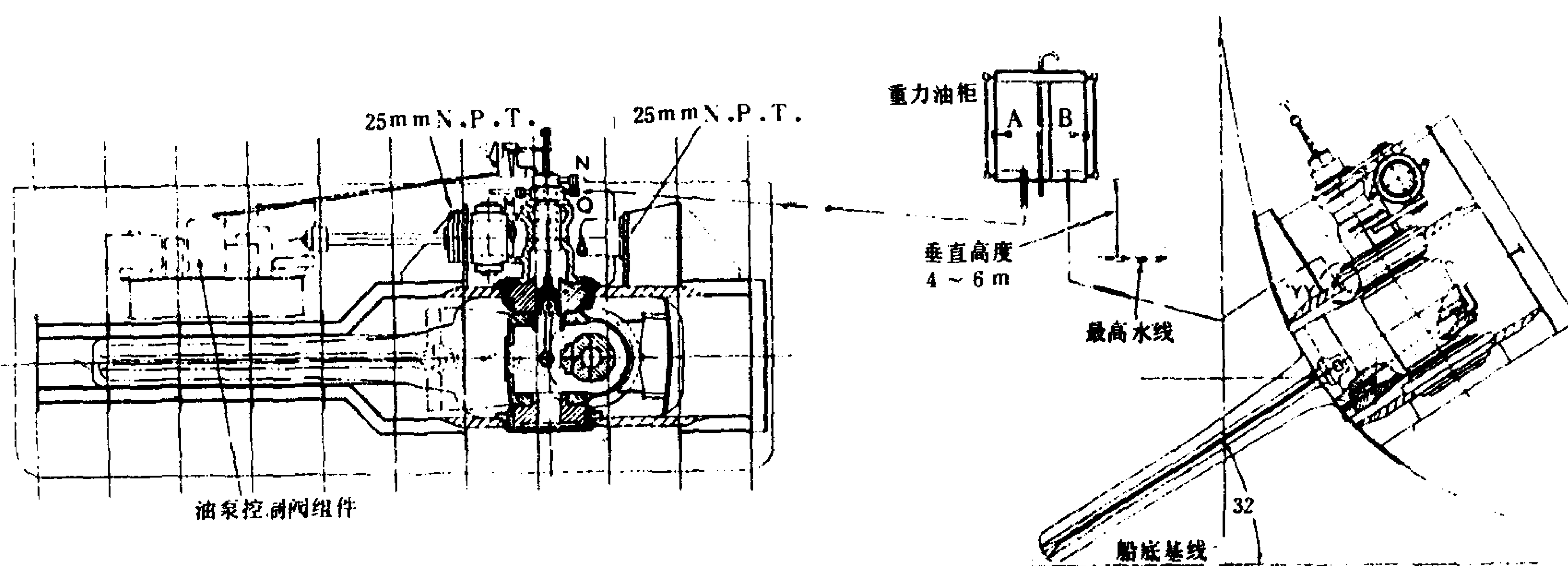
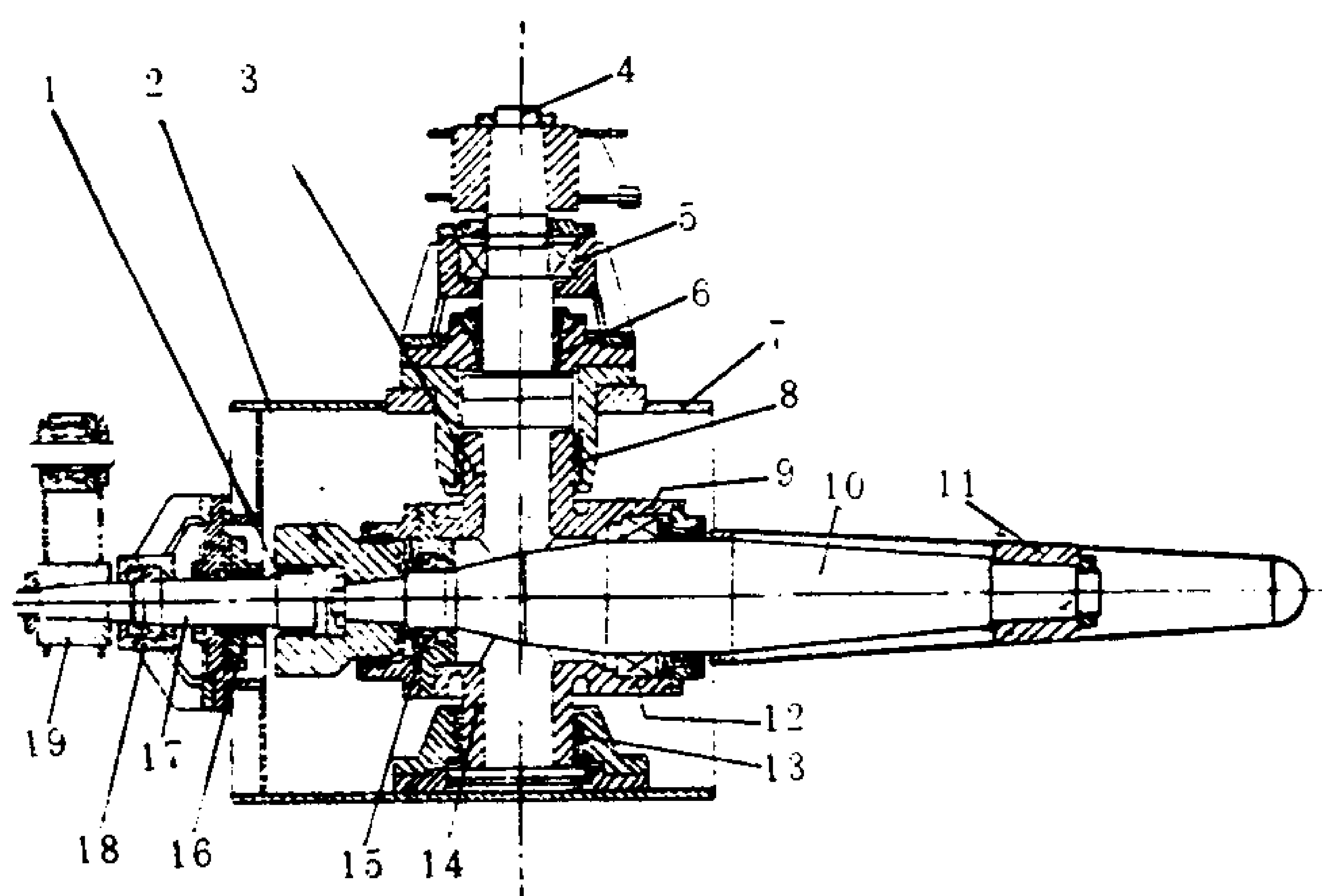
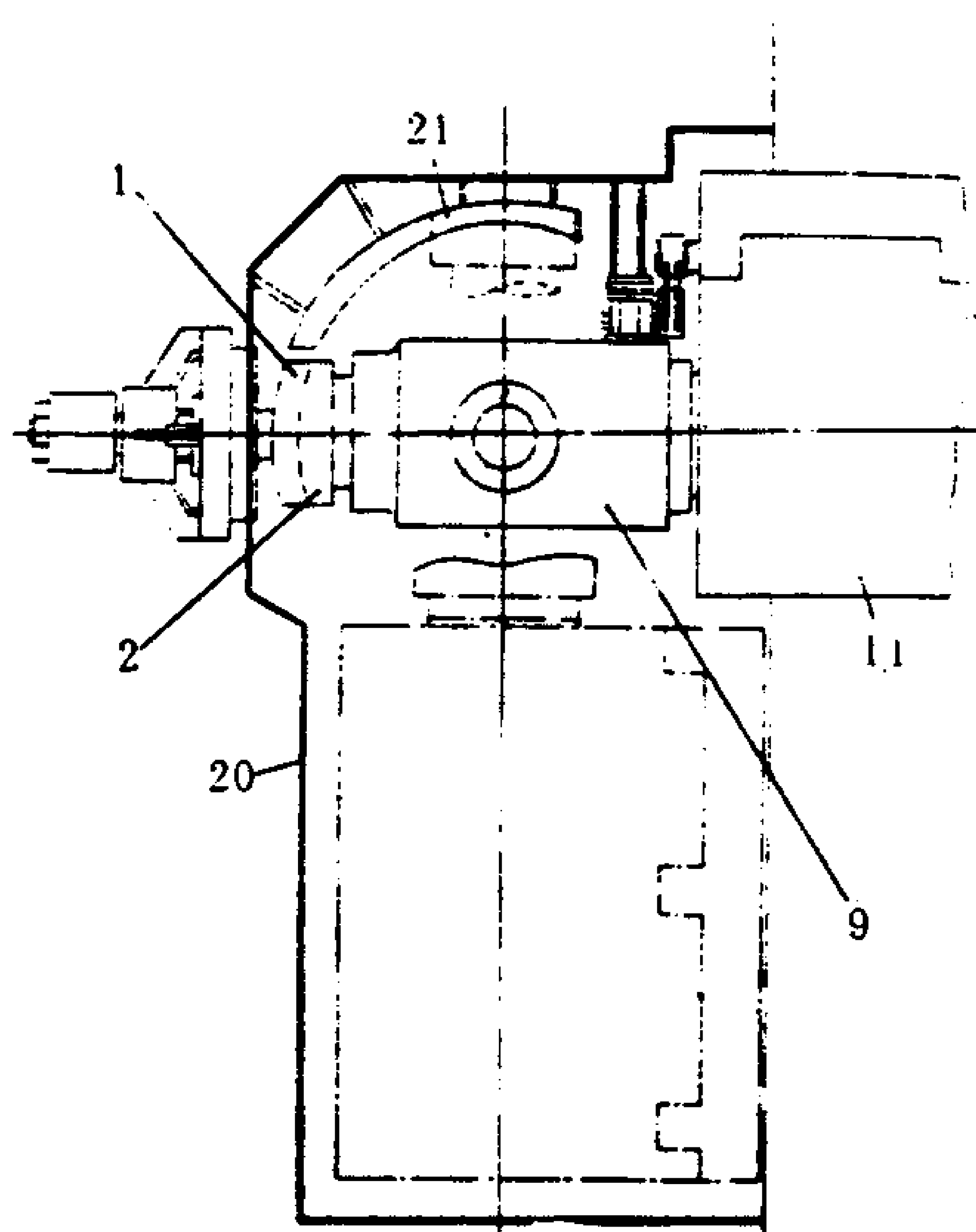


图 5.11.1-32　斯佩里（Sperry）陀罗减摇鳍





b)

图 5.11.1-33 新型折叠式减摇鳍

1-转鳍滑块；2-转鳍滑槽；3-上耳轴；4-鳍收放转轴；5、6、8、12、13、15、16、18-轴承；7-鳍箱；9-轴承架；10-鳍轴；11-鳍；14-下耳轴；17-传动轴；19-转鳍柄；20-鳍箱；21-固定滑块

现有船舶舵机用作减摇后，以最大转舵速度工作的频率增加，就会加速机构的磨损，因此仅适用于短期工作，如在舰载飞机的起飞、降落时使用。

2.10 减摇装置的综合比较

常用减摇装置的性能比较见表 5.11.1-2。

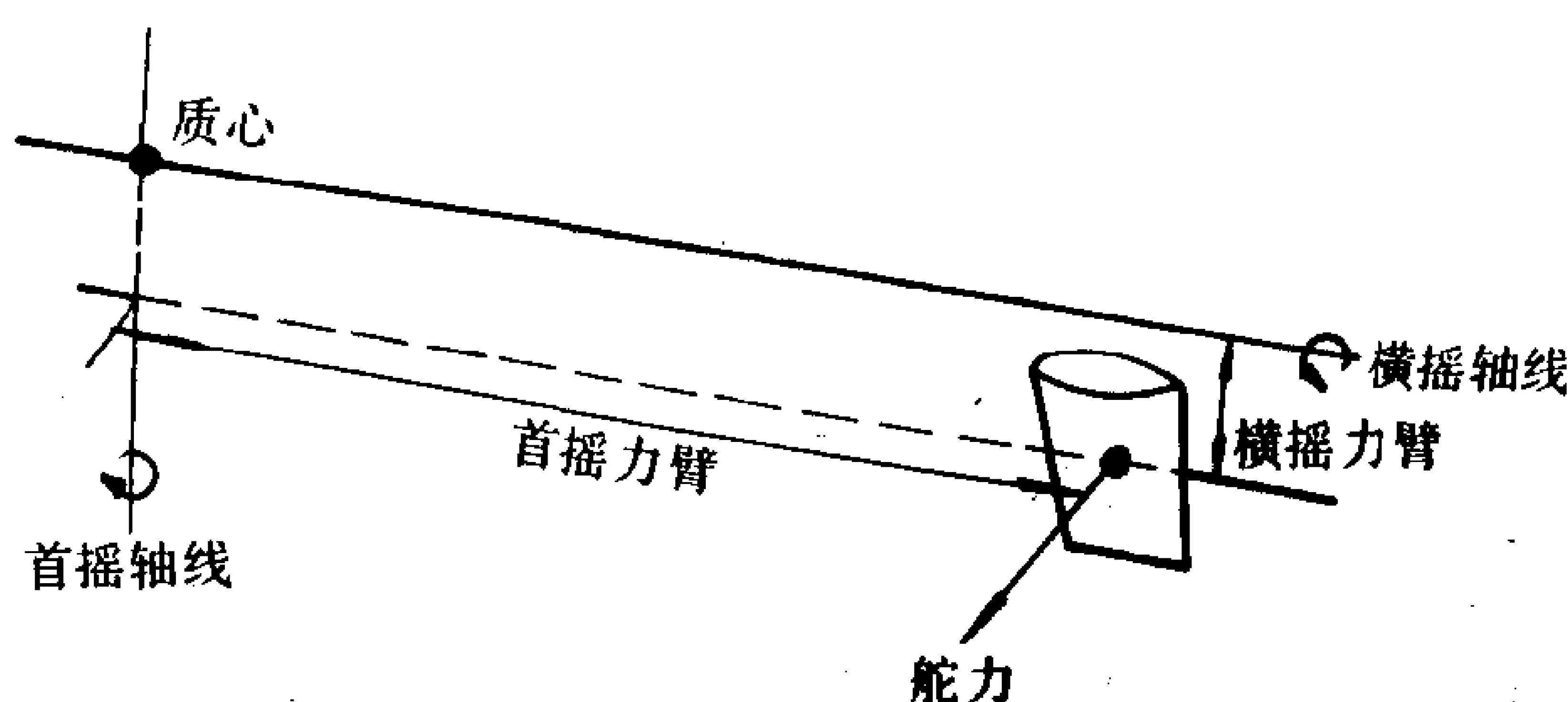


图 5.11.1-34 舵力矩和船舶响应

表 5.11.1-2 减摇装置性能比较

型式	可收放式鳍	不可收放式鳍	主动水舱	被动水舱	陀螺	主动重锤	被动重锤	舭龙骨
减摇率	90%	85%	60%	50%	45%	无资料	无资料	35%
超低速时的有效性	无	无	有	有	有	有	有	有
载重量的减少	排水吨位的1%	排水吨位的0.6%	排水吨位的1~4%	较主动式少	排水吨位的2%	同水舱大致相同	同左	几乎没有
静态稳定性的减少	无	无	有	有	无	有	有	无
阻力有无增加	工作时有	经常有	无	无	无	无	无	极少
辅助动力	小	小	大	无	大	大	无	无
船内空间	一般（通常比水舱小）	少	一般	一般	大	一般	比水舱小	无
是否需要横向贯穿船体	无	无	通常有	有	无	有	有	无
损伤可能性	收进时无	通常有	无	无	无	无	无	有
造价	比较高	一般	一般	低廉	极高	略高	略高	极低
维修费用	一般	高	一般	低	略高	一般	一般	略高

注：水舱的减摇率以波浪倾斜容量 3°为基准。陀螺和舭龙骨减摇率的波浪倾斜容量不详。

3 减摇装置的动力和控制系统

被动式减摇装置由船舶的横摇提供动力。主动式减摇装置的动力系统有电力式、液压式和电液式三种。电力式除在水舱减摇装置中仍有应用外，已很少见。电液式则在各种主动式减摇装置，特别是在减摇鳍装置中普遍使用。

减摇装置的控制原理可如图 5.11.1-35 所示。敏感元件感受船舶摇摆，输出信号。控制机构将此信号放大并用来控制动力元件的伺服机构，使动力元件输出必要的功率以推动减摇机构（如鳍、水泵、风机或阀等）动作，产生减摇力矩。减摇机构的动作信号反馈回控制机构，与敏感元件的信号相减，最后停止动力元件的输出。

由敏感元件感受的船舶摇摆信号有横摇角度、横摇速度、横摇加速度、船舶自然倾斜角等。后者用来在船舶受横风或装载不当而持续向一舷倾斜一定角度时，使减摇装置以某一自然倾斜角为控制基准进行工作，避免减摇装置企图纠正这一倾角而耗费很大的功率，并引起较大的航行阻力（用减摇鳍减摇时）。下面着重介绍减摇鳍装置的液压动力系统和控制系统。

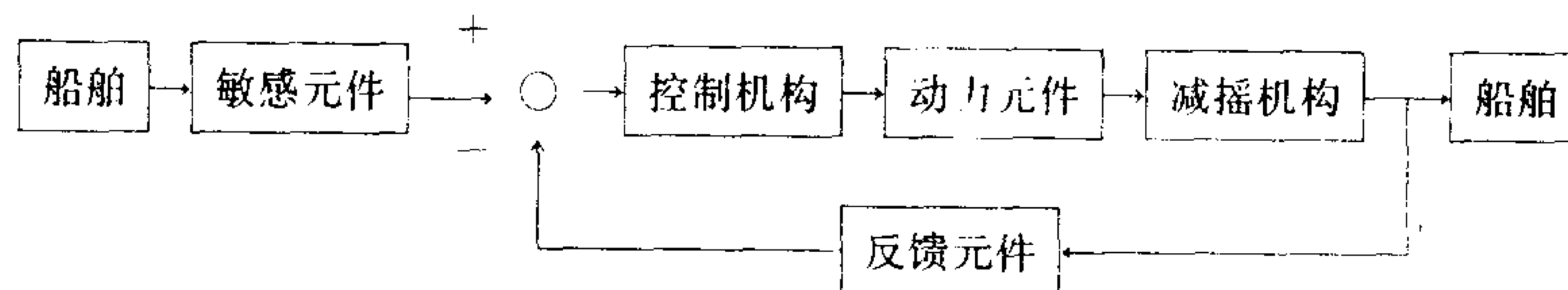


图 5.11.1-35 减摇装置控制原理

3.1 丹尼-布朗减摇鳍装置及其系统

这是一种伸缩式减摇鳍装置。两舷各有一只向外伸出的带襟翼的鳍，其结构与图 5.11.1-28 所示基本相同。鳍由 4 个撞杆油缸经拨叉机构（参看转舵机构）转动。

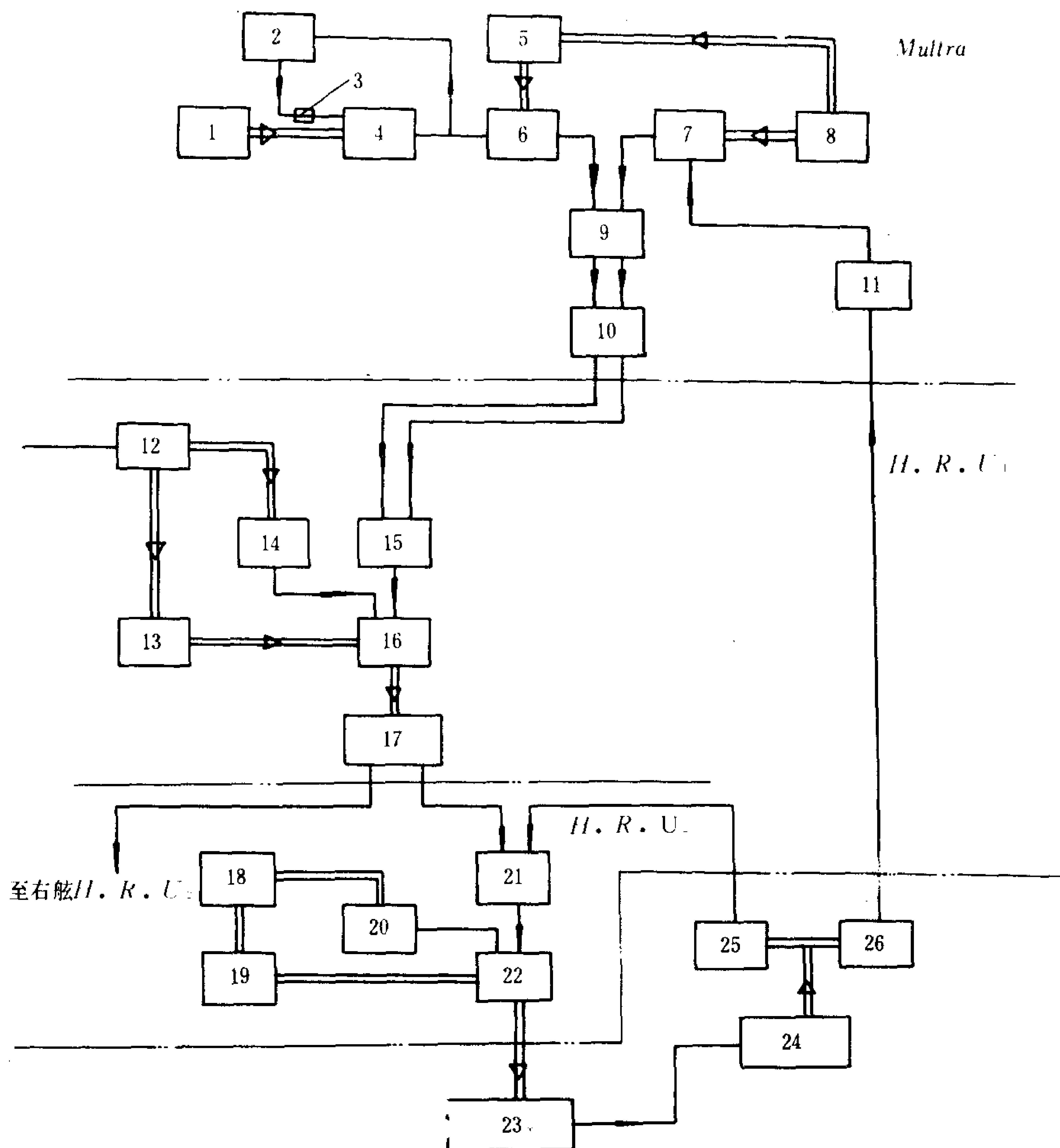


图 5.11.1-36 丹尼-布朗减摇鳍装置方框图

1-垂直陀螺；2-自然倾斜环节；3-开关SW_2；4-横摇角变送自整角机MS_3；5-加速度环节；6-加速度变送自整角机MS_4；7-速度变送自整角机MS_6；8-速度陀螺；9-继电器$RLA/4$；10-"减摇/强迫横摇"转换开关SW_1；11-反馈比例开关SW_4和反馈发送器TR_1；12-电机；13-振动器；14-泵；15-自整角机接受器MS_5；16-先导阀；17-控制信号发送器；18-电机；19-振动器；20-泵；21-右舷追随变送自整角机；22-右舷控制信号变送器；23-右舷丹尼-布朗减摇设备；24-右鳍；25、26-鳍角反馈发送器MS_7

图 5.11.1-36 是该装置的控制系统方框图。此系统采用Muirhead公司的Multra控制仪(原理见图 5.11.1-37)作为敏感元件,由两个陀螺仪x_3和x_4分别感受船舶的横摇角度和角速度。角速度信号经过一机械微分装置x_5后，得到加速度信号。自整角差动发送器MS_3和MS_4用来将角度、角加速度等机械信号转换为电信号并减去自然倾斜部分。自整角差动发送器MS_6将速度信号转换为电信号并减去来自鳍角反馈(自整角机)发送器MS_7的反馈信号。MS_4和MS_6的输出电信号经继电器$RLY/4$和“减摇/强制横摇”转换开关SW_1后，从Multra控制器输出。这两个信号在液压变换放大器$H.R.U_1$中由自整角机接受器MS_5相加，经过“电

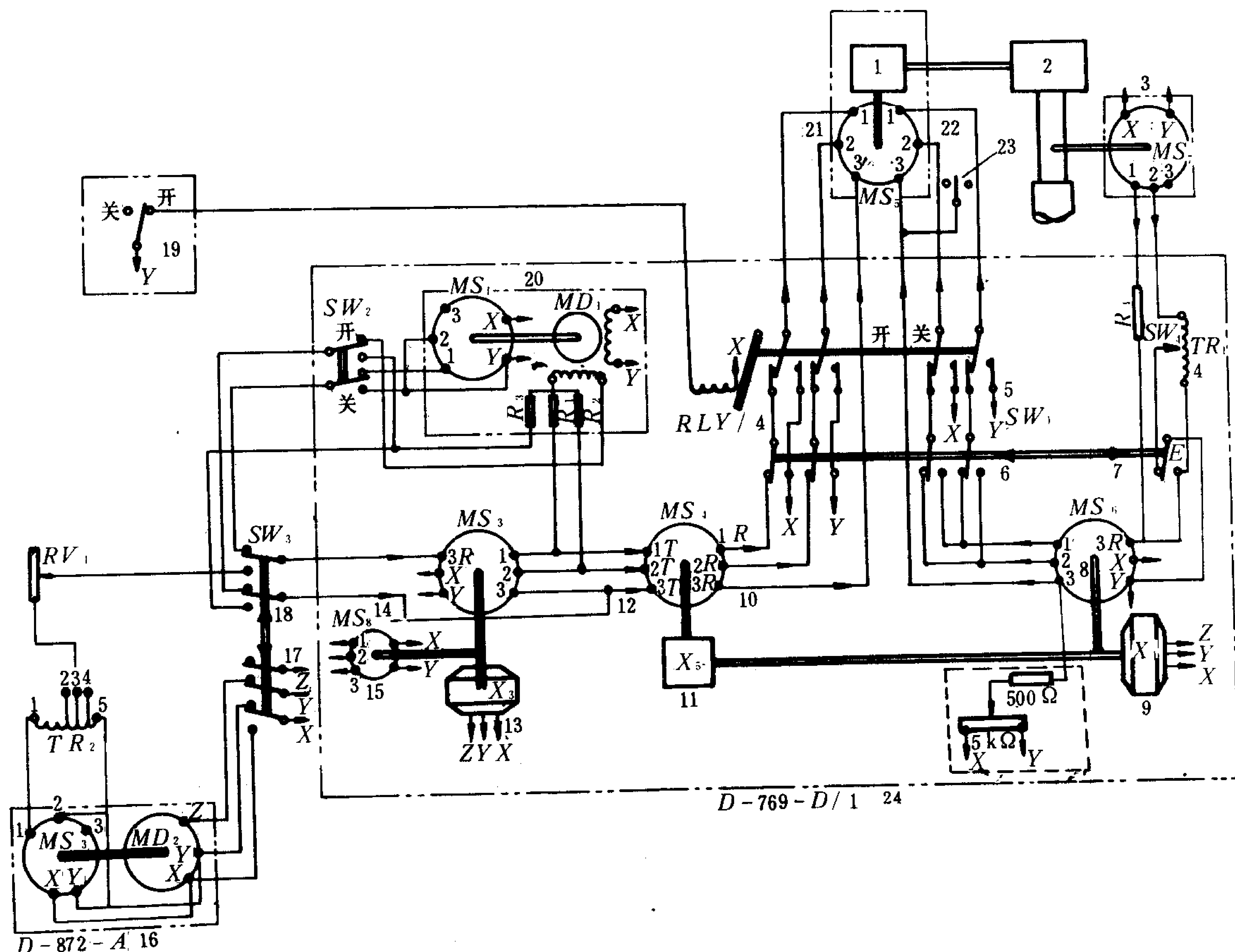


图 5.11.1-37 Multra控制陀螺仪原理

1-液压变送放大器; 2-转鳍机构; 3-鳍角发送元件; 4-反馈百分; 5-减摇/强制横摇开关; 6-减摇; 7-强制横摇; 8-速度+鳍角反馈; 9-速度陀螺; 10-横摇角-自然倾斜+加速度; 11-加速度元件; 12-横摇角-自然倾斜; 13-垂直陀螺; 14-自然倾斜控制横摇; 15-记录仪变送自整角机; 16-控制横摇元件; 17-减摇控制横摇; 18-控制横摇振幅; 19-减摇鳍开关; 20-自然倾斜组件; 21-机旁控制; 22-遥控; 23-手控; 24-陀螺仪

一液一电”转接放大，由控制信号发送器输出足以拖动左、右两舷液压动力系统控制元件的电信号。此信号在附于变向油泵泵体上的第二级液压变换放大器$H.R.U_2$中放大变换为机械运动，操纵变向油泵的控制杆，控制油泵的吸、排油方向，使鳍按指令方向转动。鳍角反馈自整角机发送器MS_7反馈鳍的实际转动角度，使鳍能停在适合的角度上。图5.11.1-38示出液压变换放大器的工作原理。装置的伺服液压系统和右舷鳍液压系统示于图5.11.1-39。

右舷的4个转鳍油缸由一台VSG变向变量柱塞泵供油，油泵的变向变量机构由一伺服转阀控制，后者由$H.R.U_2$操纵。

伺服油泵3是一种压力补偿式变量泵，提供收放鳍操作和伺服控制所需的油液。变量机构受自动控制油缸1控制，使油泵有2种不同的工作压力(收、放鳍操作时的高压和伺服控制时的低压)。压力的转换由电磁转换阀2控制。电液换向阀5控制(经中空的收放鳍活塞杆15)进入收放油缸的油液，进行鳍的收、放。两个限位节流阀16用来在鳍到达收、放终点时切断油液。

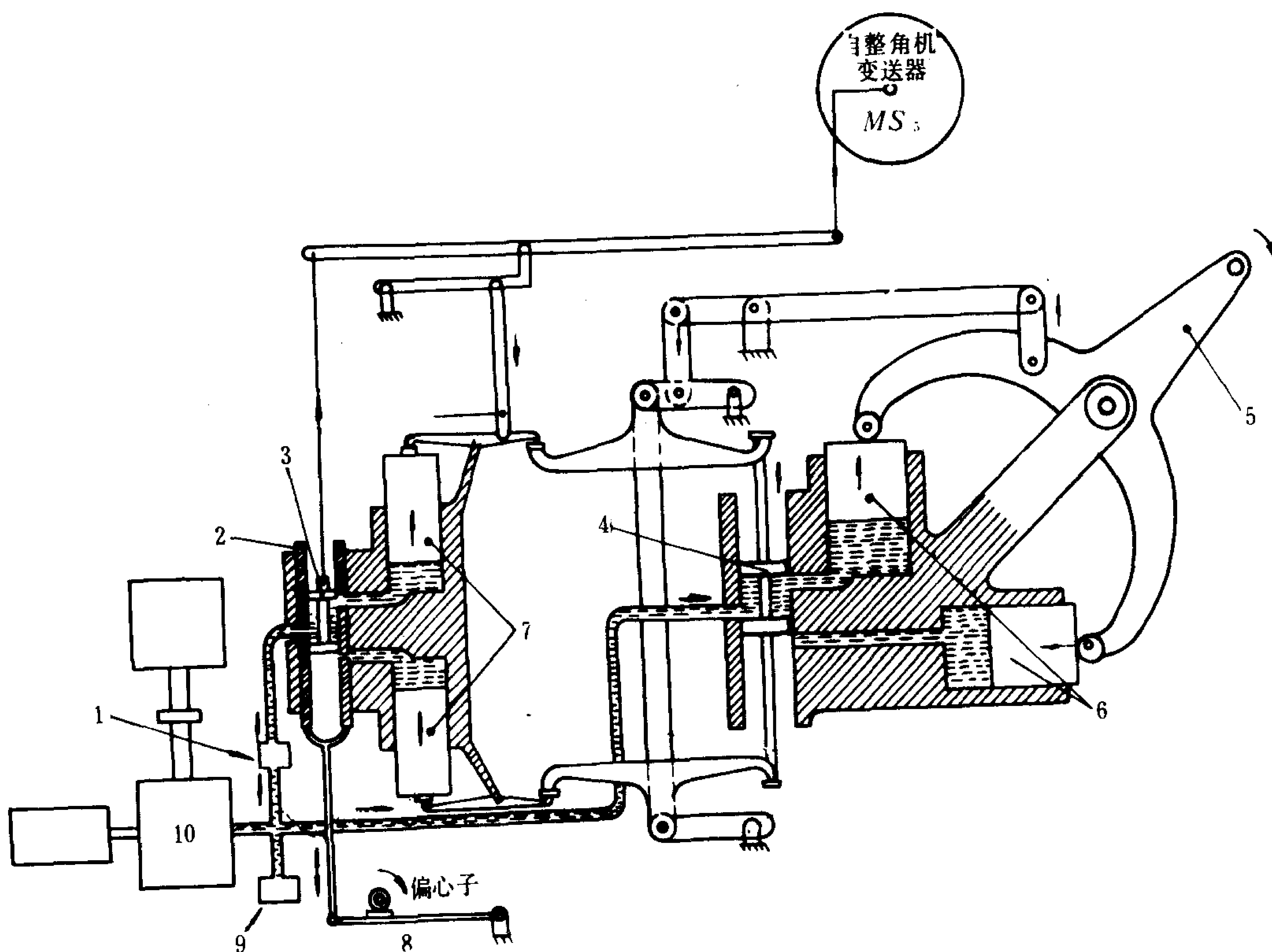


图5.11.1-38 $H.R.U$液压变换放大器工作原理

1-减压阀；2-阀套；3-导阀；4-主阀；5-输出臂；6-动力活塞；7-伺服活塞；8-振荡器；9-溢流阀；10-泵组

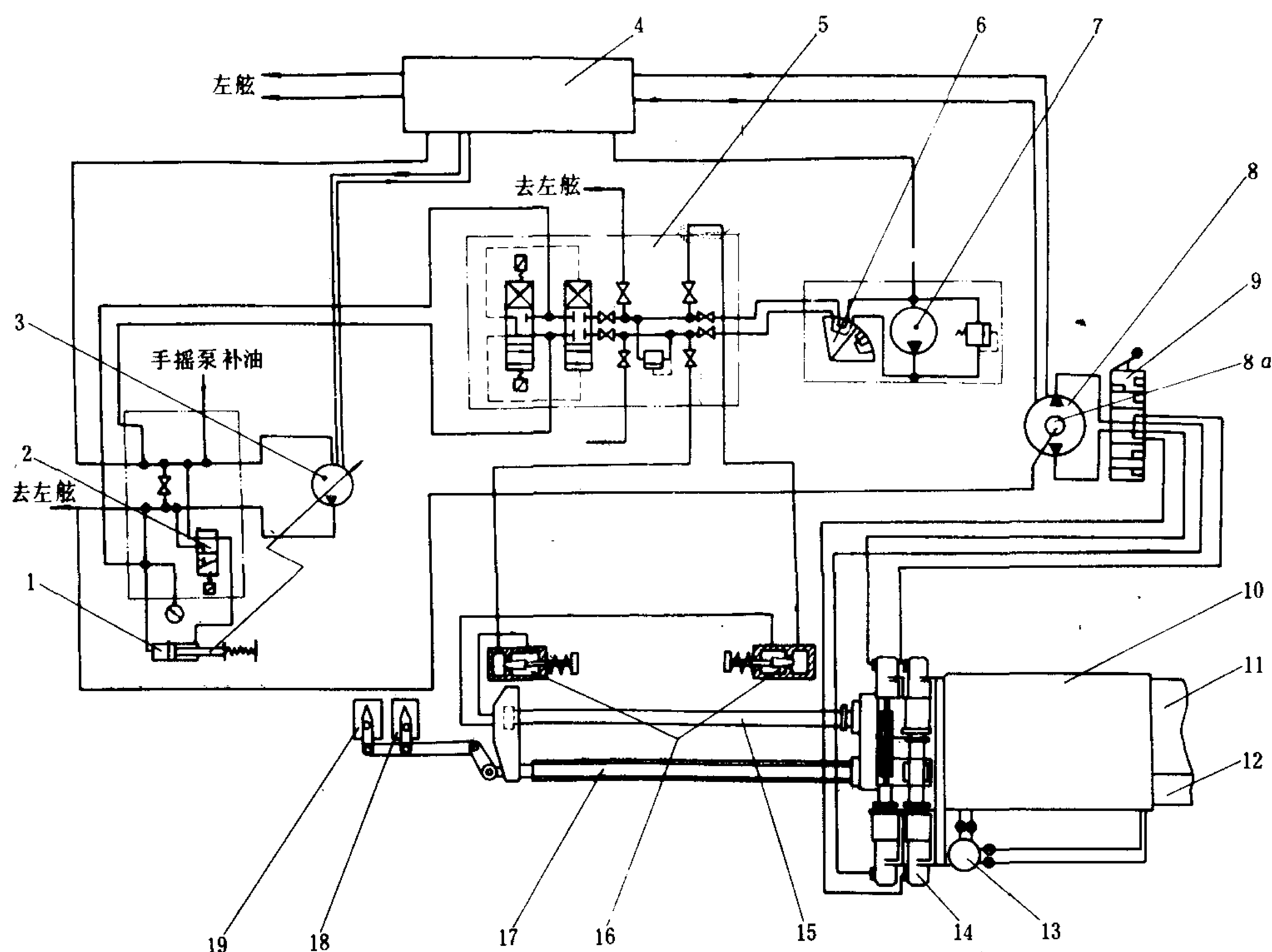


图 5.11.1-39 丹尼-布朗减摇鳍装置液压系统（右舷）

1-自动控制油缸；2-电磁转换阀；3-伺服油泵；4-油箱；5-鳍收放电液控制阀组；6-手动转阀；7-辅助油泵；8-转鳍主油泵；8 a-主泵回转伺服阀；9-手动旁通、分配、锁闭阀；10-鳍箱；11-右舷鳍；12-襟翼；13-手动润滑脂泵；14-转鳍油缸；15-中空活塞杆；16-油垫阀（限位节流阀）；17-六角转鳍轴；18-鳍角反馈发送器（至液压变换放大器）；19-鳍角反馈发送器（至陀螺控制仪）

在主电源断电时，可起动由辅助电源供电的辅助油泵，并可通过四通转阀 6 控制鳍的收放。

3.2 斯佩里-兰德减摇鳍装置及其系统

这是一种向船尾方向折叠收鳍的减摇装置。它的控制框图如图 5.11.1-40 所示。

由敏感元件检测出的船舶横摇角度、角速度、角加速度以及自然倾斜角和 TG-1 反馈等信号，经一级放大器 AMP-1 放大后，输给伺服电机 SM-1，通过齿轮 G-1 驱动同步电机 SYN-1。SYN-1 的输出一方面再次反馈回 AMP-1，一方面则作为“指令升力信号”经左右舷的限位开关 LIM-P 和 LIM-S 送入二级放大器 AMP-P 和 AMP-S 进行二次放大。

以左舷为例，AMP-P 的输出信号驱动伺服电机 SM-P。SM-P 的输出在经转速表 TG-P 反馈的同时，通过齿轮装置 G-P 控制变量柱塞泵 PV-P 的倾斜盘。齿轮装置 G-P 还驱动同步电机 SYN-P 完成第 1 次追随，使油泵排量与升力指令相符。PV-P 产生的压力油

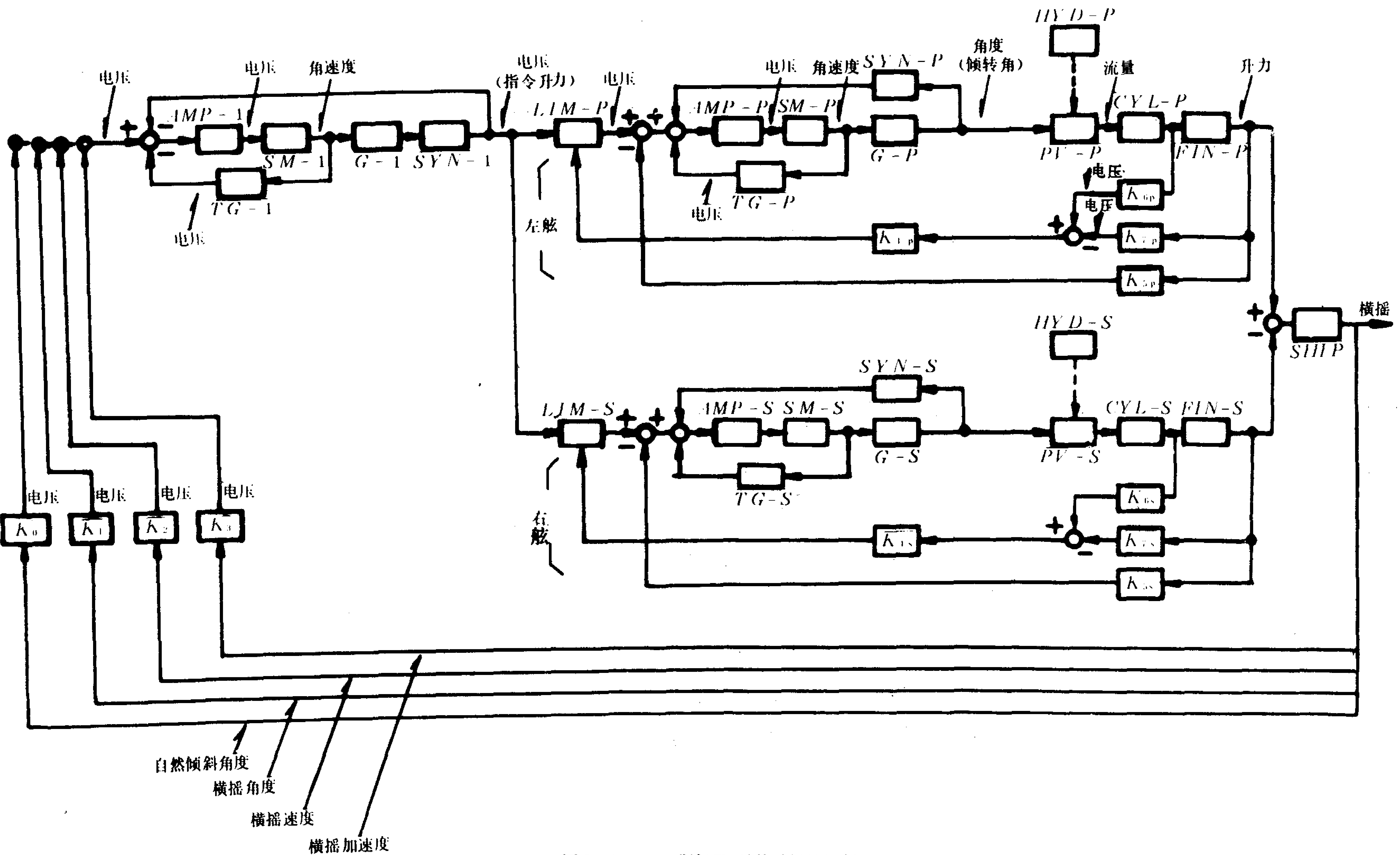


图 5.11.1-40 斯佩里-兰德减摇鳍控制方框图

供入转鳍油缸$CYL-P$，转动鳍$FIN-P$产生升力。升力信号经变换器K_{5P}反馈到$AMP-P$，抵消升力指令信号。于是$AMP-P$输出信号反向，$SM-P$反向转动，$PV-P$的倾斜盘渐渐回到零位，完成第 2 次追随。

此外，鳍角信号和升力信号在分别经K_{6P}和K_{7P}变换并进行比较后，通过K_{4P}送入限位开关$LIM-P$，限制指令升力信号，以避免鳍的实际攻角过大而产生气蚀。

减摇装置的液压系统示于图 5.11.1-41，它由定位油缸、收放和转鳍等 3 个回路组成。

1）定位油缸回路

定位回路是指鳍收拢后，为防止因某种原因自动放出而将它固定的回路。

在鳍收放活塞杆的一端，装有滑块。块上有孔，当鳍收拢时，该孔刚好与定位油缸的活塞杆相对，使活塞下行将杆嵌入孔内，就可起到定位作用。

起动时，按下起动按钮，使电机 29 转动，带动定量叶片泵 27A（泵组 27 中泵A，以下类同）、38A、38B和变量柱塞泵 27B，分别产生油压。

此时，设鳍处于收拢状态，则应按动“操纵-放”按钮，使电液换向阀 33 中的放鳍电磁阀 V_2-A和解除定位电磁阀 V_3（6）同时通电。V_3通电后，油液经由油箱 49、滤器 24、泵 27A、滤器 25、电磁阀 V_3（6）、手动操纵阀（5/6）进入定位油缸，使活塞杆向内移动，从滑块孔内脱出，定位解除。

经过滤器 25 的液压油还供给电液阀 33 和 9 作为控制液压源。其油压为 3.5 MPa，由溢流阀 27C控制。

2）收放回路

收放回路用来收放鳍体。当按动“操纵-放”按钮后，放鳍电液阀 33 中的电磁阀 V_2-A通电，阀 33 的油口$P-A$、$T-B$相通。叶片泵 38A产生的液压油就会经单向阀 35、阀 33 的$P-A$口、凸轮操纵阀 4，进入鳍收放油缸。油缸的回油经阀 33 的$B-T$口、顺序阀 34、滤器 36、冷却器 42、单向阀 40 流回油箱 49，于是鳍被放出。如因某种原因，鳍的放出动作过快，超出供油量时，顺序阀 34 可限制鳍收放油缸的排油量。顺序阀的调定压力为 0.35 MPa。

当泵 38A的排出压力高于 3.5 MPa时，经溢流阀 30 溢油。

鳍完全放出后，限位开关动作，电磁阀 V_2-A和 V_3断电，鳍收放油缸被锁紧。同时，阀 6 的$B-T$口相通，定位油缸回油。在缸内弹簧作用下，活塞杆向外伸出，待机锁定。

收鳍时，按下“操纵-收”按钮。收鳍电液阀 33 中的电磁阀 V_2-B通电，阀 33 的油口$P-B$、$T-A$相通。这时，凸轮操纵阀 4 的油路已被切断，通过单向阀 3 构成回路，推动活塞和鳍回收。

滑块端部做成斜面。在鳍收拢时，它能与定位活塞杆接触，并使后者在鳍到位时正好滑入孔内，将滑块固定。

收放油缸的活塞直径为 330.2 mm，活塞杆直径 114.3 mm，活塞行程 994 mm，移动速度 8.3 mm/s以上。

3）转鳍回路

这是一个由变量泵 27B供油的闭式回路。

在电机 29 起动的同时，转鳍电液阀 9 中的电磁阀 V_1通电。泵 27A产生的压力油经 V_1的先导作用使阀 9 的液控阀动作，T口与B口相通，P口与A口相通，构成转鳍回路。此时向上转鳍的油路如下：泵 27B→阀 9 的T口、B口→转鳍油缸→阀 9 的A口、P口→油泵 1 B。向下转鳍时，油路相似，但转鳍油缸中进出油液方向相反，鳍向下偏转。

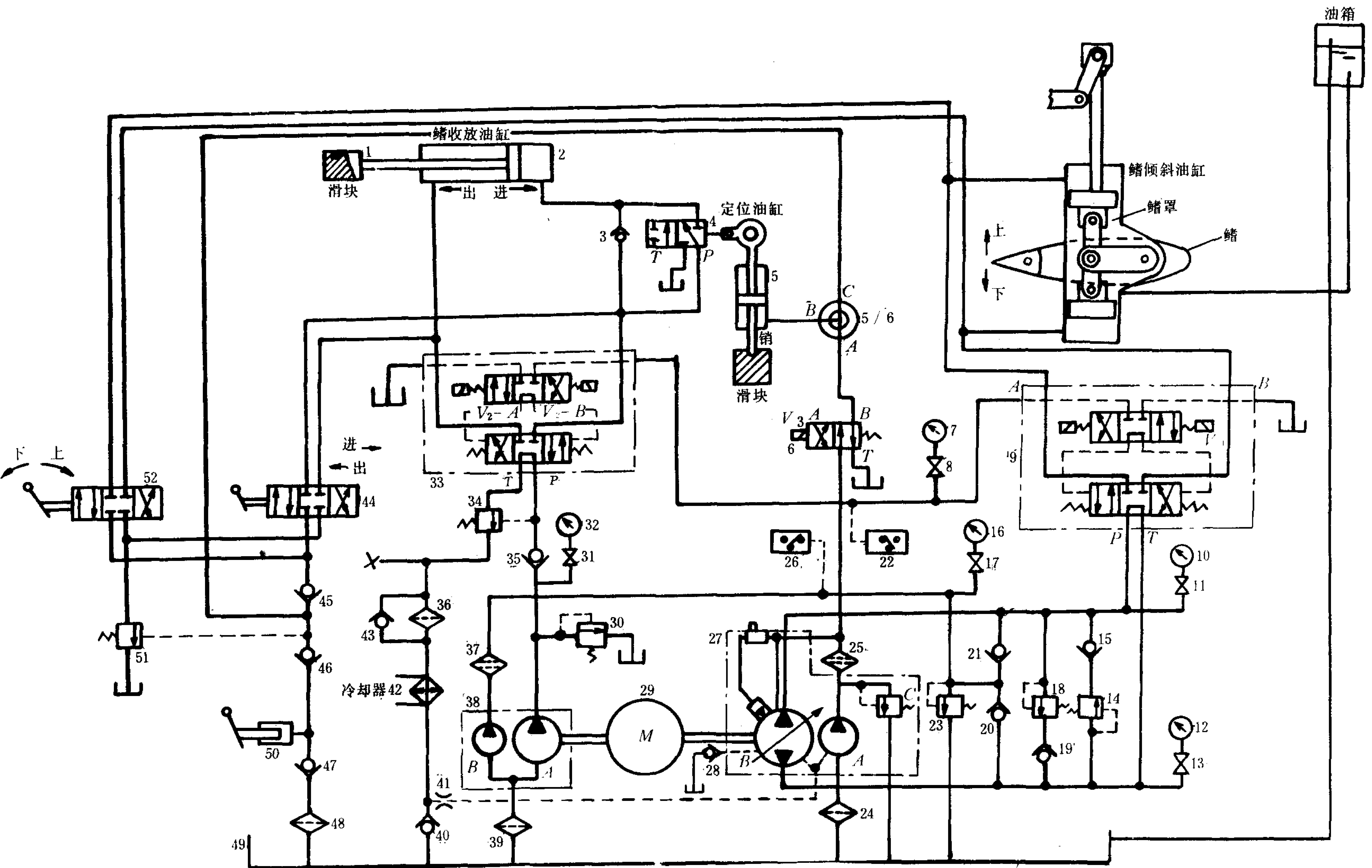


图 5.11.1-41　斯佩里-兰德减摇鳍液压系统

1-滑块；2-鳍收放油缸；3、15、19、20、21、28、35、40、43、45、46、47-单向阀；4-凸轮操纵阀；5-定位油缸；5/6-手动操纵阀；6-电磁阀；7、10、12、16、32-压力表；8、11、13、17、31-压力表阀；9、33-电液换向阀；14、18、23、30、51-溢流阀；22、26-压力开关；24、39、48-吸入滤器；25、36、37-滤器；27、38-油泵机组；29-电动机；34、51-顺序阀；41-节流阀；42-冷却器；44、52-手动换向阀；49-油箱；50-手摇泵

溢流阀 18、14 限定转鳍回路的压力，其额定压力为 4.9 MPa。

转鳍油缸的活塞直径是 180 mm，行程 342.4 mm，对应于向下 25°至向上 25°的鳍角。活塞速度 220 mm/s，在 1.7 s内走过全行程。

3.3 丹尼-布朗-AEG减摇鳍装置及其系统

丹尼-布朗兄弟有限公司应用AEG公司的转叶油缸作为转鳍油缸，生产出了丹尼-布朗-AEG减摇装置。这类装置有不可收式和可收折叠式减摇鳍两种。

这类装置仍使用缪尔海德公司的Multra控制陀螺仪进行船舶横摇信号的检测和处理，只是型号较新，设备已半导体化，结构更加紧凑而已。但控制原理仍然相同，所用的液压系统也与原丹尼-布朗系统相同。图 5.11.1-42 示出其由第 1 级液压变换放大器至转鳍油缸的 4 级放大液压系统。

3.4 减摇鳍装置的纯电子控制回路

上述的减摇鳍控制系统都是采用自整角机和电液变换放大元件对船舶的各种横摇信号进行加、减、积分、微分等数学运算，最后得到相应的升力指令对减摇鳍进行控制。进行这样的数学运算，电子电路无疑具有更大的优越性。它在完善控制系统的功能、增加系统的响应速度和控制精度方面都较传统的电气机械控制方式为佳。目前，电子固态运算放大器已达到相当完好的程度，价格也便宜。用电子固态运算放大器在控制回路中取代自整角机，不但可以大大降低成本，使结构紧凑，而且由于不存在机械磨损，还可使控制系统的可靠性和寿命大大提高。

图 5.11.1-43 所示为采用分立元件固态运算放大器的防摇鳍控制略图。

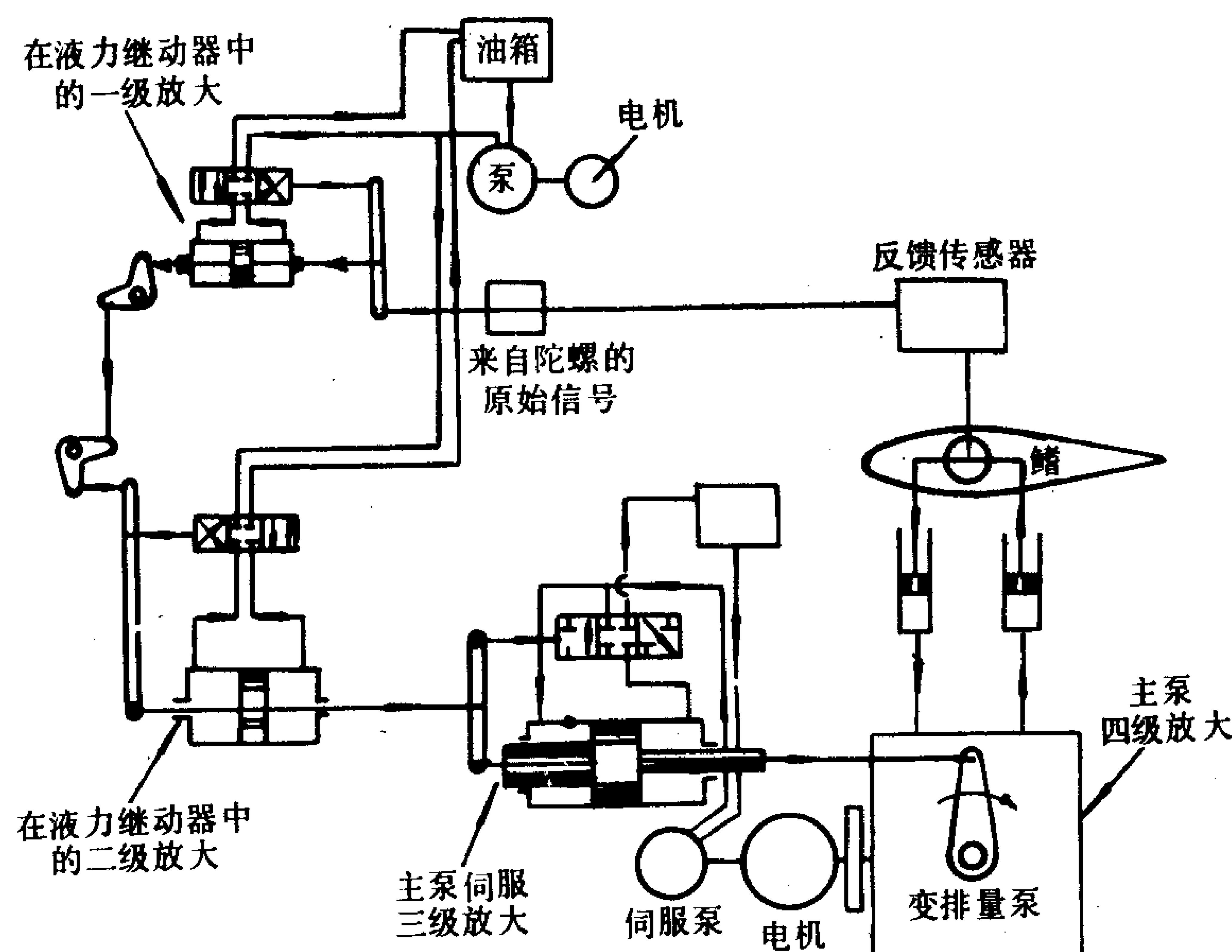


图 5.11.1-42 丹尼-布朗-AEG液压系统

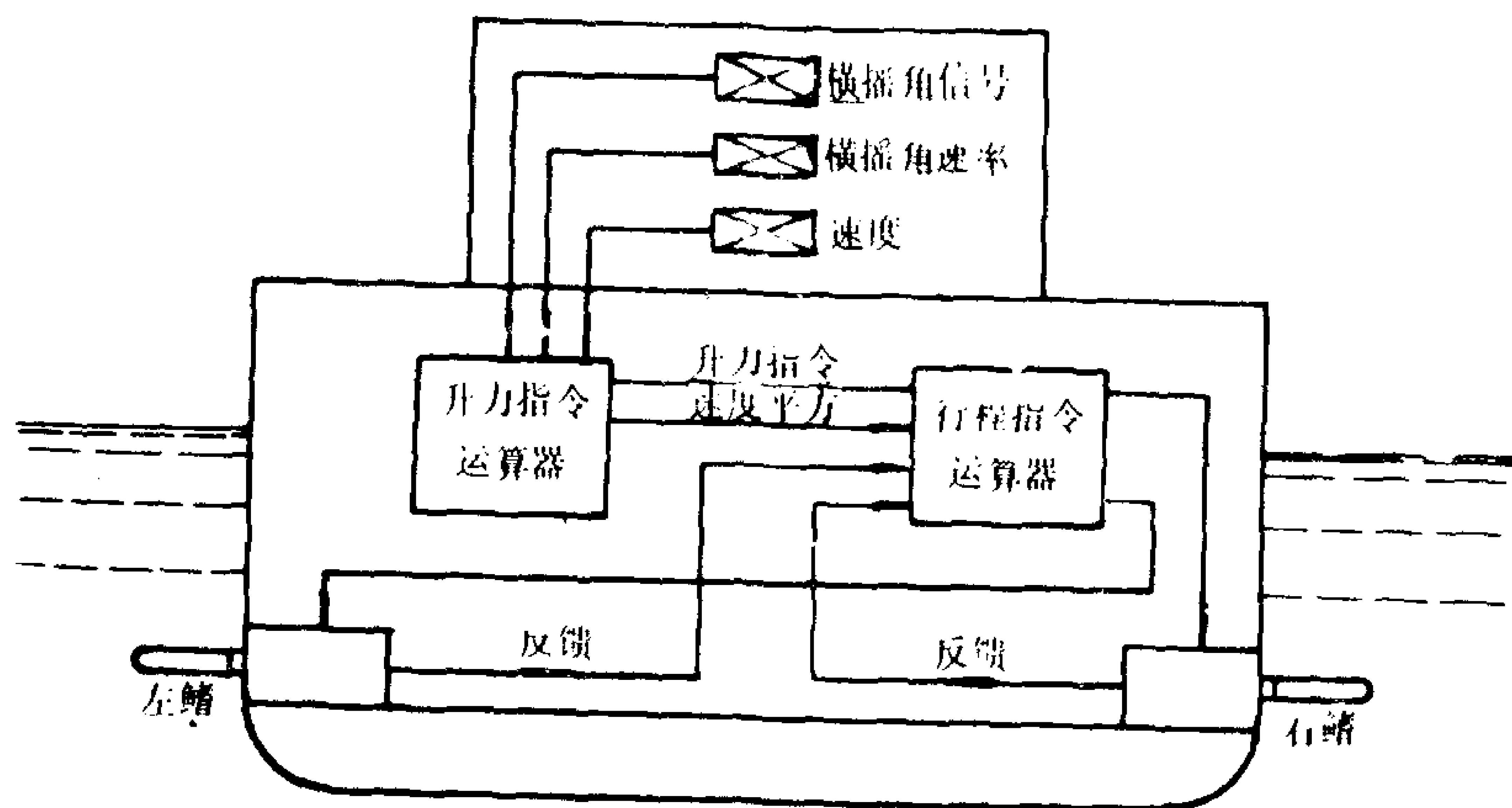


图 5.11.1-43　采用运算放大器的减摇鳍控制略图

本系统的运算放大元件分为两部分：一部分是升力指令运算器，另一部分是行程指令运算器。图 5.11.1-44 和图 5.11.1-45 分别示出其线路简图。

由陀螺仪检出的横摇角信号、横摇角速度信号和由航速检测元件检出的船舶速度信号，

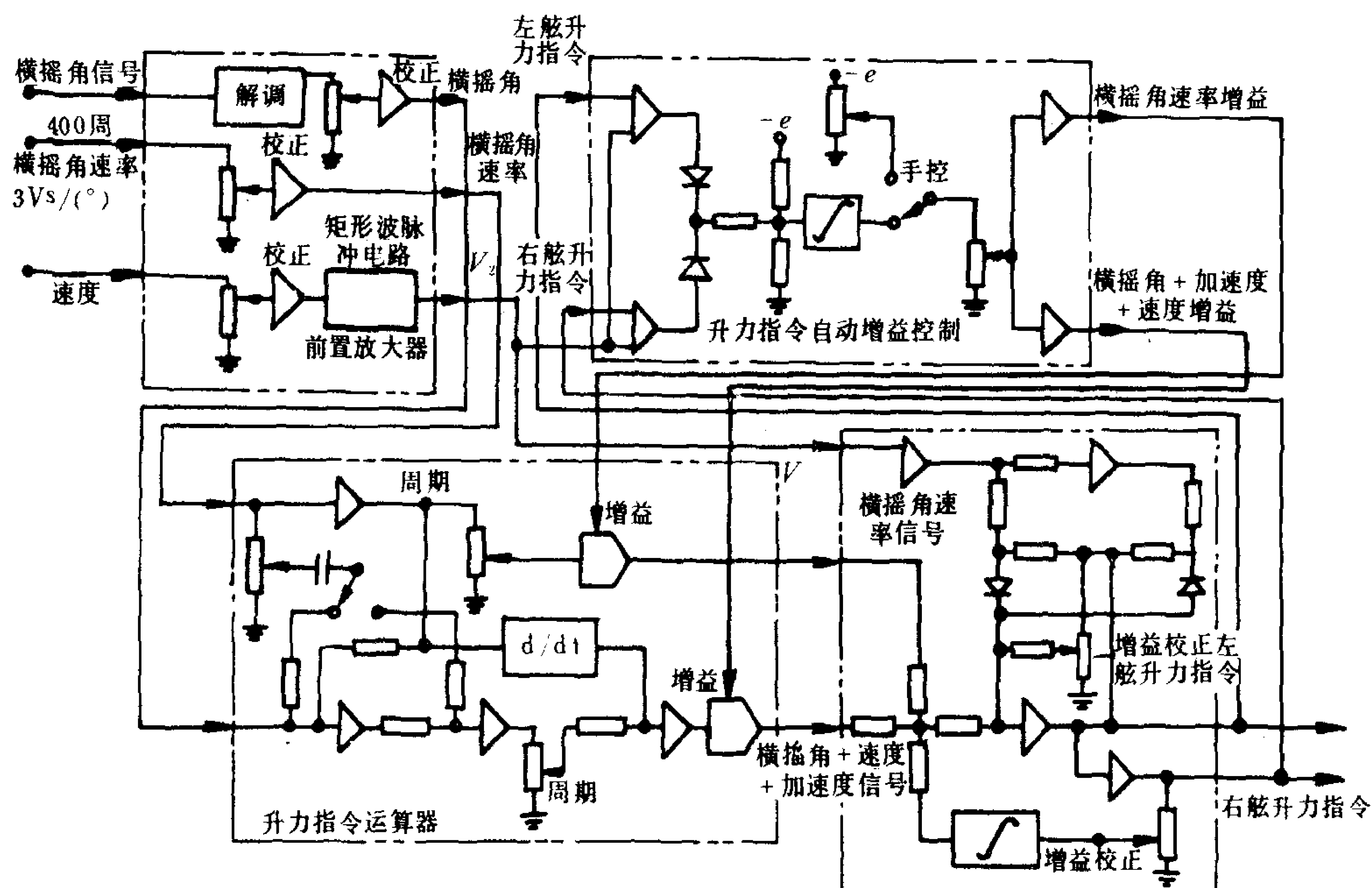


图 5.11.1-44　升力指令运算器线路简图

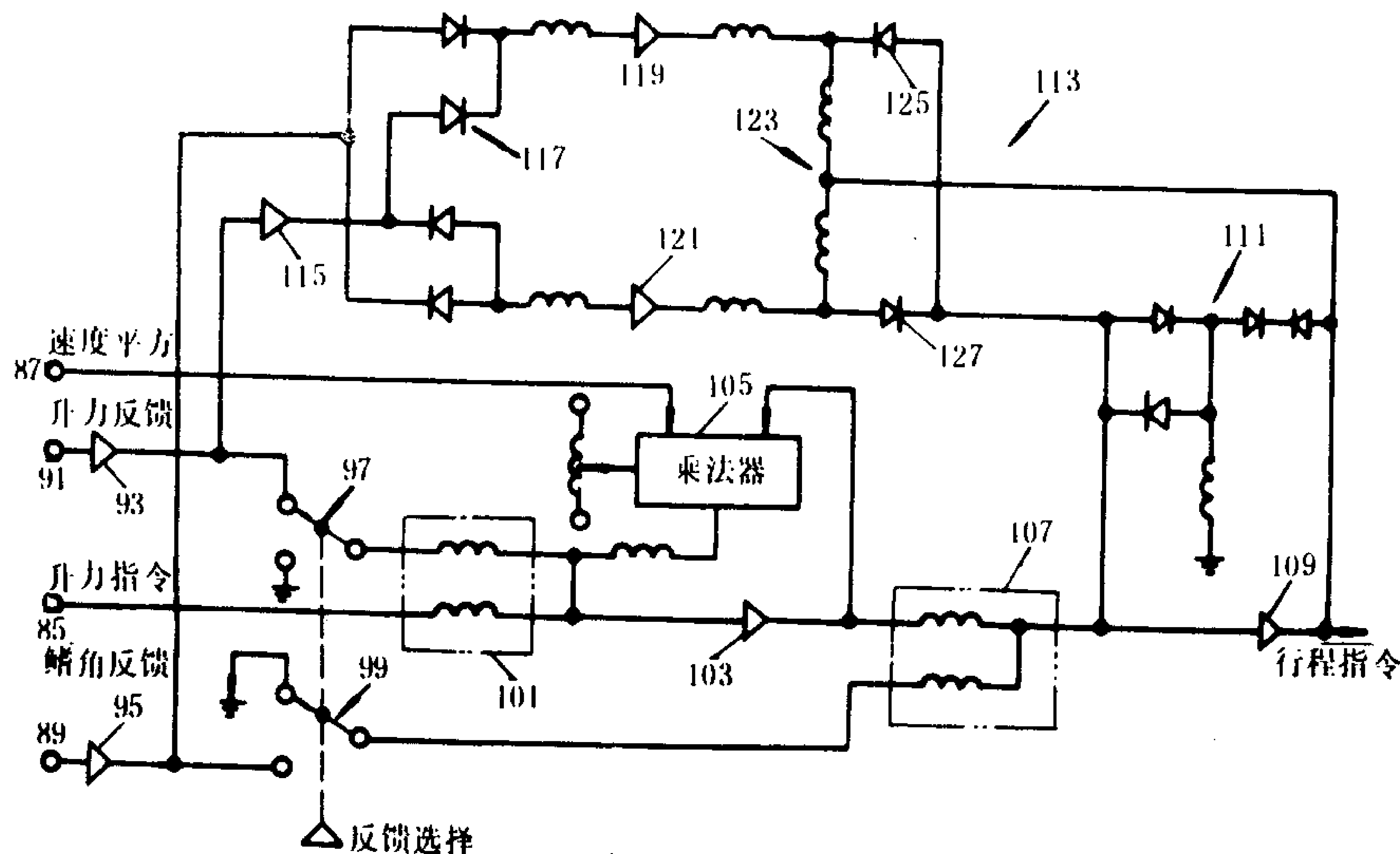


图 5.11.1-45 行程指令运算器线路简图

在前置放大器中进行解调、校正。然后将横摇角和横摇角速度信号送入升力指令运算器进行计算。升力指令运算器的输出有二路：一路是横摇角速度信号，另一路是横摇角、横摇角速度、横摇角加速度信号之和。这两路信号以及由前置放大器来的航速平方信号进行升力指令增益校正，最后输出左、右舷升力指令。这是升力指令运算器部分的最后输出。

为了获得最佳控制性能，升力指令运算器部分还包含有自动增益控制回路，它能将航速的平方与升力指令信号加以比较，并据此控制升力指令运算器的增益，使系统的灵敏度随航速和船舶的剩余横摇而改变。引入航速作为控制信号是非常有益的，它可以改善减摇鳍装置低航速时的性能。

升力与航速的平方成正比。为了防止航速高时在鳍上产生过大升力，恶化减摇性能并产生汽蚀，同时也为了保证在低航速时能发出足够的升力，设有升力指令限制器。它用速度平方信号限制最大升力指令。该限制器还设有积分器，它是自然倾斜控制环节。

升力指令运算器最后输出的升力指令信号、航速平方信号以及鳍反馈信号（鳍角反馈和升力反馈），在行程指令运算器中进行运算，最后输出鳍角行程指令。图 5.11.1-45 所示的行程指令运算器简图中 101 和 107 为加法器，111 为固定式限幅器二极管网络，其限定值相当于鳍的最大转角。从 115 到 113 之间的网络是可变限幅器，按照升力反馈和鳍角反馈中的较大信号，决定限制行程的最大值，并可在零与固定限幅器限定值之间变化。

3.5 汉密尔顿舵减摇装置及其系统

舵减摇的研究，以美国海岸警卫队“汉密尔顿”级轻型护卫舰“梅伦”号和“贾维斯”号上改装的减摇操舵装置最为成功。

该装置仅在原有舵机系统（图 5.11.1-46）的基础上加添了 3 个基本控制部件，即舵减摇驾驶台控制装置、舵减摇电子控制器和油泵倾斜盘驱动装置。图 5.11.1-47 是其电子控制系统框图。

舵减摇驾驶台控制装置实际上是控制开关，用来接通减摇电子控制器。电子控制器用来产生减摇控制信号并发出减摇操舵命令。油泵倾斜盘驱动装置则专管油泵变量机构的拖动。通过驾驶台控制的离合器，可使此装置按正常操舵方式或减摇方式工作。

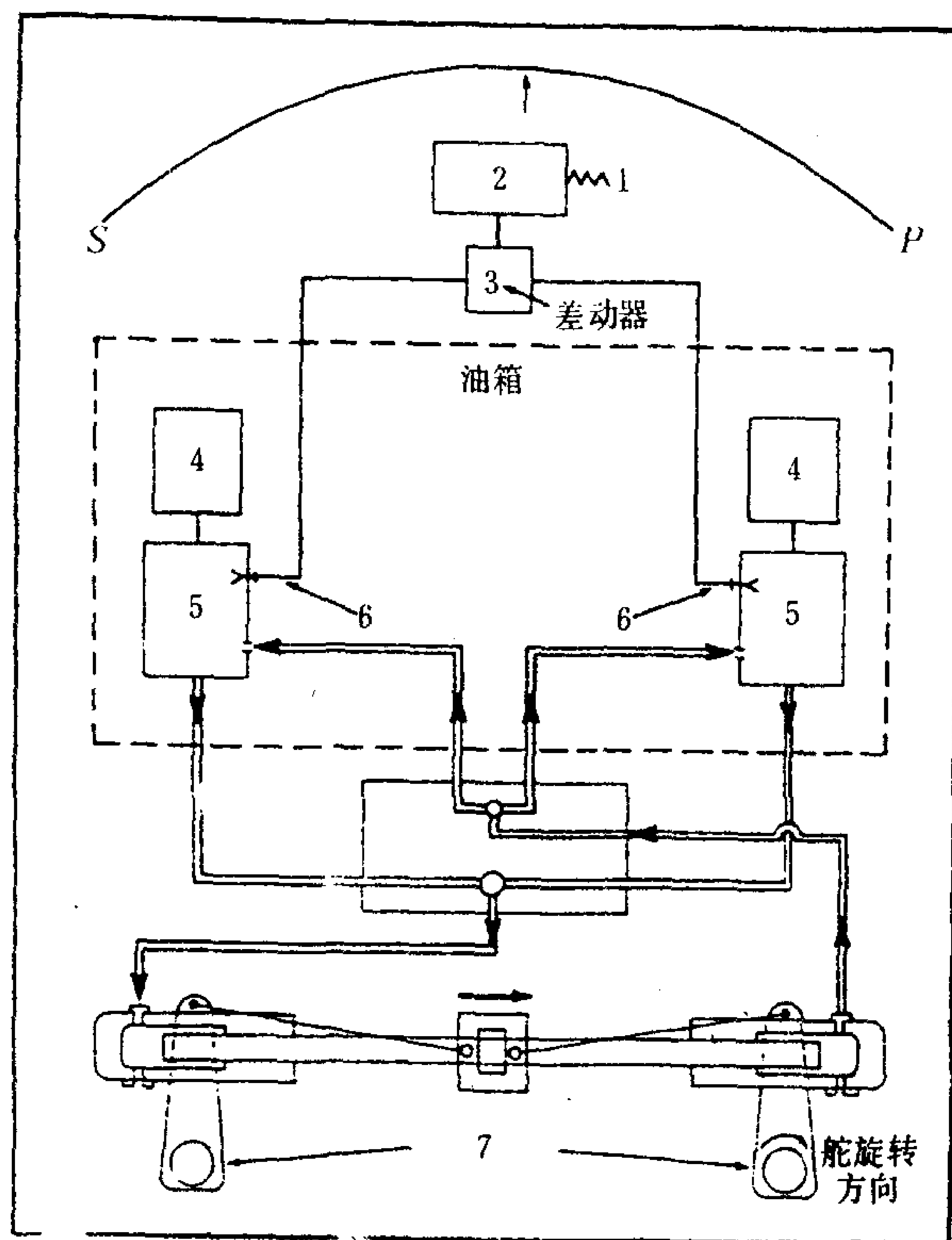


图 5.11.1-46　舵机液压系统简图

1-操舵指令；2-sperry传动装置；3-Jered差动器；4-电机；5-油泵；6-油泵变量控制杆；7-舵杆；P-左舷；S-右舷

4　减摇装置的操作和管理

不同的减摇装置，操作和管理方法也不相同。下面介绍减摇鳍装置的操作、管理要点。

4.1　操作

可收式减摇鳍，一定要在船舶进入宽敞水域以后才能将鳍放出，并在进入窄水道、浅水道前将鳍收回，以免碰伤鳍片。

当船舶的横摇角不大时，例如小于 3 ～ 5°，应停止使用减摇鳍，以免无谓地增大船舶航行阻力。

装置的起动、停止等操作步骤，一定要按照说明书规定进行。要特别注意防止鳍片擦伤。只许在鳍角为零时进行鳍的收放；只有在鳍片完全放出就位后，才能让鳍转动。尽管装置的传动机构、液压系统或控制系统中一般都设有联锁装置，但在实际操作时，还需注意核查鳍的状况，以免联锁装置失误造成鳍的损坏。

1）起动

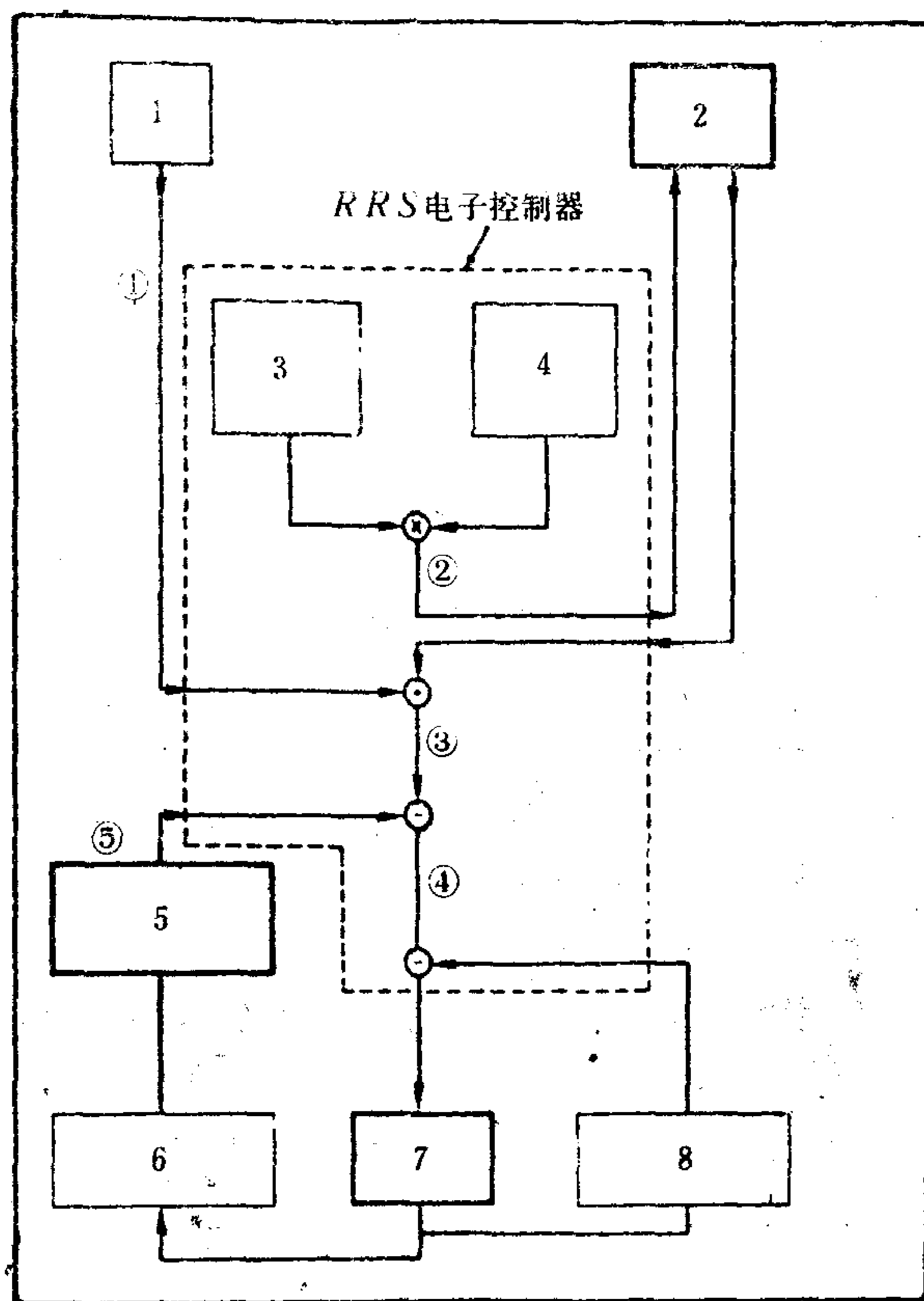


图 5.11.1-47 舵减摇系统电子线路框图

1-操舵装置；2-RRS船桥控制装置；3-横摇速度传感器；4-自适应速率增益电路；5-RRS舵角反馈电位计；6-油泵和转舵机构；7-油泵倾斜盘位置误差信号和驱动机构；8-倾斜盘位置反馈机构；①航向控制；②减摇指令；③舵指令；④舵角误差信号；⑤舵角

（1）起动伺服油泵。

（2）经检查转鳍机构和鳍角均处于零位后，接通放鳍液压回路将鳍放出。

（3）确认鳍已完全放出，且转鳍机构与传动机构（如图 5.11.1-28 中的滑杆）已正确啮合。

（4）接通控制系统电源，起动主油泵。

（5）将控制转换开关转到手动位置，向两个方向转鳍数次，注意检查鳍的偏转方向和角度是否正确（与对舵类似）。

（6）如一切正常，将控制开关转到自动位置，装置即投入正常工作。

2）停止

（1）利用手动控制将鳍转到零位。

（2）检查鳍片确在零位后，接通收鳍液压回路，将鳍收入鳍箱。

（3）停止主泵和伺服油泵，切断控制系统电源。

4.2 管理

（1）对转鳍和收放鳍机构中的各摩擦部位，如各销轴和轴承、油缸活塞杆表面、伸缩活塞杆和六角转鳍轴表面，以及鳍伸缩导轨和滑块表面等，要进行可靠润滑。尤其是鳍伸缩导轨和滑块，都直接露置于海水中，一定要定期加注润滑脂。

（2）伸缩式装置的鳍轴出轴处和折叠式装置的转鳍油缸耳轴处，均设有海水密封，要注意保证它们的密封性能，防止海水漏入船内。暴露在海水中的鳍也要保证完好的水密，严防海水进入鳍内腐蚀鳍内的传动机构。折叠式鳍的转鳍油缸一般都浸在海水中，油缸的漏泄不易发现，因此它的密封就更应可靠。

（3）船舶坞修时，应对鳍片和鳍箱内的机构进行检查。注意鳍片有无腐蚀或碰撞变形，必要时予以修复；注意检查滑块和导轨的腐蚀以及磨损情况，如间隙过大，应进行修复，以免鳍轴或鳍轴密封受到过大的径向力，避免鳍在水流的作用下产生机械撞击或震动；检查各轴封或密封的水密情况，必要时进行修复。

（4）对减摇鳍的控制设备，要防止受热、受潮或受到剧烈震动；要保证控制和反馈信号的发送、传递和接收机构，在机械连接和电气连接上的正确、可靠；起动鳍装置时，应注意鳍的动作与鳍角指令的一致性，否则应对鳍角反馈等环节进行调整。

（5）减摇鳍液压系统与舵机液压系统相似。因此，它的管理可以参照舵机液压系统的管理进行。值得注意的是，由于减摇鳍装置的响应速度较高，如果空气进入液压系统，对装置的响应特性就会有较大的影响，除产生较大的振动和噪音外，还会大大影响减摇效果。因此，在管理中一定要保证油箱的油位和系统的严密性，杜绝空气进入系统；每次启用减摇鳍时，都要检查油箱的油位，并放出系统内的空气。

参考文献

〔1〕陶尧森：船舶的耐波性，上海交通大学出版社，1985 年
〔2〕蒋维清：船舶原理，人民交通出版社，1979 年
〔3〕舰船减摇装置译文集，舰船特辅机电设备，1978 年 5 月
〔4〕D.A.Taylor：Introduction of Marine Engineering，1985 年，London
〔5〕Marine Engineering, editor Roy L. Harrington, The Society of Naval Architects and Marine Engineering, 1971, New York
〔6〕David W. Smith;C. Eng.;M.I.Mar.E, Marine Auxiliary Machinery, 1983, London
〔7〕Horst A. Hapden，减摇-防倾综合装置的最新技术，国际海事技术学术会议，1983，2 卷（ii）
〔8〕减摇装置和Intering防侧倾系统，舰船力学情报，中国船舶研究中心，1984（10）
〔9〕舵减摇，J.阿梅朗恨，H.R.N.莱朗克，国外舰船技术-船舶力学类，中国造船工程学会，1985（1）
〔10〕Honkanen M, Water Tanks as Heel and Roll Stabilizers, Hansa, 1986, 123（17）
〔11〕Fin Stabilizers for U. S. Navy Frigates, Naval Engineering Review, 1983（216）
〔12〕New Small Craft Stabilizer Range From Vosper, Naval Architect, 1983, NO.1
〔13〕FFG-7 Class Fin Stabilizer System, Naval Engineers Journal, 1984, 96（3）

〔14〕 Rudder Roll Stabilization For Coast Guard Cutters and Frigates, Naval Engineers Journal, 1983, 95 (3)

〔15〕 Nathan R. Fuller, Joseph G. Koelbel, Donald W. Hankley, Ship Stabilization by Paravans, Proceeding of High-Speed Surface Craft Conference, 1983. 5, London.

第2章 侧推装置

1 概述

侧推装置通常是指装在首部或尾部水线以下横向导筒中的一种特殊的推进装置，其推力的方向和大小都可改变，工作情况如图5.11.2-1所示。船舶装设此种装置后，其操纵性能，尤其是低航速时的操纵性能，就可得到明显的提高，随着船舶大型化、自动化以及各类特种船舶的发展，侧推装置的应用日趋广泛。

如所周知，当船舶（尤其是大型船舶）通过运河、水闸、狭窄航道以及进出拥挤的港口时，皆需低速航行，致使舵效下降，从而为船舶驾驶带来困难。有些船如全集装箱船和滚装船，由于受风面积大，低速航行时仅靠操舵转向往往不能满足要求。此外，各类特种船舶，如海上运输补给船，要求能在风浪中低速安全地接近目标；敷缆船不仅要求低速作业，而且需要准确定位；海洋考察船、深海钻探船等亦要求在工作时相对于海底保持动力定位；其他如航标设置船、领航船等应能在低速下可靠地靠离目标；常规船舶也需要提高靠、离码头时的操纵性；等等。所有这些因素，都推动着侧推装置的发展。

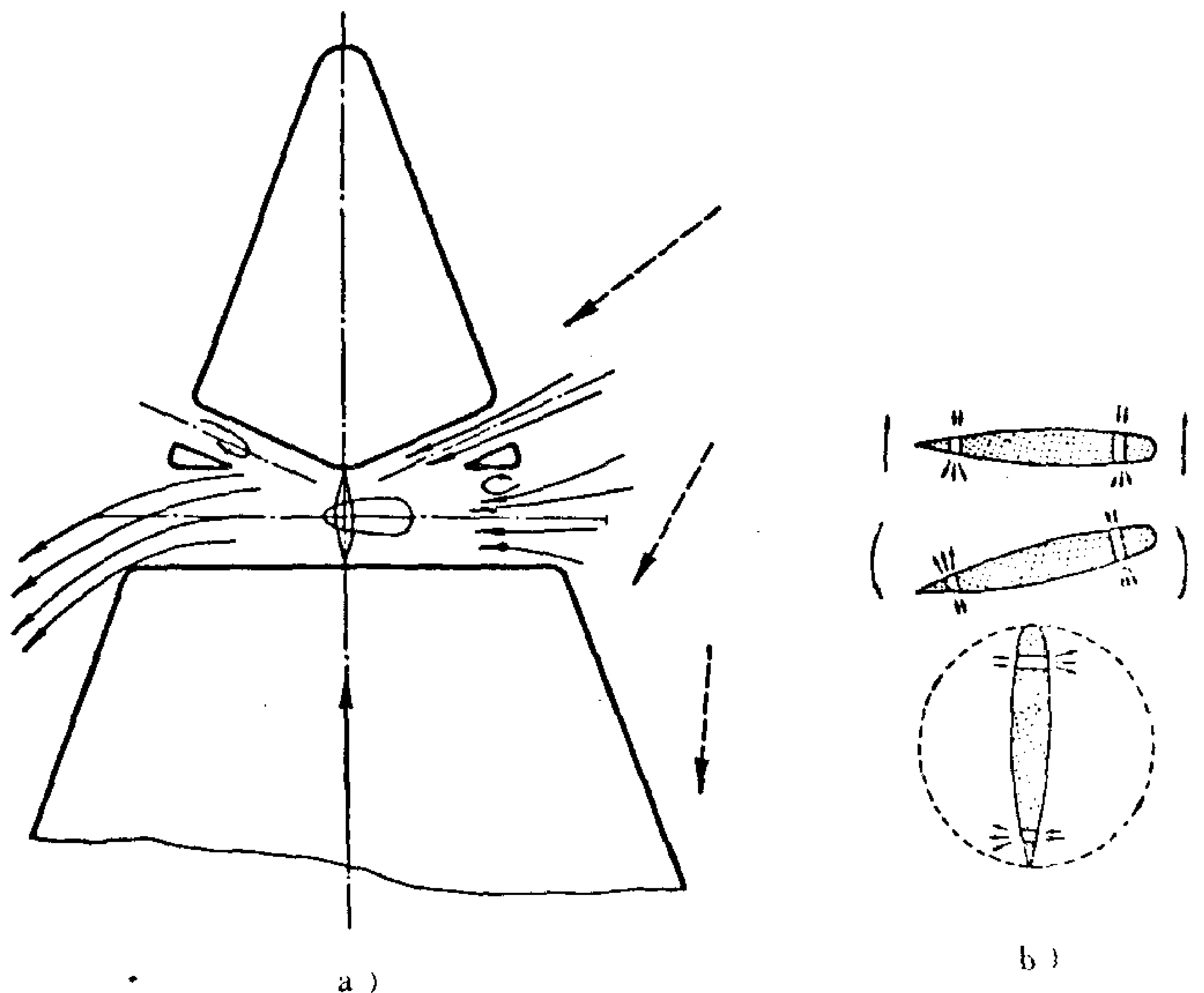


图5.11.2-1 侧推装置的基本工作情况

a）侧推器周围的水流状况；b）侧推器的推力和效应

事实表明，装有侧推器的船舶在靠离码头时，可以节省甚至不用拖船，这不仅可以节约时间，而且还可减少费用。侧推器应满足的要求是：

1）能随指令迅速控制推力的大小和方向；

2）能在船上的一处或数处进行上述控制；

3）装置简单可靠；

4）效率良好，即装置不仅在运行中的效率较高，而且对船体所造成的附加阻力小。

因此，侧推器应有足够的浸没深度。通常，螺旋桨轴线与水线的距离约为1.5倍桨叶直径，最小不得小于桨叶直径。过分靠近水线将使空气进入桨内，造成效率下降。侧推器应尽可能设于船的端部，以便在同样的推力下获得较大的转船力矩。但是太靠近船首会在船首附近产生环流效应，反而降低侧推效果或引起原动机空载。侧推器导筒的开口形状应有专门设计，应呈流线形。也可设专门的导流装置，或设适当的盖板。

由表 5.11.2-1 可以看出,同一侧推器在不同航速和吃水时引起的船舶附加阻力是不一样的。一般认为，高速船在高航速航行时（25～28 kn）侧推器导筒所增加船舶阻力较为显著。

表 5.11.2-1 侧推器导筒引起的附加阻力 %

航速 kn		11	12	13	14	15	16
空船	1个孔(首部)	0	0.3	0.4	0.5	1.5	0.8
	2个孔(首尾各1)	0.1	0.4	0.8	1.9	3.0	1.7
满载	1个孔(首部)	0.3	0.3	0.6	0.9	0.9	0.8
	2个孔(首尾各1)	0.6	0.5	1.3	2.5	2.4	2.0

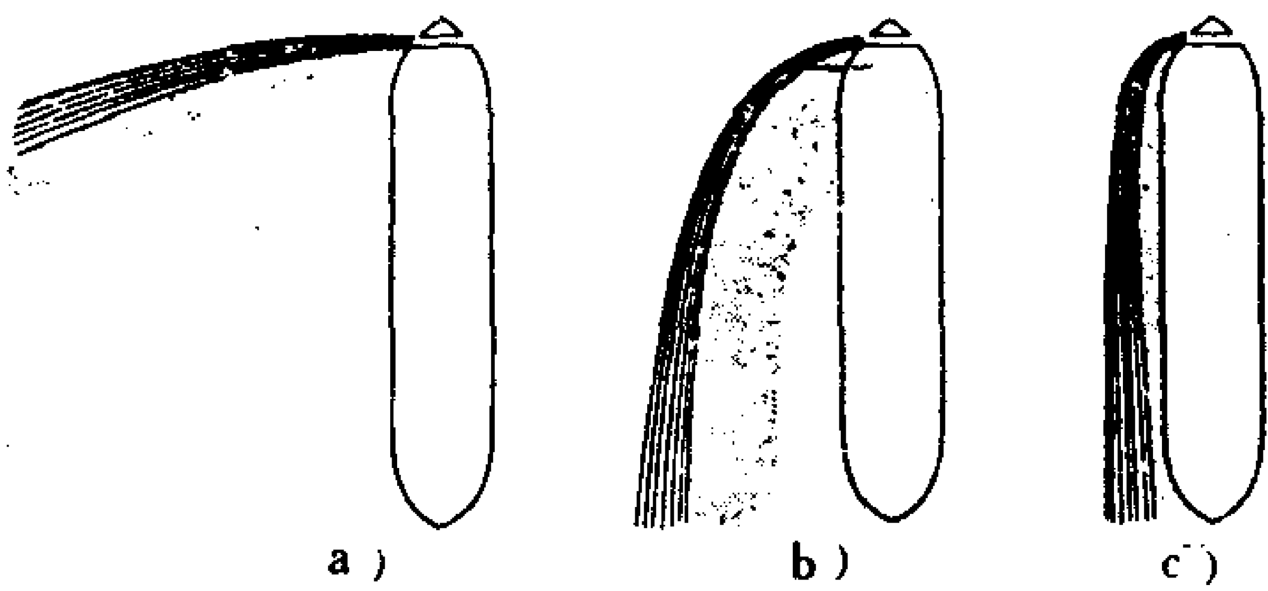


图 5.11.2-2 各种航速下侧推器的应用情况

a) 微速前进；b) 半速前进；c) 全速前进

侧推器在不同航速时对船舶回转的作用也不一样。图 5.11.2-2 示出在不同航速下使用侧推器时船舶周围的流场变化。图中阴影部分表示减压区。试验证明在a)和c)的情况下，侧推器螺旋桨的射流都能产生很大的转船力矩，而中速前进时产生的力矩则不大。以日本川崎制造的各种“口”字号滚装船为例，厂方推荐侧推器使用时的船速以不超过 5 kn 为佳。

典型的可调距首侧推装置的性能参数见表 5.11.2-2。各类船舶侧推器的部分资料见表 5.11.2-3。

表 5.11.2-2 典型的侧推器性能参数表

功率		桨叶直径		转速	推力		比推力	
HP	kW	英制	mm	r/min	Lb	kN	Lb/HP	kN/kW
150	111.9	3′—7″	1092	450	4500	20	30	0.178
300	223.8	4′—3″	1295	420	7900	35	26	0.156
500	373.0	5′—5″	1651	340	13200	58.6	26	0.156
800	596.8	6′—7″	2006	290	20400	90.5	25.5	0.151
1200	895.2	7′—11″	2413	240	30200	134.0	25	0.149
1800	1342.8	9′—2″	2794	210	44100	195.8	24.5	0.146

表 5.11.2-3 各类船舶所用侧推器的主要参数

类型	船长L m	吃水d m	$L\times d$	功率P kW	推力T kN	比推力T/P kN/kW
客船	226	9.9	2240	588	98	0.166
客船	226	9.6	2170		98	
轮渡船	98	4.6	450	294	47	0.160
轮渡船	41.8	3.5	146	110.2	19.6	0.177
航标船	49.8	3.5	176	183.7	29.4	0.160
轮渡船	108	4.5	485	220.5	34.3	0.156
轮渡船	78	4.2	328	220.5	39.2	0.177
客船	91	4.95	450	220.5	34.3	0.156
轮渡船	118.3	4.5	531	183.7	29.4	0.160
轮渡船	112.5	5.4	700	416	68.6	0.165
油船	244	15	3660	2×1029	2×161.7	0.157
油船	260	14.83	3856	2×1617	2×228.3	0.141

2 侧推装置的分类

侧推装置的分类见表 5.11.2-4。其中最常用的是首侧推装置。首侧推装置最早是由主机通过传动装置驱动的，后来逐渐发展成由独立的原动机驱动，其中又以电动机和液压马达驱动的为最普遍。

表 5.11.2-4 侧推装置的分类

分类法		名称	
按布置位置	首、尾部	首侧推	尾侧推
	舷内外	舷内式	舷外式
按产生推力的方法		螺旋桨式	喷射式
按桨叶的安装方式		固定螺距	可调螺距
按桨的数目		单桨	多桨
按侧推器的固定方式		固定式	可升降式
按原动机类型		电动或液压	柴油机或汽轮机

图 5.11.2-3 示出侧推器的一般布置。其中的电动式侧推器通常都采用定速的鼠笼式电动机通过联轴器来驱动。如果是定距桨，则当要求改变推力的方向时，需将电动机停车改变旋转方向之后再进行起动，操作不便。假如配装调距桨，则可使其在零螺距的位置上将电动机卸载起动。在改变推力的大小或方向时，都无需电动机倒转和变速。但是调距桨的结构比较复杂，造价也较昂贵。如果采用电液控制的侧推装置，则有其独特的优点。至于柴油机或汽轮机的驱动方式，将于后续部分结合实例加以讨论。

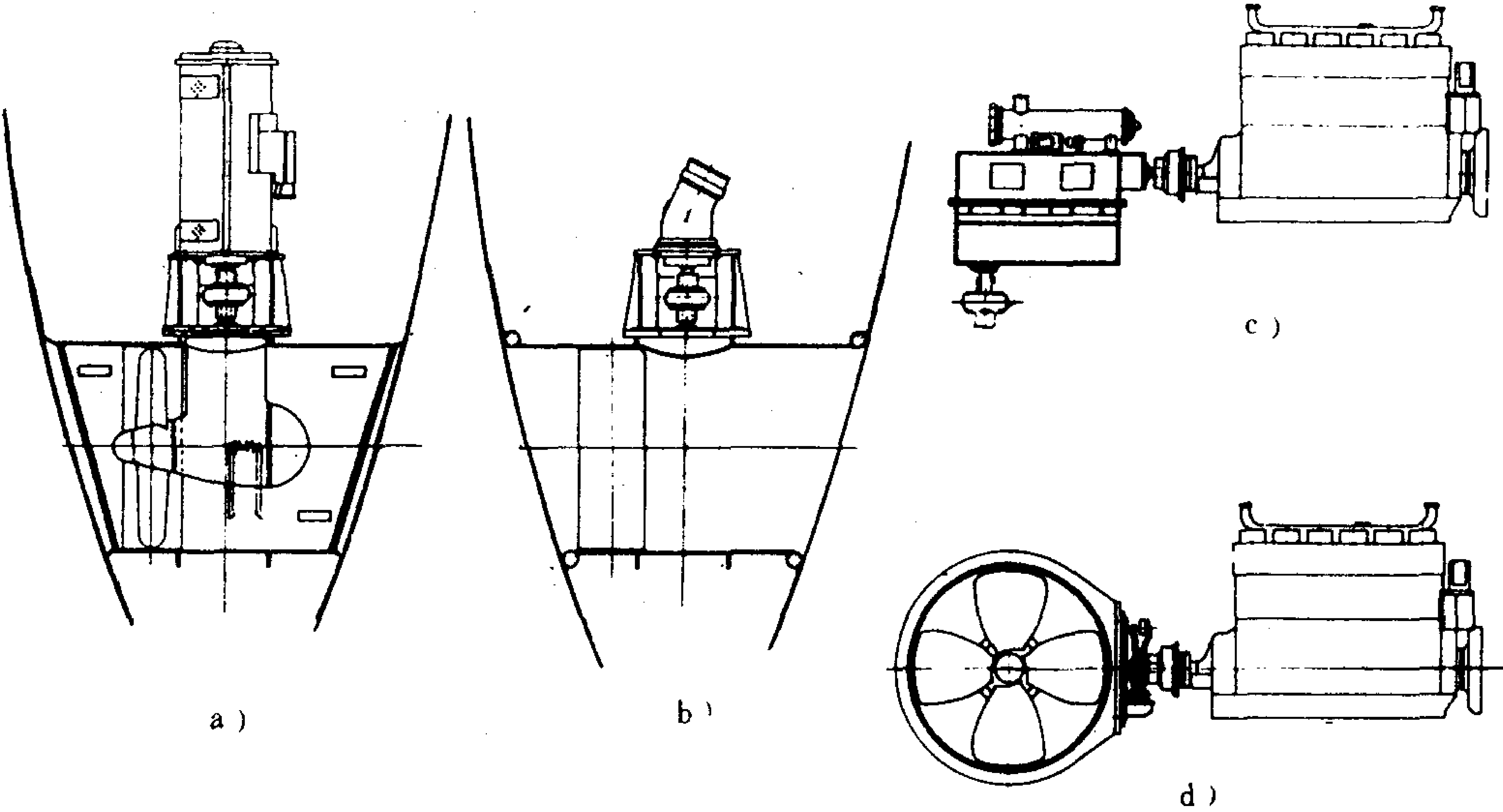


图 5.11.2-3 侧推器的一般布置

a）电动式；b）液压马达驱动式；c）柴油机经齿轮箱传动式；d）柴油机直联式

3 侧推器的控制系统

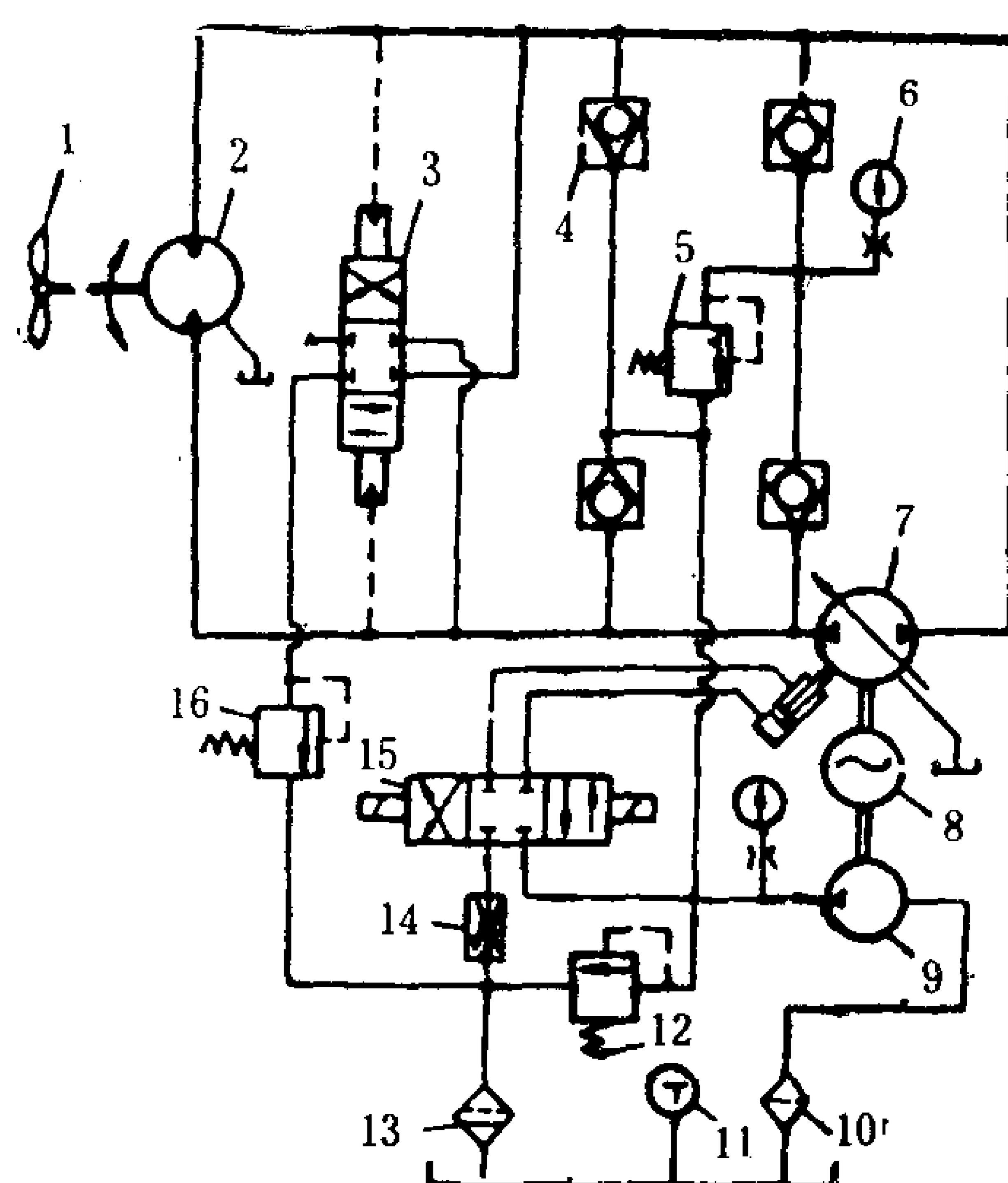


图 5.11.2-4 定距桨液压控制系统

1-定距桨侧推器；2-液压马达；3-更油阀；4-补油单向阀；5-溢流阀；6-压力表；7-变量泵（主泵）；8-电动机；9-定量泵（辅泵）；10-吸入滤器；11-温度表；12-辅泵溢流阀；13-回油细滤器；14-可调节流阀；15-电磁三位四通阀(控制主泵的伺服变量机构)；16-背压阀

侧推器的控制系统随产生侧推力的装置例如桨叶（或非桨叶）的结构、传动方式、动力系统以及性能要求的不同而互异。就螺旋桨式侧推装置而言，它可分为定距桨控制系统和调距桨控制系统。

1）定距桨控制系统

图 5.11.2-4 示出由液压马达驱动的定距桨液压系统。侧推器 1 通过联轴器与液压马达 2 相联，而液压马达的转向和转速则由双向变量泵 7 来控制。泵 7 的控制可通过辅泵 9 和电磁阀 15，借助泵 7 中的变量伺服机构来实现。在系统工作时，由于从马达 2 至泵 7 的低压管路，一方面经更油阀 3、背压阀 16 和细滤器 13 将部分热油泄回油箱，另一方面又从相应的单向阀 4 不断地以洁净的低温油液加以补充，从而可实现对系统油温的控制。

2）调距桨控制系统

调距桨侧推器液压控制系统（KT型）如图 5.11.2-5 所示。

如图所示，本装置主要由遥控台 6、接受器装置 8、液压能源装置 30、重力油柜 34、侧推装置内部的伺服油缸和反馈装置等组成。利用三点式追随机构 10，从定量泵 3 通过分配阀 24 控制伺服油缸 16 的进排油速度、油流方向和锁闭，即可控制侧推器的桨叶角（螺距）。

当追随机构 10 因接受指令而动作时，系统中的油压经三位三通阀 23 向卸荷阀 28 输出加载信号，使油泵 3 的排油压力升高。一旦追随机构回至中位，油路锁闭，桨叶便停于某一角度上。这时伺服油缸 16 两侧的油压压差较小，不足以推动三位三通阀离开其中央位置，于是输出信号 27 截止，卸荷阀 28 即在其右端部油压作用下开启卸载。

如果桨叶的动作是由流体动力所造成，则伺服活塞的运动速度有可能大于泵的供油速度，致使系统中出现负压而进入空气，影响系统的正常工作。为了防止这种情况，装设了单向阀 25。

必要时，尚可利用应急操纵手柄 11 经拉绳装置 21、反馈杆 19 直接操纵伺服活塞 17 将螺距角推至正车全螺距位置。

重力油柜 34 用来在桨毂内维持一定的油压（见图中B），以防海水从密封不良部位侵入。为此，用报警开关 1 监控其中的液位。当油位过低时，发出信号或自动起动相应的泵将油补至规定液位。

4 螺旋桨的调距机构

4.1 螺距角与侧推力的关系

桨叶螺距角简称螺距角或桨叶角。螺旋桨在定速旋转时的推力大小和方向，可借改变螺

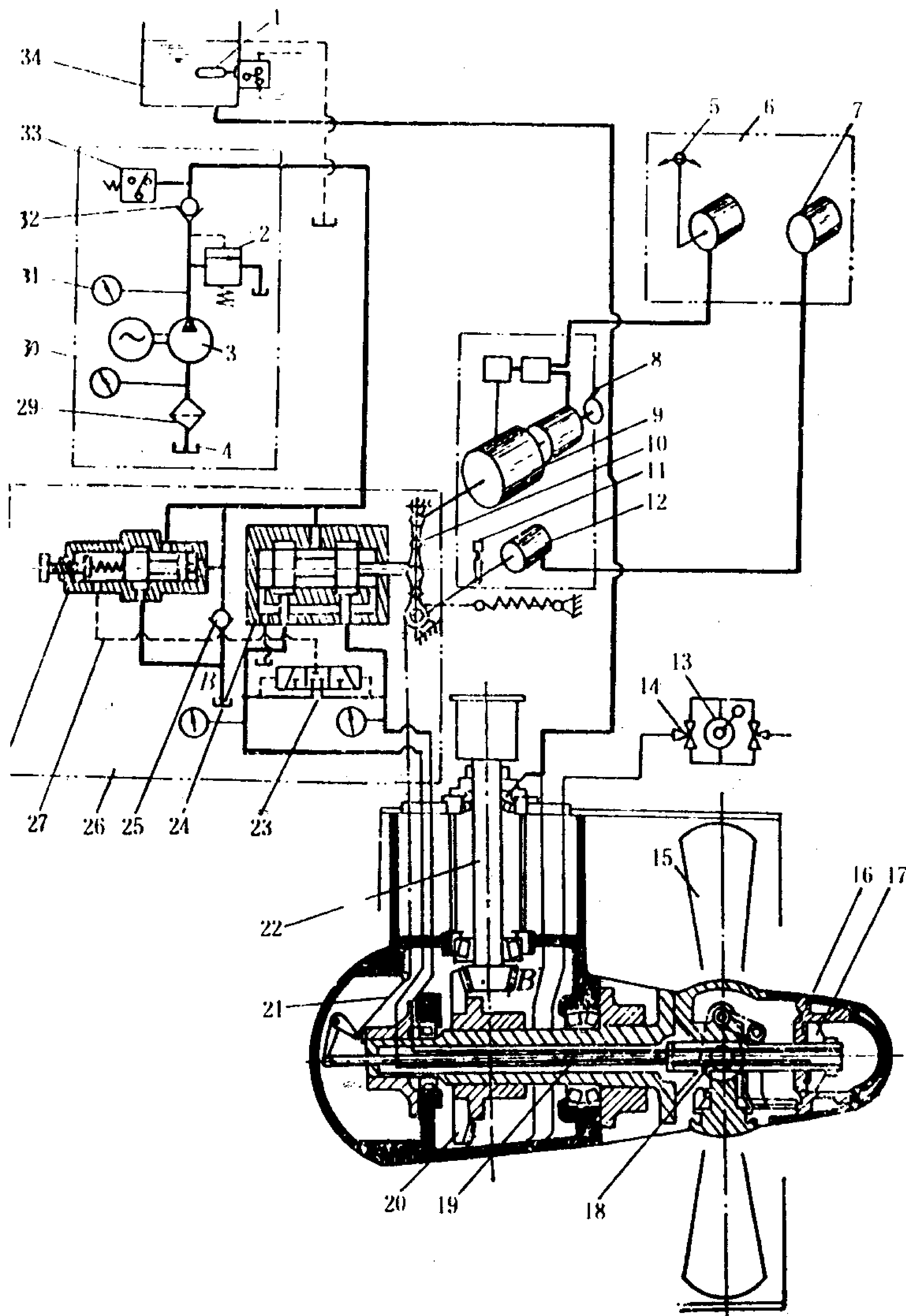


图 5.11.2-5　调距桨液压控制系统

1-报警液位开关；2-溢流阀；3-液压泵；4-油柜；5-控制杆和指令发送器；6-遥控台；7-螺距角指示器；8-接受器装置；9-伺服马达；10-三点式追随机构；11-应急操纵手柄；12-螺距角发送器；13-手动泵；14-三通旋塞；15-侧推螺旋桨；16-伺服油缸；17-伺服活塞；18-曲柄连杆机构；19-反馈杆；20-锥齿轮；21-拉绳装置；22-(电动机)传动轴；23-液控三位三通阀；24-分配阀；25-单向阀；26-压力分配阀单元；27-加载信号；28-卸荷阀；29-吸入滤器；30-液压能源装置；31-压力表；32-单向阀；33-压力继电器；34-重力油柜

距角来实现。

图 5.11.2-6 示出不同螺距角（θ）时螺旋桨所受推力的变化情况。图a）是当 θ 为正值时，假如是首侧推器，则船首向右回转。当 θ 角由大减小时，推力降低，船的偏转速度减

慢；当 θ 为零时，推力亦等于零(图b)；当 θ 角为负值时（图c），桨叶在流场中所获得的推力适与图a)相反，使船首向左回转。可调螺距螺旋桨在其 θ 角的设计范围内，无论船首向左或向右回转，其回转效应的强弱皆由 θ 角的变化来确定，从而可以实现很灵活、简便的操纵。

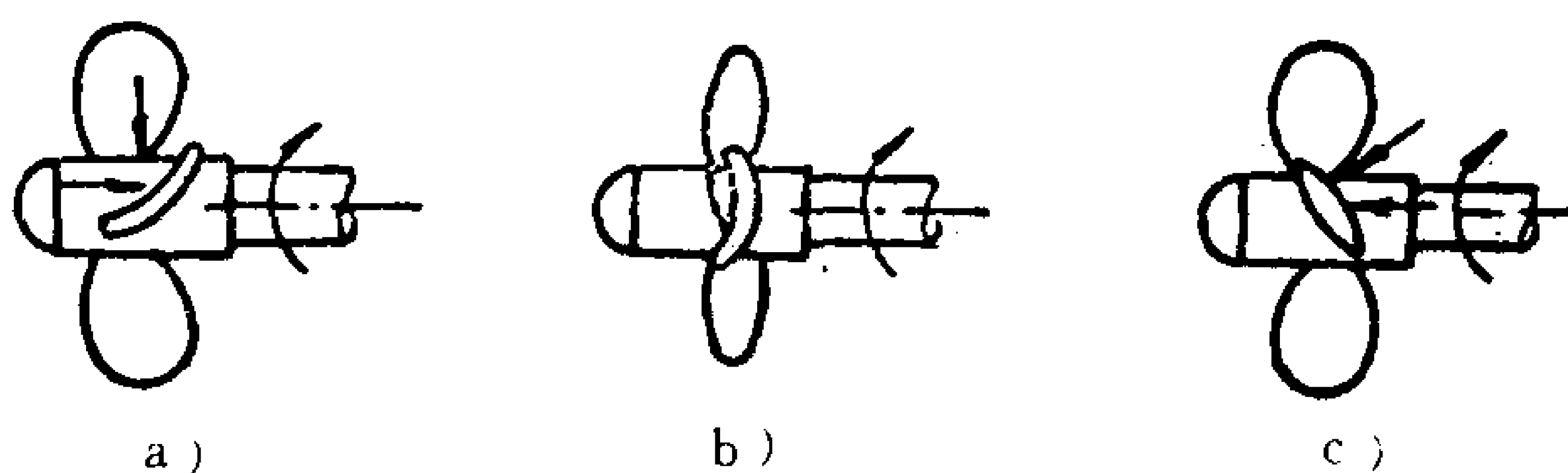


图 5.11.2-6　不同螺距角（θ）的螺旋桨

a）θ 为正值；b）θ 为零值；c）θ 为负值

4.2　螺距角的控制方式

根据用途不同，螺距角的控制分为双位式和无级式两种。前者一般用于小功率场合。按双位式工作的侧推器结构简单，工作可靠，成本低。除用于侧推器外，机帆两用游艇等亦常采用。无级式又称全工况式，它在“全速前进-零航速-全速倒退”的整个螺距角范围内可以固定在任何一个位置上工作。无级式控制又分为两种情况：一种是前进—顺桨—倒航，另一种是前进—停车—倒航。前者在“前进”至“顺桨”过程中，螺距角逐渐增大，而由“顺桨”至“倒航”时，螺距角则相应减小。后者自“前进”至“停车”时螺距角渐次减小，转至“倒航”时，再使螺距角增加。而双位式所需转动桨叶的角度几乎要比无级式大 1 倍，因此转叶机构的行程长，质量增加，结构复杂。为了防止原动机过载，往往还需先停机后变距。而无级式则无此顾虑，并可减少原动机的起停次数，有利于实现自动化。

操纵桨叶转动的方式，对于小功率的装置可采用人工机械操纵，简单可靠。对于功率比较大的装置，则广泛采用液压传动，它的机构紧凑、出力大、灵活机动，遥控方便。

4.3　调距机构

4.3.1　调距机构的工作原理

图 5.11.2-7 示出曲柄连杆式调距机构。1 为其中的一个桨叶，装在毂体 6 上。在桨叶根部设有曲柄 2，它经连杆 4 与活塞 5 相连。当以活塞 5 作为伺服活塞时，它所在的毂体 6 的空腔可作为一个双作用的油缸来应用，而当把活塞 5 仅作为一种导向机构来考虑时，则可经外部的伺服油缸，再通过中心轴 3、活塞 5、连杆 4、曲柄 2，使桨叶 1 转动。

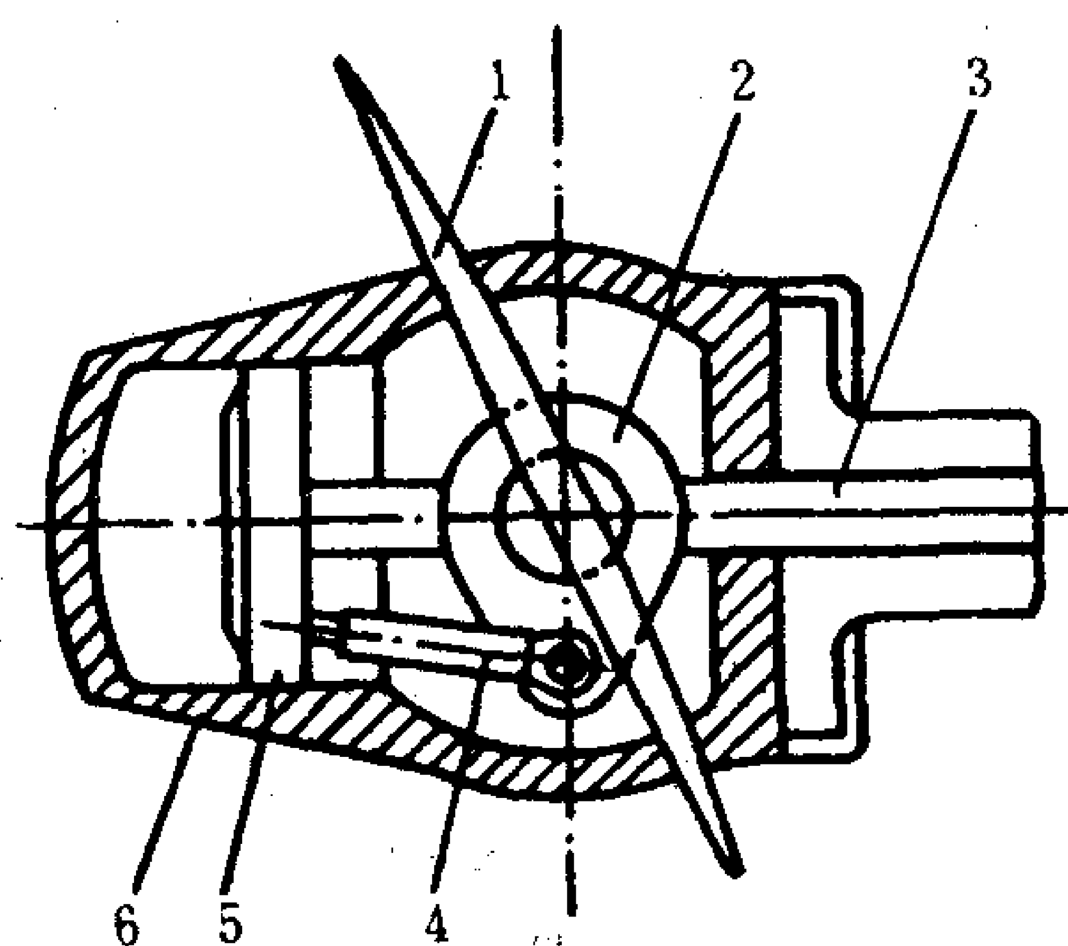


图 5.11.2-7　曲柄连杆式转叶机构

1-桨叶；2-曲柄；3-中心轴；4-连杆；5-活塞；6-毂体

4.3.2　调距桨的毂部结构

具有滑块式调距机构的变距桨毂部结构实例之一，见图 5.11.2-8。其中a）图表示结构；b）图表示传动原理，其运动情况如图中箭头所示。

为了驱使滑块 9 沿轴向移动，一个适当结构的伺服油缸被设置在导流罩 12 中或滑块 9 的内部，或其他适当部位。当向伺服油缸供入压力油时，便会使桨叶转动。这种控制与舵机中对舵角的控制并无原则差别。

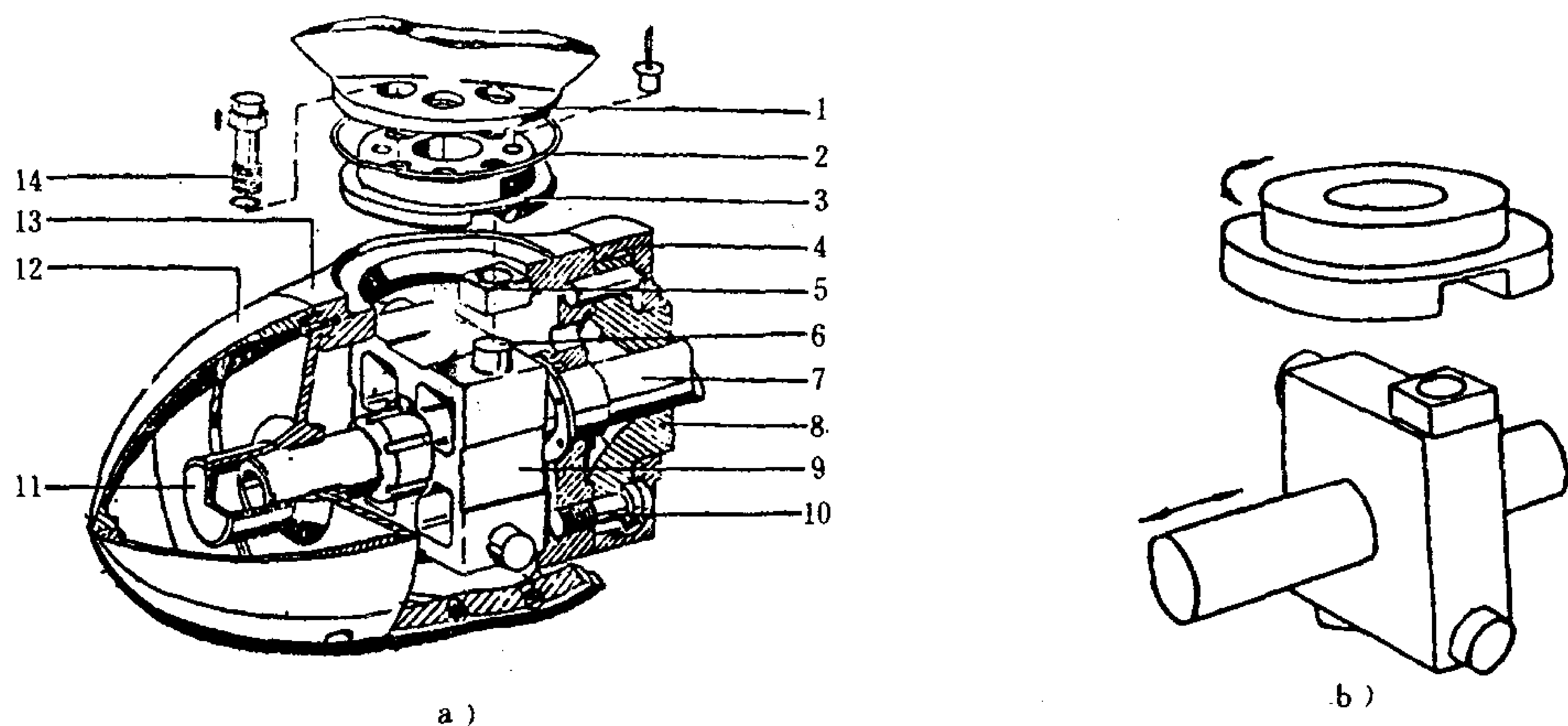


图 5.11.2-8 调距桨的毂部结构

1-桨叶法兰；2-密封环；3-叶根轴承盘；4-防护罩；5-滑块；6-销；7-推杆；8-尾轴；9-滑块；10-螺栓；11-端盖；12-导流罩；13-桨毂；14-桨叶螺栓

4.3.3 追随机构及其工作

螺距控制机构的主要任务是改变桨叶的螺距角并加以锁定。它的组成部件主要包括伺服油缸、反馈装置和应急锁定机构，见图 5.11.2-9。这种装置中的机械式追随机构的工作原理与液压舵机中三点式追随机构基本相同。

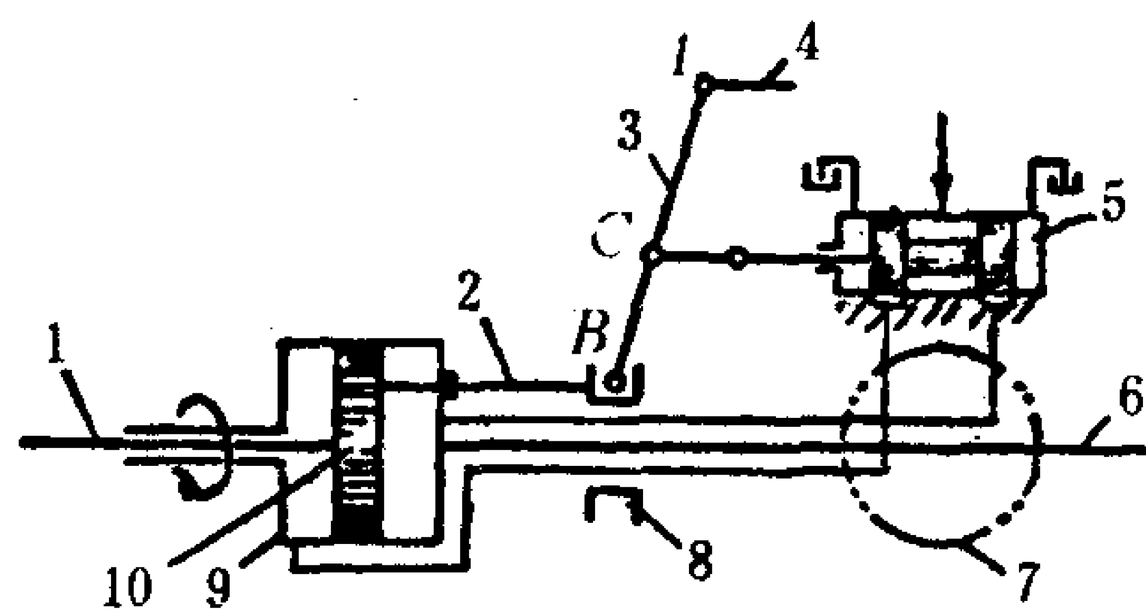


图 5.11.2-9 液压式螺距控制机构

1-活塞杆；2-信号杆；3-追随机构浮动杆；4-变距指令杆；5-伺服滑阀；6-传动轴；7-配油轴套；8-反馈装置滑套；9-伺服 油缸；10-活塞

当驾驶台通过遥控装置发出变距指令信号时，例如将 A 点向右拉动，由于开始时 B 点不动，于是 C 点右移，使伺服滑阀 5 打开油路，压力油供入伺服油缸 9 的右侧空间（油缸 9 的左侧空间排油），推动活塞 10 左移，实现桨叶变距。在活塞左移的同时，经信号杆 2 输出反馈信号并经滑套 8 拉动杆 3 上的 B 点左移，在 A 点不动的情况下，C 点左移，使伺服滑阀 5 回中，关断油路，锁定桨叶的螺距角。为了改善伺服油缸的锁定功能，亦可在油路中设置液压锁。

上述实例属于一种定量泵分配阀式液压控制系统。这种系统比较简单，工作可靠，因此得到了广泛应用。同时，调距桨中也有采用变量泵来工作的。

某轮所用的钢球型变量泵如图 5.11.2-10 所示。这种油泵当旋转油缸 4 的转向一定时，固定不动的配油轴 3 的左右两侧分别与吸排油管相通，其吸排方向取决于浮动环 1 自中央位置的拉动方向，而泵的排量则与偏心距 e 值的大小成正比。

图 5.11.2-11 所示为一种采用上述变量泵的螺距控制机构。后驱动轴 1（与图 5.11.2-8 中的推杆 7 相连）和前驱动轴 11 分别支承在承座 12、17 上，在传动轴上设置有变距用的伺服油缸 15。承座 12、17 同时又起配油轴套的作用，将工作油液输送到传动轴和伺服油缸中

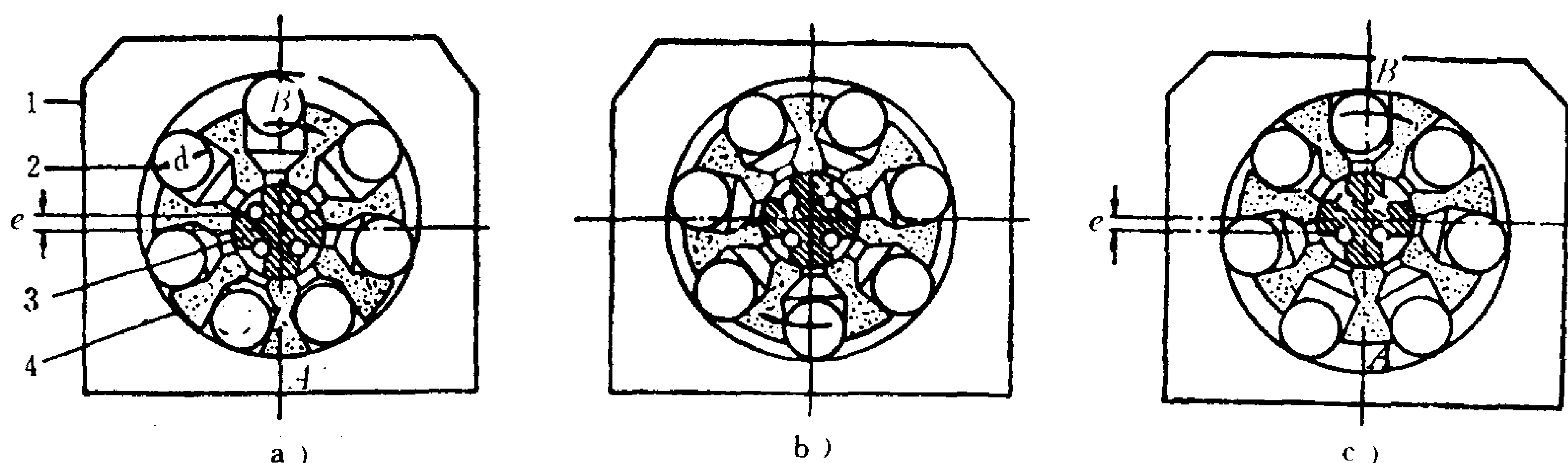


图 5.11.2-10 钢球型变量泵

1-浮动环；2-钢球；3-配油轴；4-旋转油缸

去。伺服油缸中有活塞 16，16 上连有信号杆 14，以便输出反馈信号。系统的液压能源分别由 3、4 和 6、7 两台油泵机组组成，正常情况下二者互为备用。工作油泵一旦发生故障时，备用油泵能自动起动，进行自动切换。追随机构浮动杆 8 的工作原理与图 5.11.2-9 中的浮动杆 3 的原理是一样的，只不过一个是拉动滑阀，一个是拉动泵的变量机构（浮动环）而已。

4.3.4 螺距指令系统

螺距指令系统包括按跟踪原则或非跟踪原则设计的两种方案，相当于操舵系统中有反馈的自动舵操纵或无反馈的手操舵。

当系统按跟踪原则工作时，如图 5.11.2-12 a)所示，操纵手柄的每一个位置都相应于一定的螺距角。而按非跟踪原则工作时，操纵手柄一偏离中位，桨叶的螺距角就会改变，一直要到手柄回中，螺距角的变化才会停止，见图中b)。前者系统较复杂，但操纵方便，易于实现自动化。后者系统简单可靠，动作迅速，多为紧急操纵时所用。

根据某远洋船的实测数据：在跟踪和非跟踪的不同情况下，同样使螺距角从正车 16°变

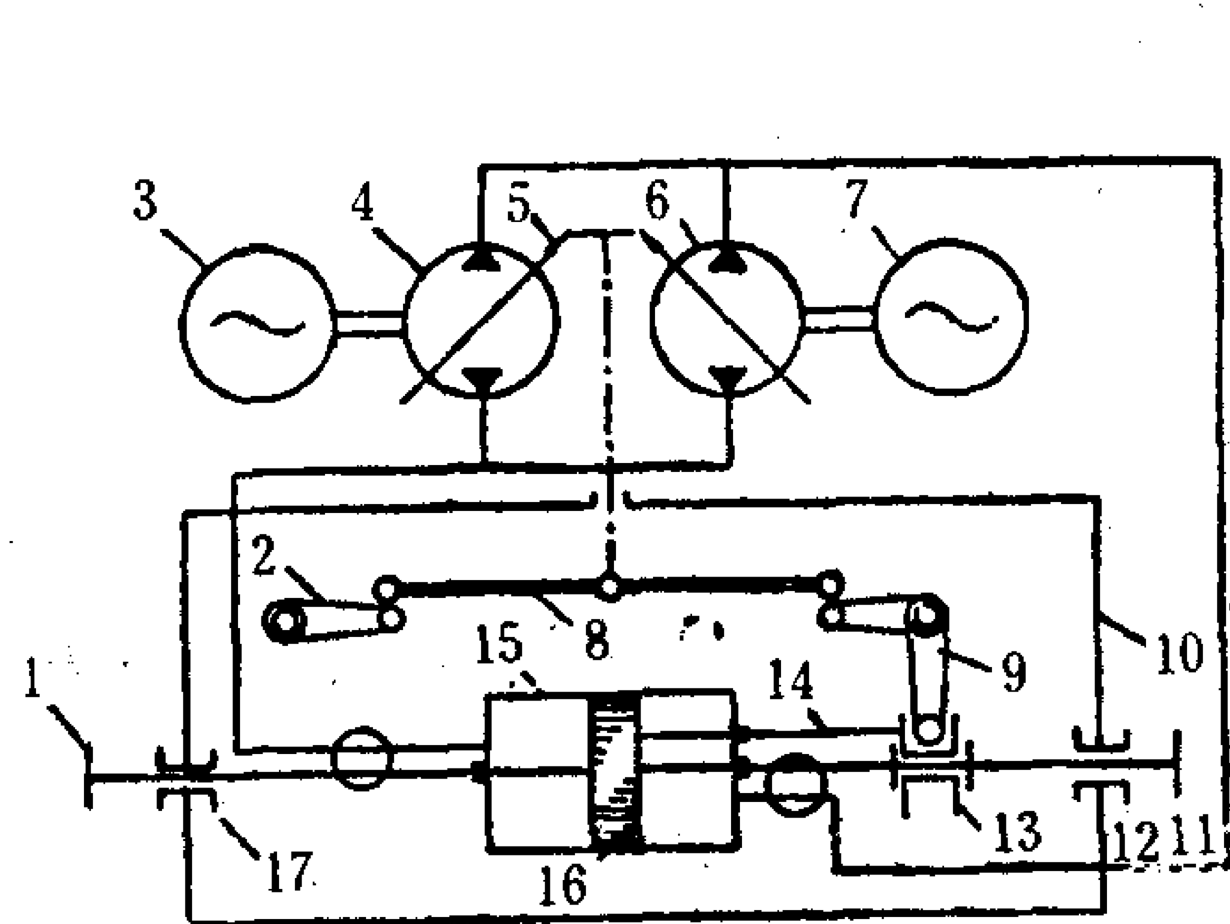


图 5.11.2-11 变量泵式螺距控制机构

1-后驱动轴；2-变距指令杆；3、7-电动机；4、6-油泵；5-泵变量机构；8-追随机构浮动杆；9-反馈杆；10-控制箱；11-前驱动轴；12、17-承座；13-反馈装置滑套；14-信号杆；15-伺服油缸；16-活塞

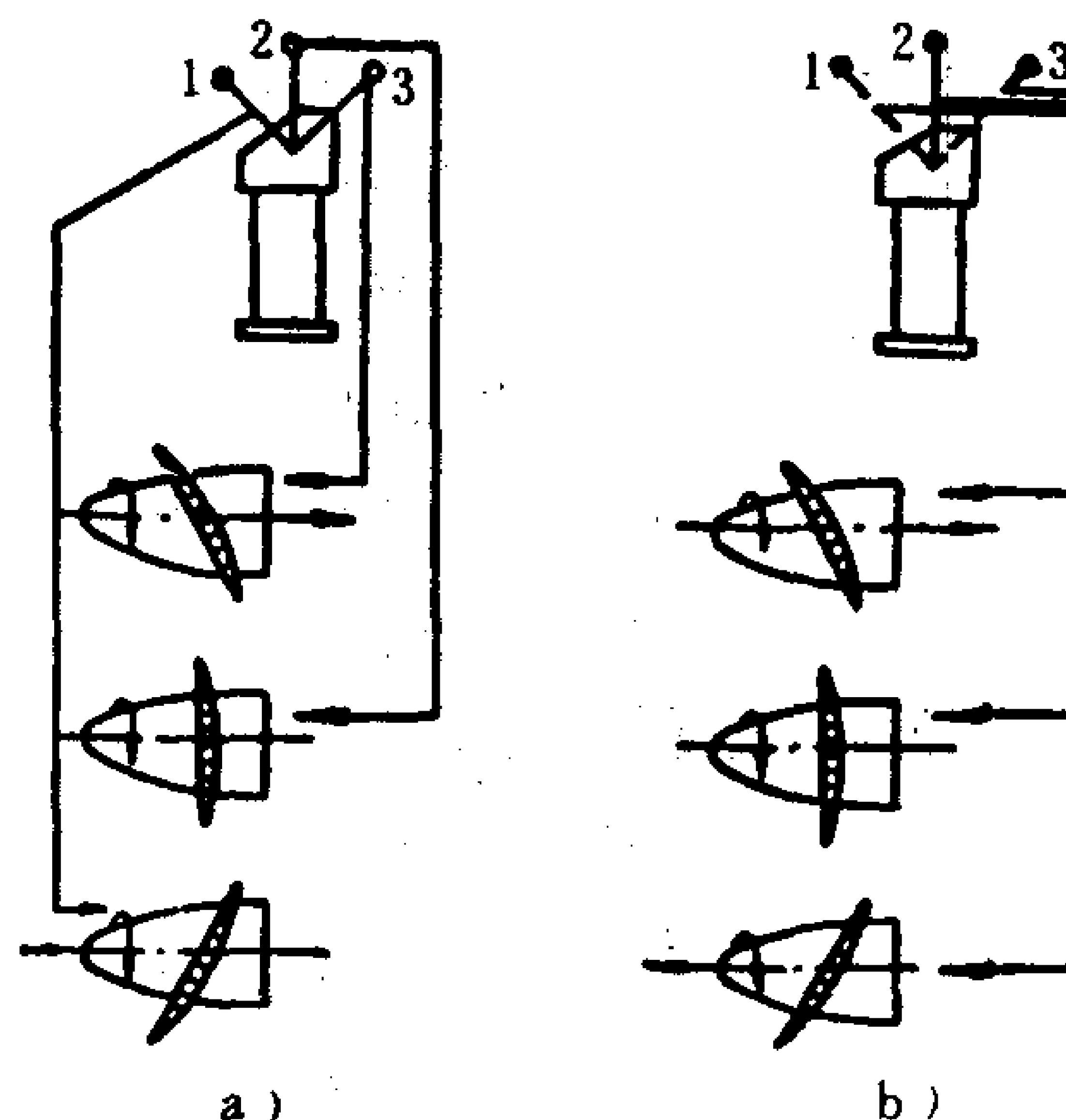


图 5.11.2-12 螺距指令系统

a) 跟踪系统；b) 非跟踪系统

1-负螺距角；2-零螺距角；3-正螺距角

化到正车23°，非跟踪操纵（NF）仅需35 s，而跟踪操纵（F）则需164 s，见图5.11.2-13。

5 螺旋桨式侧推装置的特性

5.1 螺旋桨的特性曲线

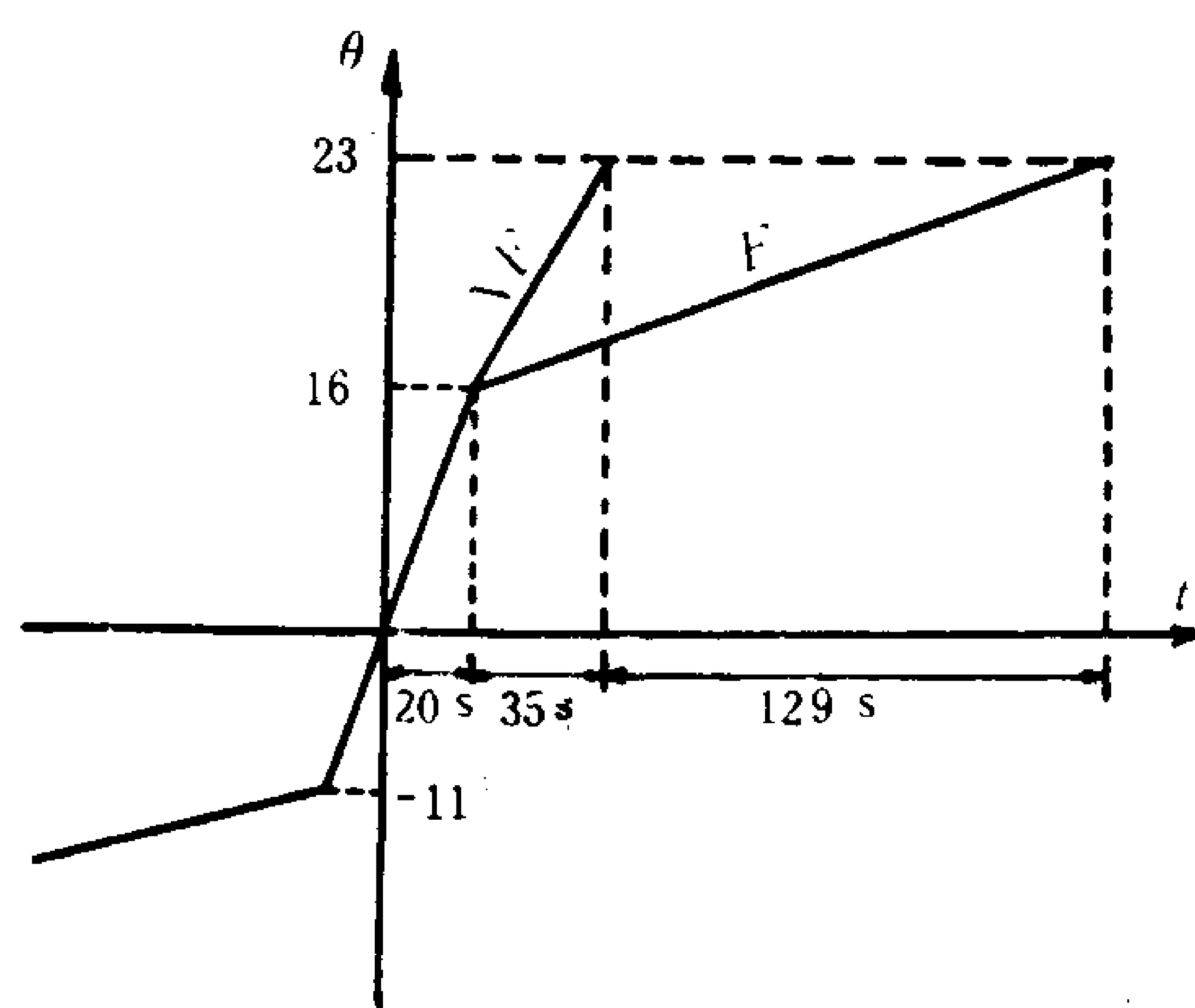


图5.11.2-13 螺距角的变化率 $\frac{d\theta}{dt}$ 曲线

侧推器中螺旋桨的工作与主推进的螺旋桨的工作基本相同。侧推器螺旋桨在工作中，实际上参与了两个运动：一个是由原动机驱动绕轴的旋转运动，另一个是随船舶回转而发生的前进运动。

螺旋桨在一转中的进程 h_p，由于存在滑失 h 并不等于桨叶的螺距 H，三者的关系是

$$h_p = H - h \quad \text{m} \tag{5.11.2-1}$$

式中：h_p ——进程，m；

H ——螺距，m；

h ——滑失，m。

上式指每转而言，若乘以每秒钟的转数，就是它们之间的速度关系。

图5.11.2-14表示螺旋桨的无因次特性曲线。它是以相似原理为依据，用一系列螺旋桨模型在船模试验池中进行试验，将其所测得的推力和扭矩数据整理而成的。图中横座标 λ_p 为进程比，即螺旋桨的进程 h_p与其直径 D 之比，这是一个表示螺旋桨运动状态的参数。其表达式为

$$\lambda_p = \frac{h_p}{D} \tag{5.11.2-2}$$

式中：λ_p ——进程比；

h_p ——进程，m；

D ——螺旋桨外径，m。

纵座标 K_1 为螺旋桨的推力系数，K_2 为螺旋桨的扭矩系数，它们分别表示螺旋桨的推力和扭矩的无因次量，其公式为

$$K_1 = \frac{P}{\rho n_s^2 D^4} \tag{5.11.2-3}$$

$$K_2 = \frac{M}{\rho n_s^2 D^5} \tag{5.11.2-4}$$

式中：P ——推力，N；

M ——扭矩，N·m；

ρ ——水的密度，N·s²/m⁴；

n_s ——螺旋桨转速，r/s；

D ——螺旋桨外径，m。

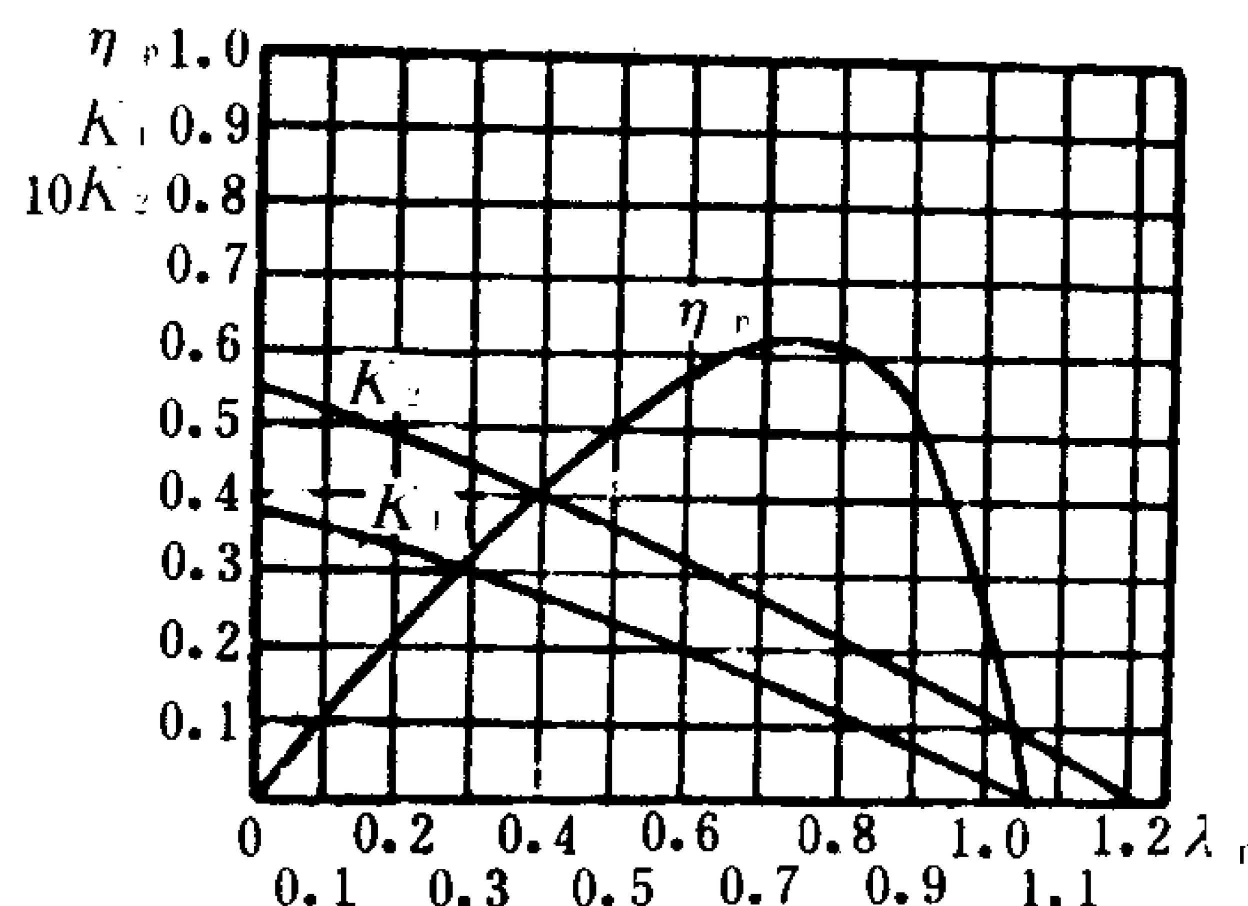


图5.11.2-14 螺旋桨的无因次特性曲线

图中还绘出了螺旋桨的效率 η_p 曲线。所

谓螺旋桨效率，是指螺旋桨的推力所作的功与螺旋桨吸收原动机所发出的功之比。侧推器中对该值的计算，要比主推进装置更为复杂。

调距桨的特性如图 5.11.2-15 所示。当调距桨的进程比 λ_p 变化时，每个特定的螺距比 H/D都有其各自的特性曲线。图中示出 H/D 由 0.6 到 1.4 的一簇 $K_1=f(\lambda_p)$、$K_2=f(\lambda_p)$ 和 $\eta_p=f(\lambda_p)$ 曲线。为了便于分析不同工况下螺旋桨效率 η_p 的变化规律，还可借助于画有等效率曲线的各种图谱，见图 5.11.2-16。从公式 5.11.2-4 可知，当桨叶的直径 D和转速 n_s 一定时，如果 K_2 一定，扭矩 M 就一定。例如：$K_2=10$ 所对应的螺距比 H/D 可为 1.2、1.4、1.6，由于滑失率的变化，λ_p 分别为 0.25、0.65、0.95，而螺旋桨的效率 η_p 则相应为 0.2、0.45、0.55。

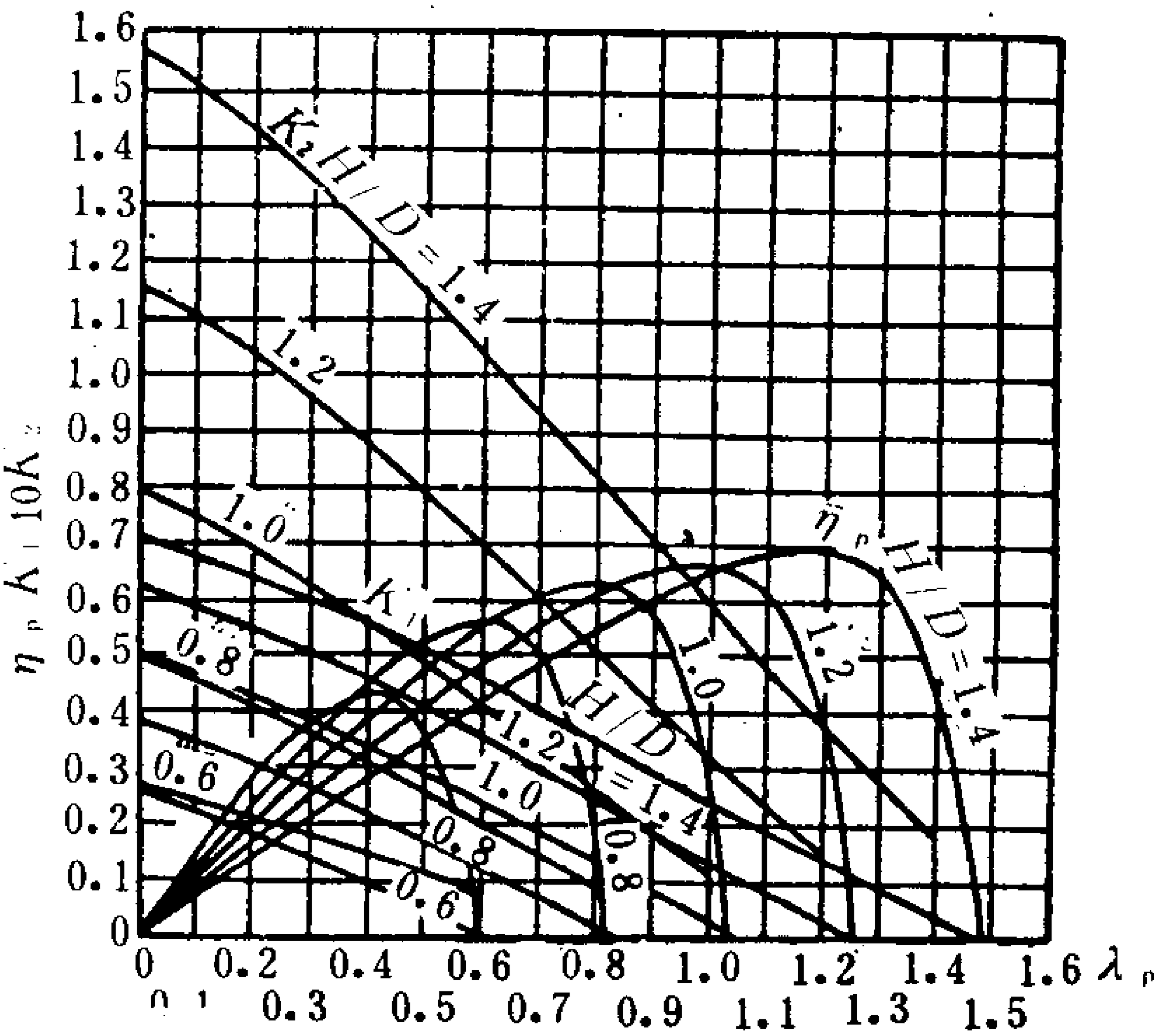


图 5.11.2-15 调距桨特性曲线

5.2 侧推力计算曲线

1）KMW 系列（瑞典）侧推力计算曲线

KMW（KAMEWA）系列的侧推力计算曲线，按不同直径的螺旋桨列出。图 5.11.2-17 所示曲线为螺旋桨直径 $D=1300$ mm。使用时，首先按原动机的输出功率、电制、转速等确定名义推力 T_0，T_0 值对应于图 5.11.2-18 上的 $\alpha=0$，$\beta=0$，$L=2D$，$h\geq D$ 等条件。当相应条件改变时，实际上的净推力 T 可由下式确定：

$$T=T_0C_\alpha C_\beta C_L \quad \text{kN} \tag{5.11.2-5}$$

式中的各修正系数可从图 5.11.2-19 和图5.11.2-20中查得。

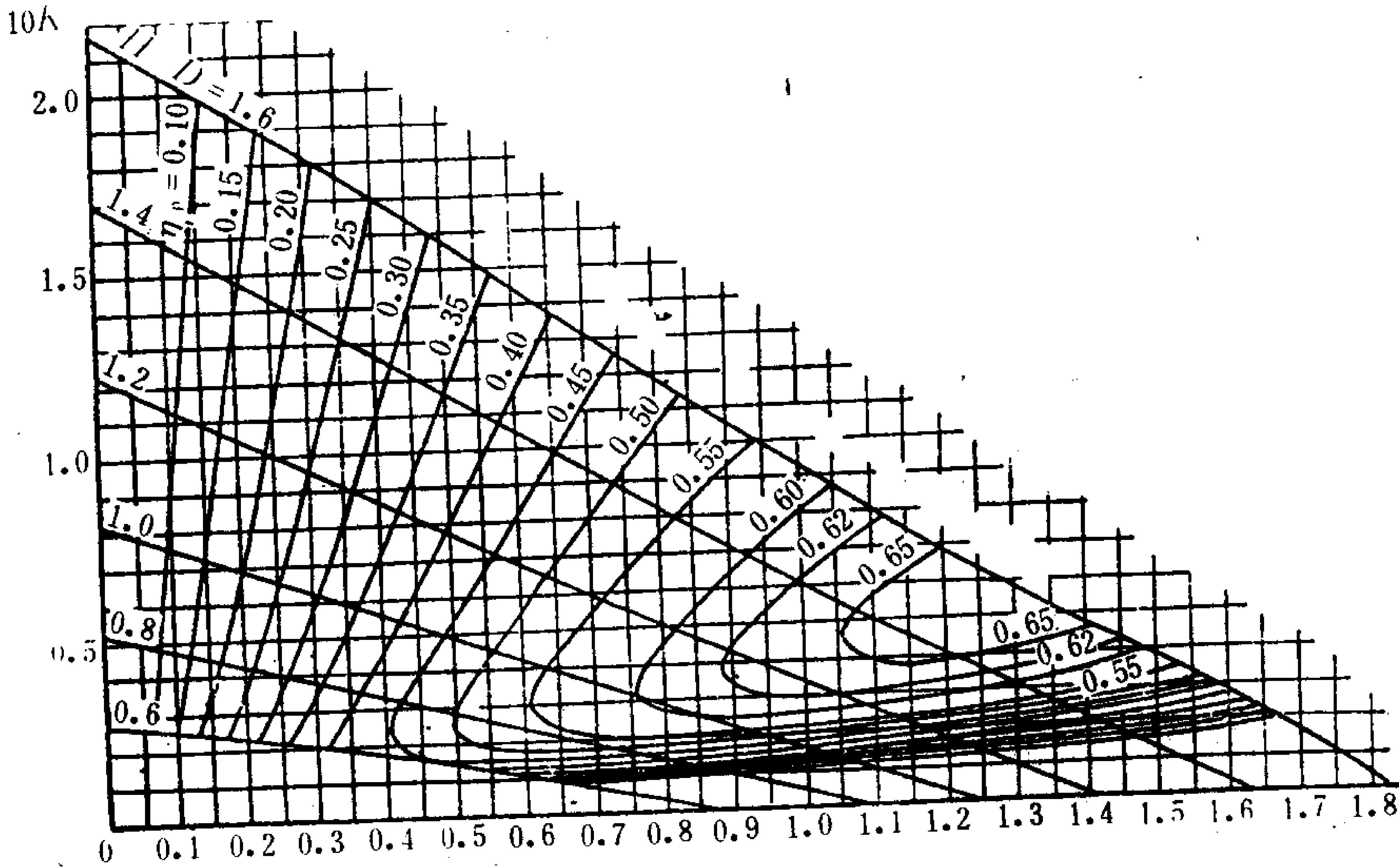


图 5.11.2-16 K_2-λ_p 等效率图谱

2）TC-N系列（日本）侧推力估算图谱

TC-N型侧推器是日本中岛威格士公司（Nakashima Stone Vickers Ltd）生产的系列产品。图5.11.2-21示出该系列的侧推器原动机输出功率(kW）与额定推力（kN）曲线。根据所需的侧推力，即可方便地选定相应型号和确定原动机的所需功率。

3）浸水深度与侧推力关系曲线

根据1台588.2 kW(800 HP)、垂直放置的电动机，通过锥齿轮驱动1个调距桨（桨叶导筒直径为

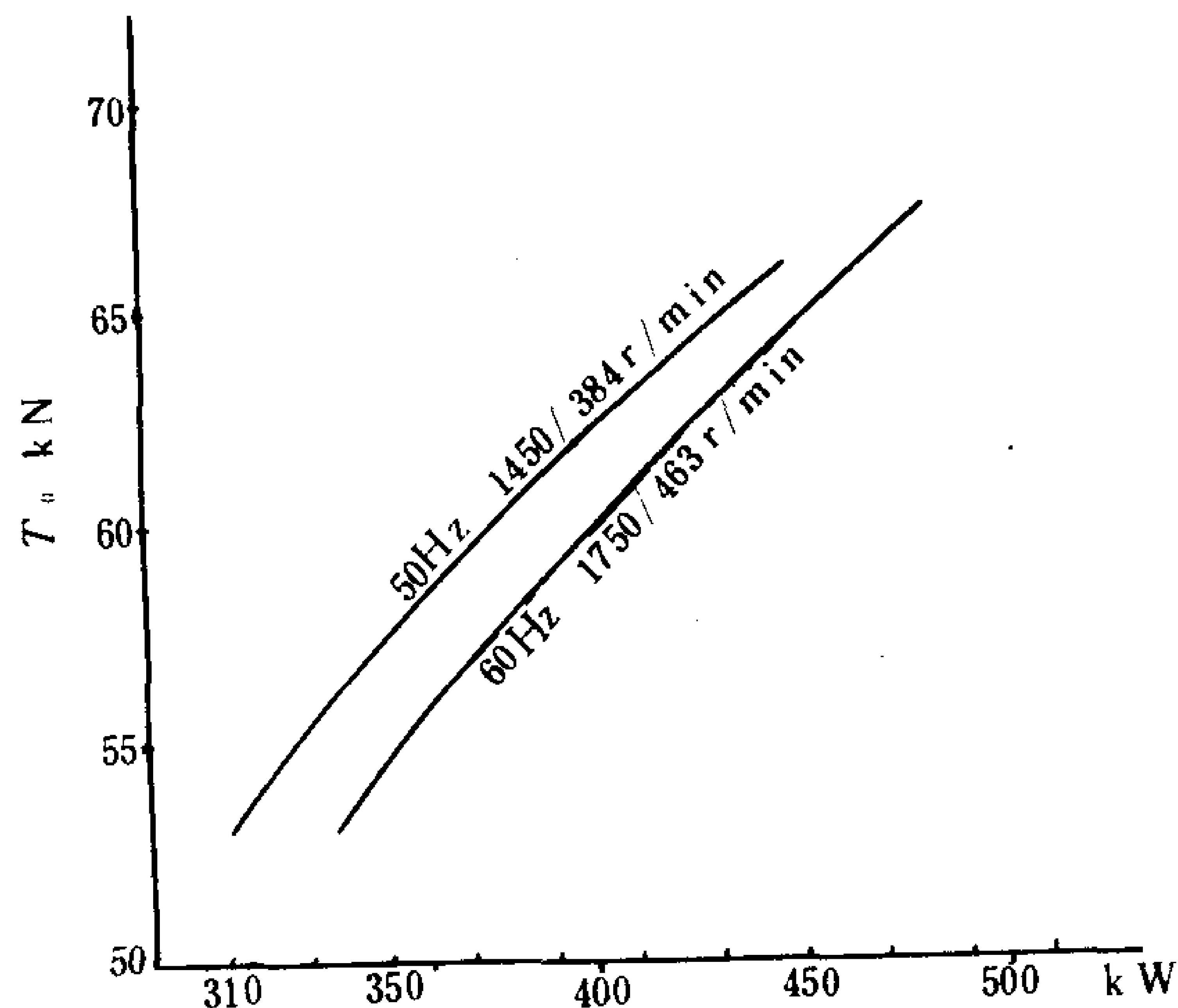


图5.11.2-17　螺旋桨的名义推力曲线

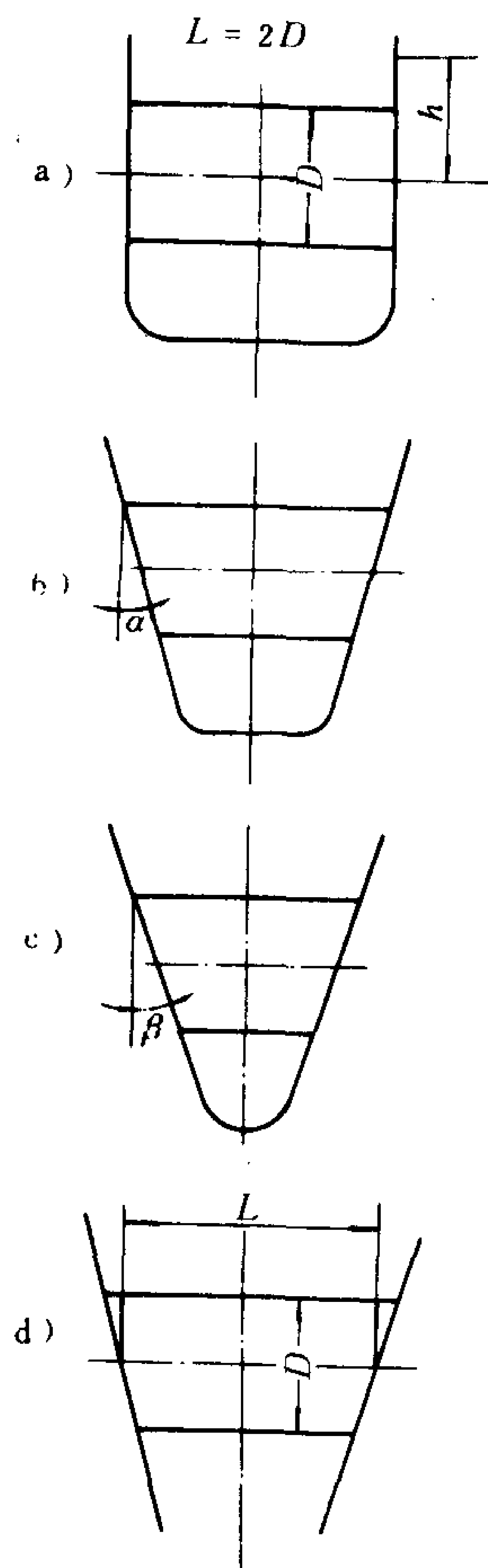


图5.11.2-18　侧推器导筒结构简图

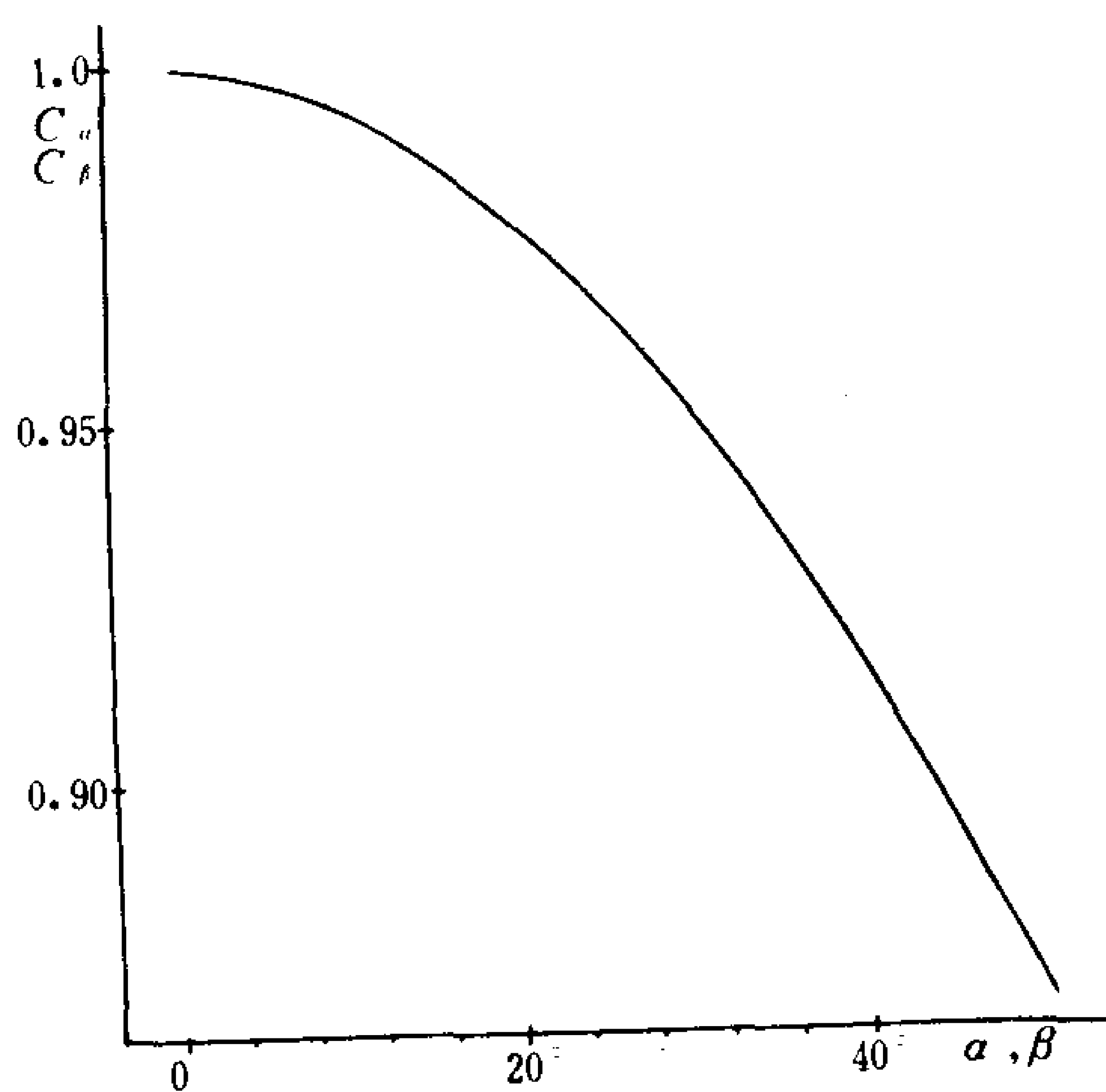


图5.11.2-19　名义推力的修正系数 C_α、C_β

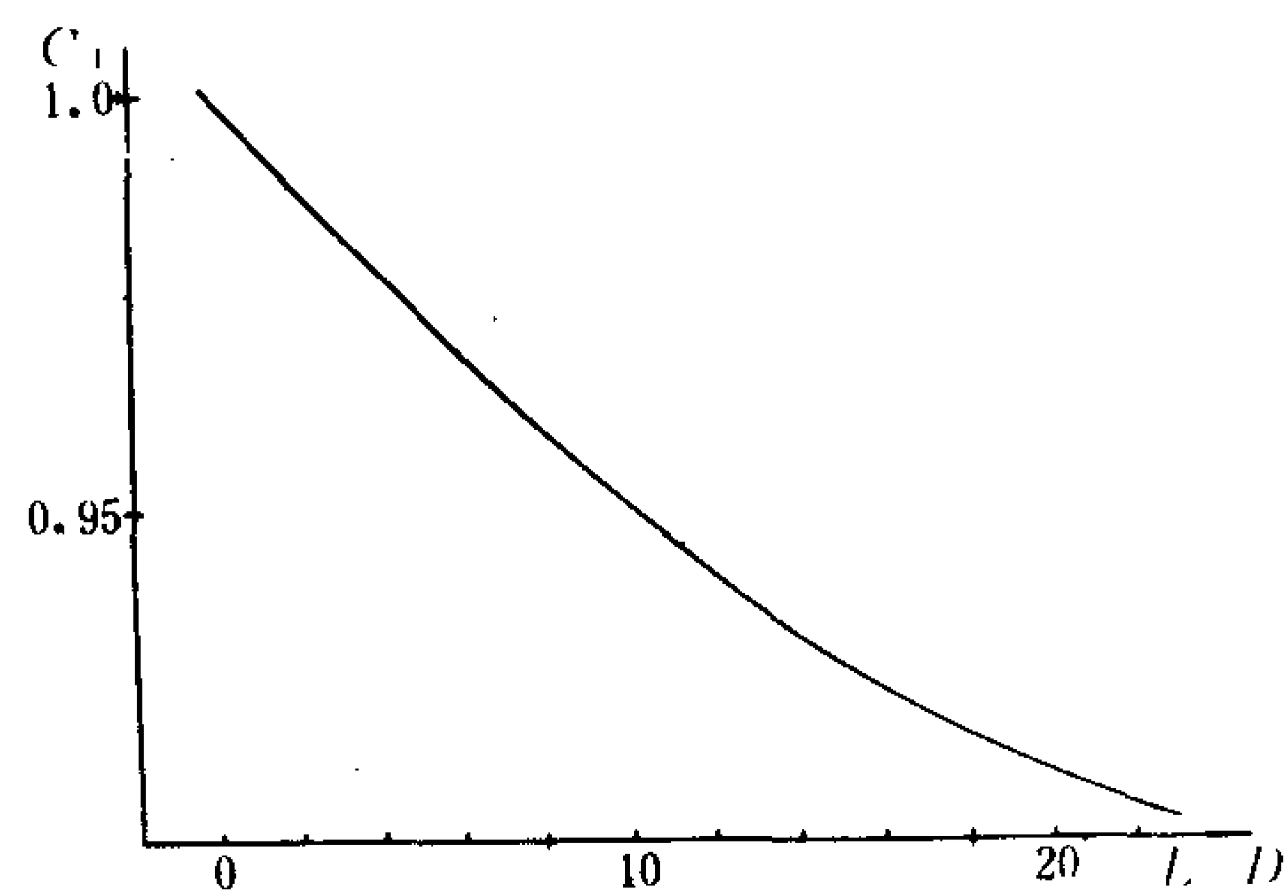


图5.11.2-20　名义推力的修正系数 C_L

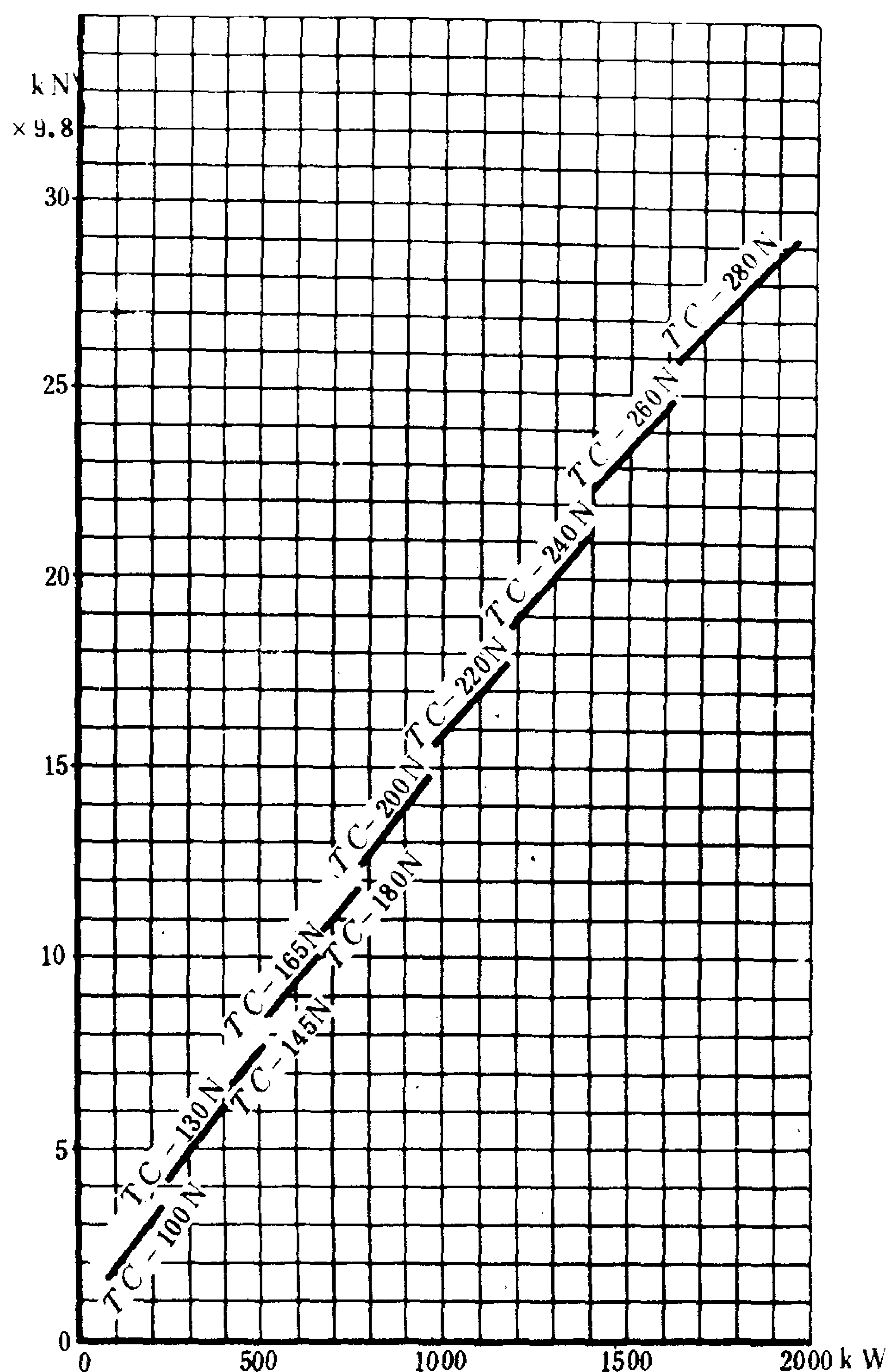


图 5.11.2-21　TC-N系列侧推力估算图谱

2006 mm）的侧推器的试验，当改变船舶吃水时，分别测量左推或右推的推力数值，结果表明：当导筒顶部距水面的浸没深度降至 457 mm以下时，推力将显著陡降，见图 5.11.2-22。

6　侧推装置典型实例

6.1　托那多（TORNADO）侧推器系列

托那多型侧推器是联邦德国 Orenstein & Koppel（O&K）公司生产的系列产品，可以采用电动机、液压马达或柴油机驱动。由电动机驱动的托那多型侧推器装置见图 5.11.2-23，其中的桨叶为定距桨，A为桨叶直径，桨叶轴线距离船舶轻载水线应不小于0.75 A。托那多型侧推器系列参数见表 5.11.2-5。

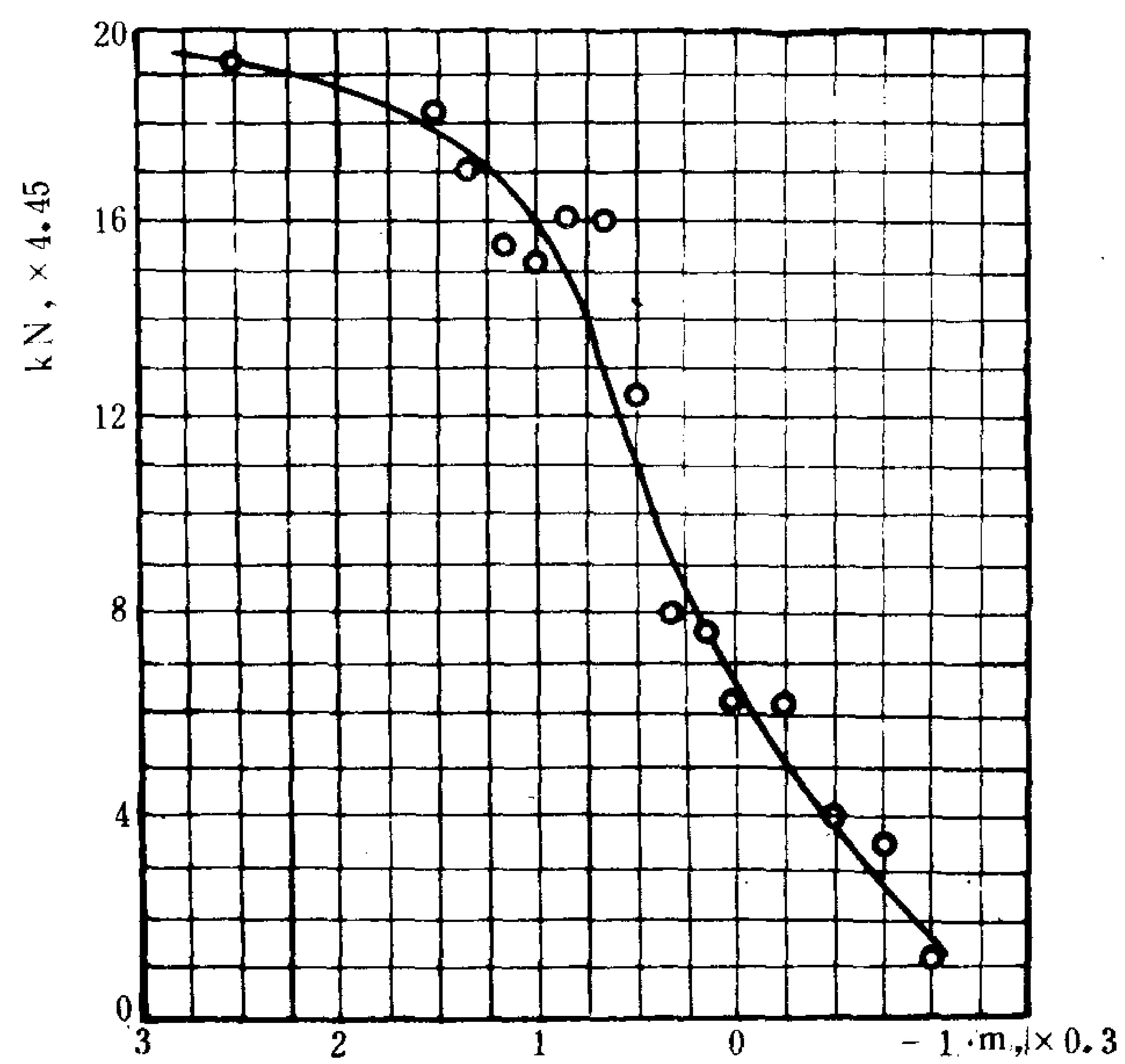


图 5.11.2-22 浸水深度与侧推力关系曲线

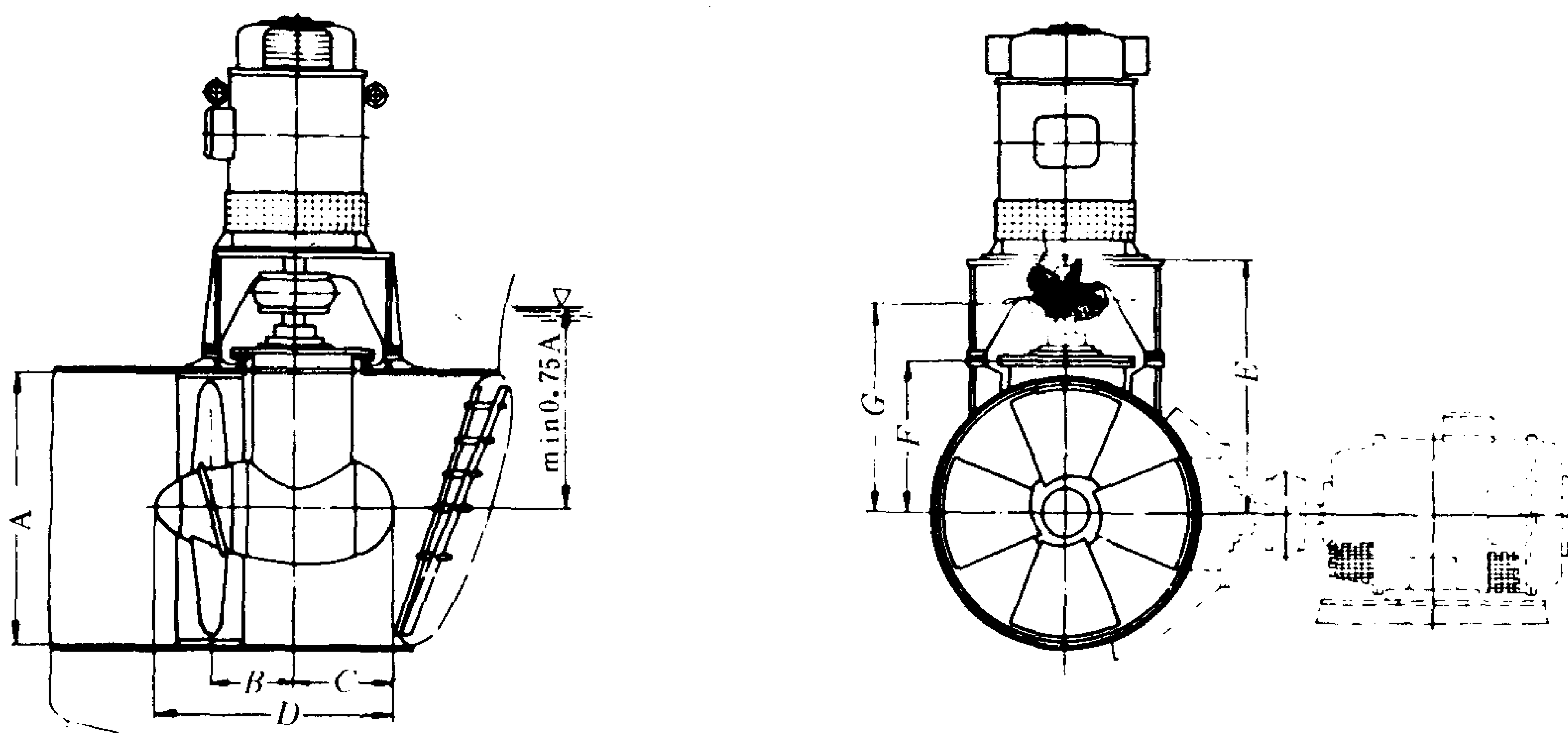


图 5.11.2-23 托那多型侧推器装置

表 5.11.2-5　　　　　　　　　　TORNADO 型侧推器系列参数

型　式	侧推力(约)		电动机输出功率		转　速		尺　　寸　　(约)							质量(约)①
							A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	
-	kN	t/tons	kw	PS/HP	r/min	r/min	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
A　2	13 14 15 16	1.3 1.4 1.5 1.6	75 90 100 120	100 120 135 160	1465	1760	764	285	320	760	830	460	635	370
R　3 S　3	20 22 24 25	2.0 2.2 2.4 2.5	120 135 160 185	160 185 215 250	1470	1765	916	395	450	1020	890	550	695	520
R　4 S　4	32 35 38 41	3.3 3.6 3.9 4.2	185 215 250 295	250 295 340 400	1470	1765	1170	490	560	1290	1130	685	895	1110
R　6 S　6	50 55 59 62	5.1 5.6 6.0 6.3	295 340 400 470	400 470 545 630	1475	1770	1430	580	655	1520	1410	820	1175	1810
R　8	71 76	7.2 7.7	470 500	630 680	1475	1175	1630	710	695	1690	1590	935	1340	2670
S　8	80 84	8.1 8.5	545 585	735 800										
R　10 S　10	92 97 102 106	9.4 9.9 10.4 10.8	585 630 680 735	800 860 920 1000	1475	1175	1830	690	810	1845	1800	1050	1550	3500
R　12 S　12	114 121 127 132	11.6 12.3 12.9 13.4	735 800 860 920	1000 1080 1170 1250	980	1175	2030	740	875	2000	1950	1130	1650	4300
R　16 S　16	142 149 156 163 168	14.4 15.2 15.9 16.6 17.1	920 1000 1080 1170 1260	1250 1360 1470 1580 1715	② 985	890	2230	1100	950	2500	2150	1260	1800	5700
R　103 S　103	39 43 47 50 53	4.0 4.4 4.8 5.2 5.4	160 185 215 235 265	215 250 295 320 360	980	1175	1830	880	645	1785	1560	1050	1325	1910

注：①包括螺旋桨、减速器和联轴器的质量。
②仅有 890 r/min（60 Hz）。
③表中推力与功率的数据误差为± 5％。

6.2　梯西恩（TCN）侧推器系列

梯西恩型侧推器是日本 Nakashima Stone Vickers（NSV）公司的系列产品，采用可调螺距螺旋桨，其操纵油缸布置在桨毂的对侧(左端)，其他结构情况见图 5.11.2-24。该系列的控制系统见图 5.11.2-25。当图中的控制位置选择开关处于左端位置时，为中央控制台操纵，转换至右端位置时，则为移动式控制器操纵。两个操纵按钮 7 为一左一右，表示螺距

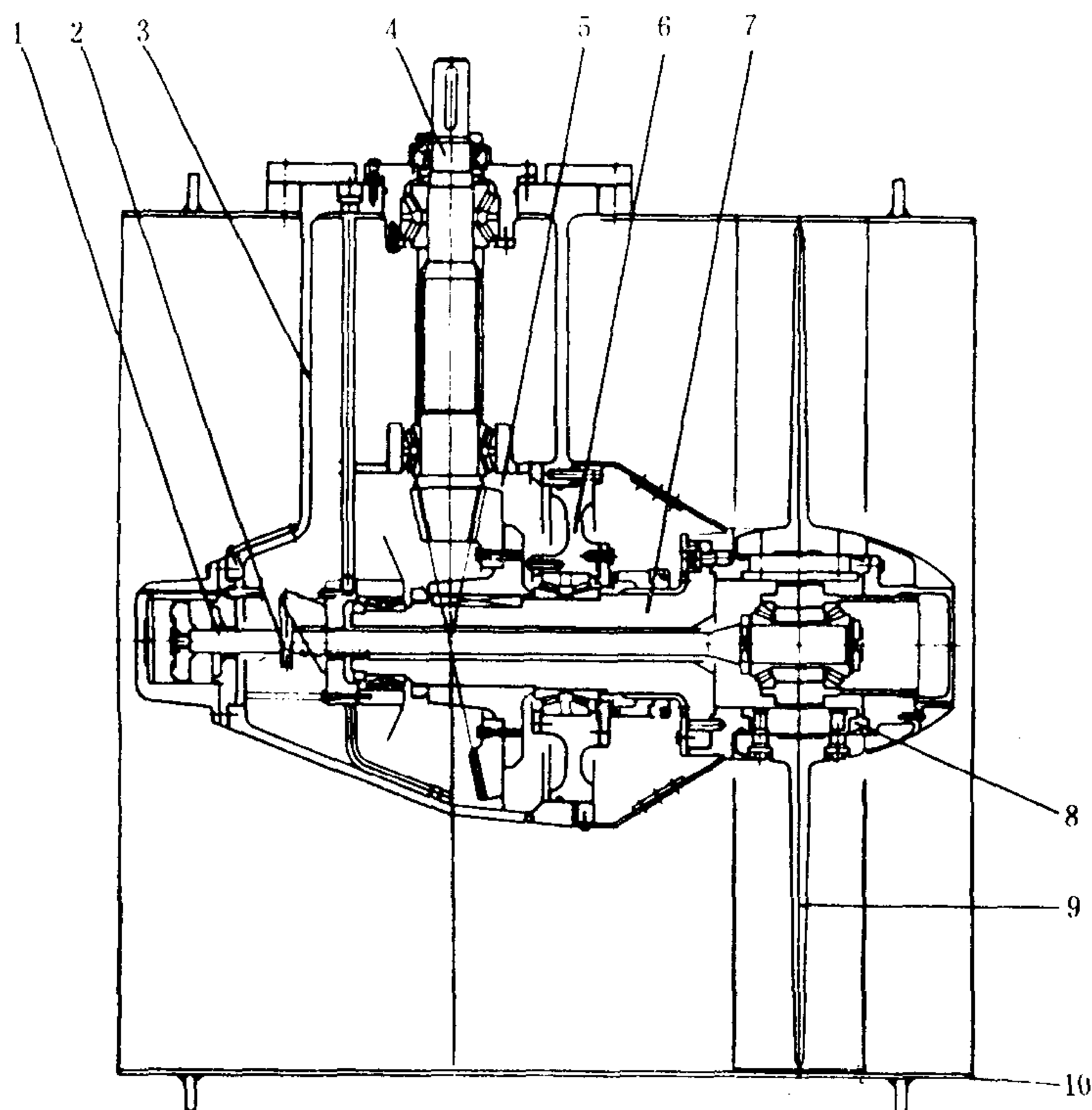


图 5.11.2-24 TCN 型调距桨

1-操纵油缸；2-活塞杆；3-齿轮箱壳体；4-传动轴；5-齿圈；6-轴承架；7-桨轴；8-桨毂；9-桨叶；10-导筒

角的改变方向。侧推器操作开关 9 处于左端位置时，液压泵停，旋至右端位置时，液压泵起动，使液压单元 12 投入运行。压力开关 13 的设定值为 0.6 MPa 闭合，0.4 MPa 断开。溢流阀 14 的调定压力为 8 MPa，说明该系统在 0.6～ 8 MPa 范围内工作，低于 0.4 MPa 时报警。此外，控制方式选择开关 8 的旋钮处于左端为非跟踪控制，在右端即为跟踪控制。

TCN 型侧推器的结构尺寸和系列参数分别见图 5.11.2-26 和表 5.11.2-6。

6.3 KT 型侧推装置

KT 型侧推装置是日本川崎重工的系列产品。推力为(2～20)×9.8 kN，原动机输出功率范围为 110～1470 kW，带可调螺距螺旋桨。我国“太平口”型滚装船首侧推器采用的就属于此型，型号为 KT-73，最大推力为 7 ×9.8 kN，主电动机功率为 470.4 kW(60 min)，最大螺距角为±18.6°。操纵位置共有 4 处：机侧、驾驶室中央和两翼；控制方式分跟踪和非跟踪。图 5.11.2-27 为其原理图。

正常操纵采用跟踪方式，由驾驶室中央操纵(*B*/*C*)。由图可见，由*B*/*C* 发出的控制指令，经跟踪控制回路 1 、放大器 2 、转换触头 3 、驱动装置 4 、伺服电动机 5 而控制分配阀 8 。这样，从液压油泵 10 来的压力油就可从控制油路进入侧推器操纵油缸的相应空间，实现对调距桨 13 螺距角的控制。与此同时，又经反馈装置 6 使分配阀 8 回到中央位置，于是螺距角就被固定在某一位置。

螺距角的位置通过螺距角发信器 7，在各螺距角指示器上显示出来。

应急操纵采用非跟踪方式，但仅能在驾驶室中央操纵台(*B*/*C*)进行。此时在*B*/*C*上将转换开关 *C* 从 *F* （跟踪）转到 *NF* （非跟踪），便可通过手柄 *D*直接控制伺服电动机 5 来

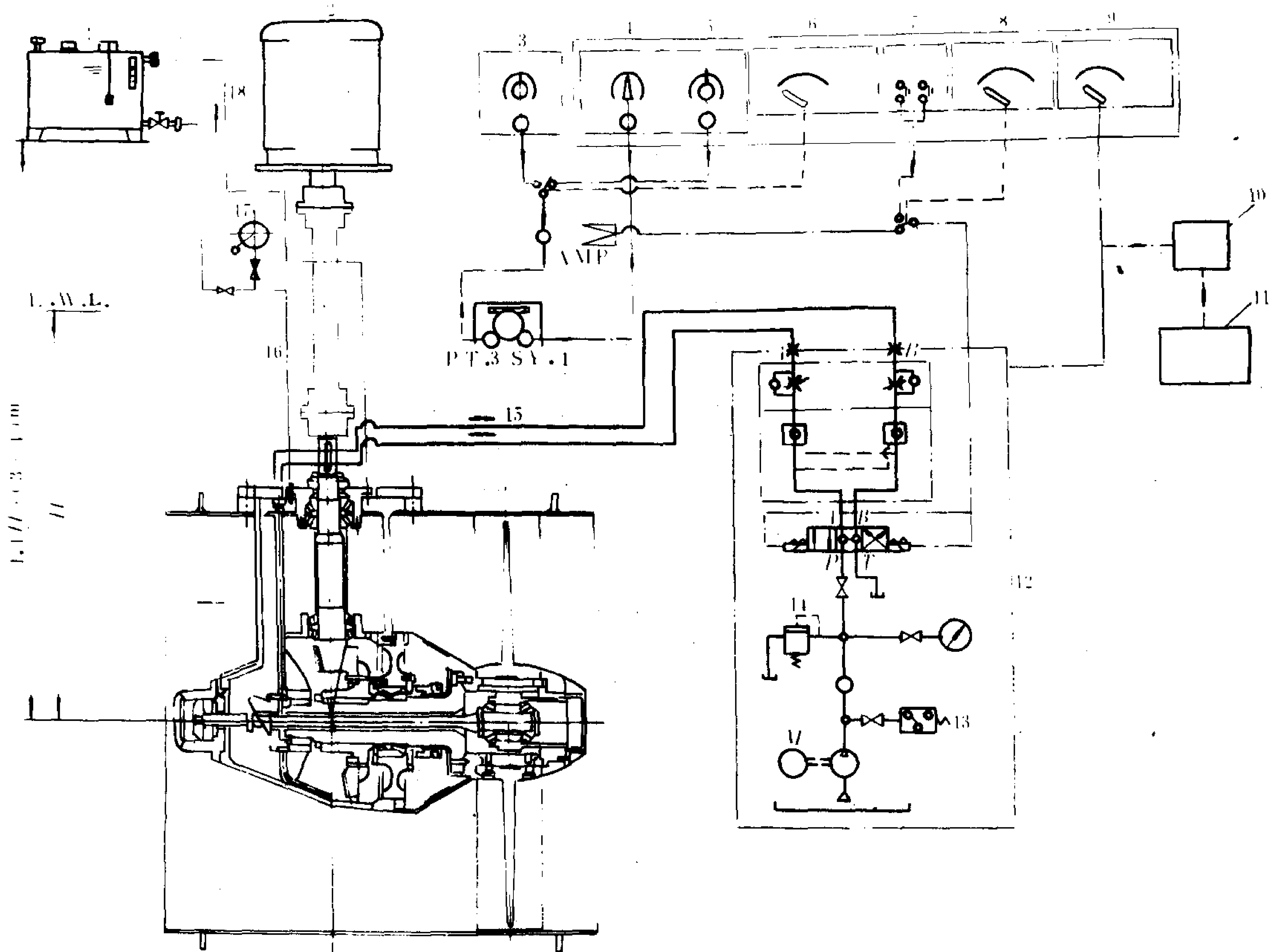


图 5.11.2-25　TCN 型侧推器控制系统

1-重力油柜；2-主电动机；3-移动式控制器；4-螺距角指示器；5-螺距角控制旋钮；6-控制位置选择开关；7-操纵按钮；8-控制方式选择开关；9-侧推器操作开关；10-起动器；11-电动机；12-液压单元；13-压力继电器；14-溢流阀；15-液压油管路；16-滑油管路；17-手摇泵；18-放空气管

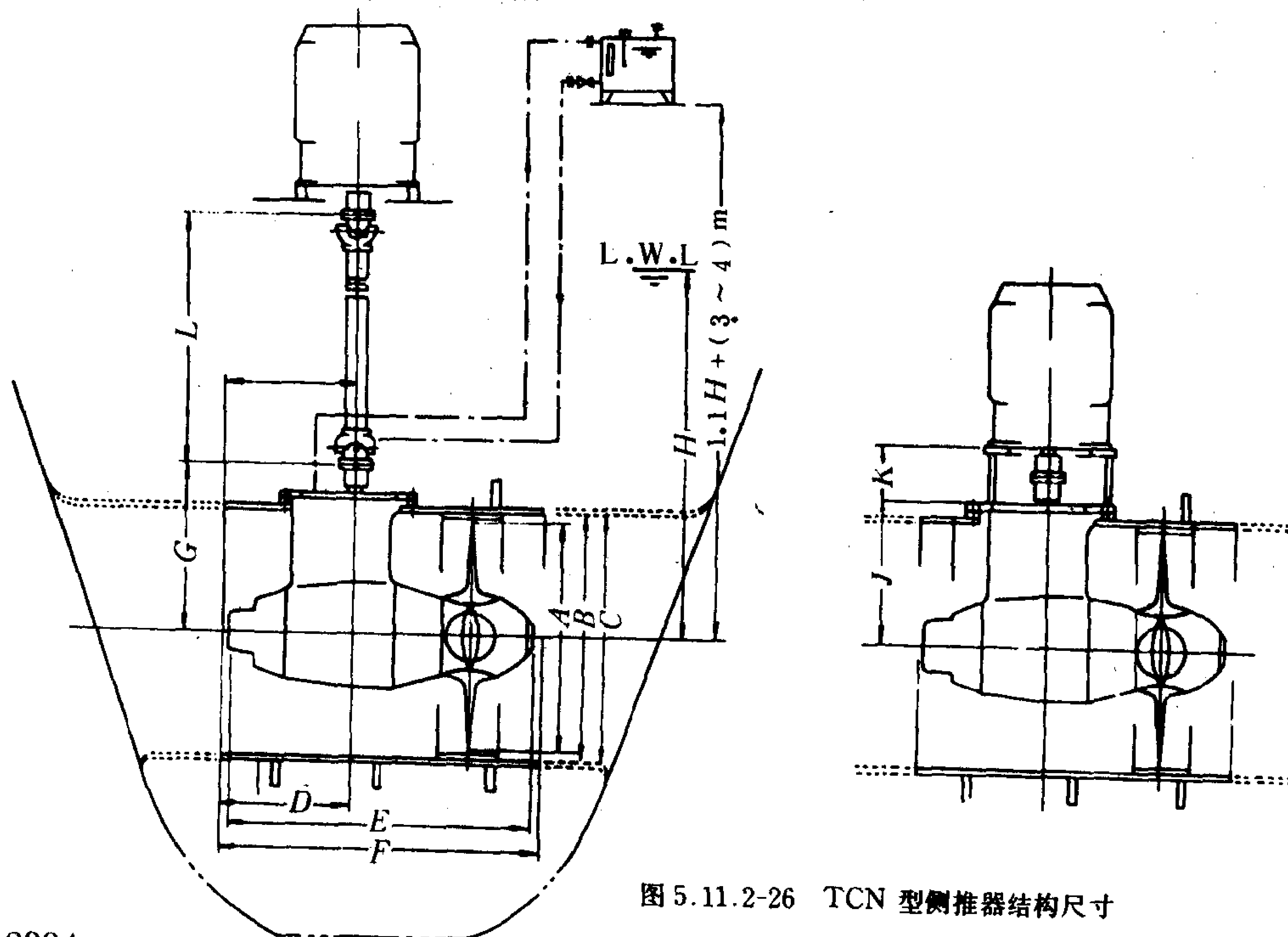


图 5.11.2-26　TCN 型侧推器结构尺寸

表 5.11.2-6

TCN 型侧推器系列参数

型号	额定推力	主要尺寸 mm										电动机输出功率	电机转速 r/min		螺旋桨转速 r/min		液压装置			侧推器中存油	重力油箱容量	质量 kg		
	kN	A	B	C	D	E	F	G	1 min	J	K	kW	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	电机功率 kW	泵的流量 L/min	油箱 L	L	L	侧推器	液压装置	重力油箱
TC-100 N	35.77	1 000	1 040	1 064	412.5	1 194	1 210	727	750	580	323	235 / 235	1 450	1 750	443	534	1.5	6	50	50	30	1 100	250	74
TC-130 N	40.67 / 61.25	1 300	1 340	1 372	507.5	1 411	1 430	931	830	750	360	235 / 405	1 450	1 750	343	415	3.7	15	80	110	50	2 200	300	93
TC-145 N	64.19 / 76.44	1 450	1 490	1 522	595	1 568	1 590	1 021	830	830	410	405 / 515		1 750		375	3.7	15	80	130	50	2 900	300	93
TC-165 N	82.81 / 98.98	1 650	1 690	1 722	623	1 684	1 700	1 146	830	930	435	515 / 660	1 450	1 190	405	332	3.7	15	80	175	50	3 900	300	93
TC-180 N	103.88 / 117.20	1 800	1 840	1 872	692.5	1 889	2 000	1 310	830	1 040	485	660 / 780	1 450	1 190	362.5	298	3.7	15	80	220	50	5 200	300	93
TC-200 N	122.50 / 145.53	2 000	2 040	2 078	725	2 090	2 110	1 400	1 010	1 140	516	780 / 970	1 450	1 190	325	267	3.7	15	80	260	50	6 000	300	93
TC-220 N	152.88 / 174.93	2 200	2 240	2 278	757	2 122	2 140	1 520	1 010	1 240	536	970 / 1,180	1 450	1 190	307	252	5.5	27	150	300	80	7 000	460	135
TC-240 N	183.26 / 208.74	2 400	2 440	2 478	853.5	2 349	2 370	1 645	1 100	1 350	556	1,180 / 1,400	980	880	251	225	5.5	27	150	350	80	8 000	460	135
TC-260 N	218.05 / 244.51	2 600	2 640	2 684	930	2 552	2 570	1 800	1 300	1 420	636	1,400 / 1,620	980	880	229	206	5.5	27	150	410	80	9 000	460	135
TC-280 N	253.82 / 286.16	2 800	2 840	2 884	1 047	2 850	2 870	2 000	1 300	1 520	736	1,620 / 1,940	980	880	212	190	5.5	36	150	480	80	10 000	460	135

注：TC-130 N最大输出功率为 300 kW。

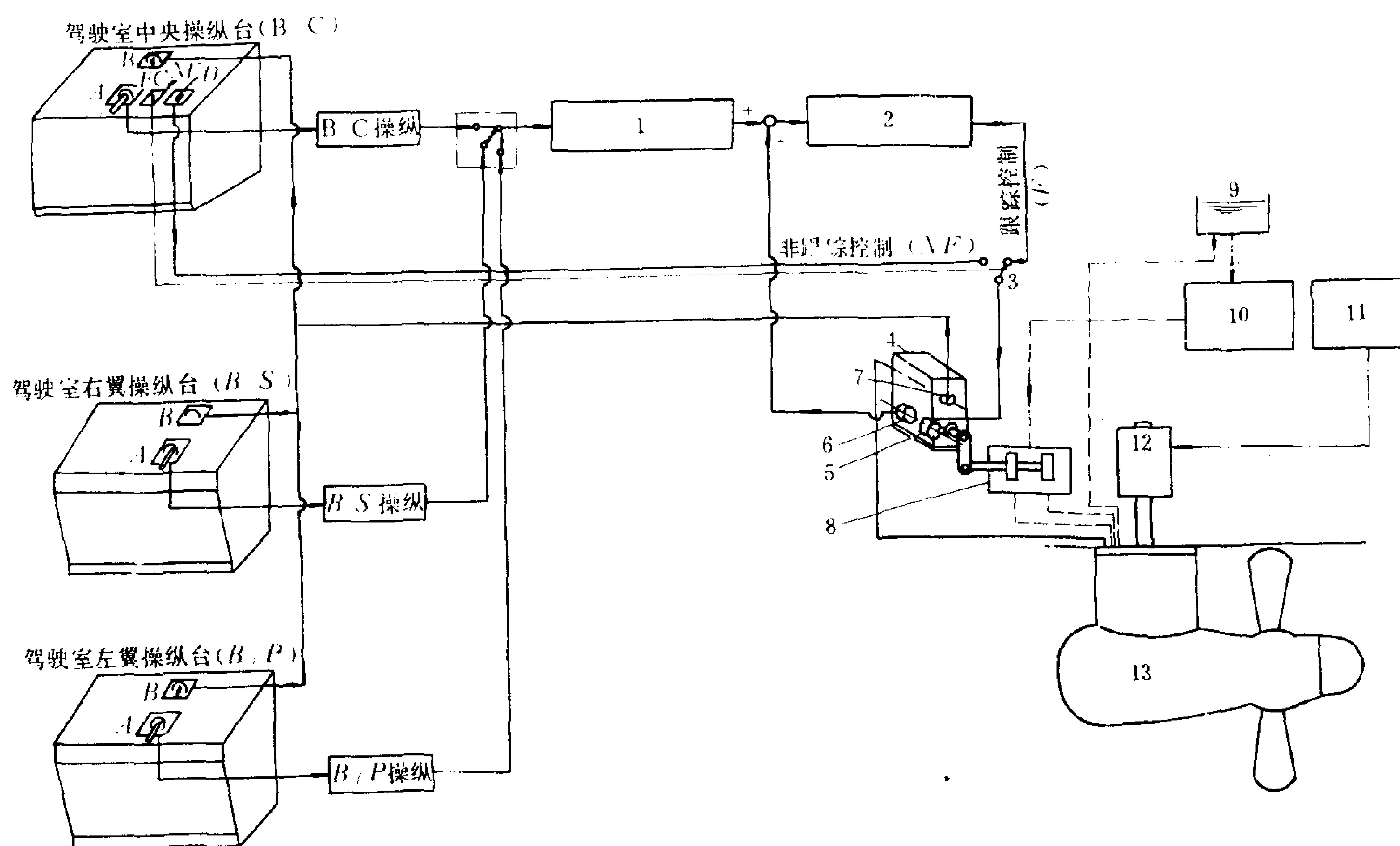


图 5.11.2-27 KT 型侧推器控制原理

1-跟踪控制回路；2-放大器；3-转换触头；4-驱动装置；5-伺服电动机；6-反馈装置；7-螺距角发信器；8-分配阀；9-重力油柜；10-液压泵；11-起动箱；12-主电动机；13-侧推调距桨

A-侧推器操纵手柄；*B*-螺距角指示器；*C*-跟踪与非跟踪转换开关；*D*-非跟踪操纵手柄

操纵侧推调距桨。

在主电动机起动箱 11 上装有各种开关和指示灯等，以便对侧推器进行监测和操纵位置的转换，见图 5.11.2-28。

各操纵位置的转换，可借以下的流程图来说明。图 5.11.2-29 示出由机侧操纵转换到驾驶室中央操纵的步骤。图 5.11.2-30 示出由机侧操纵转换到驾驶室两翼操纵的步骤，其中以转换到右翼（*B*/*S*）为例。图 5.11.2-31 为驾驶室中央操纵转换到驾驶室两翼操纵的步骤，其中以*B*/*C*转换到*B*/*S*为例。

6.4 三井 38 型侧推装置

这种装置是早年由日本三井造船公司所造的一种调距桨式船首侧推装置，曾装在“第 38 号希望丸”上。该船载重 1300 t，主机为 625 kW 柴油机，满载航速 9 kn。其侧推器的原动机为四冲程柴油机，功率 114 kW，转速 900 r/min，它的传动轴上设有两个三角皮带轮，可借离合器分别驱动货油泵或侧推器，见图 5.11.2-32。这种侧推装置是采用独立式原动机（一机多用）的一种典型设计。

6.5 喷水式船尾侧推装置

船舶采用可调螺距螺旋桨式侧推器，不仅装置庞大，机构复杂，而且需要改变船体结构，还需增加发电机的容量，因而造价较高。为了克服这个缺点，在大型油船上采用喷水式侧向推力装置可能是一种理想的方案。日本川崎生产的这种装置，已经安装在载重 70000 t 油船"吉野丸"上。

这种侧推器以驱动货油泵的蒸汽轮机为动力，驱动推力泵旋转，从两舷吸入海水经喷嘴喷出，产生侧向推力，其系统见图 5.11.2-33。其主要特点如下：

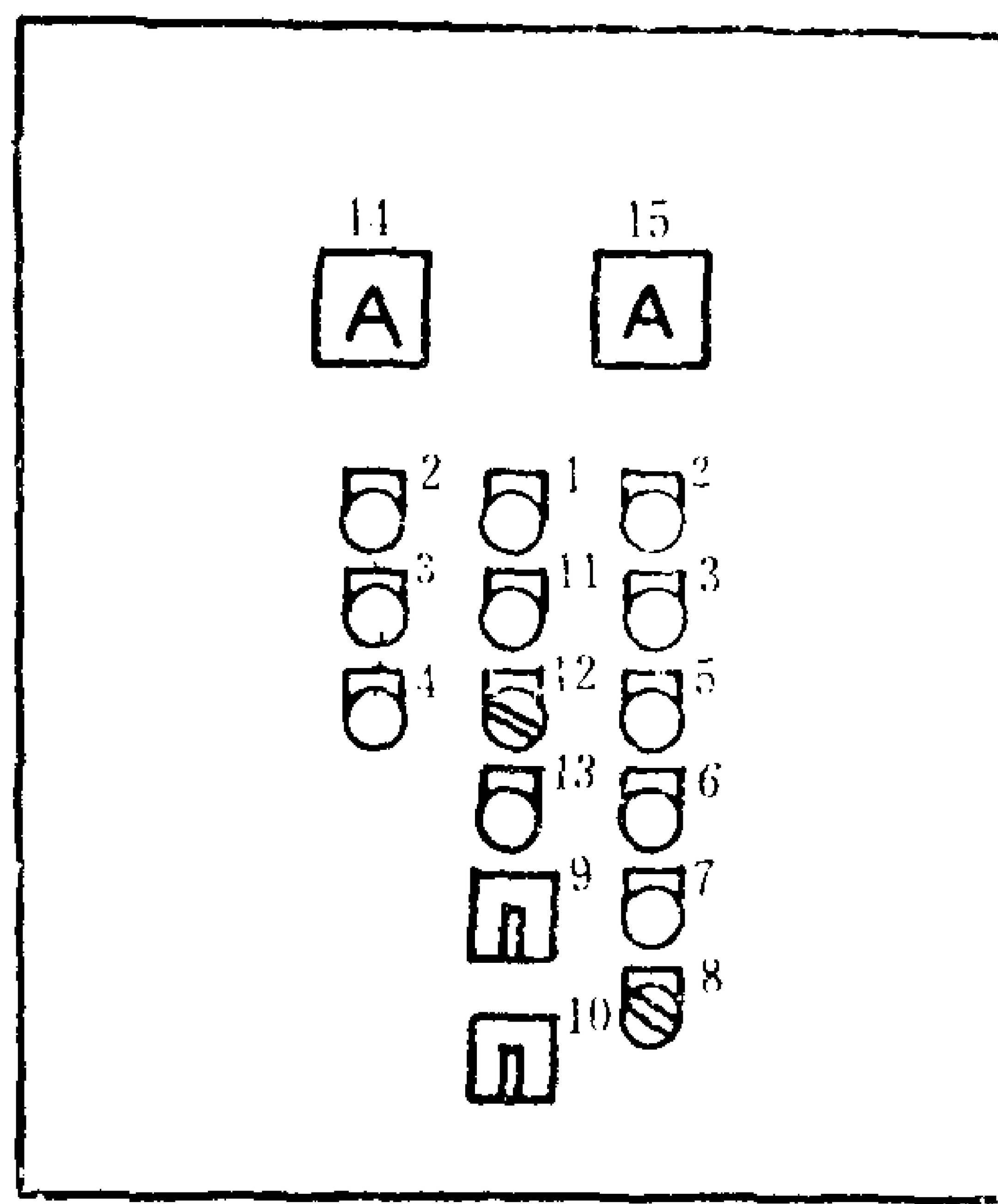


图 5.11.2-28 KT型首侧推器起动箱面板

1-白色电源指示灯；2-绿色运转指示灯；3-红色过载指示灯；4-红色油压低指示灯；5-红色重力油柜油位低指示灯；6-红色起动失败指示灯；7-烘潮指示灯；8-烘潮加热开关；9-操纵位置选择：机侧/遥控；10-主开关；11-试灯按钮；12-照明亮度调节；13-复位按钮；14-液压油泵电流表；15-主电动机电流表

1）节省投资

由图可见，侧推器以货油泵的原动机作为动力源，具有"一机多用"的特点。由于汽轮机在装卸货油以外的时间是闲置不用的，因此不必增设新的动力源，亦无需增加发电机的容量。

其次是船体结构不必作大的改变，只要将带动货油泵的汽轮机通过减速齿轮和离合器连接到推力泵，再装设些必要的阀门、喷嘴、管道和控制装置即可，因而能以较低的投资获得船舶操纵性能的改善。

2）结构简单

（1）喷水式推力装置是由泵、管道、阀门、喷嘴等构成，即所谓管道系统，与螺旋桨式推力装置相比，结构极为简单。

（2）由于可以利用机舱内的空余空间安装上述设备，所以维护检修十分方便，而且故障率低。

3）操作简单

因为管道系统不要求特殊的操作技巧，驱动推力泵时，只要操作阀门操作板上的开关，便可向任意舷侧喷射海水。

4）航速损失小

由于可将吸入孔和喷射孔做得比较小，所以，在航行时对船体的表面阻力几乎没有什么影响。

图 5.11.2-33 所示侧推装置的主要尺寸和容量如下：

海水吸入口附有 840 mm×290 mm格栅的吸入口，开在机舱前部双层底正上方的两舷上。

不锈钢喷嘴安装在距离后垂线 15.2 m 的位置上，孔径为 400 mm，一侧喷射时喷嘴处的流速为 25 m/s，流量为 10000 m^3/h。

推力泵为卧式离心泵，容量为 5000 m^3/h×46 m，共 2 台，动力源为带动货油泵的汽轮机 3 台，其中左舷配备 2 台，通过减速齿轮、离合器与汽轮机连接。在装卸作业时，推力装

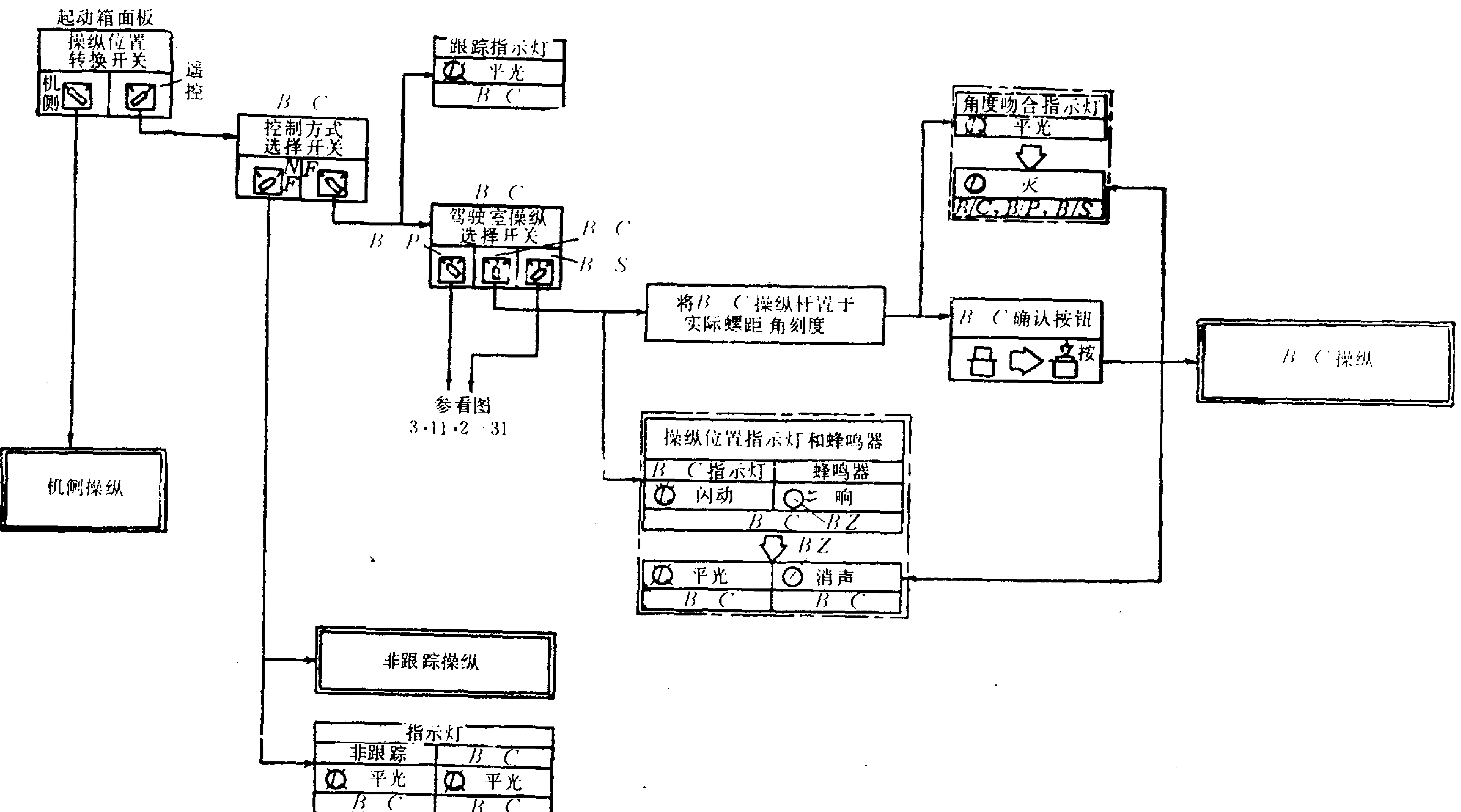


图 5.11.2-29　由机侧操纵转换到驾驶室中央操纵

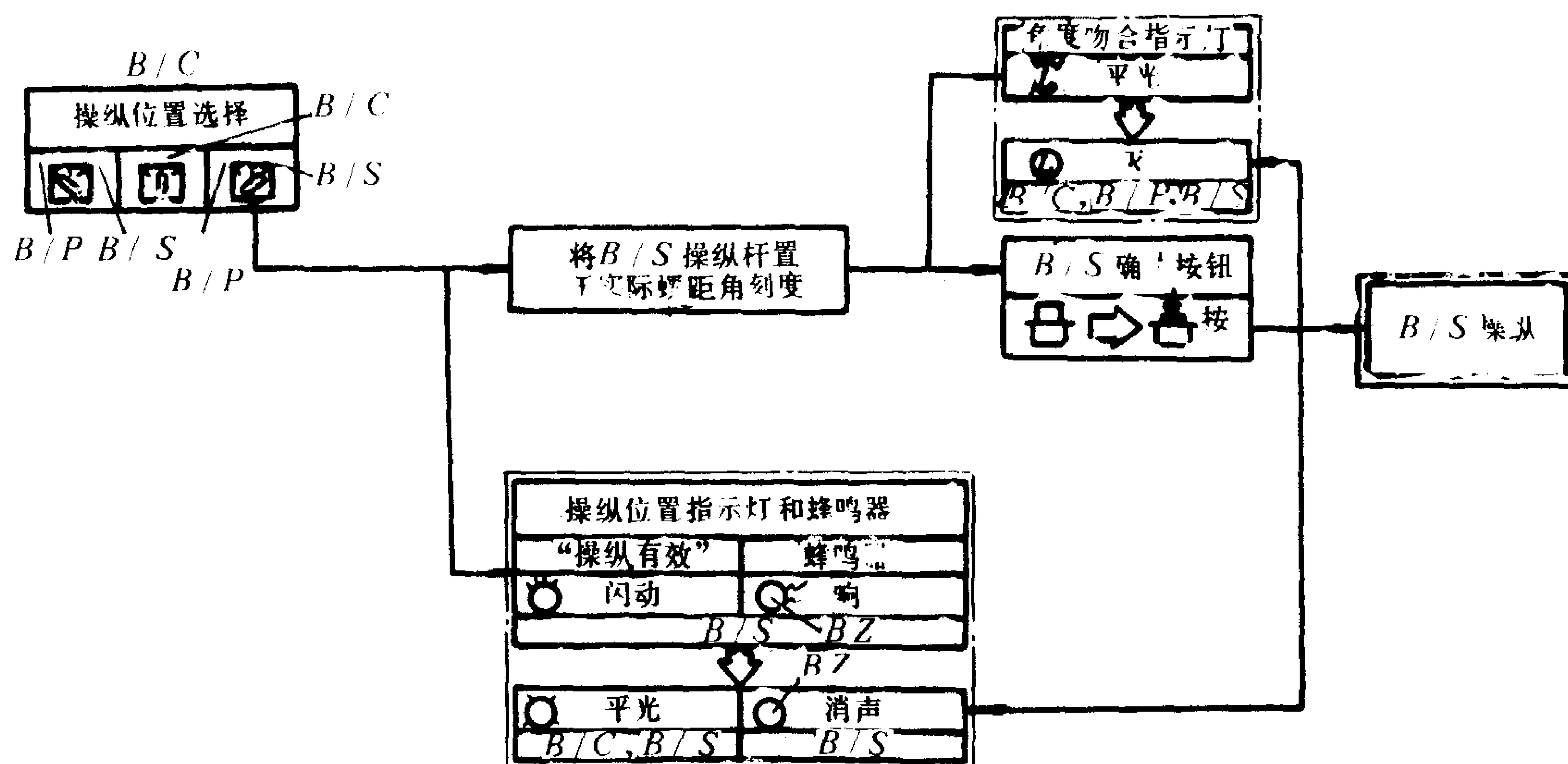


图 5.11.2-30　由机侧操纵转换到驾驶室两翼操纵

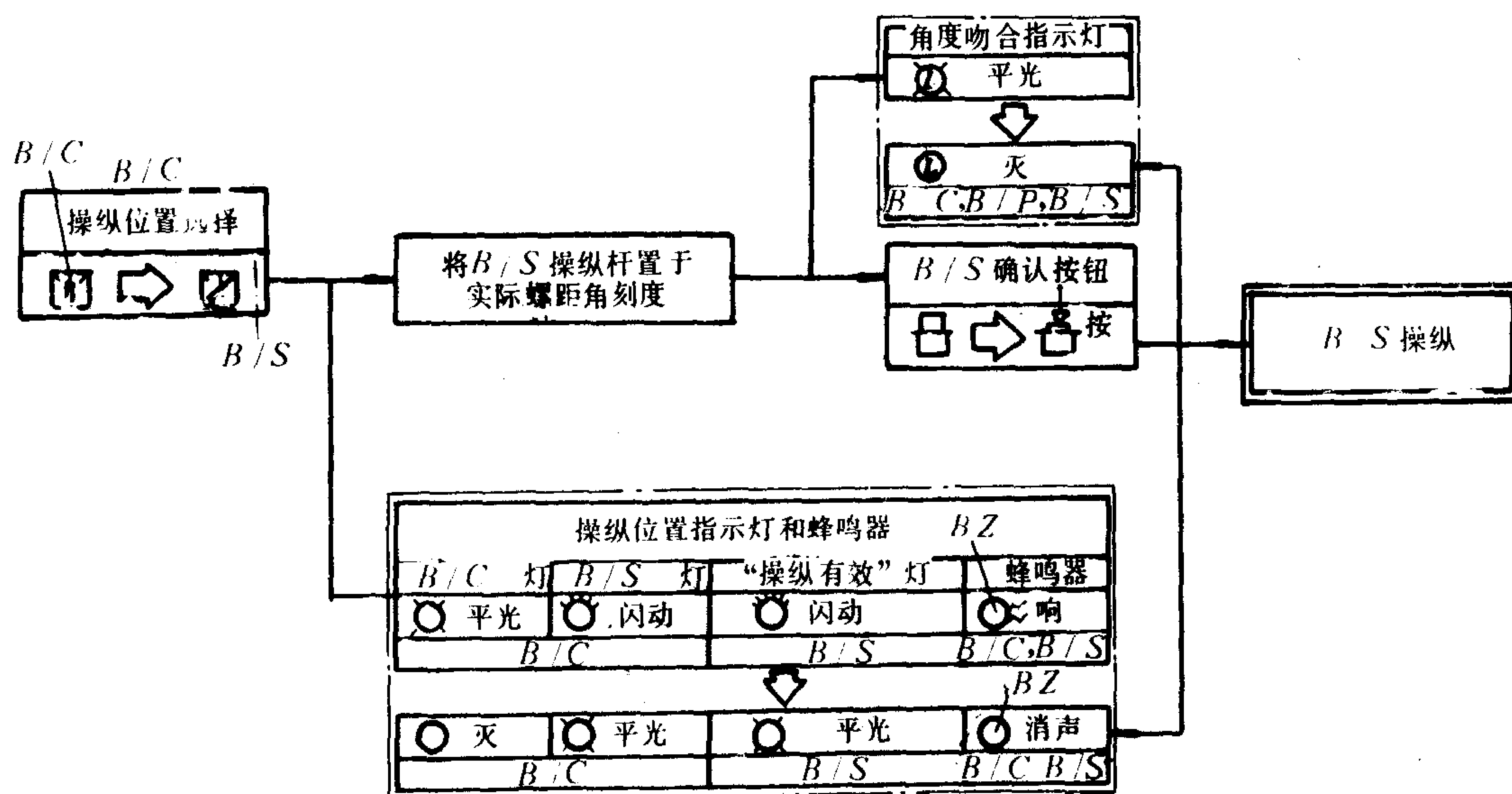


图 5.11.2-31　由驾驶室中央转换到两翼操纵

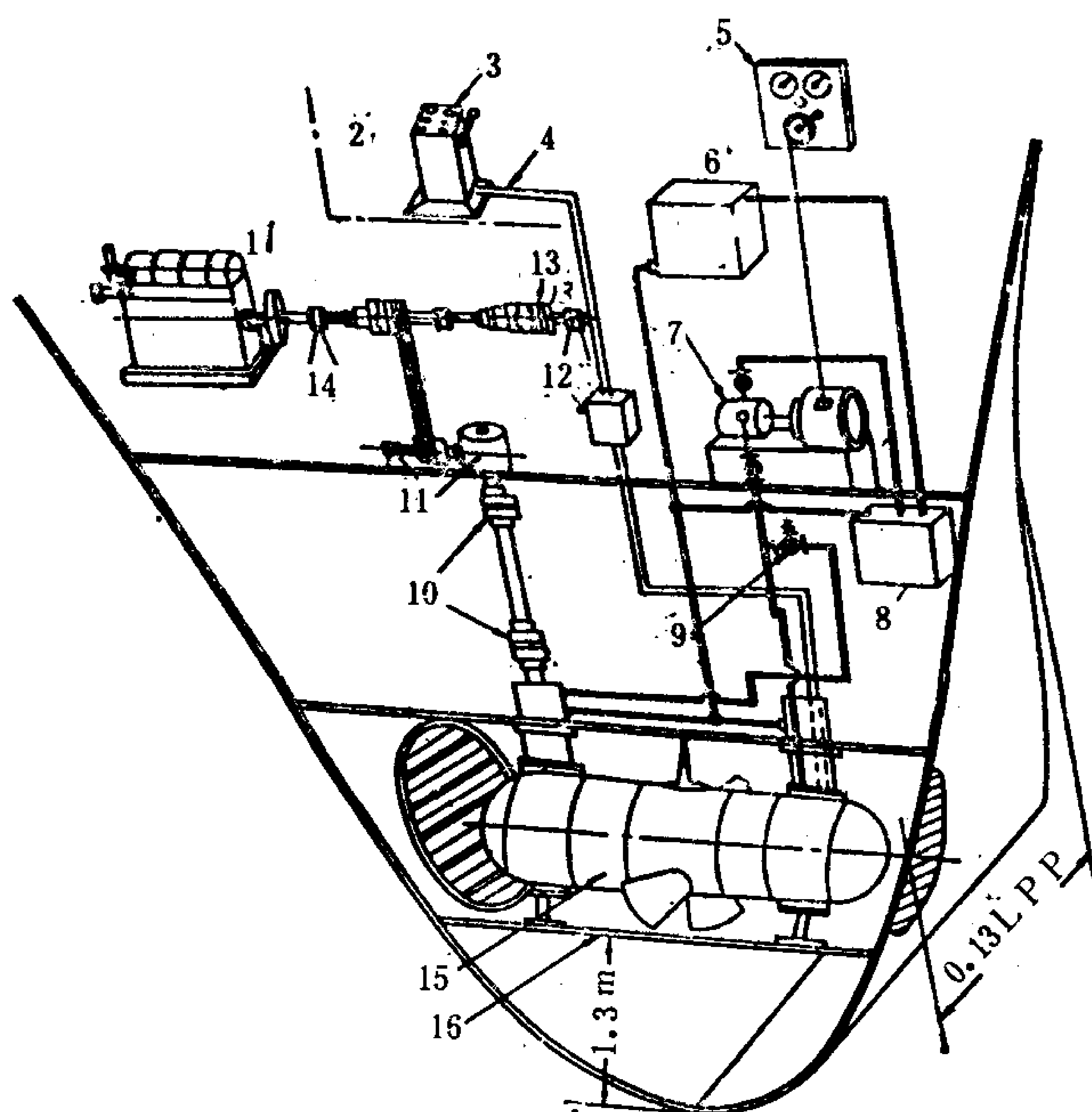


图 5.11.2-32　三井 38 型侧推装置

1-柴油机；2-至机舱操纵室；3-舵机操纵室；4-跟踪指示电路；5-起动器；6-重力油柜；7-变螺距油泵；8-贮油箱；9-液压调节阀；10-挠性联轴器；11-锥齿轮箱；12-操纵用控制器；13-驱动货油泵三角皮带轮；14-离合器；15-船首侧推器；16-导筒

置侧的离合器“脱开”，货油泵侧的离合器“合上”进行装卸。

管路系统是：海水从两舷的吸入口经直径 750 mm的吸入管路进入推力泵，然后从泵的排出口径直径为 800 mm的主管路的末端向两舷分开，再以管径为 650 mm的排出管导入喷嘴。管路的必要处所装有蝶阀。

蝶阀的开闭装置采用电液式，其液压泵容量为 25 L/min× 5 MPa。在应急时，可借这套装置中的手动泵进行阀的启闭操作。

“吉野丸”喷水系统的操作使用：

实验证明，在相同推力条件下，尾侧推器比首侧推器的侧推效应更强。该轮利用尾侧推装置不仅可提高离靠岸的安全性和缩短离靠岸的时间，并可免用船尾拖船。

该轮在机舱内配置了主操作板，在驾驶室也可以通过移动式操作箱进行远距离操纵。在机舱的主操作板上，安装了各种阀门的启闭装置及其开度指示器、向驾驶室操作板转换的开关及其指示灯、液压泵运行指示灯和通信装置等。

在阀门开关过程中，两舷喷嘴根部的阀门开关可以联动，以实现“闭、左、右、中” 4 个位置的转换。亦即“闭”时两舷都闭，若转到“左”或“右”，则一舷阀门开启，而另一舷阀门关闭。若转换到“中”，则两舷阀门都开启到⅓的开度。

在驾驶室操作箱上安装有操作开关及其指示灯和通信装置等。但是，利用该操作箱，只能进行“左、右、中” 3 个位置的转换，而喷嘴根部两端的阀门不能同时关闭。

系统的操作准备：首先，在起动推力泵前，要脱开货油泵的离合器，连接上推力泵的离

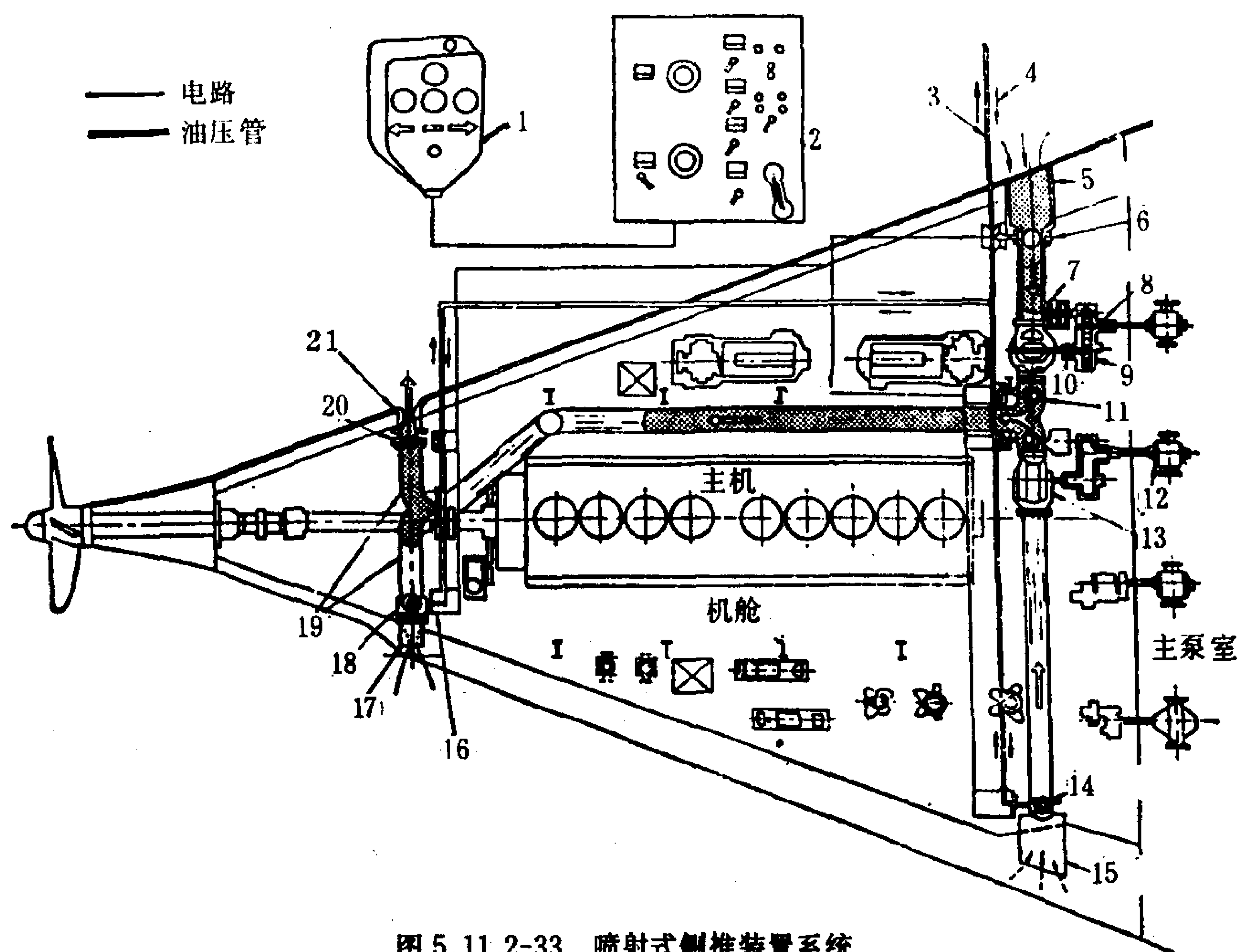


图 5.11.2-33　喷射式侧推装置系统

1-驾驶室操纵箱(移动式)；2-机舱操纵板；3、4-接液压装置；5、15-海水吸入口；6、14-ϕ 750 蝶形阀；7-汽轮机；8、10-离合器；9-减速齿轮；11、18-ϕ 650 蝶形阀；12-货油泵；13-推力泵；16-电磁阀；17、21-喷嘴；19-ϕ 650 排出管道；20-ϕ 450 蝶形阀

合器。其次，起动液压泵，接通电磁阀电源。在起动和操作时，要先开通海阀，再开两舷的喷嘴根部阀门。起动推力泵，缓慢地开启推力泵的排出阀。然后，通过操作板上的开关将操作位置转换到驾驶室。

应该指出，上述喷射式尾侧推装置也有其局限性，因此也有采用喷射式首侧推装置的实例，如某载重 48000 t油船就装备了 1 台 4800 m^3/h的船首喷射泵，其原动机与压载水泵共用。这台泵使海水从船首两舷喷嘴喷出，可以产生 2×9.8 kN 的侧推力。当船舶停止时，可获得 6°/min 的偏转速度。

7　舷外式侧推装置

从广义上说，船舶的侧推装置应该包括所有借助机械手段能使船舶产生回转效应的一切装置和设备。例如，双桨或多桨动力装置、主动舵、拖船用 Z 型推进以及调查船用的升降式侧推装置等等，都属于此。

上述螺旋桨式首侧推器，由于安装在横贯船体的导筒中，因而受到良好的保护；缺点是水流在导筒中的流程长，摩擦损失大，效率较低，而且在正常航行时亦难于将船体上的开孔加以覆盖，以致引起附加阻力。

某些小型船舶或特种船（如科学调查船）上，采用升降式侧推装置取得了良好效果。如图 5.11.2-34 b)所示，螺旋桨和驱动装置作为一个整体而升降，使用时降下，伸出船底之外，不用时收起。螺旋桨设置在一个防护环中，同时防护环亦为一导流装置，可用来提高桨效。防护环的下部焊有护板，当侧推器收入船内时，护板便使船体保持原有的流线型曲面，而不致产生附加阻力。由于侧推器螺旋桨能绕立式传动轴作 360°回转，使用十分方便。荷兰饶玛（RAUMA-REPOLA）公司生产的这种侧推器规格有 75、150、225、400、600（×0.735

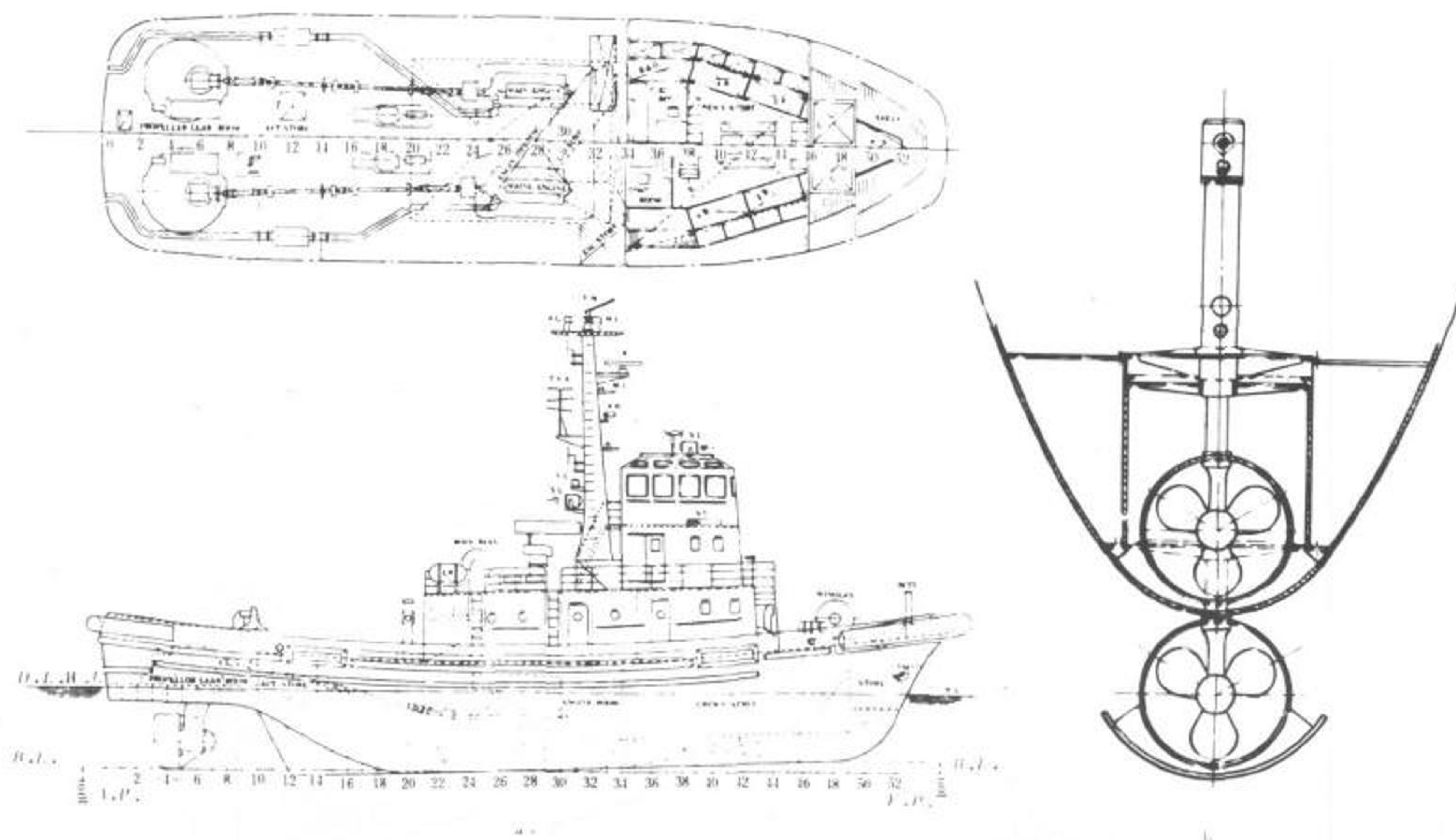


图 5.11.2-34 舷外式侧推装置

a）Z 型推进装置；b）升降式侧推装置

kW）五种，整套装置的升降靠液压伺服油缸来实现。

大功率港口拖船普遍采用 Z 型推进装置，其总体布置见图 5.11.2-34 a)。

日本新潟铁工生产的 N 11 GATA-Z 推进装置的系列参数见表 5.11.2-7 和表 5.11.2-8。

表 5.11.2-7 ZP-S 系列参数

型号	ZP-S3		ZP-S4		ZP-S5	ZP-S6
驱动主机	4NSA-Z		6NSA-Z		6NSBA-Z	6L18CX
持续额定输出 ×0.735 kW	220	250	330	350	500	650
输入轴转数 r/min	1 950	2 100	1 900	2 100	1 450	950
减速比	2.95		2.95		2.71	2.12
螺旋桨转数 r/min	661	712	644	712	535	448
螺旋桨直径 mm	850		1 000		1 200	1 400
螺旋桨形式	3 叶或 4 叶卡普兰式（带有科氏导流管）					
液压离合器	新潟牌湿式多板液压离合器					
静止推力 ×9.8 kN MCR 110%	2.8 3.0	3.2 3.4	4.4 4.7	4.5 4.8	6.4 6.7	8.4 8.9
Z螺旋桨质量（约）t	1.7		2.7		4.0	7.1
主机质量（约）t	1.8		1.8		3.6	5.6

图 5.11.2-35 示出 Z 型推进的传动机构。图的右上方法兰通过万向联轴节与主机的传动轴相连。由此输入的主机功率，经过两次锥齿轮换向，带动定距螺旋桨旋转。螺旋桨随导流管在平面内所作的 360°回转运动，则由液压控制系统，经液压马达、蜗轮蜗杆机构来控制，从而产生有力的侧推和回转效应。

这种Z型装置的基本特性可如图 5.11.2-36 所示。两台推进器的推力方向（推力的大小可由推进器的转速来决定)，可通过各自导流管的转动，在 360°内任意设定，因此不再需要设置一般的舵。

Z型装置所产生的船速不仅可通过发动机的调速来控制，同时由于系统中还设有摩擦片

表 5.11.2-8 大功率 ZP 系列参数

型号	ZP-1A		ZP-2A		ZP-3A	ZP-3B	ZP-4	ZP-5	ZP-6
驱动主机	6 L 20 CX	6 L 22 LX	6 L 25 BX	6 L 25 CXE	6 L 28 BXE	6 L 31 FZE	8 L 31 FZE	12 V 28 BXE	12 V 28 BXE
持续额定输出 ×0.735 kW,	800	1 000	1 300	1 500	1 600～1 700	2 100	2 500	3 000	3 600
输入轴转数 r/min	900	900	720	750	720～750	600/775*	600/775*	750	750
减速比	2.64		2.23		2.25	2.72	3.17	3.23	3.41
螺旋桨转数 r/min	341		323	336	320～333	285	245	232	220
螺旋桨直径 mm	1 720		1 860		2 000	2 200	2 500	2 700	3 000
螺旋桨形式	4 叶卡普兰式（带有科氏导流管）								
润滑方式	油槽压力循环式								
回转控制装置及回转速度	电动液压式　最高 180°/10 s								
液压离合器	新潟牌湿式多板液压离合器（但 ZP-3B、4形装有增速传动装置）								
静止推力 ×9.8 kN, MCR	10.5	12.1	16.0	17.5	19.5～20.0	25.0	30.5	36.5	43.1
静止推力 ×9.8 kN, 110%	11.3	12.8	17.1	18.5	20.8～21.3	26.5	32.5	38.8	46.1
Z螺旋桨质量（约） t	13.0		14.8		22.0	26.5	34.0	40.0	48.0
主机质量（约） t	6.9	9.7	9.7	12.2	16.0	23.0	29.5	31.6	31.6

注：①主机质量包括离合器。
②*使用 600/775 r/min 的离合器。

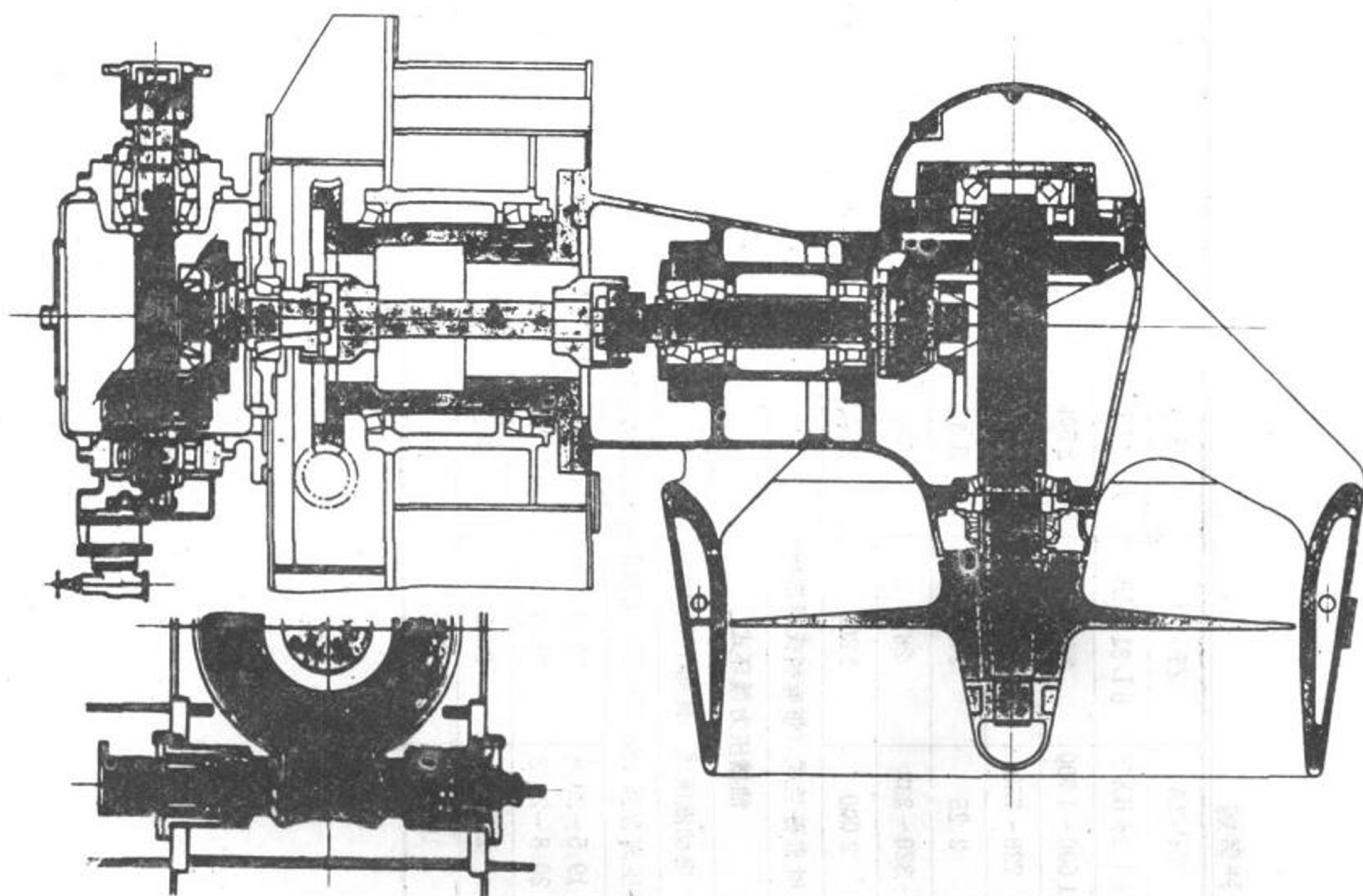


图 5.11.2-35　Z 型推进的传动机构

式液压离合器，因此当主机稳定在最低转速运转时，可通过离合器的滑失率来获得任意的极微速。图中的 CLOFF 表示离合器脱开，CLON 表示离合器合上。离合器脱开时的滑失率为 100%，随着手柄的不断向前推移，推进器转速即因滑失率的逐渐减小而提高。当手柄推到刻度为零处，滑失率为零，推进器转速即为发动机转速。刻度盘上自 0 至 10 示出了发动机加载的进程。

所谓正倒车控制，是指对导流管的方位控制。若需双导流管作同向转动，则可利用“同步旋钮”来达到。大功率拖船也有用单柄而通过微型计算机来进行操纵的。

图 5.11.2-37 示出 Z 型推进的传动系统，具体数据见表 5.11.2-9 和表 5.11.2-10。

表 5.11.2-9　**Z 型推进传动系统尺寸数据**

型号	驱动主机	输出功率 kW, ×0.735	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	H_1	H_2	H_3
ZP-1	6 L 20 AX	800	3 760	2 020	658	800	210	670	190	720	200	1 475	715
ZP-2	6 L 25 BX	1 200	4 020	2 300	516	800	265	1 285	190	720	275	1 235	735
ZP-3	8 L 25 BX	1 600	5 060	3 020	561	1 000	265	1 100	240	920	275	2 250	920

续上表

型号	驱动主机	输出功率 kW×0.735	H_4	H_5	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	F	D	R	P
ZP-1	6 L 20 AX	800	645	2 180	830	610	670	420	695	710	2 400	1 520	250 A
ZP-2	6 L 25 BX	1 200	645	2 445	1010	760	670	420	410	1 060	2 700	1 700	350 A
ZP-3	8 L 25 BX	1 600	750	2 965	1 010	760	800	550	480	840	3 300	2 070	400 A

注：①中间轴长Ⓐ和Ⓑ由订货方确定。

②倾角 α 在曲轴回转 360°时，4 个点的测量值应相等，其变化要减至最小。

③排气管向船尾方向伸出。

表 5.11.2-10　　**ZP 型推进的主机型号参数**

项　　目	ZP-1	ZP-2	ZP-3
主　机　型　号	6 L 20 AX	6 L 25 BX	8 L 25 BX
缸　　径 mm	200	250	250
行　　程 mm	260	320	320
缸　　数	6	6	8
额定持续输出功率 kW，×0.735	800	1200	1600
增压器，N-Napier 型	C-045 C	NHP-180 C	A-085
联轴节，N-Geislinger 型	BC 45 C 307	BC 45 C 312	BC 56 C 308
液压离合器	Niigata CL-10		Niigata CL-15
中间轴直径 mm	124		139

图 5.11.2-38 示出 Z 型推进器的外形尺寸，有关数据见表 5.11.2-11。

表 5.11.2-11　　**Z 型推进器的外形尺寸**

型号	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	H	H_1	H_2	H_3	H_4	D_1	D_2	D_3	D_N	D_P	N	B
ZP-1	2 580	900	670	450	800	480	4 320	715	645	1 200	780	2 700	2 610	2 400	1 955	1 600	54	M 30
ZP-2	3 035	1 000	760	490	900	535	4 680	735	645	1 340	855	3 000	2 910	2 700	2 210	1 810	60	M 30
ZP-3	3 575	950	910	600	1 100	660	5 300	920	750	1 620	665	3 600	3 510	3 300	2 685	2 200	72	M 30

图 5.11.2-39 示出 Z 型推进器正在吊装时的情景。

同步旋钮	正倒车控制	速度控制	螺旋桨排水方向	船体的转动
0 90° P 90 S	正90° 90°正 0° 0° 倒90° 90°倒	10 10 5 5 CL ON CL ON CL OFF CL OFF		
中立				停
中立				停
极微速前进				
微速前进				
全速前进				
前进中回转				
后进				
后进中回转				
原地回转				
从前进到后进				
个别控制				
个别控制				
横移				

○离合器脱；●离合器合。

图5.11.2-36 Z型装置的基本性能图谱

图 5.11.2-37　Z 型推进器的传动系统

1、2-万向联轴节；3-离合器；4-联轴器；5-中间轴；6-轴承；7-导流管回转半径；8-船体开口直径

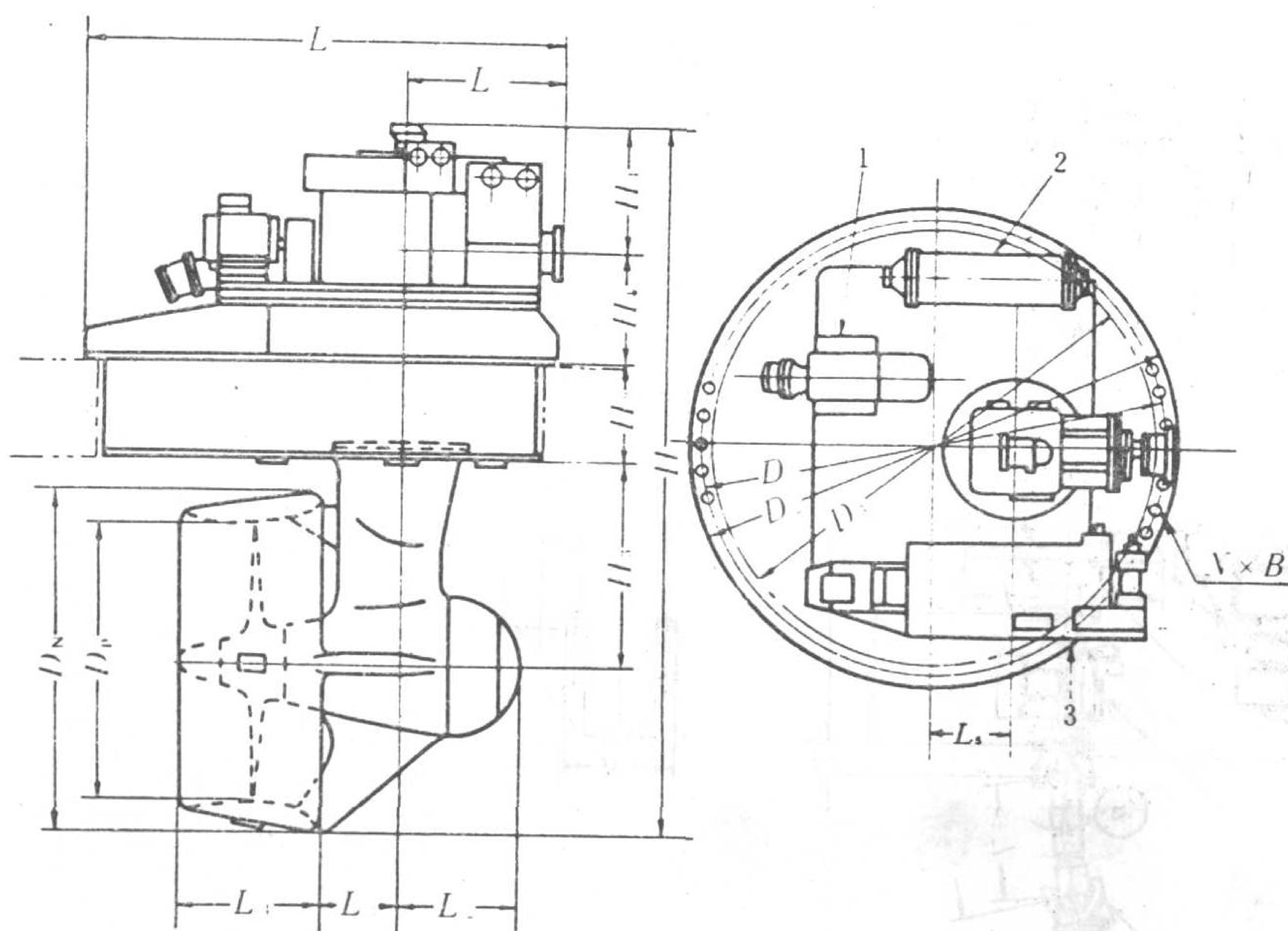


图 5.11.2-38　Z型推进器的外形尺寸

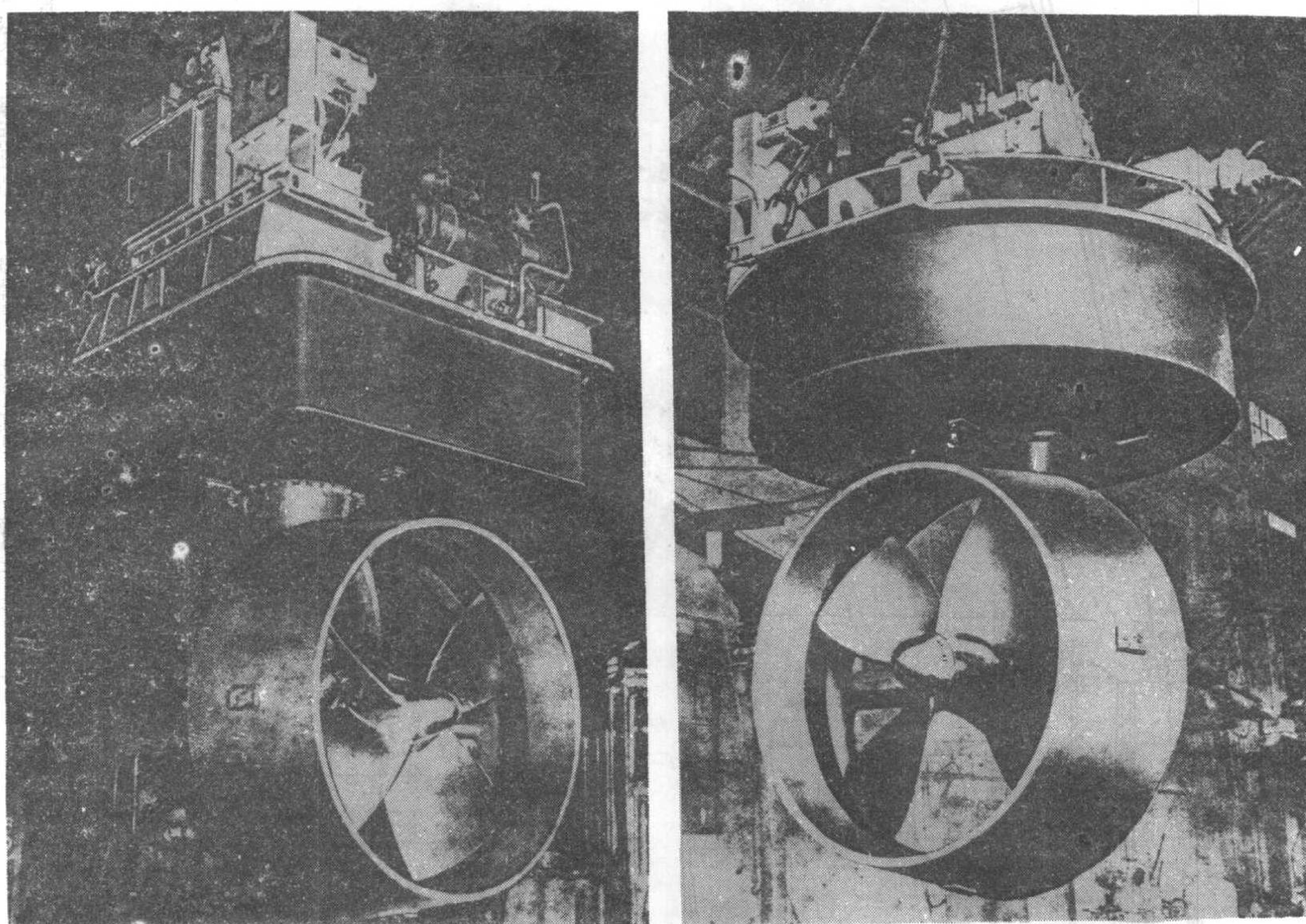


图 5.11.2-39　Z型推进器的吊装情景

1-液压马达；2-滑油冷却器；3-液压泵单元

8　侧推器的使用管理

1）使用前的注意事项

（1）电站发电量。侧推器主电动机的功率较大，一般多在几百 kW 以上，因此使用前必须考虑电站的发电量是否足够，有的船设有电站发电量与侧推器电源的连锁装置。例如某万吨级集装箱船的侧推器要求有3台发电机同时供电，才能起动。如果没有上述连锁装置，就需事先与机舱取得联系，否则容易引起电站超负荷，甚至导致严重后果。

（2）吃水深度。侧推器的桨叶必须有足够的浸水深度（该值往往随船而异），否则可能发生空泡现象，使效率下降并伴有强烈的振动。

（3）船速。侧推器一般在低于5 kn航速下使用效果较佳。

（4）主电动机起动时，一般螺距角应在“0”位。有的设有连锁装置，规定侧推器只有在0～±3°螺距角范围内才能起动。

2）使用中的注意事项

（1）侧推装置不能长期在满负荷下运转，否则会引起过热或过载。例如一般都规定最大推力条件下的允许连续运行时间为0.5～1 h。

（2）侧推装置的主要报警和连锁：

①当液压控制系统发生故障，油压低于0.4 MPa时，继电器报警，主电动机随即停车。

②侧推器要求在额定转速下运转，如果由于某种原因而引起主电动机的转速不正常，经过一定延时（例如13 s）后，便自动停车，并发出警报。

③由于侧推器舱的位置很低，舱内空气潮湿，如果侧推器长期不运转，则应使加热器供电除湿。一旦主电动机起动后，加热器就应自动关断。

3）维护要则

（1）螺旋桨

①在进坞期间，对叶片、桨毂和叶片固紧螺栓以及所有外部螺栓进行外观检查，并对桨叶表面进行适当的检查，或作修补。

②坞修时应对锌块进行检查，如有必要，及时更新。

③在坞修期间，放尽桨毂内的滑油，检查是否有水漏到毂空间去。

④每4年叶片根部密封垫应换新。

（2）液压系统

①定期检查所有的管子和法兰连接情况。

②在首次运行100 h后，清洁滤器滤网，必要时更新。在滤器污脏、指示器显示出油脏时，应将油换新。

③每1～2年更新液压油并清洁油柜，或根据运行时间定期对滑油进行取样化验后，再作决定。

④每年进行压力开关设定值、背压阀和安全阀的试验。

（3）控制系统

定期进行机能检查和试验。

（4）滑油的选择

侧推器滑油的工作温度主要由海水温度决定，一般取比海水温度高5℃。液压油中应有防腐添加剂，同时具有较高的粘度指数，这是从锥齿轮寿命的角度来考虑的。通常，建议采

用表 5.11.2-12 所列牌号的滑油。

表 5.11.2-12　　侧推器中所用的滑油

油公司	国产	Shell	Mobil	ESSO	BP
油牌号	上稠 40 号液压油	Tellus 68	D.T.E 16	Nut OH 68	Energol HLP 68

注：以海水温度最高为 38℃ 选定。

参考文献

〔1〕葛云卿等：船舶设备，哈尔滨船舶工程学院出版社，1987

〔2〕朱树文主编：船舶动力装置原理与设计，国防工业出版社，1980

〔3〕梅琴生：船用舵，人民交通出版社，1981

〔4〕汪育才主编：轮机概论，人民交通出版社，1984

〔5〕〔日〕葛西松四郎著，李沛然译：船舶柴油机动力装置的自动控制，人民交通出版社，1984

〔6〕苏兴翘：船舶操纵性，国防工业出版社，1981

〔7〕吴良宝等：船舶液压传动系统，国防工业出版社，1987

〔8〕董玫丰：自动化船舶浅说，人民交通出版社，1985

〔9〕Nakashima Stone Vickers Ltd: SIDE THRUSTER (CONTROLLABLE PITCH TYPE)

〔10〕Orenstein & Koppel: TORNADO TRANSVERSE THRUSTER

〔11〕Niigata Engineering Co. Ltd: NIIGATA Z—PELLER